



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE SISTEMAS Y AUTOMÁTICA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS
UNIVERSIDAD DE SEVILLA

Estimación de posición y control de vehículos autónomos a elevada velocidad

por

Ángel Rodríguez Castaño

PROPUESTA DE TESIS DOCTORAL
PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE

DOCTOR INGENIERO DE TELECOMUNICACIÓN
SEVILLA, OCTUBRE 2007

Directores

Dr.-Ing. Aníbal Ollero Baturone, Catedrático de Universidad
Dr.-Ing. Blas Manuel Vinagre Jara, Profesor Titular de Universidad

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

Memoria para optar al grado de Doctor Ingeniero de Telecomunicación por la Universidad de Sevilla

Autor: **Ángel Rodríguez Castaño**

Título: **Estimación de posición y control de vehículos autónomos a elevada velocidad**

Departamento: **Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática**

Vº Bº Director:

Aníbal Ollero Baturone

Vº Bº Director:

Blas Manuel Vinagre Jara

El autor:

Ángel Rodríguez Castaño

A María, Elena y Alberto
A mis padres y hermanos

Agradecimientos

Esta tesis representa el trabajo de varios años en los que ha habido mucha gente involucrada. En primer lugar me gustaría agradecer el constante apoyo recibido por mi familia: por mis padres y hermanos, mis tíos y primos y, sobre todo, por mi mujer.

Gracias a mis directores de tesis Aníbal Ollero y Blas Vinagre por haberme sabido transmitir el gusto por la investigación, así como por la constante guía y consejos recibidos. También le doy las gracias al Dr. Chen por su cálida acogida en Utah y a Guillermo Heredia por su colaboración y sus comentarios sobre esta tesis.

Han sido tantas horas compartidas que me gustaría darles las gracias especialmente a todos mis compañeros del L1, tanto a los que están ahora como a los que ya se han marchado. Muchas gracias Iván, Luis, Fernando, Manolo, Iñigo, Paco, Manfredi, Ismael, los Victor,... Seguro que se me olvida alguien pero, de nuevo, muchas gracias.

Por último, me gustaría agradecer al Ministerio de Educación y Ciencia la financiación recibida a través del programa nacional de I+D, en particular los proyectos *Robótica móvil con múltiples articulaciones* (TAP99-0926-C04-01), *Coordinación de robots móviles aéreos y terrestres* (DPI2002-04401-C03-03) y *Robots aéreos y redes de sensores con nodos móviles para la percepción cooperativa* (DPI2005-02293), así como a la Junta de Andalucía por la beca FPI recibida.

Índice general

Agradecimientos	VII
1. Introducción	1
1.1. Introducción	1
1.2. Objetivos de la tesis	4
1.3. Marco de realización	7
1.4. Estado de la técnica	8
1.5. Contribuciones de la tesis	10
1.6. Estructura de la memoria	12
2. Modelos de los vehículos	15
2.1. Introducción	15
2.2. Vehículos con configuración Ackermann	16
2.2.1. Introducción	16
2.2.2. Breve reseña histórica	17
2.2.3. Descripción	18
2.2.4. Modelado	20
2.3. Estado de la técnica	21
2.3.1. Modelo cinemático para el seguimiento de líneas rectas	21
2.3.2. Modelo dinámico lateral de <i>bicicleta</i>	23
2.3.3. Modelo dinámico de 7 grados de libertad	26
2.4. Sistema de referencia	27
2.5. Modelo cinemático de un vehículo	29

2.6.	Modelo de los actuadores	30
2.6.1.	Introducción	30
2.6.2.	Subsistema de tracción	30
2.6.3.	Subsistema de dirección	31
2.7.	Modelo completo	35
2.8.	Conclusiones	36
3.	Fusión de datos para estimación de posición	39
3.1.	Introducción	39
3.2.	Evaluación de sensores	42
3.2.1.	Metodología	42
3.2.2.	Receptor GPS Diferencial	43
3.2.3.	Compás magnético	47
3.2.4.	Odómetro	48
3.2.5.	Giróscopos	49
3.2.6.	Acelerómetro	52
3.2.7.	Conclusiones	52
3.3.	Fusion de datos mediante Filtro de Kalman	53
3.4.	Fusión de datos mediante lógica borrosa	56
3.4.1.	Arquitectura del sistema	56
3.4.2.	Sistemas borrosos de posición y orientación	60
3.5.	Experimentos	62
3.5.1.	Metodología	63
3.5.2.	Resultados	63
3.6.	Conclusiones	65
4.	Control mediante persecución pura supervisada	69
4.1.	Introducción	69
4.2.	Métodos para el seguimiento de caminos	72
4.2.1.	Métodos geométricos	72
4.2.2.	Métodos basados en la teoría de control	76
4.2.3.	Métodos basados en inteligencia artificial	81

4.3.	Persecución Pura Supervisada	82
4.3.1.	Introducción	82
4.3.2.	Diseño y estructura del supervisor	83
4.3.3.	Estabilidad	88
4.4.	Experimentos	95
4.4.1.	Introducción	95
4.4.2.	Descripción de las pistas	96
4.4.3.	Resultados obtenidos con el vehículo Scania	99
4.4.4.	Resultados obtenidos con el vehículo Caterpillar	106
4.5.	Conclusiones	109
5.	Seguimiento mediante control en cascada	113
5.1.	Introducción	113
5.2.	Controlador en cascada proporcional	114
5.2.1.	Descripción del controlador	114
5.2.2.	Consideración de la distancia de adelanto	117
5.2.3.	Conclusiones	118
5.3.	Análisis de estabilidad	121
5.3.1.	Sin distancia de adelanto	122
5.3.2.	Con distancia de adelanto	125
5.3.3.	Resultados de simulación	128
5.3.4.	Resultados experimentales	130
5.3.5.	Conclusiones	133
5.4.	Diseño del controlador en cascada proporcional con distancia de adelanto	134
5.4.1.	Introducción	134
5.4.2.	Escenarios e índice de prestaciones	135
5.4.3.	Optimización del seguimiento	137
5.4.4.	Criterio de diseño	143
5.5.	Resultados de simulación	144
5.6.	Resultados experimentales	146
5.7.	Conclusiones	147

6. Conclusiones y desarrollos futuros	149
6.1. Conclusiones	150
6.2. Desarrollos futuros	153
A. Descripción de los vehículos Scania y Caterpillar	155
A.1. Descripción del vehículo Scania	155
A.1.1. Introducción	155
A.1.2. Estructura mecánica y geométrica	155
A.1.3. Sistema eléctrico	156
A.1.4. Actuadores	160
A.1.5. Sensores	161
A.1.6. Sistema de control	165
A.2. Descripción del vehículo Caterpillar	176
A.2.1. Introducción	176
A.2.2. Estructura mecánica	177
B. Descripción del vehículo Romeo 4R	179
B.1. Introducción	179
B.2. Estructura mecánica y geométrica	180
B.3. Sistema eléctrico	182
B.4. Actuadores	184
B.5. Sensores	185
B.5.1. Codificadores	185
B.5.2. Giróscopo	186
B.5.3. GPS	186
B.5.4. Sensor Doppler	187
B.5.5. Ángulo de remolque	189
B.6. Sistema de control	191
B.6.1. Sistema de computación	191
B.6.2. Tarjeta de control de motores	192
B.6.3. Tarjeta de entradas/salidas analógicas y digitales	193
B.6.4. Software de control	194

Índice de figuras

1.1. Esquema del seguimiento de caminos de vehículos	2
1.2. Clasificación de caminos	5
2.1. Geometría del sistema de dirección Ackermann	17
2.2. Mecánica del sistema de dirección Ackermann	19
2.3. Engranaje de dirección de piñón y cremallera	20
2.4. Direccionamiento de la rueda mediante varilla y husillo	20
2.5. Modelo del direccionamiento Ackermann	21
2.6. Modelo cinemático para el seguimiento de líneas rectas	22
2.7. Diagrama de la dinámica lateral del modelo de la bicicleta	24
2.8. Ángulo de deslizamiento del neumático	26
2.9. Sistema de coordenadas	29
2.10. Control de la velocidad del vehículo	31
2.11. Respuesta del sistema de tracción del Romeo 4R	31
2.12. Control de la dirección del vehículo	32
2.13. Relación entre la curvatura γ (1/m) y el ángulo de rueda α (grados)	33
2.14. Respuesta de la dirección del vehículo Scania en giro a izquierda	34
2.15. Respuesta de la dirección del vehículo Scania en giro a derecha	35
2.16. Respuesta de la dirección del vehículo Romeo 4R	36
3.1. Diagrama de bloques de la fusión de datos	56
3.2. Funciones de pertenencia	62
3.3. Corrección de la posición estimada tras la fusión de datos	64

4.1. Consideración de la distancia de adelanto (<i>lookahead</i>) en el seguimiento de caminos	70
4.2. Seguimiento de caminos mediante la técnica de Persecución Pura	73
4.3. Guiado mediante el método <i>Follow the carrot</i>	76
4.4. Modificación de la distancia de adelanto para reducir los errores en las entradas y salidas de las curvas	84
4.5. Restricciones de navegación para uso del controlador	85
4.6. Funciones de pertenencia del supervisor borroso	86
4.7. Variación de la distancia de adelanto en tiempo real	88
4.8. Limite de estabilidad para el seguimiento de una recta mediante Persecución Pura	89
4.9. Diagrama de bloques del modelo del sistema	91
4.10. Diagrama de bloques del sistema parcialmente linealizado	92
4.11. Gráfica polar de $G_N(j\omega)$ y $N(A)$	94
4.12. a) Distancia al camino en simulación. b) Distancia el camino en experimentos.	94
4.13. a) Ángulo de direccionamiento en simulación. b) Ángulo de direccionamiento en experimentos.	95
4.14. Pista 1	97
4.15. Pista 2	98
4.16. Pista 3	99
4.17. Pista 4	100
4.18. Velocidad en la pista 1 durante una vuelta	100
4.19. Velocidad en el seguimiento de una recta	104
4.20. Error en el seguimiento de una recta con el vehículo Scania	105
4.21. Error en la pista 3 a 25 Km/h con el vehículo Caterpillar	106
4.22. Error en la pista 3 a 30 Km/h con el vehículo Caterpillar	108
5.1. Arquitectura de control en cascada	115
5.2. <i>Scalar epsilon controller</i>	117
5.3. Controlador en cascada con <i>lookahead</i>	118

5.4. a) Seguimiento con y sin distancia de adelanto. b) Detalle de la salida de la curva.	119
5.5. Efecto de la distancia de adelanto en el controlador	119
5.6. Seguimiento de línea recta	121
5.7. Diagrama de bloques del seguimiento sin distancia de adelanto	124
5.8. Diagrama de bloques del seguimiento con distancia de adelanto	126
5.9. Condiciones de estabilidad del controlador	128
5.10. a) Seguimiento estable, $V=1$ m/s. b) Seguimiento inestables, $V=1$ m/s.	129
5.11. a) Seguimiento estable con ganancia pequeña. b) Seguimiento estable con ganancia grande.	129
5.12. a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$. b) Seguimiento inestable con $L < VT_\gamma$. 130	
5.13. a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$, ganancia pequeña y error inicial grande. b) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$, ganancia grande y error inicial grande.	131
5.14. a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$ y error inicial grande. b) Seguimiento inestable con $L < VT_\gamma$ y error inicial grande.	131
5.15. a) Seguimiento estable con $L \geq VT_\gamma$ y $K = 1.0$. b) Seguimiento estable con $L \geq VT_\gamma$ y $K = 2.0$	132
5.16. a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$ y $K = 1.0$. b) Seguimiento inestable con $L < VT_\gamma$ y $K = 2.2$	133
5.17. Camino de referencia	136
5.18. a) Integral del error $R = 40m$, $V = 6m/s$. b) Integral del error $R = 40m$, $V = 15m/s$	138
5.19. a) Integral del error $R = 100m$, $V = 9m/s$. b) Integral del error $R = 100m$, $V = 20m/s$	138
5.20. a) Integral del error $R = 10m$, $V = 1m/s$. b) Integral del error $R = 40m$, $V = 1m/s$	139
5.21. Rango de ajuste de parámetros	140
5.22. a) Integral del error $T_\gamma = 2s$, $R = 40m$, $V = 6m/s$. b) Integral del error $T_\gamma = 2s$, $R = 40m$, $V = 15m/s$	141

5.23. a) Integral del error $T_\gamma = 1s$, $R = 10m$, $L = 1.5m$. b) Integral del error $T_\gamma = 1s$, $R = 40m$, $L = 1.5m$	142
5.24. a) Integral del error $T_\gamma = 0.5s$, $R = 10m$, $L = 1.5m$. b) Integral del error $T_\gamma = 2.0s$, $R = 40m$, $L = 1.5m$	142
5.25. Camino de referencia en forma de 8	145
A.1. Vehículo Scania)	156
A.2. Geometría y medidas del vehículo Scania	157
A.3. Esquema eléctrico del vehículo	158
A.4. Sistema automático de dirección	160
A.5. Giróscopo piezoeléctrico VSG2000	162
A.6. Receptor DGPS 7400 MSi de Trimble	164
A.7. Sistema de control del vehículo	165
A.8. CPU del sistema de control	167
A.9. Estructura del software de control	171
A.10. Diagrama de flujo del programa de control	174
A.11. Vehículo de obras públicas Caterpillar	176
A.12. Geometría y medidas del vehículo	178
B.1. Vehículo autónomo Romeo 4R	180
B.2. Geometría y medidas del vehículo ROMEO 4R	181
B.3. Ordenadores y electrónica del ROMEO 4R	182
B.4. Cuadro de mandos del ROMEO 4R	183
B.5. Sistema de dirección automático del ROMEO 4R	185
B.6. Sensor Doppler instalado en el ROMEO 4R	188
B.7. Medida de velocidad con el sensor Doppler	189
B.8. Potenciómetro para medida de ángulo de remolque	190
B.9. Método de medida de ángulo de remolque	190
B.10. Arquitectura del software de control del Romeo 4R	194

Capítulo 1

Introducción

1.1. Introducción

La navegación autónoma de un vehículo puede dividirse en cuatro tareas: percibir el entorno, localizar el vehículo en el entorno, planificar el movimiento deseado y ejecutar dicho movimiento. Al abordar este problema una suposición básica es determinar el grado de conocimiento del entorno. Si no es conocido, se emplean técnicas de navegación reactiva, mientras que si el entorno es conocido se emplean técnicas de navegación planificada. También hay situaciones en las que es necesario emplear una combinación de ambas. Esta tesis aborda los problemas de la localización de vehículos y la generación de consignas de control para la navegación en exteriores desde el segundo punto de vista; es decir, partiendo de un entorno conocido.

En concreto, esta tesis aborda el problema del seguimiento de caminos; es decir, la capacidad del vehículo para reproducir una trayectoria prefijada. Por tanto, se parte de un camino de referencia conocido que puede estar almacenado previamente o bien puede ser generado por un planificador. En algunos casos este camino viene dado por marcas naturales, como las líneas que delimitan los carriles de la carretera y que son utilizadas en los sistemas de guiado por visión [Mäkelä et al., 1993]. En otros casos el camino de referencia viene determinado por magnetómetros o cables enterrados en el suelo, como en

[Choi, 1997] y [Wang y Tomizuka, 1998]. En esta tesis el camino de referencia está formado por una secuencia de puntos en un plano, en concreto por una secuencia de puntos en coordenadas UTM (Universal Transverse Mercator).

El problema del seguimiento de un camino puede descomponerse en tres tareas principales: la estimación de la posición o estado del vehículo (P), el control de la posición del vehículo y el control de las consignas de curvatura (γ_d) y velocidad (v_d), como puede apreciarse en la figura 1.1. En ella los símbolos γ y v representan respectivamente la curvatura y velocidad real del vehículo.

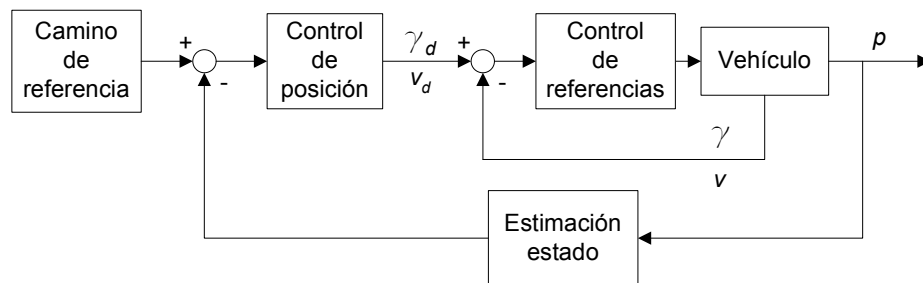


Figura 1.1: Esquema del seguimiento de caminos de vehículos

Además del camino de referencia, es necesario conocer la postura P del vehículo; es decir, su posición y orientación. Conocer el estado del vehículo depende en gran medida del entorno en que vaya a moverse. En la navegación en interiores no puede disponerse de sensores GPS, y es típico el empleo de visión, escáners láser [Gonzalez et al., 1995] y sensores de ultrasonido [Mäkelä et al., 1993], así como la estimación de posición con respecto a balizas. En exteriores, el sensor más utilizado en los últimos años es el GPS [O'Connor et al., 1995], aunque también se emplea visión [Behringer y Muller, 1998] para el guiado. Tanto en navegación en interiores como en exteriores los sensores anteriores son complementados con sensores de navegación como giróscopos, codificadores ópticos, compases magnéticos, etc, que permiten aumentar la frecuencia y la robustez a la hora de calcular la posición en qué se encuentra el vehículo. Esta tesis propone el uso de un sensor GPS como elemento principal para la estimación del estado de un vehículo, complementando su uso con un giróscopo y un sensor de velocidad de desplazamiento mediante técnicas de fusión de datos.

El entorno también condiciona las restricciones en la navegación. Así en interiores las velocidades a las que debe moverse un vehículo son pequeñas, del orden de 1 m/s, mientras que en exteriores las velocidades del vehículo sólo vienen delimitadas por las condiciones del camino y por la velocidad máxima del propio vehículo. Al aumentar la velocidad de navegación aparecen efectos que, a baja velocidad, son despreciables o apenas tienen incidencia. Esos efectos van desde el deslizamiento del vehículo hasta la capacidad de los sensores para medir correctamente. Por ejemplo, el empleo de compases magnéticos en interiores presenta problemas debido a las modificaciones del campo magnético local. En exteriores, donde este efecto es muy reducido a priori, se ha podido comprobar que los retardos en las medidas al realizar giros importantes de 10-15 °/s las hacen poco útiles. En esta tesis se considera el control de vehículos en exteriores y, por tanto, a velocidades de hasta 28 m/s (100 km/h) que es la velocidad máxima que se puede alcanzar con el vehículo Scania.

El controlador de alto nivel o controlador de posición debe encargarse de generar las consignas adecuadas para que el vehículo recorra el camino de referencia de la forma más precisa posible. La información necesaria para generar las referencias es típicamente la diferencia de posición y orientación entre el camino de referencia y la posición del móvil, mientras que las consignas disponibles son la velocidad de desplazamiento (v_d) y la curvatura (γ_d) que se desea que describa el vehículo. Normalmente el control de la posición se desacopla en dos bucles distintos, uno para la velocidad y otro para la curvatura. La regulación de la velocidad de desplazamiento se denomina comúnmente control longitudinal, y supone que el vehículo no sólo debe recorrer un camino, sino que debe realizarlo con unas restricciones de tiempo. En este caso se habla de seguimiento de trayectorias en lugar de seguimiento de caminos. Sin embargo, cuando la velocidad permanece constante o prefijada externamente, y no es modificada por el controlador de alto nivel, se habla de control lateral. En este caso sólo se genera una consigna, la curvatura del vehículo γ_d , mientras que la velocidad no es modificada. Las técnicas presentadas en esta tesis abordan el problema del control lateral de los vehículos, pero no el de la regulación de la velocidad. Se supone que la velocidad de desplazamiento del vehículo es una velocidad razonable para el tipo de vehículo y las condiciones del camino, entendiendo por razonable la velocidad a la que puede conducir una persona sin riesgo y sin que el vehículo derrape. Por tanto, la velocidad

es seleccionada y fijada independientemente del controlador lateral del vehículo. También hay que señalar que, dado el peso y velocidad a que se desplazan los vehículos, se han realizado experimentos en los que la influencia de la dinámica es muy importante.

Una vez seleccionadas la velocidad y la curvatura que se desean, es necesario que el control de bajo nivel se encargue de que el vehículo alcance dichas consignas de forma adecuada. Este control de bajo nivel está fuera del ámbito de estudio de esta tesis, pero el diseño, modelado y prestaciones de los controladores de bajo nivel que presentan los vehículos utilizados en los experimentos se han detallado en el capítulo 2, ya que son utilizados para el análisis de los controladores de alto nivel.

Por último, conviene indicar que los análisis, diseños y algoritmos de control presentados en esta tesis han sido aplicados en vehículos convencionales; es decir, en vehículos de pasajeros o carga que se pueden adquirir en el mercado actual. Son, por tanto, vehículos originalmente manuales y que han sido adaptados para la navegación automática. Excepto algunos vehículos especiales de usos agrícolas, obras públicas o limpieza, los vehículos convencionales de cuatro ruedas presentan un sistema de dirección común denominado direccionamiento Ackerman. Se caracteriza porque la dirección de desplazamiento del vehículo se consigue mediante el giro de las ruedas delanteras. Estos vehículos no pueden girar si al mismo tiempo no se desplazan y, tienen unos límites en la curvatura que no se presentan en otros vehículos tales como, por ejemplo, los vehículos con direccionamiento diferencial. Esta limitación en la curvatura y en la velocidad de giro del volante hace que las trayectorias que recorren sólo pueden ser de clase 3 [Kanayama et al., 1988]. En la figura 1.2 se muestra esta clasificación de caminos. De esta forma, los caminos de referencia que se han utilizado en los experimentos son de clase 3 y en algún caso de clase 2. Los caminos de clase 3 se han registrado durante el recorrido de un vehículo guiado por un conductor, mientras que los caminos de clase 2 han sido generados por ordenador.

1.2. Objetivos de la tesis

El objetivo global de esta tesis es el diseño y desarrollo de algoritmos para el guiado autónomo de vehículos convencionales; es decir, vehículos con direccionamiento Ackerman. Estos algoritmos deben tener buenas prestaciones para cualquier velocidad y peso

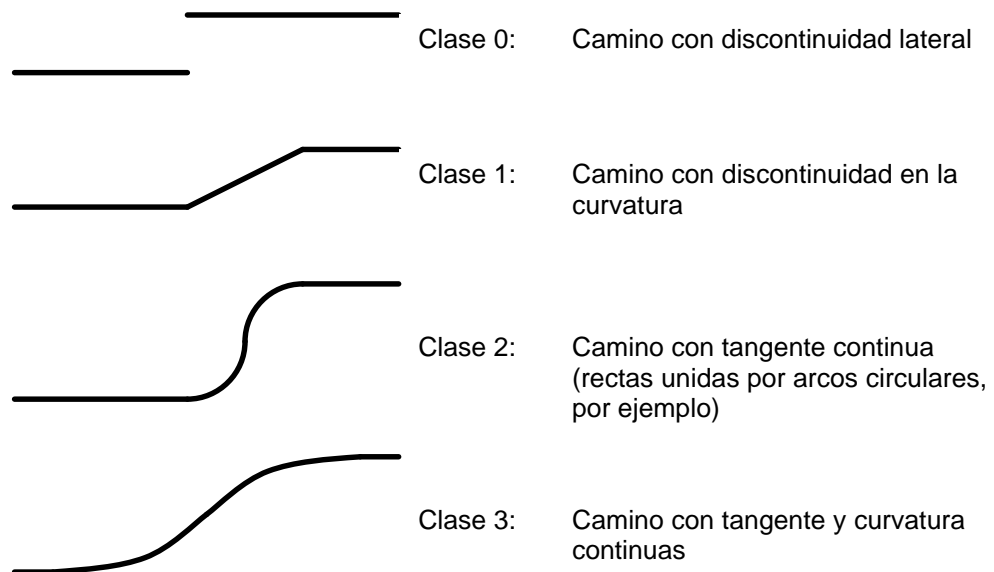


Figura 1.2: Clasificación de caminos

del vehículo, y deben ser fácilmente ajustables para cada vehículo específico. Este objetivo global se ha desarrollado conforme a los siguiente objetivos parciales:

- Evaluación de sensores para su uso en un sistema de estimación de posición para vehículos convencionales en exteriores.

Dado que los sensores se van a utilizar en un vehículos convencionales, no es posible utilizar sensores cuya instalación requiera de una modificación compleja de un vehículo y además se deben tener en cuenta las características y los problemas de ubicación que se pueden presentar. Un ejemplo es el freno magnético que poseen los camiones, y que pueden afectar al funcionamiento de un compás magnético. En la mayoría de los casos tampoco es posible colocar los sensores en el centro de gravedad del vehículo, que es el lugar más conveniente. Además, como los sensores se van a utilizar a velocidades de hasta 28 m/s (100 km/h) y a velocidades de giro de hasta 30 °/s, es necesario que los sensores presenten buenas prestaciones en esas condiciones.

- Desarrollo de un sistema robusto y fiable de estimación de posición que permita realizar el guiado de vehículos en exteriores y a velocidades altas.

En el guiado de vehículos en exteriores es muy común el empleo de receptores GPS para determinar la posición del vehículo. Sin embargo, este tipo de dispositivo presenta algunas limitaciones en cuanto a la frecuencia y retardo con que se dispone de las medidas. Además este dispositivo no preserva la integridad de las medidas; es decir, puede dar errores puntuales grandes. Para resolver estos problemas se han planteado diversas técnicas para fusionar medidas GPS con otros sensores.

- Diseño y desarrollo de métodos de seguimiento de caminos que sean sencillos y fácilmente adaptables a diversos vehículos.

Existe una gran variedad de métodos y técnicas para el seguimiento de caminos. Algunas de ellas proponen controladores que dependen de un conjunto de parámetros, los cuales es necesario ajustar para un correcto funcionamiento del controlador en cada vehículo concreto. Si el conjunto de parámetros es grande o si los parámetros son difíciles de determinar, el proceso de ajuste puede ser largo y tedioso. Un ejemplo son los métodos que emplean modelos complejos de la dinámica del vehículo, y que dependen de parámetros como el coeficiente de adhesión neumático-suelo, del sistema chasis-amortiguador del vehículo, etc. En ocasiones algunos de los parámetros pueden variar con el tiempo, debido por ejemplo a la variación del peso en un vehículo de carga o al tipo de superficie por la que se circula. Esto ocurre con la ubicación del centro de gravedad y con el coeficiente de adhesión neumático-suelo, por ejemplo.

- Establecer la viabilidad del guiado de vehículos pesados utilizando métodos sencillos.

Es evidente que un controlador que no tenga en cuenta los efectos dinámicos en la navegación de vehículos pesados a velocidades altas, no puede ofrecer las mismas prestaciones que un controlador que sí lo tenga en cuenta. Sin embargo, los errores cometidos en el modelado de esos efectos pueden ser corregidos en parte por el controlador, y se puede plantear la siguiente cuestión: ¿Qué es mejor, un controlador *óptimo* con un ajuste complicado y específico para cada vehículo y condiciones de navegación, o un controlador con *buenas* prestaciones y un ajuste sencillo y único para cada vehículo?

Obviamente la respuesta depende de cómo de buenas sean las prestaciones del controlador sencillo. Para poder responder a esta pregunta se han realizado en esta tesis extensos experimentos en pistas de asfalto y tierra. Estas pistas tienen una longitud de entre 3 y 10 km y se ha rodado durante varios cientos de kilómetros con cada uno de los vehículos.

1.3. Marco de realización

La realización de esta tesis se enmarca dentro de las actividades de investigación que realiza el Grupo de Robótica, Visión y Control del Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática de la Universidad de Sevilla en el campo de los robots móviles.

Estas actividades incluyen el diseño y modificación del robot móvil terrestre Romeo 4R, así como su adaptación para coordinarse con el robot móvil aéreo HERO, y que han sido financiadas por la Comisión Interministerial de Ciencia y Tecnología (CICYT) en los proyectos *Control inteligente en robótica móvil* (TAP96-1184-C04-01), *Robótica móvil con múltiples articulaciones* (TAP99-0926-C04-01), *Coordinación de robots móviles aéreos y terrestres* (DPI2002-04401-C03-03) y *Robots aéreos y redes de sensores con nodos móviles para la percepción cooperativa* (DPI2005-02293).

El autor ha participado, de forma directa, en el diseño y desarrollo de las modificaciones y adaptaciones del vehículo Romeo 4R. Éstas incluyen un nuevo sistema automático de dirección, un sistema de medida del ángulo de remolque enganchado al Romeo 4R y el software de control del vehículo.

La elaboración de esta tesis ha sido posible en parte gracias a la beca recibida por su autor desde mayo de 1999 hasta octubre de 2000, enmarcada en el Programa de Formación de Personal Docente e Investigador de la Consejería de Educación y Ciencia de la Junta de Andalucía.

Parte del trabajo que se incluye en esta tesis ha sido realizado en colaboración con el *Center for Self-Organizing and Intelligent Systems - CSOIS* de la Universidad Estatal de Utah en Logan (Estados Unidos). Dicha colaboración incluye una estancia de 3 meses en el mencionado centro.

Para la realización de los trabajos de esta tesis se ha contado con el software Matlab/Simulink para las etapas de simulación y análisis de resultados. El software de control de todos los vehículos con que se ha experimentado ha sido desarrollado en C++ pero bajo distintas plataformas. En el Romeo 4R se ha utilizado una plataforma PC con sistema operativo Linux, mientras que en los vehículos Scania y Caterpillar la plataforma ha sido una tarjeta procesadora Octagon con sistema operativo MS-DOS.

1.4. Estado de la técnica

En este apartado se describen algunas de las investigaciones más relevantes en el guiado automático de vehículos, prestando especial atención a aquellas investigaciones en las que se han presentado resultados experimentales con vehículos y en condiciones de navegación similares a los realizados en esta tesis. Este resumen está centrado por tanto en el control lateral o seguimiento de caminos de vehículos convencionales.

Dentro del programa AHS (Automatic Highway System), diversas universidades de los Estados Unidos han desarrollado sistemas para el guiado de vehículos de transporte y de pasajeros. Cabe destacar los trabajos de Tomizuka *et al* en la Universidad de California en Berkeley [Tomizuka y Peng, 1993]. Emplean un controlador robusto H_∞ para el guiado de un camión con remolque [Wang y Tomizuka, 1999]. Realizan ensayos a velocidades menores de 21 m/s (76 km/h) en un circuito con rectas y curvas de radio superior a 800 metros, obteniendo un error máximo de seguimiento en rectas de 0.15 m y un error máximo de seguimiento en curvas de 0.35 m. Sin embargo, aparecen errores transitorios mayores (0.45 m) en los cambios de curvatura del camino, es decir, en la entrada y salida de las curvas. En todo caso, hay que señalar que las curvas trazadas en los experimentos son de un radio tan grande que pueden ser consideradas prácticamente tramos rectos.

[Choi, 1997] presenta un controlador adaptativo con el que realiza el seguimiento de líneas rectas de 330 m a 10 m/s con un error máximo de 0.1 m. [Guldner et al., 1999] presentan un controlador para vehículos de pasajeros que es robusto a cambios en el coeficiente de adhesión del neumático a la carretera. Realizan los experimentos con un Pontiac 6000 STE Sedan en una pista de 2 km de longitud con tramos rectos y curvas a derecha

e izquierda de radio 800 m, y obtienen unos errores entre 0.2 y 0.5 m, dependiendo del coeficiente de adhesión a la carretera.

Con el objetivo de automatizar vehículos agrícolas, [O'Connor et al., 1995] han realizado el control de un carro de golf eléctrico Yamaha FleetMaster. Estiman la posición y orientación del vehículo mediante un sistema CD-DGPS de 4 antenas y realizan seguimiento de surcos mediante control LQR y control "bang-bang" para el cambio entre surcos. Realizan ensayos a 2 m/s con una desviación estándar del error menor que 0.05 m. Posteriormente, aplican el sistema a un tractor John Deere 7800 con el que realizan experimentos de seguimiento de orientación [O'Connor et al., 1996] a 0.9 m/s con una desviación estándar del error menor de 1° y de seguimiento de surcos a 0.33 m/s con una desviación estándar del error menor que 0.025 m y un error máximo menor que 0.1 m. A continuación [Elkaim et al., 1996] aplican las técnicas OKID (Observer/Kalman Filter Identification) y LQG para la estimación del estado del vehículo y el control, respectivamente. La desviación estándar del error de seguimiento se reduce a 0.019 m, y con un error máximo de 0.05 m a 0.33 m/s. En ensayos a 1.6 m/s la desviación estándar del error es menor de 0.072 m. Finalmente, en [Elkaim et al., 1997] diseñan un controlador LQG para el tractor con diversas herramientas (palas, gradas, etc.) y a velocidades entre 1 y 3 m/s y obtienen una desviación estándar error menor que 0.07 m a 1.75 m/s.

También para aplicaciones agrícolas, Marchant *et al.*, del Silsoe Research Institute en Bedford (Reino Unido), han presentado [Marchant et al., 1997] un vehículo agrícola que realiza el seguimiento de surcos estimando la posición mediante odometría e imágenes y con un controlador proporcional para el seguimiento de los surcos. Han realizado experimentos con un error cuadrático medio (RMS) menor de 0.02 m.

En España hay que mencionar los trabajos del Instituto de Automática Industrial (IAI-CSIC) en el control de un coche comercial eléctrico modelo Citroen Berlingo. El vehículo está equipado con GPS Diferencial (DGPS) de precisión centimétrica y con un velocímetro para estimar la posición. Realizan experimentos de guiado en la pista privada denominada ZOCO, que es una simulación de un circuito urbano con rectas, cruces y rotondas [García y de Pedro, 1998]. Se realiza el control de la velocidad mediante un regulador borroso y la consigna de dirección se obtiene mediante lógica borrosa tomando como entradas la distancia al camino y la diferencia entre la orientación del camino y la del

vehículo. Con esta técnica han alcanzado velocidades de 16.6 m/s (60 km/h) en rectas [García et al., 2002], con un error máximo de seguimiento en rectas de 0.22 m y 0.5° a 15.3 m/s (55 km/h). También han realizado guiados hasta 60 km/h en recta empleando visión artificial [Sotelo et al., 2001]. En este caso la velocidad con que se recorren curvas de radio 10 m es de algo menos de 1.7 m/s (6 km/h).

Dentro del proyecto MIMICS [Skarmeta et al., 2002], la Universidad de Murcia, en colaboración con la Universidad Politécnica de Valencia, han desarrollado un sistema de convoy inteligente. Disponen del vehículo SatAnt, un vehículo COMARTH S1-50 modificado, de unos 700 kg de peso y un motor de 90 CV. Emplean GPS Diferencial, compás, inclinómetro, radar frontal y sensores odométricos para la estimación de posición. Realizan una evaluación de la viabilidad del sistema EGNOS para el guiado de vehículos, así como experimentos de seguimiento en los que un vehículo conducido por un piloto funciona como guía para el vehículo SatAnt. Éste sigue el camino formado por los puntos por los que pasa el vehículo guía a una velocidad de entre 8.3 m/s (30 km/h) y 11.1 m/s (40 km/h) mediante un controlador borroso para la regulación de bajo nivel de las consignas de dirección y de velocidad.

1.5. Contribuciones de la tesis

A juicio del autor, las principales contribuciones de esta tesis son:

1. El desarrollo de un sistema de estimación de posición que, mediante el uso de lógica borrosa, permite combinar medidas de un receptor GPS y de sensores inerciales como un giróscopo y un tacómetro. El sistema propuesto realiza una fusión de los datos de los diversos sensores, teniendo en cuenta las propiedades estadísticas del error de los mismos. El sistema propuesto permite tratar el retraso inherente al conocimiento de la posición GPS, debido a la *latencia* del receptor y al tiempo de transmisión desde el receptor GPS al controlador del vehículo. El análisis de este retardo y las soluciones a adoptar son también aportaciones de esta tesis. El sistema se ha diseñado y validado para su aplicación en vehículos convencionales y a velocidades de hasta 28 m/s (100 km/h).

2. Técnica de guiado mediante *Persecución Pura con distancia de adelanto supervisada*. Esta técnica se ha empleado comúnmente para variar la distancia de adelanto en función de la velocidad del vehículo y de la separación del camino, de forma que el guiado sea siempre estable y suave a altas velocidades. Manteniendo la estructura básica de este controlador, se propone una nueva función de supervisión de la distancia de adelanto que permite realizar un guiado suave en rectas, donde la velocidad puede ser bastante alta, y un control más preciso y enérgico al tomar curvas, de forma que se reduce el efecto de 'corte' de curvas. En ambas situaciones se garantiza la estabilidad del guiado.
3. Viabilidad del control de vehículos pesados y a grandes velocidades mediante métodos sencillos, con pocos parámetros. Las técnicas indicadas anteriormente se han implementado y probado en dos vehículos de 13 y 130 toneladas de peso, y a unas velocidades de hasta 28 m/s (100 km/h) y 17 m/s (60 km/h), respectivamente. Se ha utilizado el mismo controlador en ambos vehículos y se han recorrido pistas de tierra y asfaltadas, describiéndose todo tipo de curvas, durante varias horas. Los resultados presentados demuestran que, aún no siendo un guiado óptimo, se pueden obtener unas prestaciones muy buenas en unas condiciones donde las influencias dinámicas son muy importantes, aún habiendo utilizado únicamente técnicas cinemáticas y geométricas con pocos parámetros y sencillas de ajustar.
4. Análisis y diseño de un controlador en cascada para el guiado de vehículos. Se propone un controlador, basado en la distancia lateral al camino, que permite garantizar la estabilidad del seguimiento de caminos al mismo tiempo que se obtienen unas prestaciones muy buenas en un amplio rango de velocidades. Se propone asimismo un método para el ajuste de dicho controlador utilizando un modelo cinemático del vehículo y considerando únicamente la dinámica de los actuadores de dirección y tracción.

También se considera una contribución el diseño y desarrollo de los sistemas de control de los vehículos Scania, Caterpillar y Romeo 4R. Todos han sido desarrollados en C++ pero bajo distintas plataformas. El sistema de control de los dos primeros ha sido implementado

en una tarjeta procesadora Octagon 5066 bajo MS-DOS, y es un sistema muy compacto y modular, pero con unas capacidades de ampliación limitadas.

El vehículo Romeo 4R disponía de un sistema de control implementado en un Pentium bajo sistema operativo Lynx antes de la realización de esta tesis. Dicho sistema ha sido sustituido por un sistema basado en Linux. Además del cambio de sistema operativo se ha diseñado e implementado un nuevo software de control completamente modular, de forma que es fácil añadir nuevos algoritmos y aplicaciones al vehículo, por lo que se utiliza como plataforma de ensayos no sólo por los investigadores del Grupo de Robótica, Visión y Control, sino por otros investigadores del Instituto de Microelectrónica de Sevilla y de la Universidad de Huelva.

Asimismo, durante el desarrollo de esta tesis, se han diseñado e implementado diversas mejoras de equipamiento y dispositivos en el vehículo Romeo 4R. Entre ellos cabe destacar el sistema de dirección automática. El sistema original estaba formado por dos piñones que conectaban directamente la caña de dirección a la reductora del motor. De esta forma cuando el vehículo se manejaba en manual, mediante el volante, se movía y forzaba la reductora y el motor, provocando un excesivo desgaste y frecuentes roturas. Este sistema ha sido sustituido por un conjunto motor-reductora nuevo al que se ha añadido un embrague electromagnético. Además el acoplamiento entre el embrague y la caña de dirección se realiza mediante una correa con lo que el sistema se desgasta menos. De esta forma, cuando el vehículo se utiliza en modo manual, la caña de dirección queda completamente desconectada de la reductora.

También se ha diseñado e incorporado un sistema de medida de ángulo de remolque, y la estructura metálica y canaletas para el anclaje y conexión de nuevos sensores.

1.6. Estructura de la memoria

La memoria de esta tesis se ha estructurado en 6 capítulos más los apéndices y referencias bibliográficas. Excepto este capítulo y el dedicado a las conclusiones y desarrollos futuros, cada capítulo comienza con una introducción que presenta el problema abordado junto con una breve exposición del contenido, y termina con unas conclusiones, que destacan los aspectos más relevantes de cada capítulo. No se ha dedicado un capítulo específico

para los resultados de simulaciones y experimentos, sino que éstos se han incluido en cada uno de los capítulos.

En el capítulo 2 se presentan los modelos de los vehículos que se han utilizado en esta tesis en el análisis, simulación y diseño de los controladores. En el capítulo se muestran los modelos y se justifica su uso mediante resultados experimentales.

El capítulo 3 trata la estimación de posición de vehículos en exteriores mediante la fusión de datos procedentes de diversos sensores. Se realiza una evaluación de distintos sensores a utilizar y se selecciona un conjunto de los mismos para implementar el sistema de estimación de posición. A continuación, se comparan diversas técnicas de fusión de datos para seleccionar la más adecuada. Entre esas técnicas se incluyen un filtro de Kalman extendido y un filtro de Kalman desacoplado para posición y orientación. Como resultado de esa comparativa se propone una técnica de fusión de datos mediante el uso de lógica borrosa.

Las aportaciones al seguimiento de caminos se han desglosado en dos capítulos, el 4 y el 5, que tienen estructura y enfoques distintos, y que se justifica a continuación. El capítulo 4 comienza con el estado del arte de las técnicas de seguimiento, y se centra en las aportaciones realizadas al seguimiento de caminos mediante persecución pura con distancia de adelanto supervisada. En este capítulo se justifica la estabilidad del controlador, tomando como punto de partida el análisis y resultados de [Heredia, 1999], y se indica como influye la estabilidad en el diseño del controlador. Las prestaciones del controlador se comprueban y validan mediante numerosos resultados experimentales. Los experimentos de este capítulo se han realizado con los vehículos Scania y Caterpillar hasta 28 m/s. El análisis de los resultados obtenidos muestra la viabilidad de aplicar las técnicas presentadas a vehículos pesados y a velocidades altas.

En el capítulo 5 se presenta un nuevo método de guiado de vehículos, denominado controlador en cascada, y por tanto se incluye en este capítulo el análisis de estabilidad, que es original de esta tesis, y de las prestaciones del controlador, así como las comparativas en simulación y experimentos con otros métodos. En este caso los experimentos se han realizado con el vehículo Romeo 4R, al no poder disponerse para los mismos de los vehículos Scania y Caterpillar. De esta forma, aunque los resultados del controlador para velocidades altas (10-30 m/s) son bastante buenos en las simulaciones, no se han incluido al no poder

validarse experimentalmente dadas las limitaciones del vehículo Romeo 4R (hasta 3 m/s). Es decir, el objetivo al diseñar este controlador, como los anteriores, ha sido su validez hasta 30 m/s, pero sólo se ha podido validar en simulación y no con experimentos. Esta diferente naturaleza del controlador presentado así como las limitaciones en los experimentos hace que se hayan incluido en un capítulo distinto.

En el último capítulo se recogen las conclusiones más significativas y se establecen las posibles extensiones y líneas futuras relacionadas con el trabajo desarrollado en esta tesis.

El apéndice A describe los vehículos Scania y Caterpillar. Esta descripción incluye la mecánica, su adaptación para el guiado autónomo, los actuadores, sensores, dispositivos electrónicos, y la arquitectura del software de control de los mismos. Por último, en el apéndice B se presenta el vehículo Romeo 4R con sus principales elementos hardware y software.

Capítulo 2

Modelos de los vehículos

2.1. Introducción

Para poder diseñar, simular y analizar el sistema de control de un vehículo es necesario disponer de un modelo matemático que reproduzca con suficiente precisión el comportamiento del mismo. Estos modelos matemáticos pueden dividirse en dos grandes grupos: modelos cinemáticos y modelos dinámicos.

Los modelos cinemáticos [O'Connor et al., 1995, Heredia, 1999, Bonnifait et al., 2001] describen solamente el movimiento del vehículo, sin tener en cuenta las fuerzas ni las aceleraciones presentes en el mismo. Los modelos cinemáticos son más sencillos y requieren menor esfuerzo computacional. Por ello, son muy utilizados para el control en tiempo real de vehículos.

En los modelos dinámicos [Tomizuka y Peng, 1993, Samadi et al., 2001] se tienen en cuenta las fuerzas que actúan sobre el vehículo. Si el vehículo se mueve a velocidades altas, el comportamiento dinámico cobra mayor importancia. Por lo tanto, debe usarse un modelo dinámico que tenga en cuenta la interacción del vehículo con el terreno. Esa interacción entre el vehículo y el suelo a través de los neumáticos es uno de los puntos clave de estos modelos. Pueden utilizarse desde modelos simples [Chan y Tan, 2001] hasta modelos bastante complejos [Hahn et al., 2002].

Algunos modelos incluyen también un modelo dinámico de los actuadores, tanto el de dirección [Shin et al., 1992] como el de tracción [Kamga y Rachid, 1996]. Se ha demostrado que la dinámica de los actuadores puede influir de forma determinante en el comportamiento del vehículo [Heredia, 1999].

En este capítulo se describe el sistema de direccionamiento Ackermann, que es el que presentan los vehículos convencionales. A continuación se presentan diversos modelos cinemáticos y dinámicos empleados por otros autores en el trabajo con este tipo de vehículos. Se comienza describiendo un modelo cinemático para el seguimiento de líneas rectas [O'Connor et al., 1995] y posteriormente se detallan un modelo dinámico lateral simple [Hemami y Mehrabi, 1997] con posibles modificaciones [Chan y Tan, 2001, Mammar, 2004, Tomizuka y Peng, 1993]. Finalmente se expone un modelo dinámico complejo con 7 grados de libertad [Samadi et al., 2001].

Más adelante se detalla el modelo empleado en esta tesis para los vehículos con configuración Ackermann. Para ello se describe el sistema de referencia y notación utilizados (sección 2.4). Con dicha notación se desarrollan un modelo cinemático del vehículo (sección 2.5) y un modelo dinámico de los actuadores (sección 2.6). El modelo de los actuadores es validado con los resultados experimentales de los vehículos Romeo 4R y Scania. Por último, se expone el modelo completo de los vehículos, que combina el modelo cinemático de los vehículos con los modelos dinámicos de los actuadores.

En cuanto a la notación utilizada, se emplean los términos castellanos guiñada, cabeceo (o inclinación) y alabeo, correspondientes a los términos anglosajones *yaw*, *pitch* y *roll*, respectivamente. En esta tesis se analiza el control de los vehículos suponiendo que se mueven en un plano horizontal, por lo que se utilizará el término *orientación* para indicar el ángulo de guiñada.

2.2. Vehículos con configuración Ackermann

2.2.1. Introducción

El sistema de direccionamiento Ackermann es una solución geométrica utilizada para mejorar el comportamiento de un vehículo al realizar giros. Está compuesto de un eje

trasero cuyas ruedas están fijas y un eje delantero cuyas ruedas pueden girar para cambiar la dirección de desplazamiento del vehículo; es decir, el tipo de direccionamiento más utilizado por coches, camiones y muchos otros vehículos hoy en día. El problema que se presenta al trazar una curva es el siguiente: si ambas ruedas delanteras están giradas un mismo ángulo, la rueda que está en el interior de la curva tiende a deslizarse lateralmente, reduciendo la efectividad del giro. Por tanto, para trazar una curva lo mejor posible es necesario que las ruedas interior y exterior estén giradas ángulos distintos. En concreto, el ángulo de la rueda interior tiene que ser mayor que el de la rueda exterior, como puede verse en la figura 2.1.

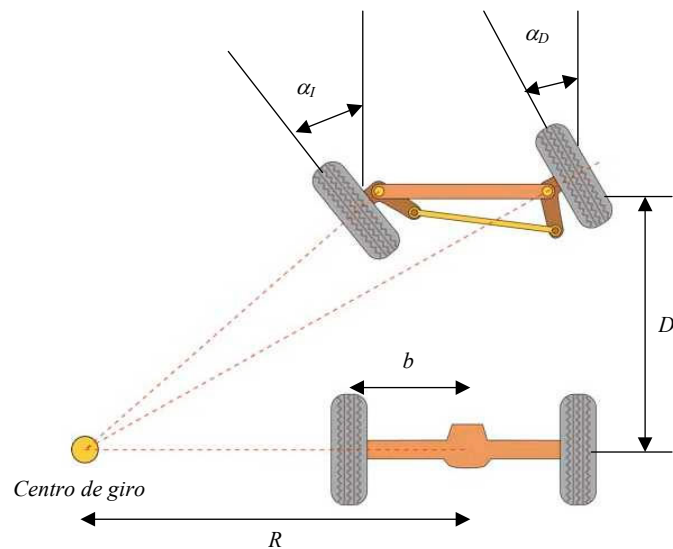


Figura 2.1: Geometría del sistema de dirección Ackermann

2.2.2. Breve reseña histórica

La idea y teoría de este tipo de direccionamiento datan del año 1817-1818 y fue formulada por un constructor de carruajes de Múnich llamado George Lankensperger (Lenkensperger o Langensperger según otras fuentes). Este desarrolló un eje que permitía que las ruedas delanteras oscilaran independientemente del eje principal. Suponía la instalación de ruedas en husillos (o muñones de dirección) que se fijaban con pasadores al eje delantero, sobre el cual giraban. Lenkensperger le cedió los derechos de su invento en Gran Bretaña y

Gales a su agente y compañero Rudolph Ackermann, quien registró la patente en Londres. Ackermann es un alemán, nacido en Schneeberg en 1764, que comenzó a trabajar como constructor de coches de caballos y sillas. Posteriormente se dedicó a la venta y edición de libros, estableciéndose en Londres. Ackermann era, sobre todo, un hombre emprendedor que simplemente registró la patente de su compañero, pero que no intervino en el desarrollo del mismo.

Otro hombre que nunca fue reconocido por su notable contribución al desarrollo de este sistema de dirección fue Charles Jeantaud, un constructor francés de carrozas. En 1878 él inventó el primer empalme de dirección de tipo de paralelogramo, aunque no le dio ese nombre. Esa arquitectura es conocida como el *Diagrama Jeantaud*. El empalme Jeantaud desplazaba el punto de pivote del eje de dirección hacia un lado. Jeantaud fijó una varilla a los husillos con dos piezas de conexión. Hoy a esa varilla la conocemos como la varilla de relevo. Las dos piezas de conexión se conocen en la actualidad como el brazo Pitman y el brazo loco. En resumen, la idea original de Lenkensäperger junto con las modificaciones de Jeantaud es lo que hoy en día se conoce como dirección Ackermann, y que es la base de los sistemas de dirección de los coches, camiones y muchos otros vehículos en la actualidad.

2.2.3. Descripción

En la figura 2.1 se muestra la geometría de la configuración Ackermann. Cuando se mantiene girado el volante de un vehículo, éste traza una circunferencia de un determinado radio R , denominado radio de giro, y con un centro, denominado centro de giro o centro de rotación. El centro de esta circunferencia está en algún punto a lo largo de la línea formada por el eje trasero del vehículo. Las ruedas delanteras deben formar 90 grados con la línea que une el centro de la circunferencia con el centro de la rueda, como puede apreciarse en la figura 2.1. Dado que la rueda exterior al giro traza una circunferencia mayor que la interior, el ángulo que debe girar la rueda exterior debe ser menor que el de la interior. En el ejemplo de la figura 2.1 la rueda interior, la izquierda, debe tener un ángulo α_I , mientras que la exterior, la derecha, debe tener un ángulo α_D . Basta con aplicar trigonometría para obtener lo siguiente:

$$\alpha_I = \arctan \frac{D}{R - b}$$

$$\alpha_D = \arctan \frac{D}{R + b}$$

donde D es la distancia entre los ejes, R es el radio de la circunferencia descrita por el punto medio del eje trasero al moverse el vehículo y b es la longitud del semieje trasero. Con estos valores puede verse como $\alpha_I > \alpha_D$ en los giros a izquierda, mientras que ocurrirá lo contrario en los giros a derecha.

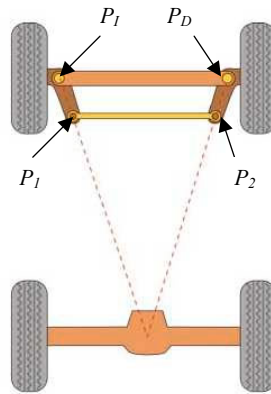


Figura 2.2: Mecánica del sistema de dirección Ackermann

En la figura 2.2 se muestra la mecánica de la configuración Ackermann. Se obtiene moviendo los pivotes de direccionamiento, P_1 y P_2 , hacia dentro, en algún punto de la línea que une el centro del eje trasero con los pivotes de las ruedas, P_I y P_D . Los pivotes de direccionamiento se unen mediante una barra denominada varilla de relevos. Esta varilla es típicamente una cremallera accionada por el piñón de la caña de dirección, como se muestra en la figura 2.3. Esta configuración asegura que para cualquier ángulo de direccionamiento el centro de las circunferencias trazadas por cada una de las ruedas coincide en un mismo punto, el centro de giro. En la figura 2.4 se muestra la conexión de la varilla al husillo y la rueda en un vehículo moderno.

Hoy en día, los vehículos no utilizan un direccionamiento Ackermann *puro*, ya que éste no tiene en cuenta los efectos dinámicos.

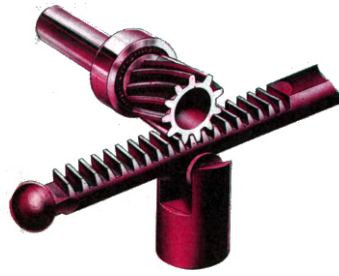


Figura 2.3: Engranaje de dirección de piñón y cremallera



Figura 2.4: Direccionamiento de la rueda mediante varilla y husillo

2.2.4. Modelado

Un modelo sencillo de este tipo de direccionamiento es el comúnmente conocido como *modelo de la bicicleta* [Alexander y Maddocks, 1989], [Martínez, 1995], [Heredia, 1999]. Se elige como punto de guiado el punto medio del eje trasero del vehículo. Es decir, se caracteriza el movimiento del vehículo por el del punto medio del eje trasero. Para describir su movimiento se utiliza la curvatura, γ , que es el inverso del radio de giro, R , del punto de guiado, tal como aparece en la figura 2.5. En este modelo se considera que las ruedas no deslizan; es decir, no se tiene en cuenta la dinámica que afecta al vehículo. Se define α como el ángulo de una rueda virtual situada en el centro del eje delantero, y se denomina este ángulo como ángulo de direccionamiento. Geométricamente, se obtiene que:

$$\gamma = \frac{\tan \alpha}{D} \quad (2.1)$$

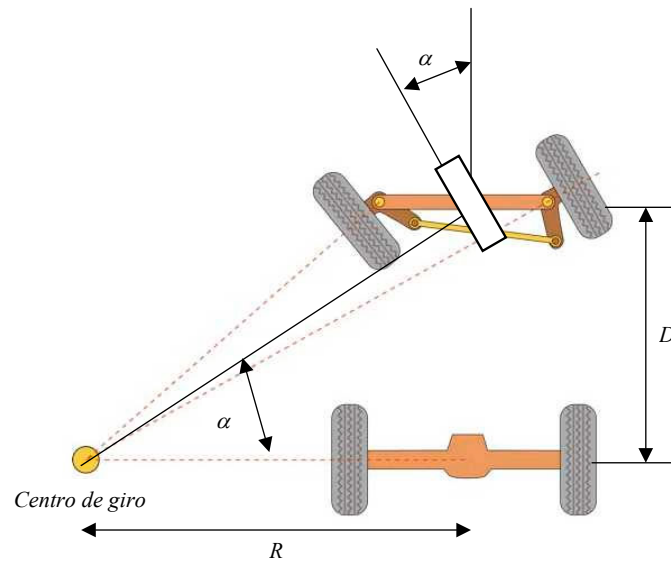


Figura 2.5: Modelo del direccionamiento Ackermann

2.3. Estado de la técnica

Como se indica en la introducción de este capítulo, los modelos utilizados en el problema de seguimiento de caminos, ya sea para simulación, análisis o diseño de controladores, se pueden dividir en dos tipos principales: modelos cinemáticos y modelos dinámicos. En los primeros no se tienen en cuenta las fuerzas que intervienen sobre el vehículo, mientras que en los segundos sí. Esto hace que los modelos cinemáticos sean más sencillos y con menos parámetros, mientras que los modelos dinámicos son bastante más complicados y con un gran número de parámetros, algunos de ellos difíciles de medir. En este apartado se presentan diversos modelos y la utilización que han hecho de los mismos otros autores.

2.3.1. Modelo cinemático para el seguimiento de líneas rectas

Un modelo cinemático sencillo para el seguimiento de líneas rectas ha sido desarrollado en la Universidad de Stanford por Elkaim y otros [O'Connor et al., 1995]. Utilizan como plataforma de pruebas un coche de golf Yamaha Fleetmaster y parten de las siguientes suposiciones: no hay deslizamiento de las ruedas, la velocidad es constante, no hay movimientos de cabeceo ni alabeo, la diferencia de ángulo entre la línea a seguir y la

guiñada del vehículo (ϕ) es pequeña, se actúa a través de una rueda delantera y los ángulos de dirección de la rueda (δ) son pequeños (ver Figura 2.6).

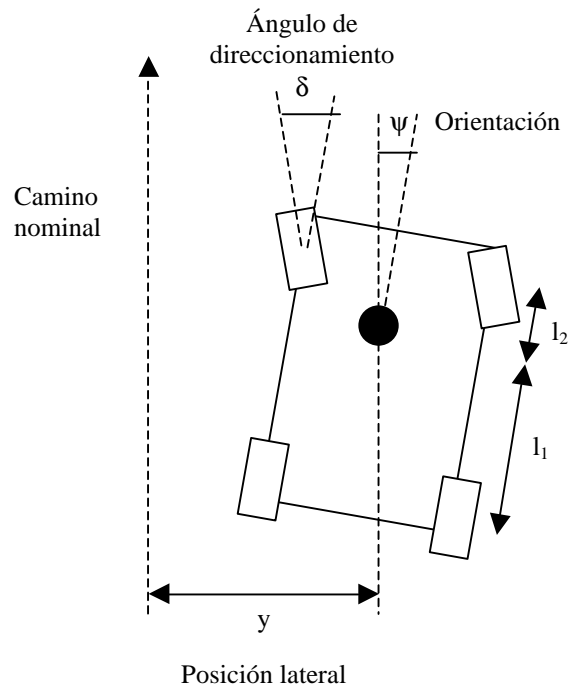


Figura 2.6: Modelo cinemático para el seguimiento de líneas rectas

Las ecuaciones de dicho modelo son las siguientes:

$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & V_{X_o} & -\frac{V_{X_o} l_1}{l_1 + l_2} \\ 0 & 0 & -\frac{V_{X_o}}{l_1 + l_2} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \psi \\ \delta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u$$

donde l_1 es la distancia del eje trasero del vehículo al punto de guiado del vehículo, l_2 es la distancia del eje delantero al punto de guiado y V_{X_o} es la velocidad longitudinal o de desplazamiento. La señal de control (u) es directamente la velocidad de giro de la rueda delantera izquierda.

Este modelo fue validado a velocidades de hasta 2 m/s sobre terreno de hierba. Posteriormente el modelo se utilizó en el diseño de un controlador para un tractor John Deere 7800 circulando por terreno bacheado a velocidades de 0.33 m/s [O'Connor et al., 1996], 1.6 m/s [Elkaim et al., 1996] e incluso con diversas herramientas como palas o gradas, remolcadas o acopladas rígidamente al tractor, y a velocidades de 3 m/s [Elkaim et al., 1997].

2.3.2. Modelo dinámico lateral de *bicicleta*

Este modelo [BenAmar, 1997], [Hemami y Mehrabi, 1997], [Zheng et al., 2004] realiza una aproximación del vehículo suponiendo que ambas ruedas delanteras giran en la misma magnitud, y las sustituye por una única rueda virtual situada en el punto central del eje delantero (ver figura 2.7). Las ruedas traseras se representan mediante una rueda virtual situada en el centro del eje trasero. Tras una linealización de las ecuaciones dinámicas, suponiendo velocidad longitudinal constante (v_x), despreciando el movimiento de alabeo y utilizando la aproximación de ángulos de deslizamiento *pequeños* en la interacción neumático-suelo ([Dugoff et al., 1970]), se llega a la siguiente representación en el espacio de estados:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mv_x} & -1 - 2\frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{m(v_x)^2} \\ 2\frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{I_z} & -2\frac{a^2C_{\alpha f} + b^2C_{\alpha r}}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha f}}{mv_x} \\ \frac{aC_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta$$

donde:

- β : ángulo de deslizamiento lateral, medido en el centro de gravedad (CG)
- r : velocidad angular del movimiento de guiñada
- δ : ángulo de direccionamiento de la rueda delantera
- α_f : ángulo de deslizamiento de la rueda delantera
- α_r : ángulo de deslizamiento de la rueda trasera
- C_{α_f} : rigidez lateral del neumático delantero
- C_{α_r} : rigidez lateral del neumático trasero
- a : distancia del eje delantero al CG
- b : distancia del eje trasero al CG
- m : masa del vehículo
- v_x : velocidad longitudinal del vehículo
- v_y : velocidad lateral del vehículo
- V : vector velocidad en el CG, con componentes (v_x, v_y)
- I_z : momento de inercia respecto al eje vertical

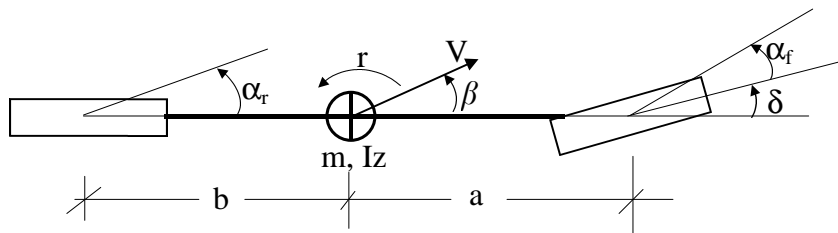


Figura 2.7: Diagrama de la dinámica lateral del modelo de la bicicleta

Este modelo también ha sido utilizado por [Chan y Tan, 2001] para el control lateral de un vehículo después de una colisión. Para ello se le añaden al modelo dos entradas, la fuerza lateral aplicada en el CG y el momento aplicado en el eje vertical en el momento del impacto. En este trabajo se utiliza un coche modelo Sedán en simulaciones y experimentos. En [Mammar, 2004] se añade al modelo básico [Hemami y Mehrabi, 1997] la perturbación debida a la fuerza del viento y una segunda entrada de control que es el par debido al frenado diferencial del vehículo.

Realizando el mismo desarrollo y suposiciones, otros autores [Tomizuka y Peng, 1993], [Suárez et al., 2003] utilizan como variable de estado la velocidad lateral (v_y) en el centro

de gravedad en lugar del ángulo de deslizamiento (β). Aplicando la transformación $\beta = v_y/v_x$ [BenAmar, 1997], las ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2\frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{mv_x} & -V - 2\frac{aC_{\alpha_f} - bC_{\alpha_r}}{mv_x} \\ -2\frac{aC_{\alpha_f} - bC_{\alpha_r}}{I_z v_x} & -\frac{a^2 C_{\alpha_f} + b^2 C_{\alpha_r}}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha_f}}{mv_x} \\ \frac{aC_{\alpha_f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta$$

Como se ha comentado anteriormente, en [BenAmar, 1997], [Hemami y Mehrabi, 1997], [Chan y Tan, 2001], [Mammar, 2004] y [Zheng et al., 2004] se utiliza la aproximación de ángulos de deslizamiento pequeños; es decir, que la fuerza perpendicular al plano del neumático en cada uno de ellos (F_f y F_r) es proporcional al ángulo de deslizamiento de los neumático (α_f y α_r):

$$F_f = C_{\alpha_f} \alpha_f$$

$$F_r = C_{\alpha_r} \alpha_r$$

[Hahn et al., 2002] utilizan un modelo de interacción neumático-suelo más complejo y realista. En dicho modelo las fuerzas laterales en los neumáticos dependen del ángulo de deslizamiento del neumático, del coeficiente de fricción neumático-suelo y de la fuerza normal en el neumático. El ángulo de deslizamiento, α , es la diferencia entre el ángulo de direccionamiento de la rueda, δ , y el ángulo del vector velocidad en la rueda, θ_v , como puede verse en la figura 2.8.

De esta forma, los términos F_f y F_r se calculan de la siguiente forma:

$$F_f = 2\mu F_z \left\{ \left| \frac{C_{\alpha_f} \tan \alpha_f}{\mu F_z} \right| - \frac{1}{3} \left| \frac{C_{\alpha_f} \tan \alpha_f}{\mu F_z} \right|^2 + \frac{1}{27} \left| \frac{C_{\alpha_f} \tan \alpha_f}{\mu F_z} \right|^3 \right\} \text{sign}(\alpha_f)$$

$$F_r = 2\mu F_z \left\{ \left| \frac{C_{\alpha_r} \tan \alpha_r}{\mu F_z} \right| - \frac{1}{3} \left| \frac{C_{\alpha_r} \tan \alpha_r}{\mu F_z} \right|^2 + \frac{1}{27} \left| \frac{C_{\alpha_r} \tan \alpha_r}{\mu F_z} \right|^3 \right\} \text{sign}(\alpha_r)$$

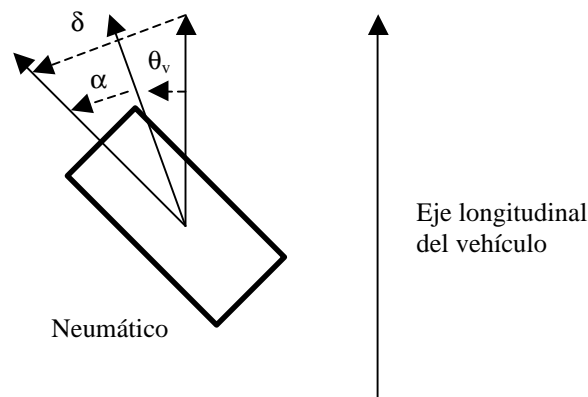


Figura 2.8: Ángulo de deslizamiento del neumático

donde μ es el coeficiente de fricción neumático-suelo, F_z es la fuerza normal ejercida en cada neumático, C_{α_f} y C_{α_r} los coeficientes de rigidez lateral de los neumáticos, α_r y α_f los ángulos de deslizamiento de los neumáticos trasero y delantero respectivamente.

Hay que señalar que es necesario obtener una estimación de F_z mediante alguna técnica [Gustaffson, 1997],[Hahn et al., 2002], o bien considerarla constante, lo que no es realista. Este modelo fue utilizado para obtener una estimación de los coeficientes de fricción neumático suelo, realizándose experimentos con un camión Navistar 9400 con remolque y a velocidades de 10 m/s.

En los modelos descritos en este apartado se ha presentado la dinámica lateral de los vehículos, considerando constante la velocidad longitudinal; además, estos modelos están basados en un sistema de referencia fijo en el vehículo, con el origen de coordenadas en el CG. Para su utilización en un sistema de navegación sería necesario transformar el modelo mediante una rotación con respecto al sistema de coordenadas global externo al vehículo.

2.3.3. Modelo dinámico de 7 grados de libertad

Diversos autores, como [Samadi et al., 2001] y [Huang et al., 2004], utilizan un modelo dinámico con 7 grados de libertad. Esos 7 grados de libertad son la velocidad lateral, la velocidad longitudinal, la velocidad angular de guiñada y las 4 velocidades de rotación de cada una de las ruedas:

$$\begin{aligned}
\dot{v}_x &= rv_y + \frac{1}{m}[(F_{xfl} + F_{xfr}) \cos(\delta) - (F_{yfl} + F_{yfr}) \text{sen}(\delta) + F_{xrl} + F_{xrr}] \\
\dot{v}_y &= -rv_x + \frac{1}{m}[(F_{xfl} + F_{xfr}) \text{sen}(\delta) + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) + F_{yrl} + F_{yrr}] \\
\dot{r} &= \frac{1}{I_z}[L_f(F_{xfl} + F_{xfr}) \text{sen}(\delta) + L_f(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta)] - L_r(F_{yrl} + F_{yrr}) \\
&\quad - \frac{T_f}{2}(F_{xfl} - F_{xfr}) \cos(\delta) + \frac{T_f}{2}(F_{yfl} - F_{yfr}) \text{sen}(\delta) - \frac{T_r}{2}(F_{xrl} - F_{xrr}) \\
\dot{\omega}_{fl} &= \frac{1}{I_\omega}(-R_\omega F_{xfl} - T_{bfl}) \\
\dot{\omega}_{fr} &= \frac{1}{I_\omega}(-R_\omega F_{xfr} - T_{bfr}) \\
\dot{\omega}_{rr} &= \frac{1}{I_\omega}(-R_\omega F_{xrr} - T_{brr}) \\
\dot{\omega}_{rl} &= \frac{1}{I_\omega}(-R_\omega F_{xrl} - T_{brl})
\end{aligned}$$

donde v_x y v_y son las velocidades longitudinal y lateral, r es la velocidad angular de guiñada, ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rr} y ω_{rl} son las velocidades de rotación de las 4 ruedas, T_{bfl} , T_{bfr} , T_{brr} y T_{brl} son los pares de frenado en las ruedas, y F_{xfl} , F_{xfr} , F_{xrr} , F_{xrl} , F_{yfl} , F_{yfr} , F_{yrr} , F_{yrl} , son las fuerzas longitudinales y laterales en cada uno de los 4 neumáticos.

En [Samadi et al., 2001] se propone un modelo estocástico y una implementación mediante filtro de Kalman extendido (EKF) para la obtención de las fuerzas en los neumáticos, mientras que en [Huang et al., 2004] se utiliza el modelo HSRI [Dugoff et al., 1970] y una versión reducida del mismo.

2.4. Sistema de referencia

En esta tesis se estudia el control de los vehículos suponiendo su movimiento en un plano horizontal, por lo que no se consideran los movimientos de cabeceo y alabeo que pudieran experimentarse. El sistema de referencia que se va a utilizar está formado por dos sistemas de coordenadas (ver Figura 2.9):

- Un sistema de coordenadas global, externo al vehículo, formado por los ejes Y_G y X_G . El sistema de referencia global utilizado en esta tesis es el sistema UTM (Universal Transverse Mercator), siendo Y_G la coordenada *Northing* y X_G la coordenada *Easting*.
- Un sistema de coordenadas local al vehículo, formado por los ejes Y_B y X_B . El eje Y_B se corresponde con el eje longitudinal del vehículo, mientras que el eje X_B se hace coincidir con el eje de las ruedas traseras. Este sistema de coordenadas está fijo en el vehículo y se desplaza con él. El origen del eje de coordenadas local se encuentra en el punto medio del tren trasero del vehículo.

La guiñada u orientación, θ , se define como el ángulo existente entre ambos ejes de coordenadas, tomando un valor positivo en el sentido contrario a las agujas del reloj. La posición del vehículo viene determinada, por tanto, por la orientación y por las coordenadas del origen del sistema de coordenadas local respecto al sistema de coordenadas global; es decir, por la terna (x, y, θ) . Para la derivada del ángulo de guiñada con respecto al tiempo se utiliza la notación $\omega = \dot{\theta}$, y se denominará velocidad angular o velocidad de giro.

La matriz de rotación (R) para pasar del sistema de coordenadas global al sistema de coordenadas local es la siguiente:

$$\begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \end{pmatrix} = R \begin{pmatrix} X_G \\ Y_G \end{pmatrix} \quad R = \begin{pmatrix} \cos \theta & \text{sen} \theta \\ -\text{sen} \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

siendo

X_G : Eje x del sistema de coordenadas global (GCS)

Y_G : Eje y del sistema de coordenadas global

X_B : Eje x del sistema de coordenadas fijo del vehículo (BFCS)

Y_B : Eje y del sistema de coordenadas fijo del vehículo

θ : Orientación, ángulo existente entre los sistemas de coordenadas BFCS y GCS.

El valor es positivo en sentido contrario a las agujas del reloj

x : Coordenada x del BFCS en el GCS

y : Coordenada y del BFCS en el GCS

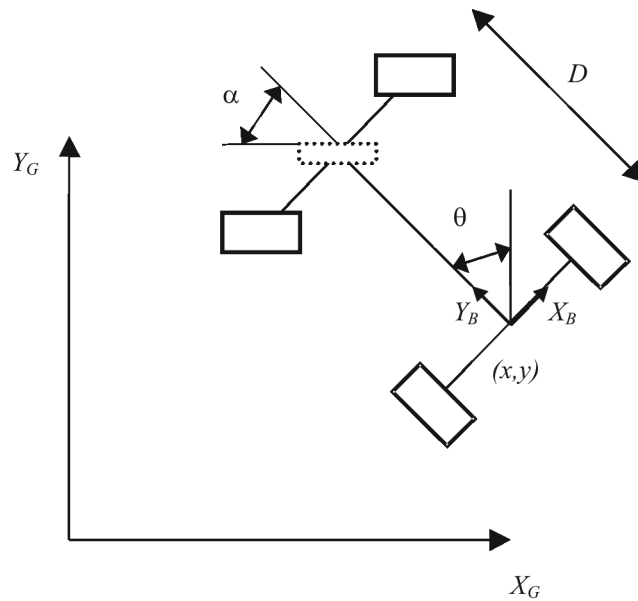


Figura 2.9: Sistema de coordenadas

2.5. Modelo cinemático de un vehículo

Este tipo de modelo ha sido empleado por [Goh y Wang, 1999], [Heredia, 1999] y [Bonnifait et al., 2001] entre otros. El modelo cinemático del vehículo nos proporciona el movimiento del mismo en función de la curvatura instantánea y de la velocidad de desplazamiento del vehículo, suponiendo que no existe deslizamiento. En ese caso, la velocidad en el origen del eje de coordenadas local (x, y) sólo tiene componente en la dirección Y_B , y el movimiento del vehículo respecto al eje de coordenada global queda descrito por las ecuaciones:

$$\dot{x} = -v \operatorname{sen} \theta \quad (2.3)$$

$$\dot{y} = v \cos \theta \quad (2.4)$$

$$\dot{\theta} = v \gamma \quad (2.5)$$

donde

- γ : curvatura del vehículo (1/m)
 v : velocidad de desplazamiento del vehículo (m/s)

2.6. Modelo de los actuadores

2.6.1. Introducción

Los actuadores son los motores encargados de generar los movimientos del eje de tracción y de la caña de dirección del vehículo. En general, los actuadores controlan la velocidad del vehículo v_d , y la curvatura γ_d deseadas.

Un modelo detallado de los actuadores debe tener en cuenta los fenómenos no lineales que se producen, como son histéresis, zonas muertas, rozamientos y holguras internas, etc. Sin embargo, en muchos casos, es suficiente utilizar un modelo simple, aplicable a diferentes vehículos, que represente el comportamiento dinámico dominante.

A continuación se detallan los modelos de los actuadores de tracción y dirección de los vehículos utilizados en esta tesis, Romeo 4R, Scania y Caterpillar, validando dichos modelos con resultados experimentales.

2.6.2. Subsistema de tracción

El sistema de tracción esta formado por un motor que mueve el eje de tracción, un sensor que permite medir la velocidad de desplazamiento del vehículo y un regulador que permite controlar la velocidad de desplazamiento del vehículo en bucle cerrado, como puede verse en la figura 2.10. Este regulador puede ser en el caso más sencillo un PID [Kamga y Rachid, 1996], pero puede utilizarse un regulador borroso [Rosa y de Pedro, 2000] u otras técnicas de control.

Este sistema puede modelarse en muchos casos [Kamga y Rachid, 1996] como un sistema dinámico de primer orden con una constante de tiempo T_v , y por tanto puede describirse mediante la siguiente ecuación diferencial:

$$\dot{v} = \frac{1}{T_v}(v_d - v) \quad (2.6)$$

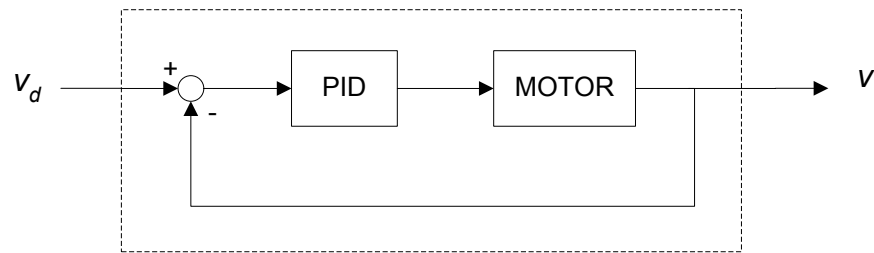


Figura 2.10: Control de la velocidad del vehículo

donde v es la velocidad real del vehículo y v_d es la velocidad deseada.

Este es el caso del vehículo Romeo 4R. Como puede apreciarse en la figura 2.11, la respuesta (en color azul) ante una consigna de 1 m/s puede aproximarse por un sistema de primer orden con constante de tiempo T_v igual a 1.5 segundos (en color rojo). También pueden apreciarse unas oscilaciones de 0.02-0.03 m/s debidas a las inclinaciones del terreno, que suponen perturbaciones para el sistema de control de velocidad.

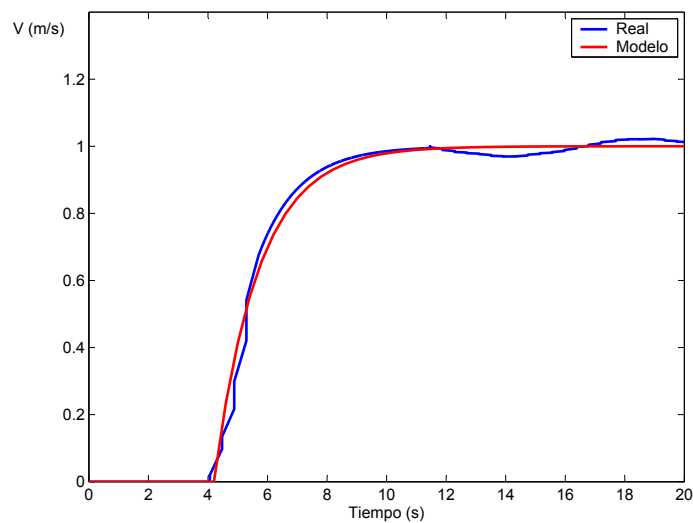


Figura 2.11: Respuesta del sistema de tracción del Romeo 4R

2.6.3. Subsistema de dirección

El sistema de dirección del vehículo está compuesto por un motor conectado a la caña de dirección, un sensor que permite medir el ángulo de dicha caña o de las ruedas del

vehículo (α) y un regulador, generalmente un PID, que permite controlar el ángulo de las ruedas o la dirección en bucle cerrado, como puede verse en la figura 2.12.

Sin embargo, para el diseño del sistema de guiado del vehículo, es más conveniente utilizar la curvatura que describe, γ , como la variable de control, en lugar de utilizar el ángulo de las ruedas. Esto se debe a que, una vez diseñado un sistema de control de posición, sólo es necesario modificar la relación γ - α para poder aplicarse directamente a otro vehículo. Para esto es necesaria una transformación, T , entre curvatura y ángulo.

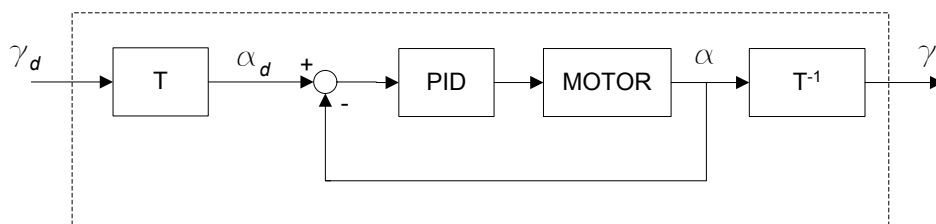


Figura 2.12: Control de la dirección del vehículo

La relación entre el ángulo de las ruedas y la curvatura descrita por el vehículo depende de factores como la interacción entre los neumáticos y el suelo, el sistema de amortiguación y chasis del vehículo y la velocidad de desplazamiento entre otros. Además, la interacción entre neumáticos y terreno depende de los coeficientes de fricción suelo-neumático y rigidez lateral del neumático. Es decir, que la relación entre ángulo y curvatura depende, entre otros elementos, del neumático utilizado, de la presión con que está inflado, del tipo de superficie por el que se circula, de la velocidad de desplazamiento, etc.

En la práctica, para obtener una relación sencilla entre el ángulo de la rueda y la curvatura del vehículo existen dos métodos:

1. Realizar experimentos con el vehículo y obtener una tabla con la relación entre ambas magnitudes, como en [O'Connor et al., 1996].
2. Utilizar una conversión geométrica sencilla. Esta conversión dependerá del tipo de direccionamiento del vehículo. En el caso de vehículos con configuración Ackerman, como se ha visto en el apartado 2.2, esta relación es:

$$\gamma = \frac{\tan \alpha}{D}$$

Esta relación es no lineal, pero es prácticamente lineal en el rango normal de funcionamiento de un vehículo; es decir, para valores de α pequeños. En la figura 2.13 se ha representado la relación entre ambas magnitudes para un vehículo con una distancia, D , entre ejes, de 5 metros, que son las medidas del Scania. Puede apreciarse que, para valores menores de 10° , la relación es prácticamente lineal, y para un ángulo de 20 grados, el error entre la linealización y la curva real es menor del 4%. En general, el guiado de un vehículo por caminos reales como los utilizados en los ensayos que se presentan en esta tesis requieren de ángulos de rueda menores de 5° la mayor parte del tiempo.

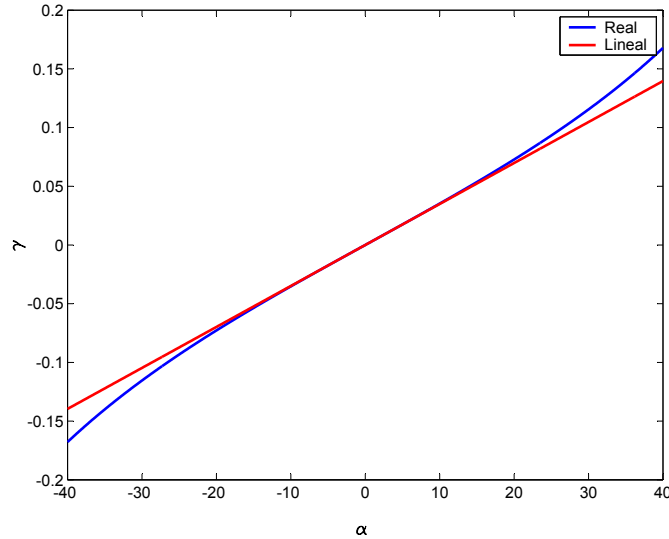


Figura 2.13: Relación entre la curvatura γ (1/m) y el ángulo de rueda α (grados)

Con la arquitectura de control de dirección presentada y con un correcto ajuste del regulador PID, se ha determinado que el sistema de dirección de los vehículos puede aproximarse [Shin et al., 1992] por un sistema de primer orden con constante de tiempo T_γ :

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{T_\gamma}(\gamma_d - \gamma) \quad (2.7)$$

donde γ es la curvatura real que describe el vehículo y γ_d es la curvatura que se desea que describa.

Para conseguir un comportamiento como el indicado, es conveniente realizar el ajuste del PID de dirección con el vehículo en movimiento, aunque sea a poca velocidad. El sistema de dirección ofrece mayor resistencia cuando el vehículo está parado que cuando está en movimiento, debido a la fricción del neumático con el suelo. Si se realiza un ajuste del PID con el vehículo parado, el comportamiento obtenido con el vehículo en movimiento será demasiado brusco y enérgico.

En el caso de los vehículos Scania y Caterpillar, se ha realizado el ajuste con los vehículos circulando a 10 km/h. En la figura 2.14 se muestra la respuesta del sistema de dirección del vehículo Scania ante una consigna de 10° a la izquierda en la rueda y vuelta a 0° . También se muestra la respuesta de la curvatura asociada a ese giro a izquierda.

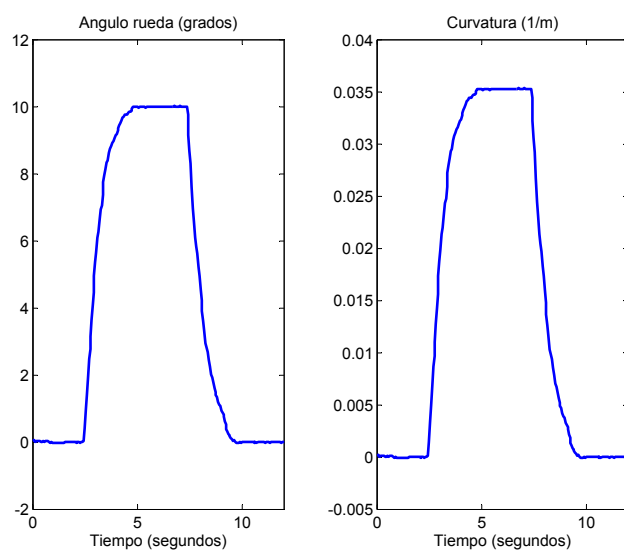


Figura 2.14: Respuesta de la dirección del vehículo Scania en giro a izquierda

En la figura 2.15 se muestra la respuesta del sistema de dirección ante un giro de 4° a la derecha en la rueda. Como puede apreciarse en las gráficas 2.14 y 2.15, la dinámica del sistema de dirección puede aproximarse por un sistema de primer orden con ganancia estática 1 y constante T_γ igual a 0.8 segundos.

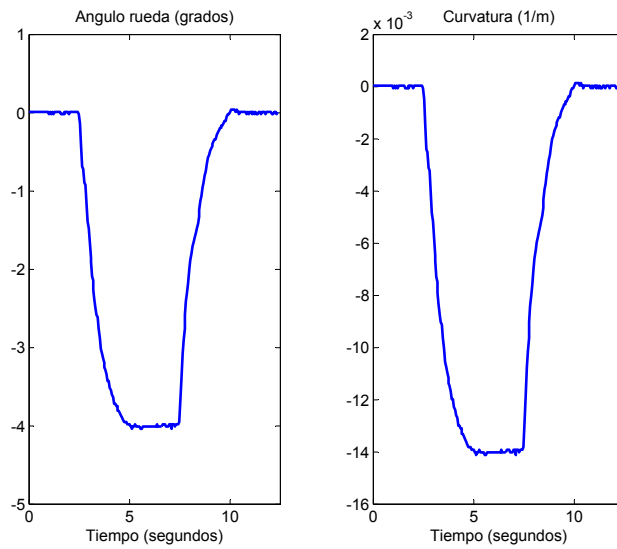


Figura 2.15: Respuesta de la dirección del vehículo Scania en giro a derecha

En el caso del vehículo Romeo 4R el ajuste se realiza con el vehículo desplazándose a 1 m/s, y la respuesta del sistema de dirección se muestra en la figura 2.16. En este caso la dinámica del sistema de dirección puede aproximarse también por un sistema de primer orden con ganancia estática 1 y constante T_γ igual a 1 segundo.

2.7. Modelo completo

Según lo expuesto en los apartados anteriores, el modelo completo de los vehículos que será utilizado es el siguiente:

$$\dot{x} = -v \sin \theta \quad (2.8)$$

$$\dot{y} = v \cos \theta \quad (2.9)$$

$$\dot{\theta} = v \gamma \quad (2.10)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{T_\gamma} (\gamma_d - \gamma) \quad (2.11)$$

$$\dot{v} = \frac{1}{T_v} (v_d - v) \quad (2.12)$$

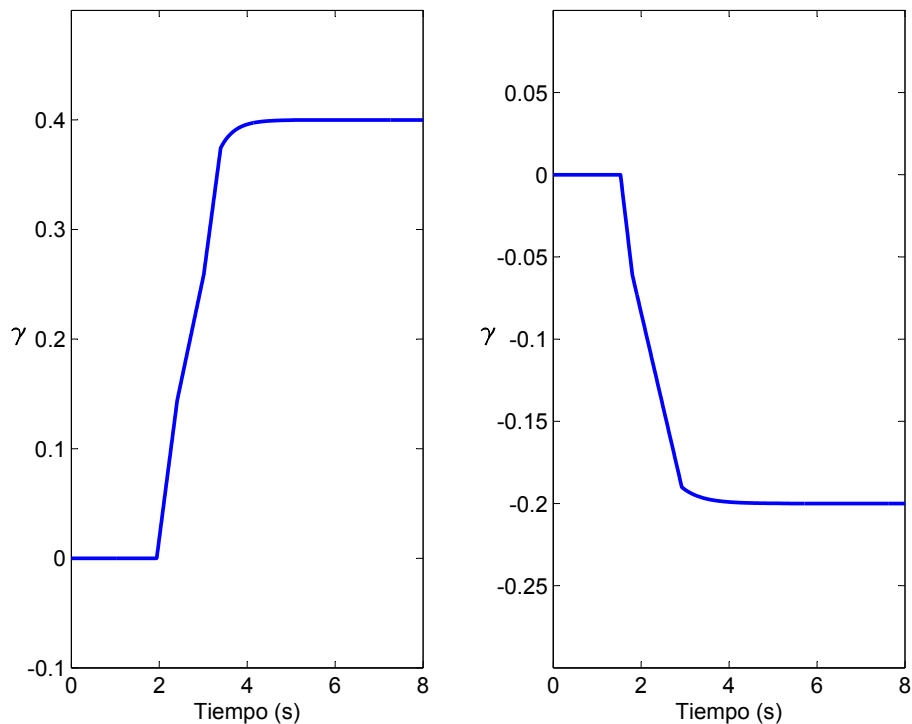


Figura 2.16: Respuesta de la dirección del vehículo Romeo 4R

Como se ha comentado, es un modelo cinemático al que se ha añadido la dinámica de los sistemas de tracción y dirección del vehículo. Este modelo tiene únicamente 2 parámetros, la constante de dirección T_γ y la constante de tracción T_v . Los dos parámetros son sencillos de determinar experimentalmente.

Además, al realizar simulaciones en Matlab/Simulink se ha añadido la saturación que se produce en la curvatura, debido a los toques mecánicos en el giro de las ruedas. Las curvaturas máximas que pueden describir los vehículos son 0.5 m^{-1} en el Romeo 4R, 0.14 m^{-1} en el Scania y 0.2 m^{-1} en el Caterpillar.

2.8. Conclusiones

En esta capítulo se han presentado modelos cinemáticos y dinámicos de vehículos utilizados por diversos autores, para poner de manifiesto las ventajas e inconvenientes de dichos modelos. Los modelos cinemáticos son sencillos, con pocos parámetros y se pueden

aplicar incluso en condiciones en las que los efectos dinámicos son importantes. En estos casos es el controlador el que se encarga de cancelar o reducir los errores de modelado, como en [Elkaim et al., 1996, Elkaim et al., 1997, Heredia, 1999]. En [Bonnifait et al., 2001] también se utiliza el modelo cinemático para estimar el estado del vehículo, y los errores de modelado son incluidos como ruido blanco gaussiano en el filtro de estimación, obteniendo resultados muy satisfactorios.

Sin embargo, los modelos cinemáticos son menos precisos, y en algunos casos y aplicaciones como en [Hemami y Mehrabi, 1997], [Hahn et al., 2002], [Samadi et al., 2001] se utilizan modelos dinámicos más complejos. En esos casos es necesario obtener un modelo reducido al diseñar el controlador del vehículo.

Los sistemas de actuación de los vehículos son aproximados por sistemas de primer orden. Esta aproximación es válida si se realiza un ajuste apropiado de los reguladores de tracción y dirección, como se ha mostrado con los datos experimentales. Por otro lado, suponer que los sistemas de dirección y tracción responden principalmente con una dinámica de primer orden no es una mera simplificación, ya que presenta numerosas ventajas en la práctica. Una dinámica de primer orden implica que la dirección y la tracción funcionan de forma suave, sin brusquedades ni oscilaciones, lo que supone mayor comodidad para posibles pasajeros. Además, el consumo de energía y el desgaste mecánico de los actuadores es menor.

Por tanto, se va a utilizar el modelo completo presentado en el apartado 2.7 para representar el movimiento de los vehículos con configuración Ackermann. De esta forma, los tres vehículos empleados en la tesis comparten el mismo tipo de modelo y lo único que varía son las constantes de tiempo de los sistemas de actuación y el valor máximo de la curvatura que pueden describir.

Capítulo 3

Fusión de datos para estimación de posición

3.1. Introducción

En este capítulo se aborda el problema de la estimación de posición para un vehículo convencional y a velocidades elevadas. El objetivo es obtener un sistema de estimación de posición de alta precisión, frecuencia elevada y disponibilidad absoluta. Existen diversas técnicas y sensores que pueden utilizarse para determinar la posición y orientación de un vehículo. Una posible clasificación puede encontrarse en [Jiménez y Baturone, 1996]. La selección de los sensores y técnica a emplear dependerá principalmente de cada aplicación concreta y del presupuesto disponible para el sistema de estimación de posición.

El uso de los sistemas de navegación global por satélite (GNSS), y en concreto el del sistema GPS (*Global Positioning System*) desarrollado por los Estados Unidos, es en la actualidad el más utilizado para el guiado de vehículos en exteriores [Rintanen et al., 1996, Abbott y Powell, 1999, Dolan et al., 1999, García et al., 2002, Stentz, 2001, Ohno et al., 2003, Farrell et al., 2003, Thuilot et al., 2004, Urmson et al., 2006]. Sin embargo existe una serie de limitaciones, puestas de manifiesto por diversos autores, que hacen que un receptor GPS no pueda funcionar como único sensor para obtener una medida de la posición y la orientación.

El parámetro fundamental de un receptor GPS es su precisión. Ésta se define típicamente en términos de probabilidad CEP o 2DRMS ([NovAtel, 2003]) y puede variar para un mismo receptor en función de su modo de funcionamiento:

- Autónomo, denominada como *standalone* o *single* en la terminología inglesa. La precisión típica que se obtiene en este modo de funcionamiento es del orden de 10-20 metros CEP, aunque hay equipos que pueden llegar a 1.5-2m CEP (*precisión métrica*).
- Diferencial con detección de código o *pseudorange*. Se obtiene una precisión entre 0.5m y 1m CEP (*precisión submétrica*).
- Diferencial con detección de portadora a frecuencia L1. Se obtiene una precisión entre 10 y 20cm CEP (*precisión decimétrica*).
- Diferencial con detección de portadora a doble frecuencia. Es la mayor precisión nominal que se puede alcanzar y está entre 1 y 2cm CEP (*precisión centimétrica*).

Para la mayoría de aplicaciones de control de vehículos sólo es útil un sistema de posicionamiento con la precisión de las dos últimas categorías. La precisión, además, viene limitada por la disponibilidad de la señal GPS de los satélites, dado que es necesaria visión directa de al menos 4 satélites. Las señales de éstos pueden quedar bloqueadas debido a edificios [Melgard et al., 1994], árboles [Lachapelle et al., 1994], montañas, túneles [Bouvet y Garcia, 2000], etc. o incluso por errores en los satélites [Cobb et al., 1995]. También hay que considerar como falta de disponibilidad los errores de transmisión. Un receptor GPS envía al sistema de control del vehículo un mensaje que contiene su posición. Dicho mensaje se envía en formato digital e incorpora un código de redundancia cíclica (CRC) que permite verificar la integridad del mensaje. Un error en dicho mensaje provoca la pérdida de la medida.

Una segunda característica fundamental en el funcionamiento de un receptor GPS es la frecuencia con que proporciona medidas de posición. Esta frecuencia alcanza un valor máximo de 10Hz en los equipos más caros y sofisticados, pero es muy común que los receptores trabajen con una frecuencia inferior. Este rango de frecuencia, de hasta 10 Hz, es

insuficiente para el control de vehículos, sobre todo a velocidades elevadas. La frecuencia mínima según diversas experiencias debe ser de 25 Hz [Guldner et al., 1996], aunque se recomienda una frecuencia mayor de 50 Hz [Farrel et al., 2000], siendo una frecuencia típica empleada los 100 Hz [Yoo y Ahn, 2003].

Otra consideración a realizar al evaluar el funcionamiento de un receptor GPS es el retardo con que se ofrecen las medidas. Desde que el receptor toma las muestras de las señales de los satélites hasta que la posición está disponible en el controlador del vehículo hay un retardo que, sobre todo a velocidades altas, no puede ser despreciado. Este retardo está compuesto de la *latencia* y del tiempo de transmisión, y en conjunto puede ser del orden de cientos de milisegundos. La necesidad de tener en cuenta este retardo ha sido apuntada por [Farrel et al., 2000] y [Wang et al., 1999] entre otros, pero sólo hay algunas soluciones prácticas aportadas por [Bonnifait et al., 2001] y [Bouvet et al., 2001].

Por todo lo anterior, es necesario combinar los datos de alta precisión, baja frecuencia e indisponibilidad temporal del GPS con otros elementos que proporcionen datos a una alta frecuencia, con disponibilidad continua aunque con una precisión que se degrada con el tiempo. Esta combinación se realiza mediante distintas técnicas de fusión de datos [Sossai et al., 1999, Borenstein y Feng, 1996], siendo la más empleada el conocido filtro de Kalman [Kelly, 1994]. Sin embargo, por diversos motivos, no existe una implementación del filtro de Kalman que sea idónea por lo que se han desarrollado y se continúa investigando en diversas técnicas que permitan mejorar sus prestaciones, ya sea con distintas implementaciones [Wang y Goh, 1999, Loebis et al., 2004], modificando el típico modelo de ruido gaussiano de los sensores [Nebot et al., 1997a, Wang et al., 1999] o incluso utilizando en la fusión de datos mapas predefinidos (*map-matching*) [Li y Leung, 2003, Obradovic et al., 2007]. Es en el ámbito de estas técnicas en las que se propone el uso de la lógica borrosa para la fusión de los datos del GPS y otros sensores.

Por tanto, para alcanzar el objetivo propuesto, este capítulo comienza con la evaluación y selección de diversos sensores para el tipo de vehículo y las condiciones de navegación de los mismos, haciendo especial hincapié en las prestaciones y problemas del receptor GPS, que se va a utilizar como elemento principal del sistema de estimación de posición. A continuación se revisan las técnicas de fusión de datos y los resultados que ofrecen y se propone el uso de la lógica borrosa para este fin. En la última parte se describe con detalle

el sistema de estimación de posición propuesto y los resultados obtenidos. Por último, se detallan las conclusiones más relevantes de este capítulo.

3.2. Evaluación de sensores

Como se ha indicado en la introducción, los sensores más adecuados para la estimación de posición dependen en gran medida de la aplicación concreta y del presupuesto disponible. En todo caso hay que señalar que en el ámbito de esta tesis no se ha realizado una evaluación general de sensores que puedan utilizarse para la estimación de posición, sino que se han analizado sensores que permitan complementar a un receptor GPS de precisión centimétrica al menor coste posible y que permitan alcanzar el objetivo reseñado. Así, por ejemplo, no se han analizado sensores de visión [Ferruz y Ollero, 2000, Sotelo et al., 2001], ni de campo magnético para filoguiado [Suryanarayanan et al., 2000] ni tampoco sensores de orientación basados en receptores GPS que emplean varias antenas [Hong et al., 2004], y que permiten una precisión nominal de 0.1° . Tampoco se han considerado soluciones como tener codificadores en las cuatro ruedas de los vehículos [Bonnifait et al., 2001], dado el coste y la dificultad de instalación en vehículos que no los incorporen de serie. Los sensores que se han evaluado han sido: un receptor GPS diferencial de precisión centimétrica, un compás magnético, un odómetro, tres giróscopos y un acelerómetro.

3.2.1. Metodología

Se han realizado experimentos con el vehículo Scania para evaluar el funcionamiento y prestaciones de diversos sensores en condiciones reales de navegación. Se han grabado los datos de todos los sensores mientras se recorrían caminos de distintas características y a diversas velocidades. Los sensores analógicos se han grabado con una frecuencia de 200 Hz, mientras que en los digitales se ha empleado la frecuencia máxima que permitía el dispositivo: 5 Hz el GPS y el compás magnético, y 10 Hz el giróscopo láser. Estos datos se han analizado y procesado posteriormente mediante Matlab para determinar la utilidad y prestaciones de cada uno de ellos.

En cuanto a los sensores analógicos, el análisis frecuencial de los valores obtenidos determinó la necesidad de un filtrado de los valores muestreados para reducir el ruido. Para ello se diseñó un filtro digital Chebyshev tipo I, que introduce un pequeño retraso:

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{0.0124z^3 + 0.0372z^2 + 0.0372z + 0.0124}{z^3 + 1.9739z^2 - 1.4452z + 0.3722} \quad (3.1)$$

El análisis y cálculos posteriores con los sensores analógicos se hace después de este filtrado.

3.2.2. Receptor GPS Diferencial

Precisión

El problema de los picos del DGPS y el hecho de que este efecto no quede recogido en la desviación estándar del mensaje ya ha sido reflejado por [Goh y Wang, 1999]. En esta tesis se han realizado numerosos experimentos con un receptor Trimble 7400 MSi, funcionando en modo diferencial centimétrico. Como ejemplo de los experimentos realizados, se muestran a continuación los resultados obtenidos durante una prueba de 48 horas mientras el receptor estaba en una ubicación fija:

- Error de posición inferior a 2 cm en un 99 % de las muestras.
- Entre 2 y 6 puntos consecutivos con un error de 40-60 cm. Estos grupos de puntos aparecen con una frecuencia impredecible.
- Un punto con un error de 60 metros.

No se ha encontrado ninguna explicación ni para los errores consecutivos ni para el error puntual de 60 metros. Tanto el número de satélites a la vista, como el CRC de los mensajes y el indicador de funcionamiento diferencial tenían valores correctos. Una posible explicación a este fenómeno proporcionada por [Goodman, 2003] consiste en considerar un error en el código fuente del receptor. Éste es un código propietario que podría no estar suficientemente probado.

Retraso

El retraso en las medidas obtenidas de un receptor GPS viene determinado por la forma en que éste trabaja, y al orden de prioridad en que debe ejecutar sus tareas internas:

1. Muestrear la señal de radio de los satélites. Es la tarea de mayor prioridad en el procesador del receptor GPS. El instante de muestreo de la señal de radio es la marca de tiempo (*time stamp*) que va a constar en los datos que posteriormente se calculan.
2. Procesar correcciones diferenciales. Si se han recibido correcciones de la estación base desde el último cálculo de posición estas son incorporadas en los nuevos cálculos.
3. Calcular la posición. A partir de las muestras de radio y de las correcciones se realiza la estimación de las medidas (posición, velocidad, orientación, etc.).
4. Transmitir los datos al controlador. Una vez obtenidos los datos se conforman uno o varios paquetes de datos que son transmitidos al dispositivo que va a hacer uso de los datos.

Este retraso se puede descomponer en dos partes: el retraso interno (tareas 1 a 3) y el retraso de transmisión. El retraso interno viene acotado y precisado por el fabricante; es el parámetro denominado *latency*. En el caso del receptor utilizado en las pruebas (Trimble 7400 MSi) este valor es de 100 milisegundos. Para verificar las características reales de este retraso se realizó el siguiente experimento: se programó el receptor a una frecuencia de 5 Hz y se anotó el instante de tiempo en que se recibe en el PC el primer carácter de cada mensaje. De esta forma no se contabiliza el retraso de transmisión (en realidad, sólo el correspondiente al primer carácter).

En teoría, si todas las muestras obtenidas sufrieran el mismo retraso la diferencia entre muestras consecutivas debería ser de 0.2 segundos aproximadamente. Sin embargo, no ocurre así; puede observarse que cuando una muestra se retrasa 0.360 segundos, por ejemplo, respecto a la anterior, la siguiente se retrasa únicamente 0.140 segundos, de forma que la frecuencia base se mantiene. Este efecto de retardo variable entre muestras sucede con una frecuencia de 1 Hz; es decir, coincide con la frecuencia a la que receptor GPS

recibe correcciones. En resumen, este tiempo de retraso es variable, desconocido para cada muestra, pero acotado al menos.

El retraso de transmisión depende de las interfaces del receptor. Si presenta una interfaz PCI, para integrar directamente en un bus, este tiempo será muy pequeño, pero si la transmisión es a través de un puerto serie RS-232, que es el caso más común, este retraso no es despreciable. Las medidas son transmitidas en un paquete de datos con un determinado formato, donde además de las variables de interés (posición, velocidad, orientación, etc.) se transmiten otros elementos como una cabecera, el tiempo GPS, satélites a la vista, monitorización de estado del receptor y un código de detección de errores. Así, para un mensaje NMEA-GGK, que consta de unos 85 bytes, y para una configuración típica de 9600 bps, 8 bits de datos, 1 bit de stop y sin paridad, el tiempo necesario para transmitir el mensaje completo es de 90 milisegundos. Una vez seleccionado el tipo de mensaje y la configuración del puerto serie, este tiempo es prácticamente constante, conocido y acotado.

La importancia del retraso y su influencia a la hora de sincronizar estas medidas con otros dispositivos puede verse fácilmente con un simple cálculo: en 100 ms se recorren a 30 km/h *sólo* 83 cm, pero suponen 2.5 metros a 90 km/h.

Cálculo de orientación

La medida de orientación absoluta a partir de un receptor GPS puede obtenerse por dos procedimientos distintos:

1. Un mensaje específico del receptor GPS.
2. Calculada a partir de la últimas posiciones conocidas.

En el primer caso, se configura el equipo para que devuelva la información en un mensaje específico. La orientación que devuelve el GPS es la orientación del movimiento de la antena, y éste no tiene por qué coincidir siempre con el movimiento del vehículos; de hecho, se ha podido comprobar experimentalmente que esta discrepancia entre la orientación real del vehículo y la obtenida del GPS se produce al trazar curvas; además, es más notorio conforme aumenta la velocidad. Este hecho se debe a que la antena está ubicada en el

techo, a una altura aproximada de 3 metros, y que la amortiguación de la cabina provoca vibraciones y pequeños desplazamientos laterales al recorrer curvas; son estos movimientos laterales cuya orientación marca a veces el GPS. Una segunda desventaja de este método es el retardo adicional en la medida; no existe un único mensaje GPS que de manera compacta proporcione la posición y orientación, por lo que es necesario un mensaje adicional con la medida de orientación. Eso supone añadir más retraso en el conocimiento de la medida.

El segundo método consiste en utilizar las últimas posiciones por las que ha circulado el vehículo para calcular la orientación con que se está moviendo. Para ello se distinguen dos situaciones, que el vehículo circule recto o que esté girando:

- Si el vehículo circula recto, se calcula la orientación como la recta que une los dos últimos puntos GPS.
- Si el vehículo está girando, se calcula el centro de giro de la circunferencia descrita por los tres últimos puntos GPS y, con él, la orientación de la tangente a la circunferencia en el último punto.

La principal desventaja de este método es que su precisión depende de la velocidad de desplazamiento, dado que en el método descrito es crítica la distancia entre puntos consecutivos; a mayor distancia mayor precisión. Sin embargo, en los experimentos realizados se ha conseguido una buena precisión en las medidas, incluso a las velocidades mínimas consideradas. En rectas, a 10 km/h el error en la orientación tiene una desviación estándar inferior a 1.8° , y a 70 km/h está por debajo de 0.3° . En curvas, debidos a los efectos de movimientos laterales descritos anteriormente, los resultados son peores; un resumen de las pruebas realizadas indica que la desviación estándar oscila entre 0.8° y 2.6° . Para determinar si el vehículo gira o no en un momento dado se hace uso de un giróscopo.

En esta tesis se propone el uso de este segundo método, debido principalmente a las características de los vehículos; si la antena pudiera ubicarse en un lugar más bajo o los vehículos tuvieran amortiguaciones más rígidas, estaría justificado el empleo del primer método.

3.2.3. Compás magnético

Se utiliza el modelo de compás magnético DGC (Digital Gyro Compass) de KVH industries. Las características principales (según el catálogo) de este dispositivo se resumen en la tabla 3.1.

Accuracy	$\pm 0.5^{\circ}rms$
Repeatability	$\pm 0.20^{\circ}$
Resolution	$\pm 0.1^{\circ}$
Tilt Angle/Pitch & Roll Range	$\pm 45^{\circ}$
Rate Gyro Drift	$\pm 3^{\circ}/minute$
Max. Angular Velocity	$45^{\circ}/sec$
Bandwidth	20 Hz
Bandwidth Measurements	5 Hz

Tabla 3.1: Características del Digital Gyro Compass de KVH Industries

Sin embargo, tras unas pruebas exhaustivas, se han detectado los siguientes inconvenientes para el uso de este dispositivo en los vehículos y condiciones planteadas:

- Ubicación. A priori, el lugar más conveniente para colocar este dispositivo es el centro de gravedad del vehículo, pero no siempre es posible. En este caso, la estructura metálica del remolque desaconseja ponerla en dicho lugar, teniendo además el agravante del freno magnético que lleva típicamente este tipo de camión. Tras varias pruebas, el mejor lugar disponible para instalar el sensor fue el salpicadero del vehículo.
- Retrasos. El compás magnético detecta los cambios de orientación con más de medio segundo de retraso. Además este retraso es variable, cuanto más brusco es el giro mayor es el retardo.
- Oscilaciones. Incluso circulando en zonas rectas el compás magnético presenta oscilaciones de unos 3° en torno a la real.
- Irregularidades. En las pruebas realizadas se ha detectado que en algunas ocasiones el incremento de orientación que marca el compás magnético difiere bastante del real, mientras que en otras su funcionamiento es correcto.

Aunque antes de su utilización en las pruebas se efectuó la autocalibración del sensor, una vez instalado y según las especificaciones del fabricante, los resultados han sido bastante decepcionantes. La conclusión es que en este tipo de vehículos y a velocidades medias-altas el comportamiento real de este sensor difiere mucho de las prestaciones teóricas y esperadas. El origen de estas discrepancias entre el comportamiento de catálogo y el real no ha sido determinado con claridad, pero puede ser debido en gran medida a los efectos de los elementos magnéticos y metálicos del vehículo. Estos efectos deberían verse atenuados o reducidos por la autocalibración del sensor, pero en la práctica esto no ha ocurrido.

3.2.4. Odómetro

Este sensor consiste en una rueda que se engancha en la parte posterior del vehículo y que permite medir velocidades cercanas a los 110 km/h. Es una rueda de 10 cm de radio que incorpora un convertidor frecuencia-tensión, de forma que proporciona una tensión de salida entre 0 y 5 voltios correspondiente a velocidades entre 0 y 108 km/h (30 m/s) aproximadamente.

Este sensor se calibra mediante el siguiente procedimiento:

1. Se registra el voltaje del sensor y la velocidad marcada por el GPS mientras se circula a distintas velocidades. La velocidad marcada por el GPS tiene una precisión de 0.03 m/s.
2. Se ajusta una recta de regresión con las velocidades GPS y los voltajes medidos.

La recta de regresión obtenida presenta una constante de conversión voltio a m/s de 5.9037 y un coeficiente de regresión $r = 0.999580$. El principal inconveniente de esta técnica es que se ve afectada por el deslizamiento de la rueda por el suelo y los botes del vehículo cuando circula por superficies muy bacheadas. Su principal ventaja respecto a la velocidad obtenida por el GPS es el menor retardo y la mayor frecuencia de muestreo, lo que la hace muy recomendable cuando se producen aceleraciones o deceleraciones. Además, el ser una medida independiente del GPS permite robustecer el sistema ante una caída o degradación del mismo.

3.2.5. Giróscopos

Se han evaluado los tres giróscopos descritos en los Anexos A y B, un giróscopo piezoeléctrico (VSG2000 de Sensorex), uno mecánico y uno óptico (Autogyro Navigator Plus de KVH Industries). La forma de evaluación de los giróscopos ha sido la siguiente:

- Se recorren curvas a derecha e izquierda en condiciones dinámicas muy exigentes (velocidades entre 20 y 30 km/h y radios de giro entre 20 y 50 metros).
- Se obtiene la orientación de entrada y de salida de las curvas mediante el GPS.
- Se integran las medidas de los giróscopos, obteniendo un incremento de orientación en el trazado de la curva. El tiempo de integración está entre 10 y 15 segundos.
- Se obtiene una medida de error comparando el incremento de orientación obtenida del GPS con los obtenidos de los giróscopos. Se considera la orientación proporcionada por el GPS como la real, debido a que se trazan rectas claras a la entrada y salida de cada curva.

Para evitar la influencia del *offset* variable, típico de los giróscopos, se ha anotado en las pruebas el valor de las medidas de cada giróscopo con el vehículo parado, y se ha considerado el mismo como el cero respectivo de cada uno. En las tablas 3.2, 3.3 y 3.4 se muestra un extracto de los resultados.

Radio de giro:	18m	Radio de giro:	20m
Orientación real:	119°	Orientación real:	118°
Giróscopo óptico:	118°	Giróscopo óptico:	122°
Giróscopo mecánico:	104°	Giróscopo mecánico:	109°
Giróscopo piezoeléctrico:	115°	Giróscopo piezoeléctrico:	118°
Radio de giro:	32m	Radio de giro:	48m
Orientación real:	60°	Orientación real:	63°
Giróscopo óptico:	62°	Giróscopo óptico:	63°
Giróscopo mecánico:	56°	Giróscopo mecánico:	56°
Giróscopo piezoeléctrico:	59°	Giróscopo piezoeléctrico:	60°

Tabla 3.2: Comparativa de giróscopos en giros a izquierda a 20 km/h

Con los resultados obtenidos puede llegarse a las siguientes conclusiones:

Radio de giro:	21m	Radio de giro:	23m
Orientación real:	117°	Orientación real:	121°
Giróscopo óptico:	121°	Giróscopo óptico:	124°
Giróscopo mecánico:	104°	Giróscopo mecánico:	106°
Giróscopo piezoeléctrico:	118°	Giróscopo piezoeléctrico:	121°
Radio de giro:	43m	Radio de giro:	55m
Orientación real:	62°	Orientación real:	59°
Giróscopo óptico:	63	Giróscopo óptico:	61
Giróscopo mecánico:	53°	Giróscopo mecánico:	51°
Giróscopo piezoeléctrico:	61°	Giróscopo piezoeléctrico:	58°

Tabla 3.3: Comparativa de giróscopos en giros a izquierda a 30 km/h

Radio de giro:	22m	Radio de giro:	28m
Orientación real:	124°	Orientación real:	118°
Giróscopo óptico:	126	Giróscopo óptico:	122
Giróscopo mecánico:	111°	Giróscopo mecánico:	112°
Giróscopo piezoeléctrico:	121°	Giróscopo piezoeléctrico:	115°
Radio de giro:	36m	Radio de giro:	40m
Orientación real:	70°	Orientación real:	50°
Giróscopo óptico:	66°	Giróscopo óptico:	52°
Giróscopo mecánico:	70°	Giróscopo mecánico:	51°
Giróscopo piezoeléctrico:	69°	Giróscopo piezoeléctrico:	48°

Tabla 3.4: Comparativa de giróscopos en giros a derecha a 20 km/h

- El giróscopo mecánico es el que peores prestaciones ofrece. Tiende a medir bastante menos velocidad angular de la real. Probablemente se deba a las limitaciones de ancho de banda del sensor. También presenta un comportamiento muy irregular: hay pruebas en las que el giróscopo presenta una precisión muy buena y otras en las que el error cometido es bastante grande en comparación con los otros giróscopos.
- El giróscopo piezoeléctrico y el óptico presentan prestaciones muy buenas y bastante similares, aunque son ligeramente mejores los resultados obtenidos con el piezoeléctrico. Hay que señalar que el óptico tiende a medir una velocidad de giro ligeramente mayor a la real y el piezoeléctrico ligeramente inferior a la misma.

Descartado el giróscopo mecánico y dado que las prestaciones de los giróscopos óptico y piezoeléctrico son similares se analizan las ventajas e inconvenientes de cada uno de

ellos. El piezoeléctrico presenta una interfaz analógica por lo que el proceso de obtención de la medida se verá afectada por ruido y será necesario apantallar y ser cuidadoso con su cableado. Por otro lado, se puede muestrear a la frecuencia e instante de tiempo que se desee, lo que permite sincronizar su medida, sin ningún problema, con el resto de sensores analógicos del sistema de estimación de posición. Por otro lado, el giróscopo óptico presenta una interfaz digital, mediante un puerto serie. Su principal limitación es que la frecuencia máxima disponible es de 10 Hz y que, al venir la medida encapsulada en un paquete de datos recibido por el puerto serie, esta viene con un cierto retardo: desde que el sensor obtiene la medida hasta que está disponible en el PC. Esto dificulta la sincronización exacta con el resto de elementos del sistema, lo cual no es necesario en aplicaciones a velocidades medias y bajas, pero sí es recomendable a velocidades altas. Por otro lado, tiene la ventaja de que no presenta problemas de ruido (ya que los filtra internamente el sensor) y que proporciona una medida de la temperatura interna del sensor, lo que permite establecer un mecanismo para corregir automáticamente el *offset* del sensor con la temperatura.

Una vez analizadas las ventajas e inconvenientes de ambos sensores, se determina que el más conveniente para las condiciones en que se va a utilizar es el giróscopo piezoeléctrico. A continuación se hace una revisión complementaria de las prestaciones del sensor para evaluar el crecimiento del error de integración en función del tiempo y de las condiciones de medida. Para ello se trazan curvas de diversos radio de giro a una velocidad de 10 m/s. En la tabla 3.5 se muestra un resumen de los resultados. Puede apreciarse como, después de 32 segundos (y más de 300 metros recorridos), el error cometido cuando las condiciones de navegación no son muy exigentes (radio de giro superior a 150 metros) no supera los 2°; sin embargo, cuando se trazan curvas más exigentes (radio de giro de 90 metros) el error puede superar los 3° en 42 segundos. Si se divide el error cometido entre el tiempo transcurrido, puede observarse como este coeficiente es aproximadamente constante para un tipo de curva dado y como varía desde los 0.06°/seg de las curvas más suaves a los 0.09°/seg de las curvas más fuertes.

Error (°)	1.9	1.8	2.1	3.2	1.2	2.0
Radio (m)	210	175	125	90	90	30
Tiempo (s)	32	28	31	42	16	22

Tabla 3.5: Prestaciones del giróscopo piezoeléctrico

3.2.6. Acelerómetro

Se ha evaluado el acelerómetro descrito en el Anexo A para medir la velocidad de desplazamiento del vehículo. Dicho acelerómetro se ubica en el centro de gravedad del vehículo. El primer problema que se ha detectado con este dispositivo es un error de *offset* incluso con el vehículo parado: sin arrancar el motor el sensor marca $0m/s^2$, pero en cuanto arranca el motor marca una aceleración en torno a los $0.15m/s^2$. Una posible explicación a este fenómeno puede ser la vibración del chasis del vehículo con el motor en marcha. También se han presentado medidas erróneas debido a la inclinación de algunas de las pistas por las que se ha circulado.

Un segundo problema detectado ha sido el error acumulado como consecuencia de la doble integración. La información de interés para la estimación de posición es la distancia recorrida durante un intervalo de tiempo y, para obtenerla, es necesario realizar una doble integración en el tiempo de las medidas de aceleración. Si no se dispone de ningún otro método para obtener una medida de velocidad, la estimación realizada con el odómetro crece de manera indefinida y este error se propaga a la distancia recorrida.

Este sensor podría ser útil en situaciones donde el uso de odómetros presente graves problemas, o como respaldo para medidas puntuales erróneas del odómetro. En todo caso, no es imprescindible para la estimación del estado si se dispone de otro tipo de sensor para medida de velocidad.

3.2.7. Conclusiones

El análisis del comportamiento de los sensores permite verificar algunas de las hipótesis de partida y establecer las siguientes conclusiones:

- Un sensor GPS diferencial de precisión centimétrica puede ser utilizado como elemento principal de un sistema de estimación de posición para navegación a alta velocidad, pero su baja frecuencia de datos, su indisponibilidad temporal y su falta de integridad hacen que tenga que ser usado en combinación con otros sensores.
- Es posible utilizar el GPS para obtener medidas de la orientación del vehículo a partir de los puntos de paso, pero la precisión de este método depende de la velocidad a la que se circula.
- Un compás magnético es poco útil cuando la dinámica del movimiento es alta y presenta dificultades de instalación y calibración en vehículos con grandes elementos metálicos.
- Es preferible el uso de odómetros u otros sensores de medida de velocidad como los de efecto *Doppler* en lugar de acelerómetros para el cálculo de la distancia recorrida por un vehículo. El ruido y la doble integración en el tiempo perjudican el resultado que puede obtenerse con los acelerómetros en circunstancias reales.
- Es posible tener diversos giróscopos con prestaciones suficientes para el objetivo propuesto, pero una característica fundamental cuando se trabaja a velocidad elevada es disponer de una frecuencia de datos lo más alta posible.
- La fusión de datos debe tener en cuenta los diferentes retardos e instantes de muestreo de los diversos sensores.

Tras la evaluación realizada se propone un sistema de estimación de posición compuesto únicamente por tres sensores: un odómetro, un giróscopo y un receptor GPS de precisión centimétrica.

3.3. Fusion de datos mediante Filtro de Kalman

Las técnicas de fusión de datos tratan de combinar medidas redundantes de distintos magnitudes para realizar una estimación de las mismas. Como ya se ha indicado anteriormente, la técnica más extendida para la localización de vehículos es el filtro de Kalman,

bien en su formulación tradicional o en algunas de las variantes que se han propuesto o que están en investigación en la actualidad. Esta técnica permite determinar la posición de vehículos terrestre en interiores [Doucet y Krishnamurthy, 2001, Arulampalam et al., 2002], vehículos aéreos [Gustafsson et al., 2002] o incluso submarinos [Karlsson et al., 2002]. Cuando se aplica para la localización en exteriores lo más común es combinar el uso de un receptor GPS, que ofrece medidas globales, con otros sensores como los analizados al inicio del capítulo [Kelly, 1994].

Estos métodos comparten la metodología típica del filtro de Kalman:

1. Se realiza un ciclo de alta frecuencia de predicción del movimiento del vehículo a partir de un modelo.
2. Cuando se dispone de las medidas de los sensores se corrige la predicción, en lo que se denomina ciclo de actualización.

Dada la característica no lineal de los modelos habituales de vehículos, la implementación más utilizada es el filtro de Kalman Extendido; éste permite la incorporación en el filtro de procesos con modelos no lineales. Las diferencias entre los distintos métodos de esta familia está en los modelos de los vehículos que se emplean, en los sensores, en los modelos de ruido de los sensores y en la integración de las medidas en el filtro. Así, por ejemplo, es conocido que si el ruido de los sensores no es blanco, gaussiano y de media cero, el filtro no es óptimo e incluso puede presentar problemas de convergencia. En estos casos basta con aumentar el vector de estado incorporando el modelo de ruido al mismo. Es el caso de [Nebot et al., 1997a], donde se concluye que el ruido del GPS en modo *single* presenta correlación en el tiempo y se modela como ruido coloreado. También se afirma [Nebot et al., 1997b] que el DGPS elimina la correlación en el tiempo del ruido y que, por tanto, se puede modelar como ruido blanco, gaussiano de media cero, que es lo más habitual [Elkaim et al., 1996, Goh y Wang, 1999, Ohno et al., 2003], aunque hay algunos autores que utilizan modelos más complejos, como [Wang et al., 1999], donde se descompone el ruido de las medidas DGPS en dos partes: un ruido de alta frecuencia, modelado como ruido blanco gaussiano de media cero, y un ruido de baja frecuencia, modelado como un coseno con fase y periodo aleatorios.

En [Goh y Wang, 1999] y [Wang y Goh, 1999] se utiliza una implementación discreta del modelo de la bicicleta, y se amplía el estado con los ángulos de deslizamiento de los ejes delantero y trasero modelo, con lo cual el estado viene dado por 7 variables: las dos coordenadas de posición, velocidad, orientación, velocidades de giro y los dos ángulos de deslizamiento. Como sensores utilizan un DGPS y un giróscopo. Las velocidades de las ruedas de tracción y de un codificador en la dirección se integran en el modelo de actuación. Se considera que el ruido del DGPS es blanco gaussiano de media cero, y el valor de las covarianzas se toma de los propios mensajes GPS. En todo caso, dado los problemas que detectan con el GPS en forma de picos de error no detectables en las covarianzas, realizan un prefiltrado previo de valores GPS, con una simple comprobación de límites. El problema es que el prefiltrado puede dejar fuera puntos buenos pero "mal condicionados". Para el ruido del proceso utilizan lógica borrosa para la selección de las covarianzas según la aceleración y las condiciones de navegación: recta, giro lento, giro medio, giro rápido. Una particularidad importante es que no utilizan ninguna medida de orientación absoluta.

En [Ohno et al., 2003] también se intenta un prefiltrado de las posiciones GPS mediante detección de umbral del DOP (*Dilution Of Precision*) pero tras descartar esta alternativa lo realizan mediante técnicas de verosimilitud utilizando la distancia de Mahalanobis, la odometría y sus covarianzas. Una vez son validadas las lecturas del GPS se incorporan a un filtro de Kalman Extendido (EKF) de tres estados (las dos coordenadas de posición y la orientación) y con un modelo de ruido blanco gaussiano de media cero y covarianzas constantes para el ruido del GPS. Como sensores además del GPS, que proporciona posición, orientación y velocidad, se utilizan los codificadores de las ruedas.

En resumen, puede decirse que no hay una opinión consensuada sobre la implementación más adecuada de un filtro de Kalman que integre las medidas de un GPS y que, en general, el problema del retraso en las medidas del GPS no se tiene en cuenta, pero que, como se ha indicado anteriormente, tiene una influencia importante en la navegación a velocidades altas.

3.4. Fusión de datos mediante lógica borrosa

3.4.1. Arquitectura del sistema

El sistema de estimación de posición propuesto se basa en el empleo de lógica borrosa para la fusión de datos del GPS con la estimación deducida de la posición del vehículo. La metodología es la siguiente: se realiza una estimación deducida de la posición del vehículo en base a los sensores internos (giróscopo y odómetro); cuando se reciben datos del GPS se calculan los índices de confianza en posición, α_p , y orientación, α_ϑ , mediante lógica borrosa; por último, se corrige el error acumulado por la estimación deducida con las medidas GPS en función de la confianza en las misma. En la figura 3.1 se muestra un diagrama de bloques.

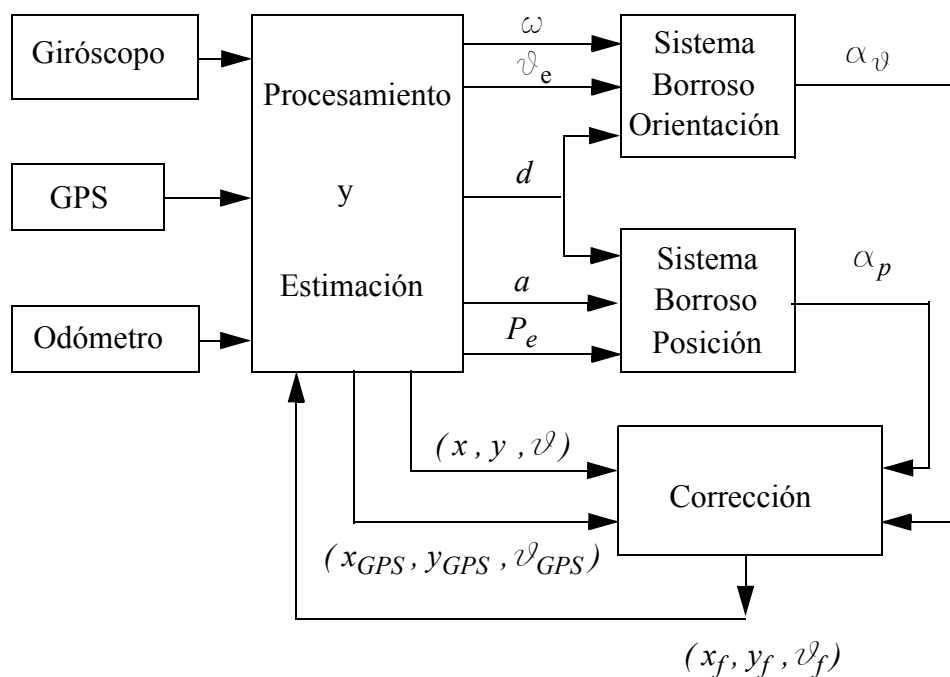


Figura 3.1: Diagrama de bloques de la fusión de datos

El bloque *Procesamiento y Estimación* se encarga de generar, a partir de los datos de un DGPS de precisión centimétrica, un odómetro y un giróscopo, las variables de entrada para los sistemas borrosos de orientación y posición. Estos bloques se encargan de generar

el grado de confianza en la posición del GPS, α_p , y su orientación, α_θ ; ambos toman un valor entre 0 y 1. Con estos valores el bloque *Corrección* compensa la deriva de la estimación deducida, generando las variables (x_f, y_f, θ_f) , que son el nuevo valor inicial para la estimación deducida, según las ecuaciones siguientes:

$$x_f = \alpha_p x_{GPS} + (1 - \alpha_p)x \quad (3.2)$$

$$y_f = \alpha_p y_{GPS} + (1 - \alpha_p)y \quad (3.3)$$

$$\theta_f = \alpha_\theta \theta_{GPS} + (1 - \alpha_\theta)\theta \quad (3.4)$$

A continuación se detallan cada uno de los elementos del sistema y su funcionamiento. El bloque *Procesamiento y Estimación*, además de lo indicado en el párrafo anterior, realiza las siguientes tareas:

- Filtrado de los sensores analógicos.
- Cancelación del cero del giróscopo.
- Obtención de magnitudes y parámetros de funcionamiento.
- Estimación deducida de la posición.
- Sincronización.

Filtrado de los sensores analógicos

La presencia de ruido en los sensores analógicos (odómetro y giróscopo) hace necesaria la implementación de un filtrado digital de los valores muestreados. El filtro implementado es el filtro digital Chebyshev tipo I presentado en el segundo apartado de la tesis 3.1.

Cancelación del cero del giróscopo

Uno de los principales problemas que aparecen al emplear giróscopos es la variación del cero del mismo, típicamente con la temperatura. Este problema se resuelve normalmente con una tabla *lookup* en la que para cada temperatura se selecciona un valor del cero. En

[Borenstein, 1998] ya se indica que se obtienen mejores resultados utilizando una autocalibración estática, aprovechando cuando el vehículo está parado, que empleando una tabla fija. Además, existe una ventaja adicional: no es necesario cambiar la tabla si se cambia el giróscopo.

En este caso, no sólo se aprovecha cuando el vehículo está parado, sino que utilizando la orientación del GPS se detectan tramos rectos y se aprovecha esa información para actualizar el cero del giróscopo.

Obtención de magnitudes y parámetros de funcionamiento

Este bloque se encarga también de la obtención de los datos de los sensores y de otros parámetros calculados, que son utilizados posteriormente por los sistemas borrosos de posición y orientación. Estos parámetros son los siguientes:

- ω : Velocidad de giro del vehículo. Se obtiene directamente del giróscopo.
- θ_e : Error de orientación. Es la diferencia entre la orientación deducida y la indicada por el GPS.
- d : Distancia recorrida. Indica la distancia recorrida por la estimación deducida sin corrección del GPS.
- a : Precisión. Representa el modo de funcionamiento y, por tanto, la precisión teórica del receptor GPS. Este parámetro es proporcionado con cada muestra de posición del GPS y puede tomar tres valores: precisión centimétrica, submétrica o métrica.
- P_e : Error de posición. Es la distancia entre la posición deducida y la indicada por el GPS.

Estimación deducida de posición

La estimación deducida se realiza mediante el cálculo de la variación de movimiento del vehículo en base al modelo cinemático simple, suponiendo que las ruedas no deslizan. Dicha variación se obtiene a través de la integración de las medidas de velocidad lineal (V) y velocidad angular (ω) del vehículo:

$$x(t) = x_0 - \int_0^t V \operatorname{sen}\theta(\tau) d\tau \quad (3.5)$$

$$y(t) = y_0 + \int_0^t V \operatorname{cos}\theta(\tau) d\tau \quad (3.6)$$

$$\theta(t) = \theta_0 + \int_0^t \omega d\tau \quad (3.7)$$

Estas ecuaciones implementadas en forma discreta en un computador se convierten en las expresiones 3.8-3.13, donde se ha omitido por simplicidad el término T_s en las referencias temporales; es decir, $f(k) = f(kT_s)$ o $f(k-1) = f((k-1)T_s)$.

$$x(k) = x(k-1) + \Delta x \quad (3.8)$$

$$y(k) = y(k-1) + \Delta y \quad (3.9)$$

$$\theta(k) = \theta(k-1) + \Delta\theta \quad (3.10)$$

$$\Delta x = -v(k)T_s \operatorname{sen}\theta(k-1) \quad (3.11)$$

$$\Delta y = v(k)T_s \operatorname{cos}\theta(k-1) \quad (3.12)$$

$$\Delta\theta = \omega(k)T_s \quad (3.13)$$

Esta estimación deducida de posición es similar al ciclo de predicción del filtro de Kalman, pero con la diferencia principal de que no se incorpora un modelo de ruido específico ni se realiza una estimación de la covarianza del error de predicción.

Sincronización

Como se ha analizado al inicio del capítulo, los datos son proporcionados por el receptor GPS con un retraso T_d , de forma que en un instante de tiempo kT_s las medidas proporcionadas por el GPS son las del vehículo en el instante $kT_s - T_d$. Cuando se realiza la fusión de la estimación deducida con las variables proporcionadas por el GPS deben referenciarse al mismo instante de tiempo. El valor de T_d es conocido dado que la base de tiempos del computador y del GPS están sincronizadas convenientemente y a que el valor

de las medidas del GPS tienen una marca de tiempo T_{GPS} , de forma que $T_d = kT_s - T_{GPS}$. Además, dada la alta frecuencia de estimación, puede aproximarse T_d por un número entero de veces el tiempo de muestreo, $T_d \simeq nT_s$.

Es decir, dado un instante de tiempo k , en que hay disponibles medidas del GPS $(x_{GPS}, y_{GPS}, \theta_{GPS})$, se trata de fusionar dichas medidas con la estimación deducida en el instante de tiempo $k - n$. Para ello el sistema de estimación consta de un *buffer* donde se almacenan valores pasados de las variables deducidas y de los sensores junto con la marca de tiempo correspondiente. Una vez obtenido el resultado de la fusión de medidas, (x_f, y_f, θ_f) , se vuelve a realizar una estimación deducida hasta el instante actual k , como se muestra en las ecuaciones siguientes:

$$x(k) = x_f - \sum_{i=k-n}^k T_s v(i) \text{sen} \theta(i-1) \quad (3.14)$$

$$y(k) = y_f + \sum_{i=k-n}^k T_s v(i) \text{cos} \theta(i-1) \quad (3.15)$$

$$\theta(k) = \theta_f + \sum_{i=k-n}^k T_s \omega(i) \quad (3.16)$$

3.4.2. Sistemas borrosos de posición y orientación

Los sistemas borrosos de posición y orientación se encargan de generar los índices de confianza α_p y α_θ , respectivamente, que se utilizan para corregir la estimación con los datos del GPS, conforme a las ecuaciones 3.2-3.4. Como puede apreciarse, idealmente éstos parámetros deberían tomar el valor 1.0 la mayor parte del tiempo, dado que el receptor GPS presenta una precisión 2σ inferior a 2 cm. En el extremo contrario, los índices deben tomar un valor cercano a 0.0 cuando los datos del GPS no sean fiables, ya que la estimación deducida presenta errores pequeños en intervalos de tiempo cortos.

Se utilizan dos sistemas distintos para posición y orientación dado que los ruidos y características de error que afectan a ambas magnitudes son distintas. Así, dado que la orientación se calcula a partir de las posiciones GPS, es posible disponer de una muy buena medida de orientación del GPS pese a tener un error en posición de varios centímetros; y

también puede ocurrir lo contrario, se puede tener un error de orientación grande a partir de posiciones con un error mínimo. En todo caso, el funcionamiento de ambos sistemas es el mismo: a partir de las variables de entrada se obtiene un índice de confianza que se utilizará posteriormente para corregir la deriva de la estimación deducida.

Las variables de entrada a los sistemas borrosos, se han descrito anteriormente y pueden apreciarse en la figura 3.1. El sistema borroso de posición tiene como variables de entrada la precisión del receptor (a), el error en posición (P_e) y la distancia recorrida (d). De esta forma, en el funcionamiento normal, si el error es pequeño y la precisión es alta, el valor de α_p es 1.0, mientras que cuando el error sea mayor es necesario analizar la precisión nominal del GPS y la distancia d para determinar el origen de la discrepancia. Así, tras una distancia recorrida sin actualizar con GPS es razonable que la diferencia entre el GPS y la estimación deducida sea mayor que la nominal; cuando lleguen nuevas muestras GPS se corregirá poco a poco la estimación deducida hasta que la discrepancia se acerque a la nominal. También puede ocurrir que aún teniendo el GPS una precisión nominal alta y habiéndose recorrido poca distancia, la discrepancia en una medida sea alta; en ese caso, dado que la estimación deducida tiene un comportamiento muy fiable en intervalos de tiempo cortos, lo habitual es descartar la medida GPS, asignando un valor 0.0 a α_p .

El sistema borroso de orientación, sin embargo, recibe como entrada la velocidad de giro (ω), la distancia recorrida (d) y el error de orientación (θ_e). Con respecto al sistema de posición se elimina la variable a y se añade la señal ω . Esto se debe al comportamiento de los valores de orientación obtenidos del GPS: en recta el cálculo de orientación es muy preciso, mientras que en las curvas, las vibraciones debidas a la amortiguación del vehículo hacen que se obtengan una medidas menos precisas. Para tener esto en cuenta, se incluye la variable ω como señal de entrada del sistema borroso. Para el resto de reglas se tiene en cuenta los efectos de degradación de la estimación deducida ya indicados anteriormente.

Las funciones de pertenencia de las variables de entrada y salida se muestran en la figura 4.6 y algunos ejemplos de las reglas que componen el supervisor borroso son las siguientes:

SI a ES *High* Y P_e ES *Low* ENTONCES α_p ES *High*

SI a ES *High* Y P_e ES *High* Y d ES *Low* ENTONCES α_p ES *Low*

SI a ES *Low* ENTONCES α_p ES *Low*

SI V ES *Low* Y R_N ES *Low* Y R_G ES *Medium* ENTONCES L ES *Very-Low*

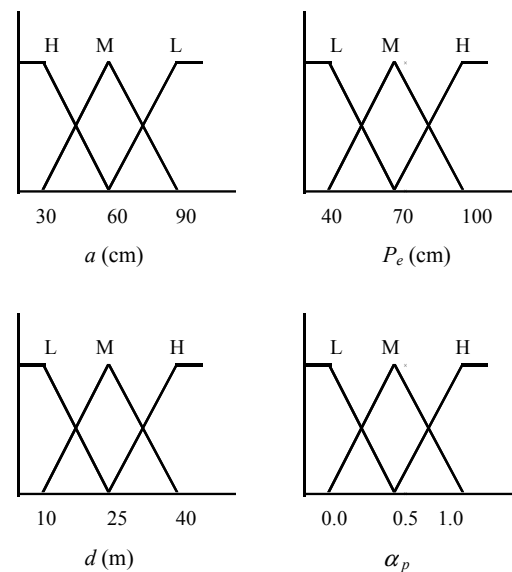


Figura 3.2: Funciones de pertenencia

En las tablas 3.6 y 3.7 se muestran las reglas que componen los sistemas borrosos de posición y orientación. Para el ajuste de los sistemas, tanto de las reglas, como de las funciones de pertenencia, el procedimiento seguido ha sido el registro de datos de los sensores y la posterior simulación en Matlab.

3.5. Experimentos

La validación del sistema de estimación de posición propuesto se ha realizado implementando dicho sistema en el computador del vehículo, a una frecuencia de estimación de 200 Hz y analizando los resultados obtenidos mientras el vehículo circula por diversas pistas a velocidades entre 20 y 100 km/h. Los resultados que se muestran se corresponden

con los 5 experimentos que se indican a continuación, y que tienen una duración total de más de 2 horas:

- Experimento 1: Velocidad constante de 30 km/h durante 30 minutos.
- Experimento 2: Velocidad constante de 30 km/h durante 30 minutos.
- Experimento 3: Velocidad constante de 105 km/h durante 30 minutos.
- Experimento 4: Velocidad variable, 20-30 km/h en curvas y 70 km/h en rectas durante 15 minutos.
- Experimento 5: Velocidad variable, 20-30 km/h en curvas y 70 km/h en rectas durante 15 minutos.

3.5.1. Metodología

El análisis de las prestaciones de un sistema de estimación de posición basado en GPS es complicado, dado que no existe un procedimiento sencillo de medida que permita conocer la posición de un vehículo en movimiento con una precisión mayor que la del propio GPS. Para evaluar el funcionamiento del mismo se ha realizado un análisis estadístico de los errores de posición entre el GPS y la estimación deducida, P_e , y se ha prestado especial atención a los resultados obtenidos cuando se producen pérdidas de las medidas del receptor GPS.

3.5.2. Resultados

El resumen de los resultados de los 5 experimentos se muestra en la tabla 3.8. Puede apreciarse como la discrepancia entre la estimación deducida y el GPS, en media, alcanza los 3 cm navegando a 100 km/h, pero se mantiene en torno a 1-2 cm a velocidades menores. Los errores máximos, como cabía esperar, están dentro del comportamiento estadístico del GPS descrito en apartados anterior; es decir, se producen picos puntuales de error entre 30 y 60 cm. Sin embargo, se puede apreciar un aumento de la media del error y de la desviación estándar con la velocidad. Este incremento no se debe en realidad a la velocidad, sino a un

efecto combinado de velocidad y curvas. Se ha podido comprobar que cuando el vehículo traza curvas, la amortiguación de la cabina provoca un desplazamiento y oscilación de la antena GPS ubicada en su techo. La amplitud de estas oscilaciones aumenta con las curvas y la velocidad. Estos movimientos oscilatorios en el techo no son detectados por la estimación deducida, da ahí que se produzca el aumento de discrepancia entre ambas medidas, y pueden ser de una magnitud tal que se descarte la medida.

Durante el experimento 1 se detectó la pérdida de 6 medidas GPS, tras las cuales el error no excedió de 5 cm; en el experimento 2 se perdieron 10 muestras, con un error inferior a 4 cm; en el experimento 3 se perdieron 12 posiciones, algunas de ellas consecutivas y con un error inferior a 10 cm; tanto en el experimento 4 como en el 5 se perdió una muestra, y en ambos el error es inferior a 4 cm. Hay que señalar que esta pérdida de muestras no suponen una indisponibilidad de la señal GPS, sino muestras que no llegan correctamente del receptor al controlador del vehículo, debido a errores en el mensaje que contiene la información. En la figura 3.3 se muestra la diferencia entre la estimación previa a la fusión de datos y la obtenida tras la fusión de datos durante 50 segundos correspondientes al experimento 1. Puede apreciarse como la corrección que se realiza de la posición mediante la fusión no presenta los *picos* debidos a las medidas del GPS, sino que se realiza una corrección suave de la misma.

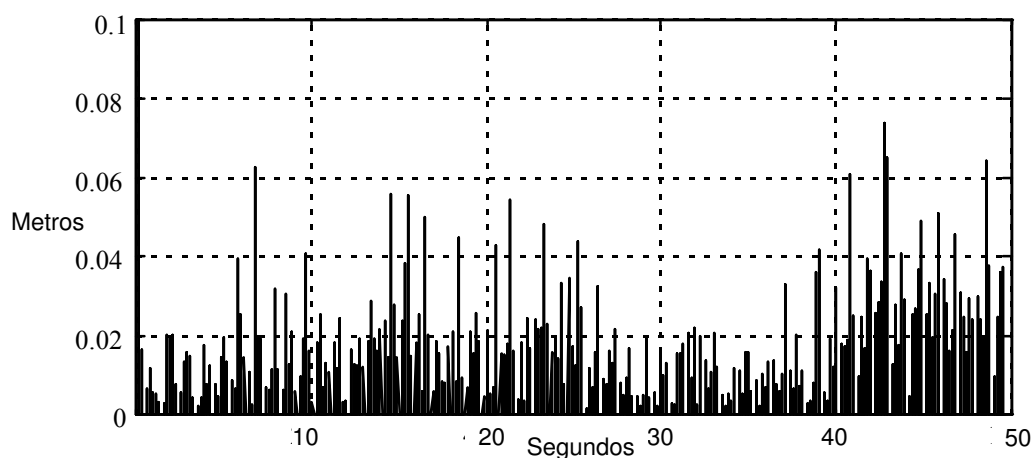


Figura 3.3: Corrección de la posición estimada tras la fusión de datos

3.6. Conclusiones

En este capítulo se ha diseñado y desarrollado una técnica de fusión de datos que, mediante el empleo de lógica borrosa, permite obtener una estimación de la posición y orientación de un vehículo utilizando únicamente tres sensores: un GPS de precisión centimétrica, un giróscopo y un odómetro. El sistema desarrollado emplea un número de sensores mínimos, aprovechando el propio GPS para obtener medidas de orientación absolutas. Otros investigadores han empleado sistemas basados en un receptor GPS adicional con dos o cuatro antenas, para obtener una medida de la orientación absoluta. Esta opción es de mayor precisión que la empleada en esta tesis, pero encarece notablemente el sistema y, como ha quedado demostrado, no es estrictamente necesaria para una navegación segura, precisa y a velocidad elevada. En todo caso hay que señalar que el uso de este tipo de posicionamiento GPS (precisión centimétrica) está restringido al área de cobertura de la estación base de correcciones diferenciales, por lo que no es un sistema que, a día de hoy, se pueda ampliar a áreas de navegación muy extensas.

Cuando el objetivo es moverse a velocidades altas es muy importante los retardos en las medidas y estimaciones, así como la frecuencia a la que se realizan las mismas. Para dar una idea de la importancia del retardo basta con hacer un cálculo sencillo: un retardo de 100 milisegundos suponen un error en el posicionamiento de 10 centímetros si se circula a 1 m/s, pero en cambio supone un error de 2 metros si se circula a 20 m/s (72 km/h). El retardo inherente al uso del receptor GPS se ha solucionado mediante un procedimiento de sincronización con la estimación deducida, que se realiza en tiempo real. En cuanto a la frecuencia de estimación, ha sido implementada y validada hasta una frecuencia de 200 Hz. Esto supone realizar una estimación cada 10 centímetros recorridos cuando se circula a una velocidad de 20 m/s.

El sistema ha sido validado analizando las discrepancias entre la estimación deducida y las medidas GPS antes de la fusión de ambas medidas. Las conclusiones de ese análisis han sido que, pese a la pérdida puntual de medidas GPS y al descarte de medidas GPS imprecisas, el sistema es capaz de funcionar en tiempo real, a una alta frecuencia y sin medidas GPS en intervalos cortos de tiempo. También se considera una validación del sistema de estimación propuesto, su integración en el control de posición de diversos vehículos, los

cuales han sido guiados con una gran precisión mientras circulan ha velocidades de hasta 100 km/h.

d	a	P_e	α_p
L	L	L	H
L	L	M	M
L	L	H	L
L	M	L	H
L	M	M	L
L	M	H	L
L	H	L	H
L	H	M	L
L	H	H	L
M	L	L	H
M	L	M	M
M	L	H	M
M	M	L	H
M	M	M	M
M	M	H	M
M	H	L	H
M	H	M	M
M	H	H	L
H	L	L	H
H	L	M	M
H	L	H	M
H	M	L	H
H	M	M	M
H	M	H	M
H	H	L	H
H	H	M	M
H	H	H	L

Tabla 3.6: Reglas del sistema borroso de posición

ω	d	θ_e	α_θ
L	L	L	H
L	L	M	M
L	L	H	L
L	M	L	H
L	M	M	M
L	M	H	L
L	H	L	H
L	H	M	M
L	H	H	M
H	L	L	H
H	L	M	L
H	L	H	L
H	M	L	H
H	M	M	M
H	M	H	M
H	H	L	H
H	H	M	M
H	H	H	M

Tabla 3.7: Reglas del sistema borroso de orientación

Experimento	$e_{med}(\text{cm})$	$e_{std}(\text{cm})$	$e_{max}(\text{cm})$
1	1.4	3.6	37.0
2	1.4	3.2	23.8
3	3.2	7.3	53.2
4	2.2	4.7	29.2
5	2.2	4.7	30.8

Tabla 3.8: Resultados de la estimación de posición con el vehículo Scania

Capítulo 4

Control mediante persecución pura supervisada

4.1. Introducción

En este capítulo se aborda el problema del seguimiento de caminos explícitos mediante vehículos con direccionamiento Ackermann. Se consideran dos objetivos principales:

- El controlador debe ser sencillo, dependiente de pocos parámetros, de forma que no haya que ajustarlo de manera complicada y específicamente para cada vehículo y condición de navegación.
- Su funcionamiento y prestaciones deben ser evaluados en un amplio rango de velocidades, condiciones de navegación y con vehículos de diferentes características.

Una consideración fundamental al abordar el problema es la limitación en la capacidad de acercarse al camino que presenta un vehículo con configuración Ackermann, debido a la restricción no holónoma que presenta. Este problema se ilustra en la figura 4.1. El vehículo, dada su limitación en el sistema de dirección, no tiene capacidad para acercarse al punto más cercano del camino (punto A en la figura), sin embargo sí es capaz de retomar el camino en un punto más adelantado (punto B en la figura). Este segundo punto del camino se denomina *punto objetivo* y se encuentra situado sobre el camino a L metros de

distancia del punto A. Esta distancia L se denomina distancia de adelanto (*lookahead* en la terminología anglosajona). El sistema de guiado, por tanto, debe intentar que el vehículo alcance el *punto objetivo*, pero no el punto más cercano del camino.

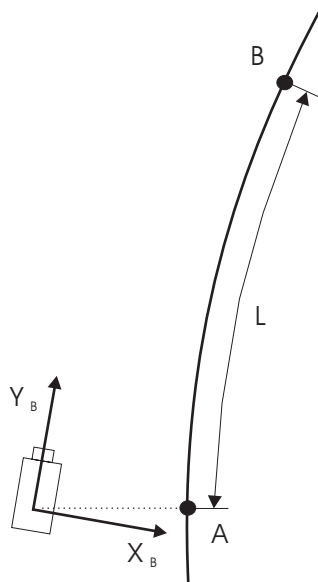


Figura 4.1: Consideración de la distancia de adelanto (*lookahead*) en el seguimiento de caminos

La elección de un valor adecuado de la *distancia de adelanto* es muy importante para un correcto funcionamiento del sistema de control, sea cual sea éste. Si el valor de L es demasiado pequeño, típicamente se producen oscilaciones en el guiado, mientras que si el valor de L es demasiado grande el sistema de control tiende a *recortar* las curvas, a trazarlas por el interior. Los diferentes métodos de seguimiento de caminos presentan un distinto grado de sensibilidad a esta distancia de adelanto.

Para presentar y abordar el problema, este capítulo se estructura de la siguiente forma. En primer lugar, se expone un breve resumen de las técnicas de seguimiento de caminos que comparten unas características similares con el controlador propuesto. Estas características son:

- Se realiza seguimiento de caminos explícitos; es decir, el camino es conocido de antemano, y el vehículo lo debe recorrer de la forma más precisa posible. El camino puede venir determinado por las coordenadas GPS de algunos puntos del mismo, por

un cable enterrado ("filoguiado"), por imanes enterrados en el asfalto, etc. No se han incluido métodos basados en visión artificial.

- No se realiza control de velocidad, sino que el vehículo se desplaza a una velocidad nominal determinada, independientemente de la separación del camino. En algunos métodos [Davidson y Bahl, 2001, Wang y Tomizuka, 2000a], se reduce la velocidad respecto a la nominal del vehículo para mejorar el error de seguimiento. Es decir, se reduce ligeramente la velocidad del vehículo cuando éste se separa del camino y se incrementa hasta alcanzar la velocidad nominal si la separación del camino es pequeña. Esto hace que los errores disminuyan, aunque a veces no muy significativamente, a costa de incrementar el tiempo necesario para recorrer el camino.
- Se han aplicado a vehículos con direccionamiento Ackermann.

A continuación se propone el uso de un controlador basado en el método de Persecución Pura Supervisada. El método de Persecución Pura presenta la ventaja de su simplicidad, dado que el único parámetro ajustable es la distancia de adelanto L , y la desventaja que presenta una alta sensibilidad a este parámetro, de forma que debe hacerse un correcto y preciso ajuste del mismo para obtener unas buenas prestaciones. En el método propuesto el ajuste de la distancia de adelanto se lleva a cabo empleando un supervisor basado en lógica borrosa.

Una vez presentada la estructura y diseño del supervisor, se estudia la estabilidad del controlador propuesto y las restricciones que esta impone para la aplicabilidad del controlador a diversos vehículos y condiciones de navegación.

Por último, se presentan los apartados de Experimentos y de Conclusiones, donde se ha evaluado exhaustivamente el funcionamiento del controlador. Los experimentos se han realizado con dos vehículos de 13 y 130 toneladas (ver Anexo A), con los que se recorren pistas de asfalto y tierra, alcanzando velocidades máximas de 100 km/h y 45 km/h, respectivamente. En dichos apartados se detallan las magnitudes empleadas para medir las prestaciones, los caminos que se han recorrido y las condiciones en que se han seguido. Finalmente se establecen las conclusiones comparando los resultados obtenidos con ambos vehículos, así como con los resultados publicados por otros autores.

4.2. Métodos para el seguimiento de caminos

En este apartado se hace una revisión de diversas técnicas empleadas para el seguimiento de caminos explícitos. Para ello se ha establecido una clasificación en 3 grupos: métodos geométricos, métodos basados en la teoría de control y métodos basados en inteligencia artificial. De cada uno de los métodos se da una breve descripción, las ventajas e inconvenientes y los resultados obtenidos.

4.2.1. Métodos geométricos

Dentro de los métodos geométricos se han incluido las siguientes técnicas de seguimiento:

- Persecución Pura
- *Vector Pursuit*
- Polinomios quínticos
- "Sigue la zanahoria" (*Follow the carrot*)

Persecución pura

Esta técnica [Amidi, 1990] implementa la siguiente idea: calcular la curvatura necesaria para que el vehículo alcance el punto objetivo siguiendo una trayectoria igual a un arco de circunferencia. Para obtener la ley de control se calculan las coordenadas del punto objetivo respecto al sistema de referencia local del vehículo (X_B, Y_B) , obteniéndose Δx y Δy , respectivamente, y a continuación se resuelve geoméricamente el problema, como se observa en la figura 4.2. Para llegar hasta el punto objetivo mediante un arco de circunferencia el vehículo debe trazar un arco de circunferencia de radio $R = \frac{1}{\gamma}$, donde γ es la curvatura del vehículo. Fácilmente puede obtenerse que:

$$(R - \Delta x^2) + \Delta y^2 = R^2 \quad \frac{1}{\gamma} = R = \frac{\Delta x^2 + \Delta y^2}{2\Delta x} \quad (4.1)$$

$$(4.2)$$

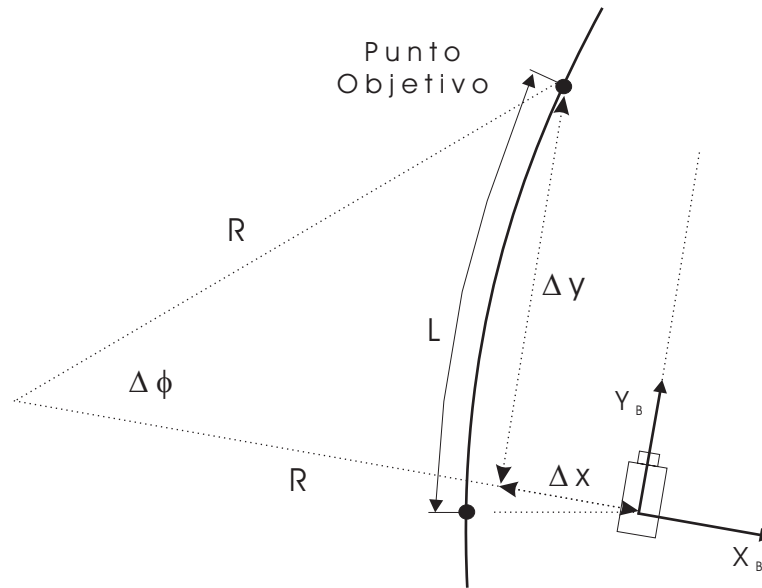


Figura 4.2: Seguimiento de caminos mediante la técnica de Persecución Pura

Y finalmente, para condiciones de navegación convencionales ($R \gg L$ y el vehículo está cercano al camino) se puede suponer que $\Delta x^2 + \Delta y^2 \approx L^2$. Es decir, la curvatura que se desea para que el vehículo alcance el punto objetivo mediante un arco de circunferencia es:

$$\gamma_d = -\frac{2\Delta x}{L^2} \quad (4.3)$$

Como puede apreciarse, si $\Delta x = 0$; es decir, si el punto objetivo está justo delante del vehículo, el acercamiento se produce en línea recta y no mediante un arco de circunferencia. Como resumen, puede considerarse que la Persecución Pura es un controlador proporcional cuya única señal de entrada es la distancia al camino en el punto objetivo y cuya ganancia está regulada por la distancia de adelanto L .

Es un método ampliamente utilizado, que funciona bastante bien para el seguimiento de caminos circulares, que tiende a presentar leves oscilaciones al seguir caminos recto y cuyo principal inconveniente es la sensibilidad a la distancia de adelanto L .

Vector Pursuit

Esta técnica propone el uso de la teoría de *screws* [Ball, 1900] al problema del guiado de vehículos. Dicha teoría permite expresar el movimiento instantáneo de un sólido rígido respecto a un sistema de coordenadas dado y, por tanto, puede utilizarse para representar el movimiento de un vehículo. La técnica de *Vector Pursuit* utiliza no sólo la posición y orientación actual del vehículo y la posición del punto objetivo, sino también la orientación del punto objetivo. El objetivo del método es encontrar una secuencia de *screws* que permita llevar al vehículo desde el punto y orientación en que se encuentre hasta el punto y orientación deseada, y generar la secuencia de curvatura que permita realizar dicho movimiento. De esta secuencia se aplica el primer valor y se vuelve a calcular una nueva secuencia en el siguiente ciclo de control. Una descripción detallada de este método puede encontrarse en [Wit et al., 2004].

Se realizan experimentos con un carro de golf modificado a velocidades de 2, 3 y 4 m/s recorriendo caminos con forma de U con un radio de giro de 15 metros. La desviación estándar de la distancia al camino es aproximadamente de 0.3 metros a 2 m/s, de 0.4 metros a 3 m/s y 0.6 metros a 4 m/s.

La ventaja principal de este método con respecto a otros como la persecución pura o el *sigue la zanahoria* son su menor sensibilidad respecto al parámetro L respecto a unas condiciones de navegación determinadas. Sin embargo, también se muestra que si se realiza un correcto ajuste de los métodos con los que se compara no se produce una mejora en las prestaciones de éste, sino al contrario.

Polinomios quinticos

Este método, propuesto en [Shin, 1990] y descrito en detalle en [Ollero, 2001], consiste en obtener una curva $x = f(y)$ que permita llegar al punto objetivo desde el lugar en que se encuentra el vehículo. Dicha curva tiene la forma de un polinomio de grado 5:

$$x = f(y) = a_0 + a_1y + a_2y^2 + a_3y^3 + a_4y^4 + a_5y^5 \quad (4.4)$$

(4.5)

Se parte de las coordenadas, orientación y curvatura absolutas del vehículo tanto en el punto de partida $(x_{act}, y_{act}, \theta_{act}, \gamma_{act})$ como en el punto objetivo $(x_{ob}, y_{ob}, \theta_{ob}, \gamma_{ob})$, y se transforman al eje de referencia asociado al vehículo, obteniéndose $(x_i, y_i, \theta_i, \gamma_i) = (0, 0, 0, \gamma_{act})$ y $(x_f, y_f, \theta_f, \gamma_f)$ respectivamente. Imponiendo dichas restricciones a la curva se obtienen las 6 condiciones que permiten obtener los coeficientes del polinomio de orden 5.

$$f(y_i) = f(0) = x_i = 0 \quad (4.6)$$

$$\dot{f}(y_i) = \dot{f}(0) = -\tan(\theta_i) = 0 \quad (4.7)$$

$$\ddot{f}(y_i) = \ddot{f}(0) = -\gamma_i \quad (4.8)$$

$$f(y_f) = x_f \quad (4.9)$$

$$\dot{f}(y_f) = -\tan(\theta_f) \quad (4.10)$$

$$\ddot{f}(y_f) = -\frac{\gamma_f}{[\cos \theta_f]^3} \quad (4.11)$$

Sin embargo, que exista dicha curva de orden 5 no significa que sea adecuada para el seguimiento del camino. Pueden presentarse diversos problemas, como ha sido puesto de manifiesto en [Martínez, 1995]. El principal de ellos es que si el punto objetivo está a un ángulo mayor que $\pi/2$ respecto a la dirección del vehículo, la curvatura cambia de forma abrupta en los extremos. También puede ocurrir que se genere una trayectoria que haga que el vehículo marche hacia atrás antes de girar bruscamente y retomar la dirección hacia el punto objetivo. Esta circunstancia se da cuando la orientación del punto objetivo en coordenadas locales del vehículo es mayor que un cierto valor.

Sigue la zanahoria (*Follow the carrot*)

Esta técnica geométrica [Barton, 2001] utiliza como orientación deseada para el vehículo la recta que une el vehículo con el punto objetivo (ver figura 4.3). Emplea como señal de error la diferencia entre la orientación deseada y la orientación actual del vehículo ($\Delta\theta$ en la figura 4.3), y genera como señal de control una curvatura aplicando un regulador PID a la señal de error.

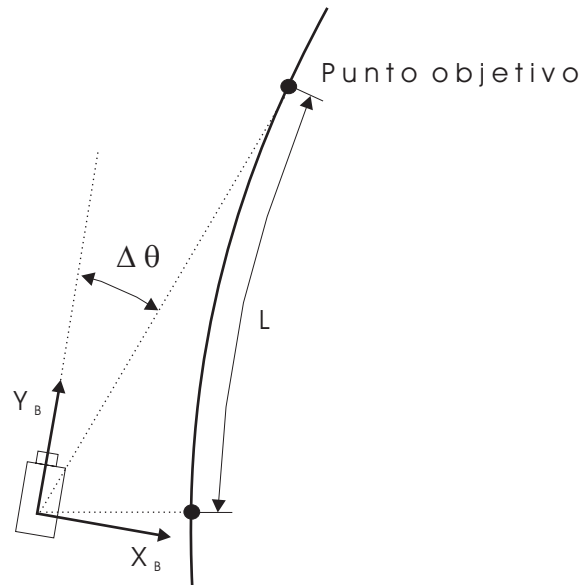


Figura 4.3: Guiado mediante el método *Follow the carot*

Esta técnica presenta buenos resultados para el seguimiento de caminos rectos pero tiene problemas en el trazado de curvas, principalmente debido a oscilaciones en la salida de las mismas.

4.2.2. Métodos basados en la teoría de control

Entre los métodos que tienen su base principal en la teoría de control tradicional se han incluido los siguientes:

- Control predictivo generalizado
- Control LQG/LQR
- Control robusto
- Red de avance

Control Predictivo Generalizado (GPC)

El control predictivo generalizado es un método de la teoría de control que se ha aplicado a procesos industriales. Este método resulta muy adecuado para aplicarlo al problema de seguimiento de caminos explícitos debido a que trata de minimizar una función de coste en la que se consideran los futuros incrementos de control junto con los errores entre las salidas deseadas (el camino que se pretende seguir) y las salidas predichas (la posición del vehículo).

Para poder utilizar el GPC en el seguimiento de caminos [Ollero y Amidi, 1991], se necesita relacionar las entradas y salidas mediante un modelo CARIMA (Controlled Auto-Regresive Integrated Moving-Average). Por ello se consideran tres variables que deben controlarse:

- x : la distancia al camino
- θ : la orientación del vehículo
- γ : la curvatura del robot

La variable con la que se pretende controlar el comportamiento del vehículo, para que los errores de las variables controladas disminuyan el máximo posible, es la curvatura que se desea que tenga el vehículo γ_d .

Un modelo CARIMA bastante utilizado en el seguimiento automático de caminos consiste en el siguiente:

$$\left[\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 & \Delta s & 0 \\ 0 & -1 & -\Delta s \\ 0 & 0 & -e^{-\frac{\Delta t}{\tau}} \end{bmatrix} q^{-1} \right] \begin{bmatrix} x(t) \\ \theta(t) \\ \gamma(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 11 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}} \end{bmatrix} [\gamma_d(t-1)] + \frac{\xi(t)}{\Delta} \quad (4.12)$$

donde $\xi(t)$ es una secuencia aleatoria no correlada, q^{-1} es el operador de retraso en el tiempo y Δ se define como $\Delta = 1 - q^{-1}$. Resolviendo esta ecuación mediante la teoría del control predictivo generalizado se halla la señal de control para la dirección del vehículo γ_d . Si la velocidad cambia, también lo hace el modelo CARIMA del vehículo, ya que Δs

varía con la velocidad y, por lo tanto, se precisa volver a calcular la matriz de ganancias M de la ley del control predictivo.

La solución de la ecuación, como se ha indicado anteriormente, minimiza una función de coste J , que tiene la siguiente formulación:

$$J(N_1, N_2) = E\left\{ \sum_{j=N_1}^{N_2} [\hat{x}(k+j) - x_d(k+j)]^2 + \sum_{j=N_1}^{N_2} \lambda(j) [\Delta\gamma_d(k+j-1)]^2 \right\} \quad (4.13)$$

donde N_1 y N_2 forman la ventana de predicción o ventana de seguimiento sobre el camino, $\lambda(j)$ representa una secuencia que pondera la acción de control y $E\{.\}$ representa la esperanza matemática.

Es muy común la utilización de un camino de aproximación, en lugar de emplear el camino de referencia directamente, ya que de esta forma se proporcionan valores más apropiados para el seguimiento del camino. En [Ollero, 2001] se presenta también una extensión multivariable del problema, considerando no sólo la distancia al camino como señal de salida sino también el error en orientación y curvatura respecto al camino.

Este tipo de control presenta como inconvenientes el tener que recalcular la matriz M al cambiar la velocidad, la degradación de las prestaciones cuando el vehículo no está cerca del camino ya que pierde validez el modelo linealizado que se utiliza y la dificultad de sintonización de sus parámetros N_1 , N_2 y λ para obtener unas determinadas prestaciones.

Control LQG/LQR

En [O'Connor et al., 1995] se diseña un controlador discreto LQR/LQE a partir del modelo cinemático simple para el seguimiento de líneas rectas descrito en el capítulo 2 de esta tesis. Los estados del vehículo que se consideran son la distancia al camino, la orientación y el ángulo de la dirección. Como señal de control se utiliza la velocidad de giro de la dirección. En este caso los experimentos se desarrollaron con un carro de golf autónomo que trata de seguir una recta de 100 metros a una velocidad de 2 m/s sobre una superficie de hierba. La desviación estándar de la distancia al camino es de 5 cm con un error máximo de unos 17 cm.

El problema de esta técnica es que las prestaciones se degradan mucho cuando los estados no están cerca de cero. Para solucionarlo se añade un controlador *bang-bang* que actúa cuando el estado no está cerca de cero y se mantiene el regulador LQR cuando el estado se aproxima a cero [O'Connor et al., 1996]. Con esta modificación se realizan experimentos con un tractor circulando a 0.33 m/s y siguiendo rectas de 50 metros, obteniéndose un error máximo de 10 cm, una desviación estándar del mismo de 2.5 cm y una media del error menor de 1 cm.

En [Elkaim et al., 1996] se mejora la identificación del modelo del tractor y se rediseña el controlador LQR en base al nuevo modelo consiguiendo reducir la desviación estándar del error a 1.9 cm y el error máximo a 5 cm. Por último, en [Elkaim et al., 1997] se busca extender el rango de aplicación del controlador. Se aplica la misma técnica de identificación y control para guiar un tractor con diversas herramientas en el extremo, utilizándose datos experimentales de las distintas configuraciones y a velocidades entre 1 y 3 m/s para realizar la identificación y el controlador. Finalmente, una vez diseñado un único controlador para todas las configuraciones y velocidades se consigue seguir rectas a velocidades de 3 m/s con un error máximo de 15 cm y una desviación estándar inferior a 11 cm.

Control robusto

En [Wang y Tomizuka, 1999] se presenta un controlador robusto H_∞ para el guiado de un camión con remolque. El diseño del controlador se realiza en dos fases. Primero el modelo en bucle abierto [Tomizuka y Peng, 1993] se aumenta con un *prefiltro* y un *postfiltro*, de forma que la respuesta frecuencial en bucle abierto del modelo aumentado tenga una forma deseada. Ambos filtros permiten especificar las prestaciones deseadas al controlador. Se considera una variación de velocidad entre 0 y 25 m/s, una variación del coeficiente de adhesión neumático-suelo μ entre 0.5 y 1, una variación de la carga del remolque entre 5.000 y 24.000 kg y una distancia de adelanto de 5 m. El ángulo máximo de direccionamiento es de 30 grados.

Una vez obtenido el modelo aumentado, se realiza la estabilización robusta del controlador respecto a las incertidumbres mediante la optimización H_∞ . La planta a estabilizar

puede representarse mediante una factorización coprima, por lo que no son necesarias iteraciones para la obtención del controlador y puede obtenerse una solución explícita del mismo.

En simulación se obtienen unos errores estacionarios menores de 0.1 metros en condiciones nominales ($v = 18\text{m/s}$, $m = 10.670\text{kg}$, $\mu = 0.8$) y menores a 0.2 metros en condiciones de perturbación ($v = 25\text{m/s}$, $m = 24.000\text{kg}$, $\mu = 1.0$ y $v = 20\text{m/s}$, $m = 5.000\text{kg}$, $\mu = 0.6$), pero aparecen errores de hasta 0.45 metros en los puntos de cambio de curvatura del camino. Éste está compuesto por tramos rectos unidos por curvas de radio de giro 800 metros.

Los experimentos se realizan a una velocidad entre 64 km/h (17 m/s) y 72 km/h (20 m/s) y se obtiene un error estacionario inferior a 0.15 metros en tramos rectos e inferior a 0.35 metros en los tramos de curvas, pero el error máximo excede los 0.5 metros en los puntos del camino en que se producen los cambios de curvatura.

Posteriormente [Wang y Tomizuka, 2000b] se utiliza la técnica de *gain-scheduling* para seleccionar entre diversas implementaciones del controlador H_∞ en función de la velocidad del vehículo. Los resultados de simulación muestran una mejora del seguimiento, con un error estacionario inferior a 0.07 metros para condiciones nominales y aproximadamente 0.1 metros en condiciones de perturbación. El error máximo no alcanza los 0.1 metros en condiciones nominales y los 0.2 metros ante perturbaciones.

Red de avance

A partir de un modelo no lineal simplificado [Tomizuka y Peng, 1993] de un camión con remolque se realiza una linealización del mismo y se diseña una red de avance tradicional [Wang y Tomizuka, 1998]:

$$G_c(s) = K \left(\frac{s + \frac{1}{T_1}}{s + \frac{\gamma}{T_1}} \right) \left(\frac{s + \frac{1}{T_2}}{s + \frac{1}{\gamma T_2}} \right) \quad (4.14)$$

Los resultados de simulación para el seguimiento de una recta y una curva de radio 800 metros muestran que puede realizarse el seguimiento con un error inferior a 20 cm para una velocidad de 30 m/s y un error inferior a 5 cm para una velocidad de 10 m/s, pero no se ofrecen resultados experimentales.

4.2.3. Métodos basados en inteligencia artificial

En este apartado se han considerado como métodos basados en técnicas de inteligencia artificial los siguientes:

- Control borroso
- Control borroso neuronal (Fuzzy neural network)

Control borroso

La aplicación del control borroso para la generación de la curvatura necesaria para que un vehículo siga un camino ha sido propuesta y demostrada por diversos investigadores [García-Cerezo et al., 1996, Rosa y de Pedro, 2000, Sánchez et al., 1999]. En este método se toman como antecedentes típicamente la diferencia de orientación $\Delta\theta$ entre la postura actual del vehículo y la postura deseada en el punto objetivo, la diferencia de posición Δx en el punto objetivo expresada en el eje local del vehículo, la diferencia de curvatura $\Delta\gamma$, la distancia del vehículo al punto más cercano del camino d y la velocidad del vehículo v . Como consecuente siempre se tiene la curvatura deseada γ_d , si bien en algunos casos se propone considerar la distancia de adelanto L no como un valor fijo sino como un consecuente y, por tanto, una salida del mismo. De esta forma se sigue el camino de manera más eficiente.

En [Rosa et al., 1998] se utilizan únicamente como antecedentes la distancia al camino y la diferencia entre la orientación del camino y la del vehículo. Como consecuente sólo consideran la actuación sobre la dirección. Se presentan resultados experimentales para el seguimiento de líneas rectas con un vehículo Citroen Berlingo. En [Reyes et al., 1999] se realiza el guiado a una velocidad de 35 km/h con un error inferior a 20 cm y posteriormente en [García et al., 2002] se muestra como el error no excede los 22 cm a 55 km/h.

Control mediante redes neuronales borrosas (Fuzzy Neural Networks-FNN)

En este método [Oh et al., 2005] se propone combinar las técnicas descritas anteriormente, de forma que las desventajas de una de las técnicas sea cubierta por las ventajas de la otra y viceversa. Las redes neuronales convencionales poseen muy buenas propiedades

para el auto-aprendizaje, pero presentan problemas como un tiempo de convergencia lento e incluso inestabilidades. Por otro lado, la lógica borrosa permite incorporar el razonamiento heurístico al control, pero no tiene la capacidad de auto-aprendizaje y auto-ajuste de las redes neuronales.

La combinación de ambas técnicas se realiza de la siguiente forma: el controlador consiste en un sistema borroso, pero se implementa estructuralmente mediante una red neuronal. En esta red, sus diversas capas pueden dividirse en dos grupo: las que implementan la parte de las premisas y las que realizan la parte de las consecuencias. Es decir, todos los parámetros de un sistema borroso están implementados mediante las capas y los pesos de una red neuronal. De esta forma, modificar las reglas o las funciones de pertenencia del sistema borroso consiste en modificar los pesos de la red neuronal que lo implementa. Dado que el sistema borroso se ha representado mediante una red neuronal pueden utilizarse diversos métodos, como por ejemplo el del gradiente, para determinar los parámetros de la red y que de esta forma queden identificados las funciones de pertenencia y las reglas del sistema borroso.

Se han presentado resultados de simulación con un modelo de vehículo con direccionamiento diferencial y a velocidades de hasta 0.3 m/s mientras se recorren rectas y curvas de radio de giro de 25 cm y con un error inferior a 0.5 cm.

4.3. Persecución Pura Supervisada

4.3.1. Introducción

Como se ha expuesto anteriormente, la Persecución Pura es un método geométrico cuyas prestaciones son muy sensibles a la elección de la distancia de adelanto L . Por esa razón, es conveniente adaptar y modificar el valor de dicho parámetro en tiempo real. En algunos casos [Suryanarayanan et al., 2000] esta adaptación consiste únicamente en una tabla que relaciona L con la velocidad, sin tener en cuenta otras consideraciones. En [Ollero et al., 1994] se propone un supervisor borroso para la Persecución Pura, que considera 4 variables de entrada para determinar el valor de L : la distancia al punto más cercano

del camino, la velocidad, el radio de curvatura en el punto objetivo y la diferencia entre la orientación del vehículo y la del camino en su punto más cercano. El rango de las variables consideradas hace que sólo sea aplicable a bajas velocidades (< 10 km/h). En [Sánchez et al., 1999] se añaden a las 4 variables mencionadas los valores anteriores de la propia distancia de adelanto para generar un nuevo valor, pero se aplica este supervisor a un controlador borroso que además modifica la velocidad de navegación, y sólo considerando velocidades muy bajas. Hasta donde el autor conoce, no se han presentado resultados muy notables en condiciones de navegación a altas velocidades ni con caminos significativos en cuanto a su longitud o sus curvas.

El supervisor que aquí se propone tiene en común con los anteriores que emplea la lógica borrosa como técnica de supervisión, pero tanto el conjunto de variables de entrada consideradas, las reglas propuestas, el rango de aplicación del controlador y su exhaustiva validación son completamente originales. También es original el diseño que se realiza para intentar reducir los errores que suelen producirse en las entradas y salidas de las curvas.

4.3.2. Diseño y estructura del supervisor

En el diseño del supervisor para el ajuste de la ganancia de adelanto L se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Para conseguir que el control, sobre todo a altas velocidades y con vehículos pesados, sea suave es necesario que los cambios de curvatura no sean demasiado bruscos. Si no es así, pueden producirse oscilaciones importantes en la navegación del vehículo. Por tanto, se debe seleccionar un valor de L adecuado en función de la velocidad de navegación (V) y del radio de giro del camino que se está recorriendo en el punto objetivo (R_G).
- Por otro lado, un seguimiento preciso del camino de referencia requiere que en las entradas y salidas de las curvas la dirección del vehículo gire rápidamente. De hecho, los mayores errores de guiado suelen producirse en esos puntos de un camino, como ha sido puesto de manifiesto en [Wang y Tomizuka, 1999]. La idea para abordar el problema de las entradas y salidas de las curvas es utilizar un valor de L especialmente pequeño que haga aumentar la ganancia del controlador en las zonas en que se

requieren cambios de curvatura. Esto se muestra de manera gráfica en la figura 4.4: el vehículo circula por un tramo recto con una distancia de adelanto L_1 ; se acerca a una curva, por lo que L se reduce hasta un valor L_2 en el tramo de camino en que la curvatura cambia dinámicamente; una vez el vehículo está dentro de la curva el radio de giro se mantiene constante, seleccionándose un valor L_3 adecuado; por último, el vehículo sale de la curva atravesando otra zona de cambio de curvatura (L_2) y siguiendo por un tramo recto L_1 . Para que el supervisor pueda determinar cuando se va a entrar o salir de una curva es necesario tener en cuenta el radio de giro en el punto más cercano del camino (R_N) y el radio de giro en el punto objetivo (R_G).

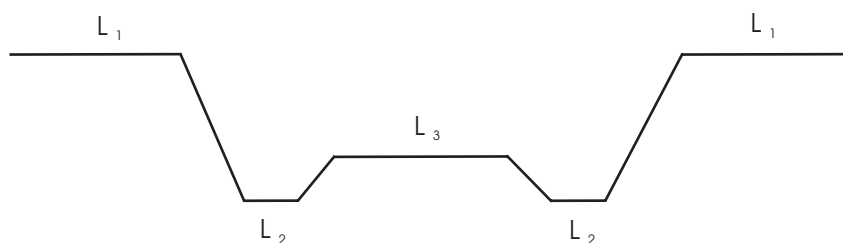


Figura 4.4: Modificación de la distancia de adelanto para reducir los errores en las entradas y salidas de las curvas

Además, en cuanto a la aplicabilidad del controlador, se imponen restricciones en las condiciones de navegación en las que debe utilizarse. No se puede recorrer cualquier curva a cualquier velocidad, de forma que el par (velocidad, curvatura) determina las condiciones en que puede emplearse. En concreto se ha considerado una zona de peligro donde no se puede aplicar el controlador, y que se muestra en la figura 4.5.

En esta zona de peligro se considera que no es posible seguir el camino con un cierto margen de seguridad, por lo que si se detectan estas condiciones se desconecta el sistema de control de dirección y se genera una alarma para que se detenga el vehículo. Esto se debe a que en esas circunstancias (una velocidad elevada y un radio de giro pequeño) cualquier alternativa de control presenta problemas. Si se intenta que el vehículo siga el camino, generando una acción de control brusca, existe la posibilidad de que el vehículo vuelque o derrape fuertemente. Si, por el contrario, se intenta reducir el riesgo de vuelco y de derrape la acción de control debe ser más suave y el vehículo trazará una curva con

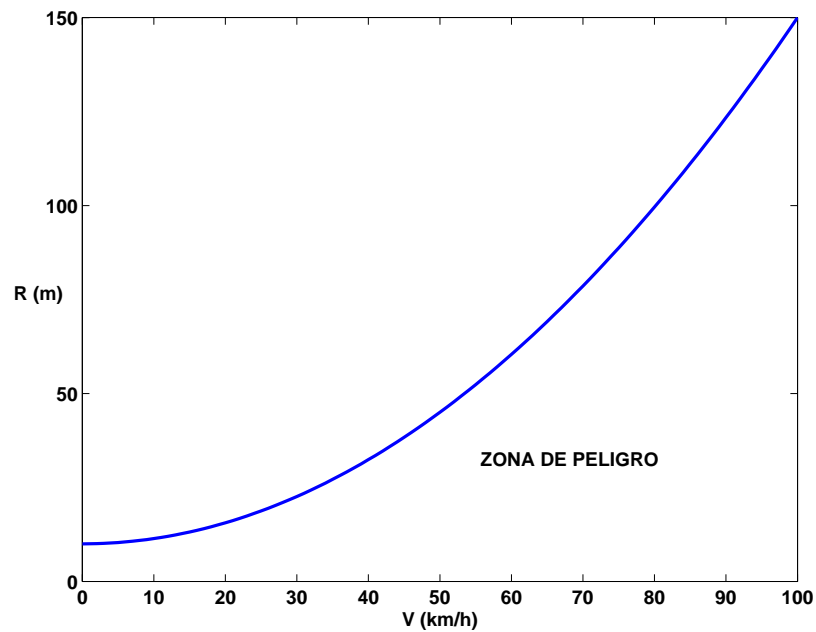


Figura 4.5: Restricciones de navegación para uso del controlador

un radio de giro bastante mayor que el camino nominal, separándose bastante del mismo. Como puede apreciarse en la figura 4.5, el radio de giro mínimo que permite trazar el controlador propuesto es de 10 metros. Esta limitación no es muy severa, dado que los radios de giro mínimo que sí son capaces de trazar los vehículos son de 5 y 7 metros en los vehículos Caterpillar y Scania, respectivamente (ver Anexo A) y la limitación de un turismo convencional está alrededor de los 5-6 metros.

El supervisor que se propone utiliza como antecedentes al sistema borroso que calcula el valor adecuado de L las siguientes variables:

- La velocidad de desplazamiento del vehículo, V .
- El radio de giro del punto más cercano del camino, R_N
- El radio de giro del camino en el punto objetivo, R_G

Hay que señalar que no se utiliza ni la distancia al camino ni el error de orientación para reajustar el valor de L , lo que diferencia este supervisor de otras opciones publicadas y conocidas. Sólo se tienen en cuenta, por tanto, las condiciones de navegación y del camino

para obtener L , y se deja que sea el método de Persecución Pura el que corrija y anule los errores de seguimiento.

En la Figura 4.6 se muestran las funciones de pertenencia de los antecedentes. La velocidad se ha discretizado en 6 tramos: muy baja (*Very Low*), baja (*Low*), media (*Medium*), alta (*High*), muy alta (*Very High*) y muy-muy alta (*Very Very High*). El radio de giro se han discretizado en 7 tramos: muy-muy baja (*Very Very Low*), muy baja (*Very Low*), baja (*Low*), media (*Medium*), alta (*High*), muy alta (*Very High*) y muy-muy alta (*Very Very High*). La salida del sistema, la distancia de adelanto L se ha discretizado también en 7 tramos.

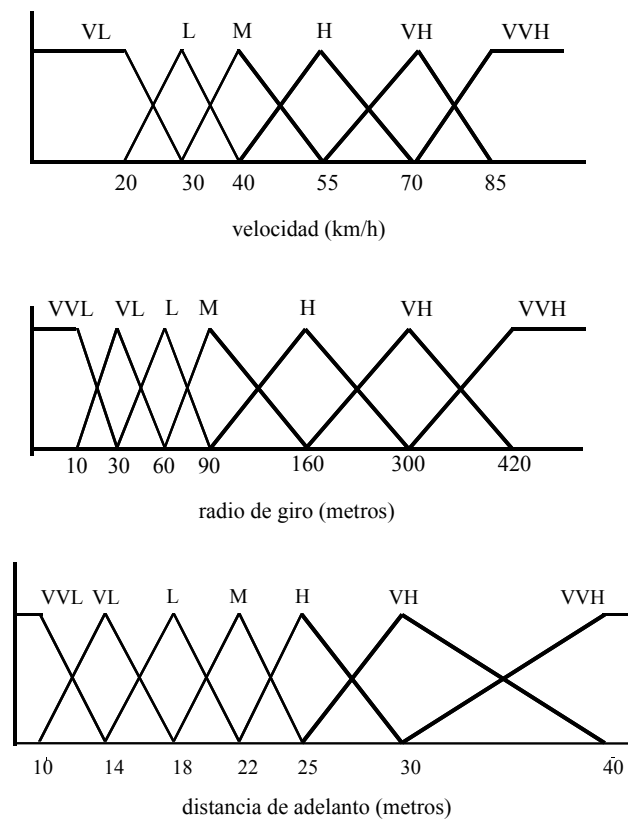


Figura 4.6: Funciones de pertenencia del supervisor borroso

Las reglas del supervisor tienen una estructura simétrica, de forma que el conjunto de reglas para una determinada velocidad se repita para distintas velocidades modificando los valores del nivel de salida. En la tabla 4.1 se muestra un extracto de las reglas que componen el supervisor borroso para velocidad alta (*High*). Se aprecia como si R_N y R_G

toman el mismo valor se asigna una distancia de adelanto adecuada para el radio de giro concreto y velocidad; es la situación típica en que un vehículo está dentro de una curva o en una recta. Si R_N y R_G toman valores distintos es porque el vehículo va a entrar en una curva o a salir de ella; en este caso se selecciona una distancia de adelanto menor que la necesaria para trazar la curva, como se ha comentado anteriormente. De esta forma se incrementa la ganancia del controlador a la entrada y salida de las curvas. El contenido completo de las reglas puede encontrarse en [Rodríguez-Castaño, 2002] y algunos ejemplos de las reglas que lo componen son las siguientes:

SI V ES *High* Y R_N ES *Very-High* Y R_G ES *Very-High* ENTONCES L ES *High*

SI V ES *Medium* Y R_N ES *Very-High* Y R_G ES *High* ENTONCES L ES *Low*

SI V ES *Low* Y R_N ES *Low* Y R_G ES *Low* ENTONCES L ES *Low*

SI V ES *Low* Y R_N ES *Low* Y R_G ES *Medium* ENTONCES L ES *Very-Low*

V	R_N	R_G	L
H	VVH	VVH	VH
H	VH	VH	H
H	H	H	H
H	M	M	M
H	VVH	VH	H
H	VVH	H	M
H	VVH	M	L
H	VVH	L	VL
H	VVH	VL	VVL
H	VVH	VVL	VVL
H	VH	VVH	H
H	H	VVH	M
H	M	VVH	L
H	L	VVH	M
H	VL	VVH	VVL
H	VVL	VVH	VVL

Tabla 4.1: Reglas del supervisor borroso

El resultado del supervisor sobre la distancia de adelanto puede verse en la Figura 4.7, donde se muestra la variación en tiempo real durante una vuelta a la pista 1 (descrita más adelante) con el vehículo Scania. El pequeño rizado que se aprecia se debe a la discretización del camino.

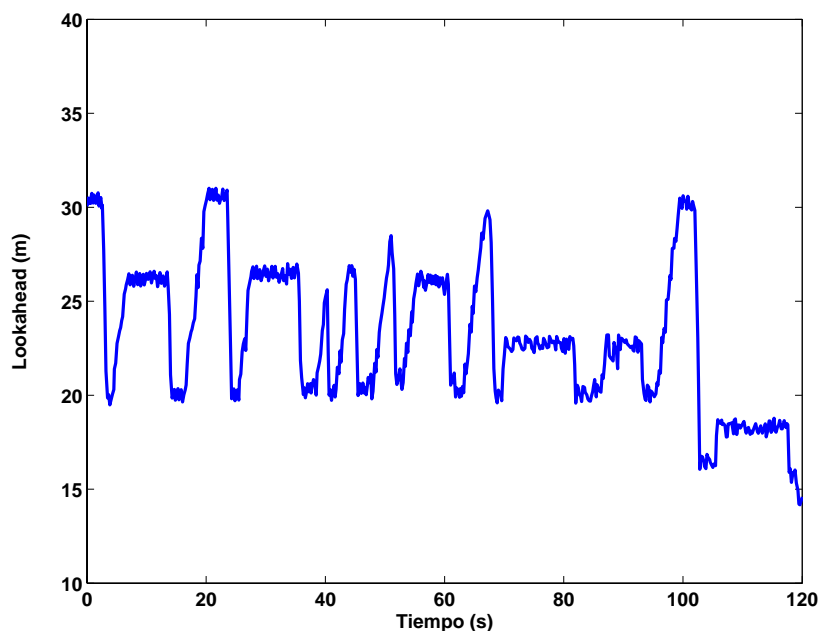


Figura 4.7: Variación de la distancia de adelanto en tiempo real

4.3.3. Estabilidad

La estabilidad del seguimiento mediante Persecución Pura, que es la base del controlador propuesto, depende de las condiciones de navegación, de la respuesta del sistema de dirección del vehículo y del retardo del sistema de control. De todos los tipos de camino que pueden seguirse, el más crítico para la estabilidad, aunque pudiera parecer lo contrario, es la línea recta. El análisis de estabilidad completo puede encontrarse en [Heredia y Ollero, 2007], y puede resumirse de manera gráfica en la figura 4.8. En esta figura, en el eje vertical se muestra la distancia de adelanto normalizada, L_n , y en el eje horizontal el retardo normalizado, T_n . Las relaciones entre estas variables normalizadas y las utilizadas en el controlador son las siguiente:

$$L_n = \frac{L}{VT_\gamma} \quad (4.15)$$

$$T_n = \frac{\tau}{T_\gamma} \quad (4.16)$$

donde L es la distancia de adelanto en metros, V la velocidad de desplazamiento del vehículo en m/s, T_γ la constante de tiempo de la dirección en segundos y τ el retardo del sistema de control también en segundos. Este retardo incluye tanto los retrasos en las comunicaciones, como en el actuador y en el cálculo de la consigna de dirección.

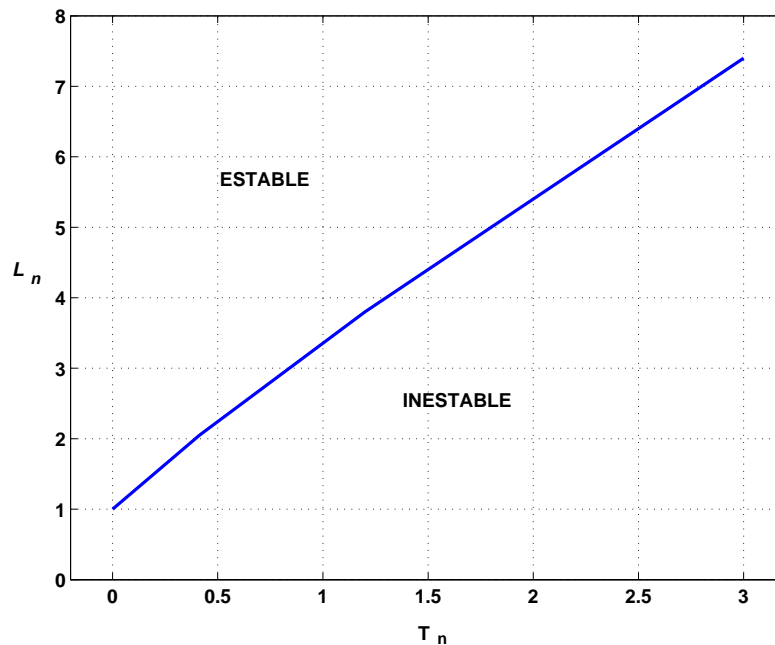


Figura 4.8: Limite de estabilidad para el seguimiento de una recta mediante Persecución Pura

En la figura puede apreciarse como la estabilidad está limitada por una función que denominaremos $f(\frac{\tau}{T_\gamma})$, de forma que para valores conocidos de T_γ y τ pueden determinarse los valores de L y V para los que el controlador es estable.

El controlador propuesto se ha diseñado con un valor mínimo de $\frac{L}{V} = 1.3$ segundos. De esta forma, el sistema es estable siempre que se garantice la condición:

$$f\left(\frac{\tau}{T_\gamma}\right) < \frac{1.3}{T_\gamma} \quad (4.17)$$

También pueden obtenerse las siguientes conclusiones sobre la aplicabilidad del controlador a diversos vehículos, garantizando la estabilidad:

- La constante de tiempo del sistema de dirección del vehículo, T_γ , tiene que ser inferior a 1.3 segundos, dado que $f\left(\frac{\tau}{T_\gamma}\right)$ toma un valor mínimo de 1.
- Cuanto mayor es la constante de tiempo T_γ más estrictas son las condiciones sobre el retardo que puede presentar el sistema. Así, para $T_\gamma = 0.5$ segundos se admite un valor aproximado de $\tau = 330$ milisegundos, para $T_\gamma = 1.0$ segundo un valor de $\tau = 120$ milisegundos y, cerca del límite de estabilidad, para $T_\gamma = 1.2$ segundos el valor admisible de τ se reduce a 40 milisegundos.

En cuanto al retardo τ , como se ha indicado anteriormente, incluye tres términos principales: el tiempo necesario para calcular la consigna, el retraso en la actuación y el retraso de las comunicaciones. El cálculo de la consigna en la implementación realizada y presentada en el Anexo A es inferior a 1 milisegundo, por lo que no es un factor crítico en el retardo. En cuanto al retardo en las comunicaciones, con el sistema de control presentado en el Anexo A también es muy reducido, ya que los dispositivos de medida y actuación se comunican con el procesador mediante una interfaz ISA y los tiempos de conversión son pequeños. Por último, el retraso en la actuación, incluido el introducido por el amplificador de potencia se ha estimado en 70 milisegundos en el vehículo Scania y en 80 milisegundos en el caso del Caterpillar.

El diseño y análisis realizados aseguran que el sistema es estable, pero en la práctica aparecieron problemas de estabilidad asociados a una degradación en el montaje del sensor que mide el ángulo de direccionamiento. En concreto, se produjo una degradación del acoplamiento del potenciómetro a la rueda delantera izquierda del vehículo Scania (ver Anexo A). Este potenciómetro es el encargado de medir el ángulo de la rueda, y es el utilizado para dirigir el vehículo. Como se muestra a continuación, una degradación del montaje produjo una holgura de 2.5° en la medida del ángulo de direccionamiento, lo que provocó oscilaciones en el guiado. Para analizar estas oscilaciones y teniendo en cuenta

la no linealidad del sistema se estudia la estabilidad global del seguimiento. Para ello se aplica la técnica de análisis frecuencial.

En la figura 4.9 se muestra el modelo del sistema, incluyendo el controlador de Persecución Pura (PP) y el control de la referencia de curvatura. El bloque NL incluye el modelo cinemático del vehículo y el controlador PP; sus ecuaciones son las siguiente:

$$\dot{x} = -V \operatorname{sen} \theta \quad (4.18)$$

$$\dot{\theta} = -V \gamma \quad (4.19)$$

$$y = \frac{2}{L^2}(x \cos \theta - L \operatorname{sen} \theta) \quad (4.20)$$

La dinámica del sistema de dirección se modela como un sistema de primer orden:

$$\dot{\gamma} = -\frac{1}{T}(\gamma - u) \quad (4.21)$$

donde u es la variable de control del sistema de dirección y T es la constante de tiempo del sistema.

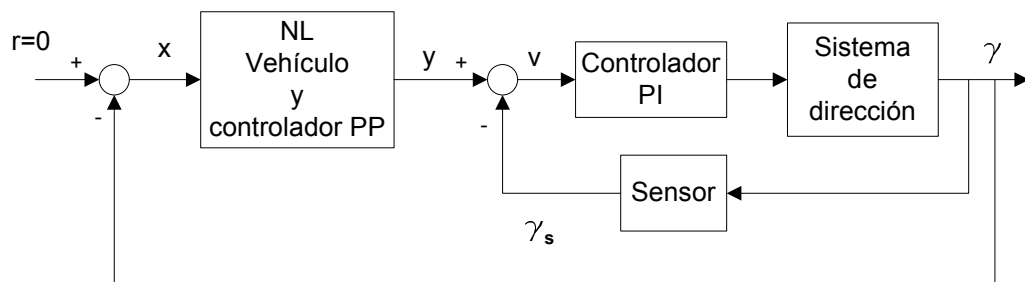


Figura 4.9: Diagrama de bloques del modelo del sistema

Para estudiar la estabilidad en esta situación se utiliza la técnica denominada "linealización parcial"; en este caso, se linealizan las ecuaciones del modelo del vehículo y del controlador y se deja como única no linealidad del sistema la holgura del sensor. En la figura 4.10 se muestra el resultado de la linealización del sistema, donde:

- $G_1(s)$ es la función de transferencia del modelo del vehículo y el controlador linealizados (se corresponde con el bloque "NL" en la figura 4.9)
- $G_2(s)$ es la función de transferencia del sistema de dirección y controlador de curvatura (se corresponde con los bloques "Controlador PI" y "Sistema de dirección" en la figura 4.9)
- $N(A)$ es la función descriptiva de la holgura del sensor; ésta tiene una expresión analítica que no depende de la frecuencia, por lo que se emplea $N(A)$ y no $N(\omega, A)$ para denominarla.

Las expresiones de $G_1(s)$, $G_2(s)$ son las siguientes:

$$G_1(s) = \frac{2V s + \frac{V}{L}}{L s^2} \quad (4.22)$$

$$G_2(s) = \frac{Ks + K_i}{s(Ts + 1)} \quad (4.23)$$

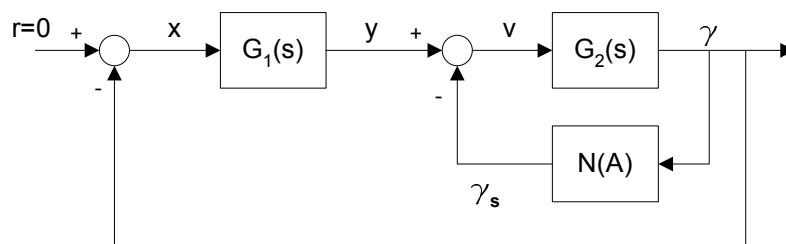


Figura 4.10: Diagrama de bloques del sistema parcialmente linealizado

Para que existan oscilaciones de una amplitud A y frecuencia ω en el sistema de la figura 4.10, las variables del bucle deben cumplir las siguientes condiciones:

$$x = -\gamma \quad (4.24)$$

$$v = y - \gamma_s \quad (4.25)$$

$$\gamma = G_2(j\omega)v \quad (4.26)$$

$$y = G_1(j\omega)x = -G_1(j\omega)\gamma \quad (4.27)$$

$$\gamma_s = N(A)\gamma \quad (4.28)$$

De aquí se obtiene que:

$$\gamma_s = G_2(j\omega)[G_1(j\omega) + N(A)](-\gamma) \quad (4.29)$$

Y dado que $\gamma \neq 0$, se llega a :

$$G_2(j\omega)[G_1(j\omega) + N(A)] + 1 = 0 \quad (4.30)$$

Esta última expresión se puede reescribir como:

$$N(A) = -\frac{1 + G_1(j\omega)G_2(j\omega)}{G_2(j\omega)} = G_N(j\omega) \quad (4.31)$$

La existencia de ciclos límite puede analizarse mediante la gráfica de $G_N(j\omega)$; se producirá un ciclo límite si $G_N(j\omega)$ y $N(A)$ intersectan. A continuación, se analiza la existencia de ciclos límite para los siguientes valores de los parámetros: *holgura del sensor* = 2.5 grados; $T=0.8$ segundos; $V=3$ m/s; $L=12$ metros; $K=0.4$; $K_i=0.1$. En la figura 4.11 se muestran ambas gráficas, donde puede apreciarse como se cortan en el punto P ; este punto se corresponde con una amplitud $A = 1.37$ grados y una frecuencia $\omega = 0.18$ Hz. Existe, por tanto, un ciclo límite y es estable, de acuerdo con la forma en que se produce el corte. Es el mismo resultado que se obtiene mediante simulación y que se muestra en las figuras 4.12-a) y 4.13-a).

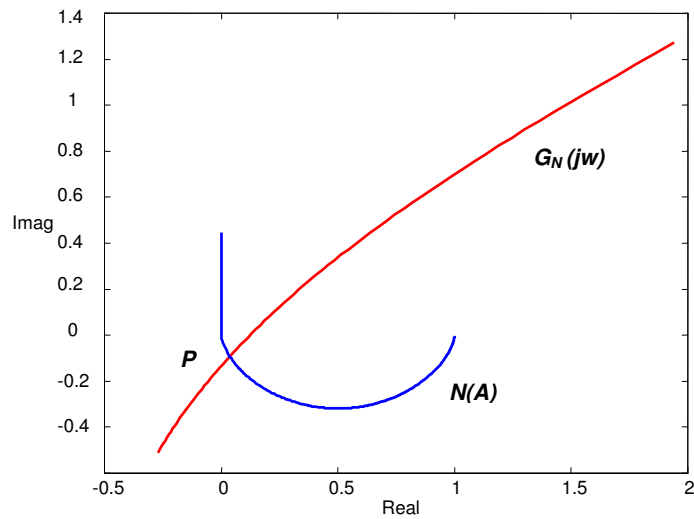


Figura 4.11: Gráfica polar de $G_N(j\omega)$ y $N(A)$

Los resultados experimentales, junto con los obtenidos en simulación, se muestran en las figuras 4.12 y 4.13. En la primera se muestra la comparación entre la distancia al camino obtenida en simulación y en los experimentos con el vehículo Scania, mientras que en la segunda se muestra el ángulo de direccionamiento en las mismas simulaciones y experimentos. En ambos casos puede observarse como los resultados son muy similares y coinciden con los valores predichos por el análisis frecuencial, tanto en amplitud como en frecuencia.

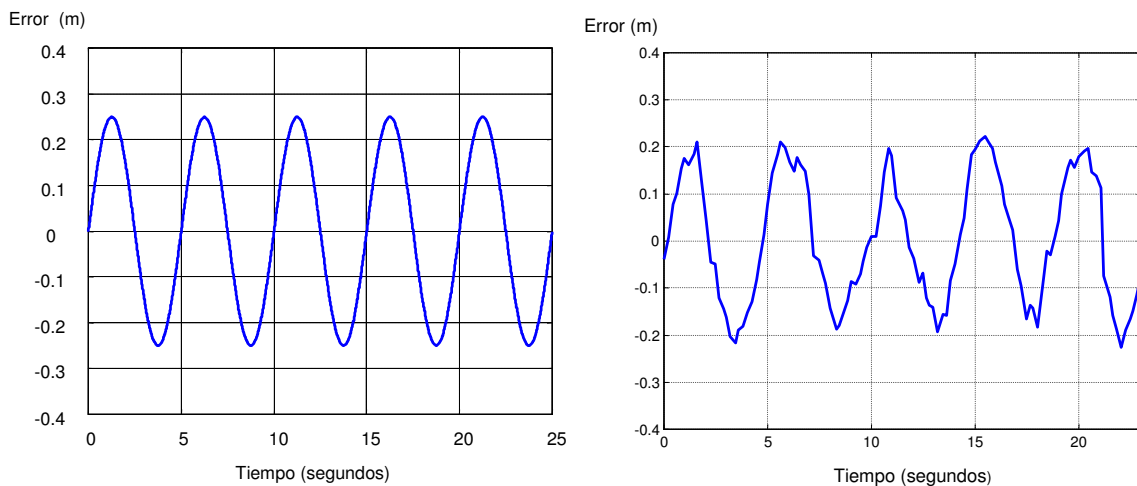


Figura 4.12: a) Distancia al camino en simulación. b) Distancia el camino en experimentos.

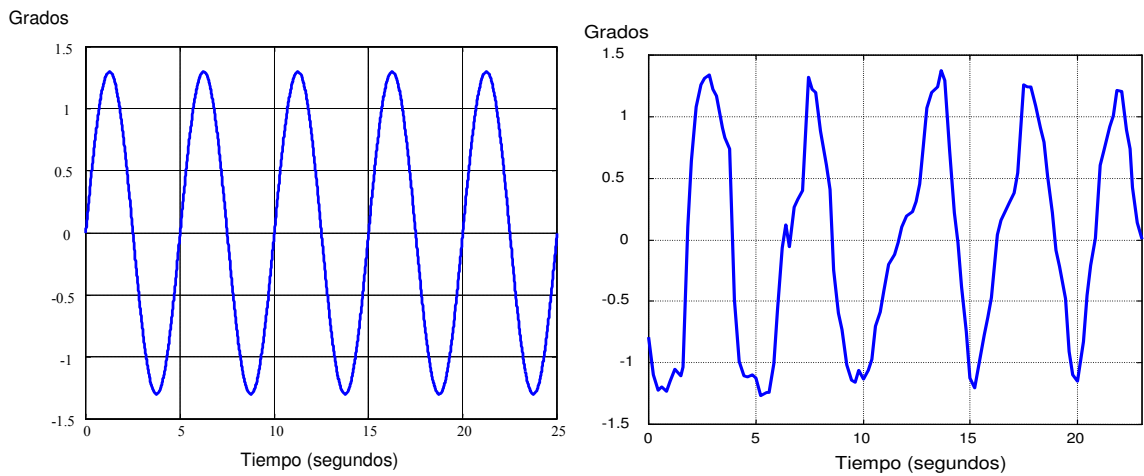


Figura 4.13: a) Ángulo de direccionamiento en simulación. b) Ángulo de direccionamiento en experimentos.

Hay que señalar que, una vez corregido el fallo en el montaje del potenciómetro que mide el ángulo de direccionamiento, no se produjo ningún problema de estabilidad en los numerosos experimentos que se han realizado.

4.4. Experimentos

4.4.1. Introducción

Los ensayos con los vehículos se han realizado en tres pistas distintas, con superficies de tierra y asfalto, y con curvas con radios de giro de hasta 20 metros. El controlador ha sido ajustado mediante experimentos con el vehículo Scania en una pista de asfalto denominada Pista 1, y posteriormente se ha probado su funcionamiento en otras 3 pistas de tierra y en rectas de más de 2 km de longitud que permiten alcanzar velocidades de hasta 100 km/h. Posteriormente, el mismo controlador se ha probado con el vehículo Caterpillar en dos pistas de tierra y a velocidades de hasta 35 km/h. Es decir, el controlador es el mismo aunque los vehículos son muy distintos, como se muestra en el Apéndice A, en lo que respecta al peso, 12.680 kg el Scania y 136.000 kg el Caterpillar, y en el tipo de neumáticos.

Como medida de las prestaciones del guiado se analiza la distancia al camino de referencia, que es registrada con una frecuencia de 5 Hz. Dado que el camino se encuentra digitalizado y, por tanto, discretizado, ésta distancia se evalúa como la distancia desde la posición en que se encuentra el vehículo hasta la recta comprendida por los dos puntos más cercanos del camino. Esta distancia es referida también como error lateral o simplemente error, y se le añade un signo para indicar si el error es por la derecha o la izquierda en el sentido de la marcha del vehículo. Se considera que el error es negativo por la izquierda y positivo por la derecha. El análisis del error se hace en base a las siguientes medidas estadísticas del mismo: el error máximo (e_{max}), el error mínimo (e_{min}), la media del error (e_{med}), la desviación estándar (e_{std}), la media del error absoluto (ea_{med}) y la desviación estándar del error absoluto (ea_{std}).

Los experimentos se han desarrollado a distintas velocidades y las consignas de velocidad se han suministrado manualmente. En los experimentos a velocidad constante, la velocidad se regula actuando sobre el acelerador y monitorizando la velocidad que indica el controlador del vehículo.

4.4.2. Descripción de las pistas

Las pistas en las que se han desarrollado las pruebas han sido digitalizadas recorriéndolas con el vehículo Scania a baja velocidad, y haciendo uso del controlador del vehículo. En esos recorridos se registran las coordenadas UTM por las que pasa el vehículo, la velocidad de giro, la velocidad longitudinal y el tiempo, a una tasa de 5 Hz. Esos datos son validados y procesados posteriormente, generándose un mapa de la pista con una resolución de 1 metro, y en la que cada punto está descrito por la coordenada X UTM (*Northing*), la coordenada Y UTM (*Easting*) y el radio de giro en ese punto de la pista. Se han realizado experimentos en 4 pistas distintas, denominadas Pista 1, Pista 2, Pista 3 y Pista 4. Al ser circuitos cerrados, en las figuras que se muestran a continuación, se indica la zona de comienzo del recorrido con una X y se muestra también el radio de giro de las curvas de los trazados.

Pista 1

Es una pista de asfalto de 2820 metros de longitud que se recorre en sentido antihorario y que se muestra en la Figura 4.14. La pista consta de 12 curvas, 4 a derecha y 8 a izquierda. El trazado está compuesto de dos partes claramente diferenciadas, una primera parte con curvas suaves de un radio mínimo de 115 metros y una segunda parte con curvas enlazadas de radio de giro entre 80 y 60 metros, finalizando el recorrido en una curva de radio 30 metros. En esta pista es donde se ha realizado el ajuste del controlador con el vehículo Scania, y posteriormente se ha probado en el resto de pistas.

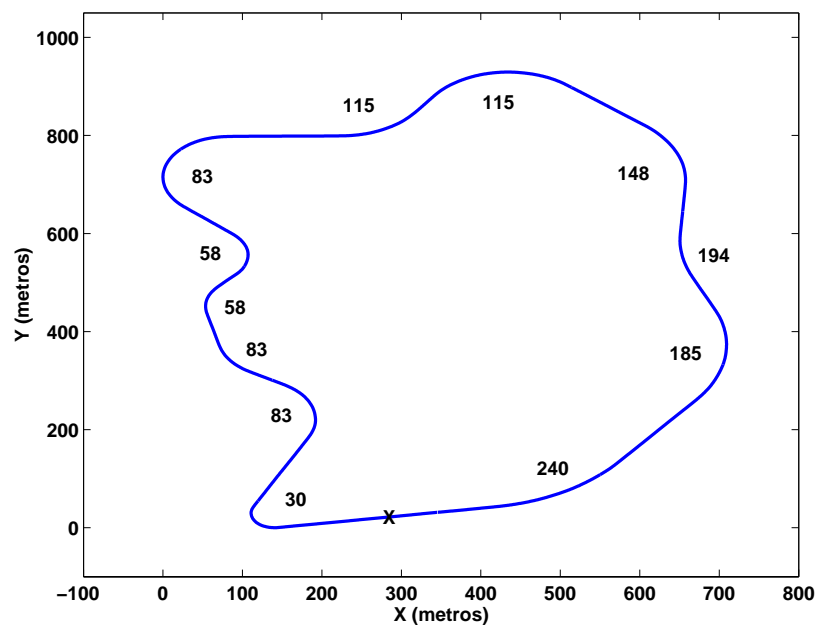


Figura 4.14: Pista 1

Pista 2

Es una pista de tierra de 3358 metros de longitud que se recorre en sentido horario y que se muestra en la Figura 4.15. La pista consta de dos tramos rectos paralelos de 1345 metros de longitud y separados 5 metros y dos circunferencias en los extremos que unen ambos tramos y que permiten cambiar el sentido de circulación. Las dos circunferencias,

como se indica en la Figura 4.15, no son iguales, sino que la de la parte inferior derecha presenta un radio de giro menor, de 20 metros.

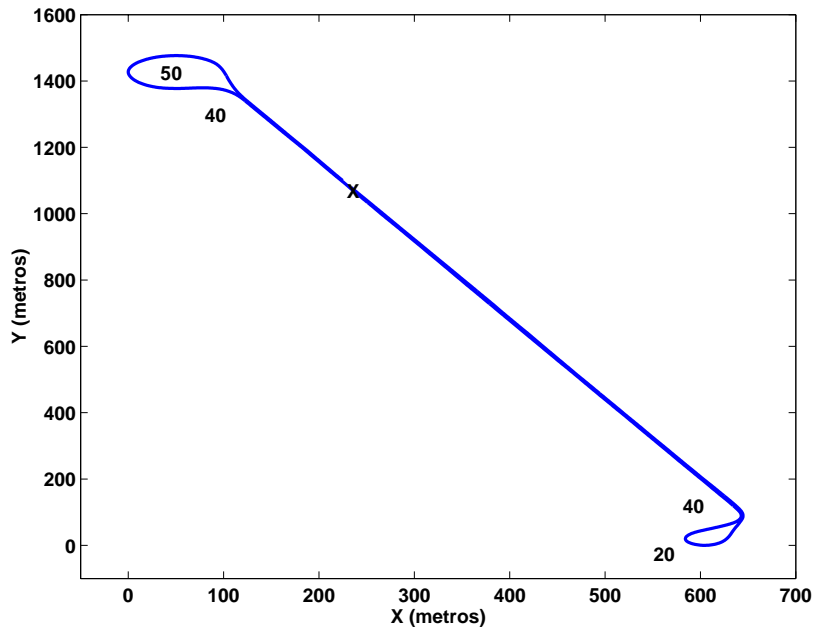


Figura 4.15: Pista 2

Pista 3

Es una pista de tierra de 4725 metros de longitud que se recorre en sentido horario y que se muestra en la Figura 4.16. La pista consta de 15 curvas a derecha y 12 curvas a izquierda. El trazado está compuesto por dos zonas de curvas diferenciadas: la zona derecha está compuesta por curvas enlazadas de radio 38-65 metros que van describiendo cambios de dirección de 180 grados en forma de S, mientras que la parte izquierda está compuesta de curvas con radio de giro mayores (55-230 metros) y con trayectorias que describen un camino con forma de zig-zag y cambios de dirección de 90 grados. Ambas zonas están unidas por dos tramos que pueden considerarse rectos dado su radio de giro superior a 500 metros.

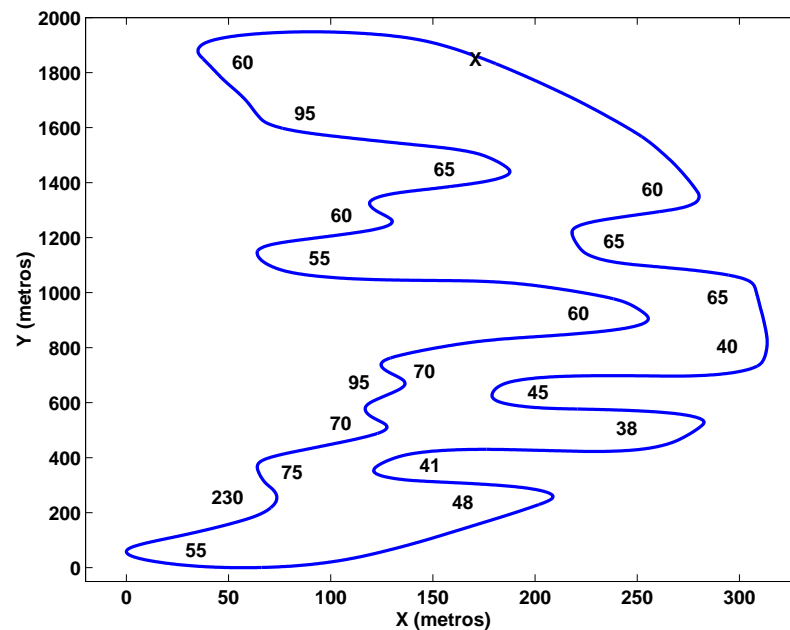


Figura 4.16: Pista 3

Pista 4

Es una pista de tierra de 3836 metros de longitud que se recorre en sentido horario y que se muestra en la Figura 4.17. La pista consta de 15 curvas a derecha y 13 curvas a izquierda. El trazado de ésta pista es parecido al de la pista B; una zona de curvas con forma de S y radios de giro entre 40 y 65 metros, y una zona con forma de zig-zag y radios de giro entre 50 y 95 metros. Ambas zonas están unidas por dos curvas de radio 110 metros.

4.4.3. Resultados obtenidos con el vehículo Scania

Pista 1

La pista 1 se recorre en sentido antihorario a una velocidad de 60 km/h en el primer tramo de curvas de radio 180-350 metros, a 50 km/h el tramo de curvas de radio 95-140 metros, a 35-45 km/h las curvas de radio 65-95 metros y a 20-25 km/h la curva de radio 30, como se muestra en la figura 4.18. Al salir de la curva se vuelve a acelerar hasta alcanzar los 60 km/h.

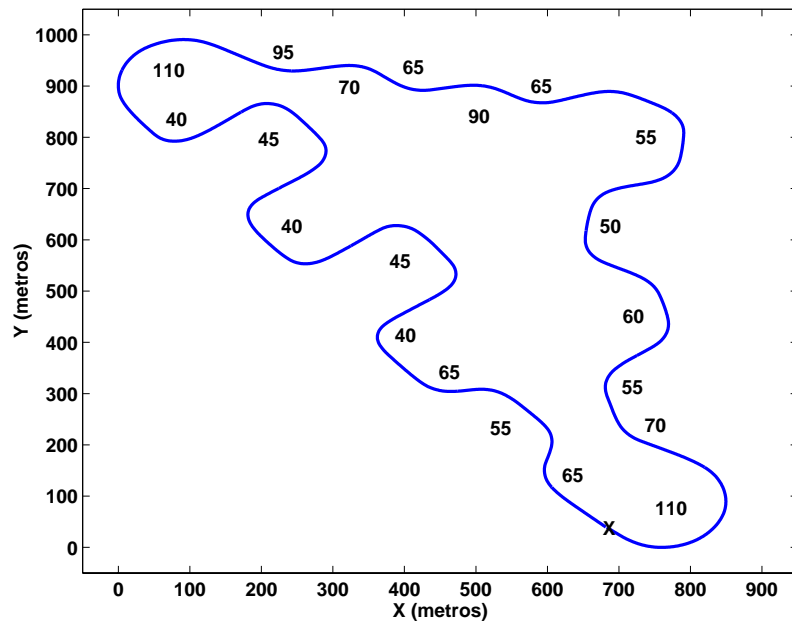


Figura 4.17: Pista 4

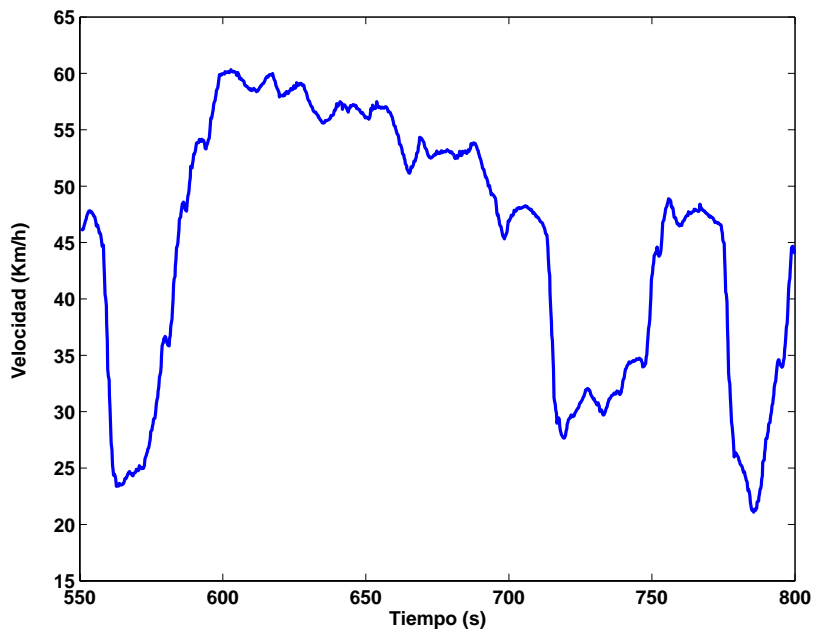


Figura 4.18: Velocidad en la pista 1 durante una vuelta

En los resultados que se muestran en la tabla 4.2 se han dado 5 vueltas consecutivas a la pista, necesitando un tiempo de 17 minutos lo que nos da una velocidad media de 50 km/h en el recorrido de la pista .

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Completo	0.4910	-0.5070	0.0443	0.1608	0.1316	0.1024
Vuelta 1	0.3930	-0.4480	0.0299	0.1653	0.1363	0.0981
Vuelta 2	0.4450	-0.3450	0.0518	0.1526	0.1271	0.0990
Vuelta 3	0.4660	-0.5070	0.0485	0.1654	0.1339	0.1085
Vuelta 4	0.4910	-0.4070	0.0458	0.1562	0.1273	0.1014
Vuelta 5	0.4460	-0.4540	0.0414	0.1650	0.1348	0.1036

Tabla 4.2: Resultados en la pista 1 con el vehículo Scania

Si se analizan e_{std} , ea_{med} y ea_{std} se ve la consistencia y repetibilidad de los resultados vuelta a vuelta. Los errores máximo (por la derecha) y mínimo (por la izquierda) alcanzan típicamente un valor entre 45 y 50 cm, si bien pueden incluso bajar hasta los 35 cm en alguna vuelta. Esto se debe a que los mayores errores se producen siempre en el punto más crítico del recorrido, que es la curva con radio 30 m (ver Figura 4.14) y por la que se circula cerca del límite de velocidad recomendable. Una diferencia significativa de velocidad al trazar esta curva hace que el error máximo varíe también significativamente. Para una velocidad de 20 km/h el error lateral está en torno a 35-40 cm, mientras que si la velocidad sube a 25 km/h el error se acerca a los 45-50 cm, y hay que recordar que la velocidad se regula manualmente. Si no se considera esta curva, en el resto del circuito el error es típicamente inferior a 30 cm. De hecho, puede apreciarse como la desviación estándar del error alcanza de manera consistente y repetida los 16 cm. Para valorar la magnitud de estos errores hay que tener en cuenta que el vehículo mide más de 7 metros de largo y 2.5 metros de ancho.

Pista 2

Se recorre la pista 2 en sentido horario, alcanzando una velocidad máxima en la recta de 80 Km/h y trazando las curvas a velocidades entre 15 y 30 Km/h. Se emplean 3 minutos en completar una vuelta, con una velocidad media de 65 Km/h, y los resultados se muestran en la tabla 4.3.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Pista 2	0.2482	-0.2518	0.0399	0.1021	0.0868	0.0668

Tabla 4.3: Resultados en la pista 2 con el vehículo Scania

Los errores máximos se alcanzan en el punto más crítico del recorrido, que es la curva de radio 20 m (ver Figura 4.15), y como puede apreciarse la desviación estándar del error es de tan sólo 10 cm, mientras que en el experimento anterior era de 16 cm. Esto se debe a que la pista 1 presenta una gran cantidad de curvas enlazadas, mientras que en este caso la mayor parte del recorrido es recto.

Pista 3

Se dan 7 vueltas en sentido horario a una velocidad fija de 45 Km/h, empleando un tiempo de aproximadamente 45 minutos. Los resultados del experimento completo y desglosado por vueltas se muestran en la tabla 4.4.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Completo	0.7120	-0.7090	0.0019	0.1617	0.1227	0.1054
Vuelta 1	0.6370	-0.5870	-0.0694	0.1521	0.1318	0.1028
Vuelta 2	0.6910	-0.6460	-0.0086	0.1419	0.1053	0.0954
Vuelta 3	0.7030	-0.6430	0.0092	0.1488	0.1123	0.0980
Vuelta 4	0.6970	-0.5950	0.0295	0.1643	0.1254	0.1101
Vuelta 5	0.7120	-0.7090	0.0239	0.1629	0.1284	0.1119
Vuelta 6	0.7100	-0.6970	0.0148	0.1602	0.1240	0.1024
Vuelta 7	0.7070	-0.5640	0.0104	0.1637	0.1260	0.1050

Tabla 4.4: Resultados en la pista 3 con el vehículo Scania

Como apreciarse en los resultados presentados la desviación estándar del error se sitúa en torno a los 16 cm en el experimento completo, y desglosado vuelta a vuelta oscila en un banda entre 14 y 16 cm, valores similares a los obtenidos para los experimentos en la pista 1.

El error máximo en esta prueba alcanza los 71 cm y se produce en la zona de curvas con radio 40 metros (ver Figura 4.16), que es un incremento importante frente a los 50 cm de error en la pista 1. La razón de este incremento en los errores máximos, pero no en la

desviación estándar, se debe a que la superficie por la que se circula en la pista 3 es tierra, frente al asfalto de la pista 1, por lo que el deslizamiento y derrape de las ruedas afecta en mayor medida en las curvas más complicadas. En este caso, los 45 km/h a que se recorren las curvas de radio 40 metros están muy cerca del límite de seguridad del controlador.

Pista 4

En la pista 4 se realizan dos pruebas a velocidad constante: una a 30 Km/h y otra a 45 Km/h. En la prueba a 30 Km/h, cuyos resultados se muestran en la tabla 4.5, se da una vuelta, en la que se tardan aproximadamente 7 minutos. En la prueba a 45 Km/h se dan dos vueltas y media al trazado, durante un tiempo de aproximadamente 13 minutos, y los resultados se recogen en la tabla 4.6.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Pista 4	0.4640	-0.4200	0.0693	0.1410	0.1266	0.0931

Tabla 4.5: Resultados en la pista 4 con el vehículo Scania a 30 Km/h

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Completo	0.7110	-0.6710	0.0747	0.1656	0.1459	0.1129
Vuelta 1	0.7060	-0.5320	0.0683	0.1668	0.1485	0.1177
Vuelta 2	0.7110	-0.6710	0.0738	0.1635	0.1484	0.1102

Tabla 4.6: Resultados en la pista 4 con el vehículo Scania a 45 Km/h

Como se observa en la tabla 4.6 la desviación estándar se mantiene en los 16 cm y el error máximo alcanza los 71 cm cuando la pista se recorre a 45 km/h, valores similares a los obtenidos en la pista 3. Esto se debe a que las condiciones de navegación y las curvas más complicadas tienen las mismas características (40 metros de radio) en ambos recorridos.

Sin embargo, tal y como se muestra en la tabla 4.5, el error máximo baja hasta los 45 cm y la desviación estándar hasta los 14 cm cuando el mismo recorrido se realiza a una velocidad de 30 km/h.

Recta

Se realiza el seguimiento de un tramo de pista de tierra formado por pequeños tramos rectos enlazados por curvas con un radio de giro entre 600 y 750 metros, que se utiliza para *simular* una recta de gran longitud. Dicho tramo de pista pertenece a una carretera de circunvalación de las instalaciones que está bastante bacheada y con abundantes piedras. No es una pista de tierra cuidada y alisada como las pistas 2, 3 y 4. En los datos que se presentan el vehículo es acelerado desde 80 Km/h hasta 100 Km/h, se mantiene esa velocidad durante 40 segundos y posteriormente se vuelve a reducir, como se muestra en la figura 4.19. Durante ese tiempo se recorren más de 2 Km y los resultados se muestran en la tabla 4.7.

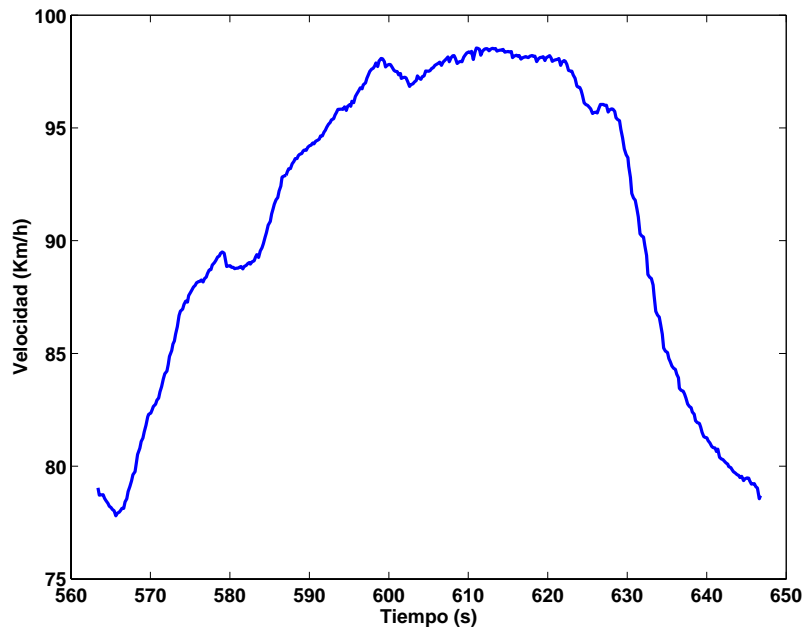


Figura 4.19: Velocidad en el seguimiento de una recta

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Recta	0.2790	-0.2270	-0.0174	0.0988	0.0839	0.0548

Tabla 4.7: Resultados en el seguimiento de una recta con el vehículo Scania

Como se aprecia en la figura 4.20, el error presenta un comportamiento oscilatorio respecto al camino, que es un efecto típico del seguimiento de rectas mediante persecución

pura. Un análisis detallado de las oscilaciones nos muestra que el instante con peor comportamiento presenta una amplitud de 40 cm pico a pico, con 3 segundos entre ambos. Dado que se está circulando en ese tramo a más de 90 Km/h (25 m/s), esa oscilación se presenta en una distancia de aproximadamente 75 metros. Es decir, se produce una oscilación de 40 cm en 75 m de longitud, lo que se considera un resultado satisfactorio teniendo en cuenta la velocidad y la superficie por la que se circula, así como las dimensiones del vehículo, más de 7 metros de largo por 2.5 metros de ancho.

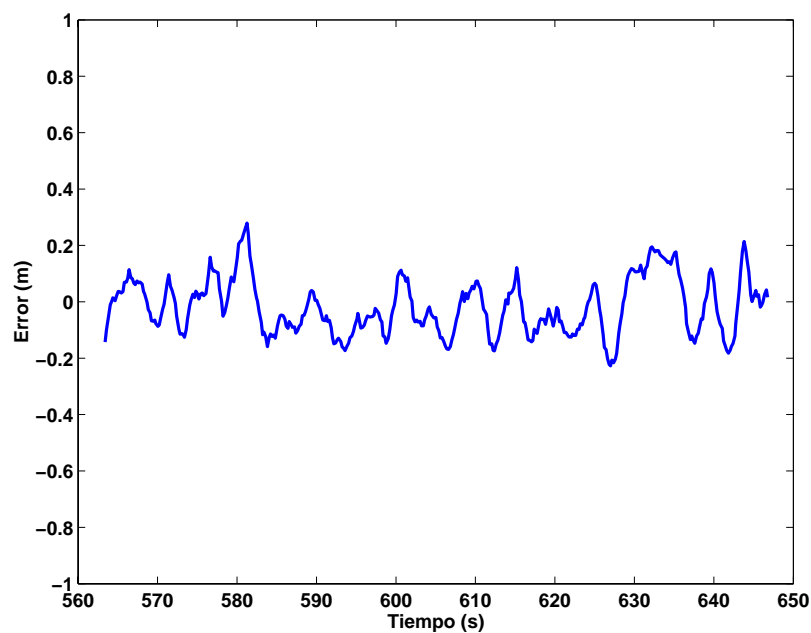


Figura 4.20: Error en el seguimiento de una recta con el vehículo Scania

Esta *recta* de más de 2 km, como se ha indicado anteriormente, está compuesta realmente por curvas con radio de giro entre 600 y 750 metros, que son curvas más cerradas que las consideradas en [Wang y Tomizuka, 1999] y [Wang y Tomizuka, 2000a].

En los resultados se aprecia como la desviación estándar del error está por debajo de los 10 cm, lo que es ligeramente mejor a los resultados obtenidos en la pista 2, cuyo recorrido tiene tramos rectos principalmente. El error máximo durante el experimento es ligeramente superior en este caso (27.9 cm frente a 25.18 cm) pero hay que tener en cuenta que la velocidad es mayor (100 km/h frente a 80 km/h) y, sobre todo, que el error máximo en la pista 2 no se produce en la recta sino en las curvas, por lo que no son comparables.

4.4.4. Resultados obtenidos con el vehículo Caterpillar

Se han realizado experimentos con el Caterpillar en la pista 3 a velocidades fijas entre 25 y 33 Km/h y a velocidad variable entre 15 y 50 Km/h.

Pruebas a 25 Km/h

Se da una vuelta a la pista 3 a una velocidad fija de 25 Km/h, empleando un tiempo de casi 11 minutos. Los resultados se muestran en la tabla 4.8.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
25 Km/h	0.5700	-0.6040	0.0273	0.1674	0.1348	0.1029

Tabla 4.8: Resultados en la pista 3 con el vehículo Caterpillar a 25 Km/h

Los errores máximos se producen, como cabía esperar, en las curvas con menor radio de giro (40, 38 y 41 metros). En el resto del recorrido el error está en su inmensa mayoría por debajo de 20 cm, con valores esporádicos entre 20 y 40 cm, como se muestra en la figura 4.21.

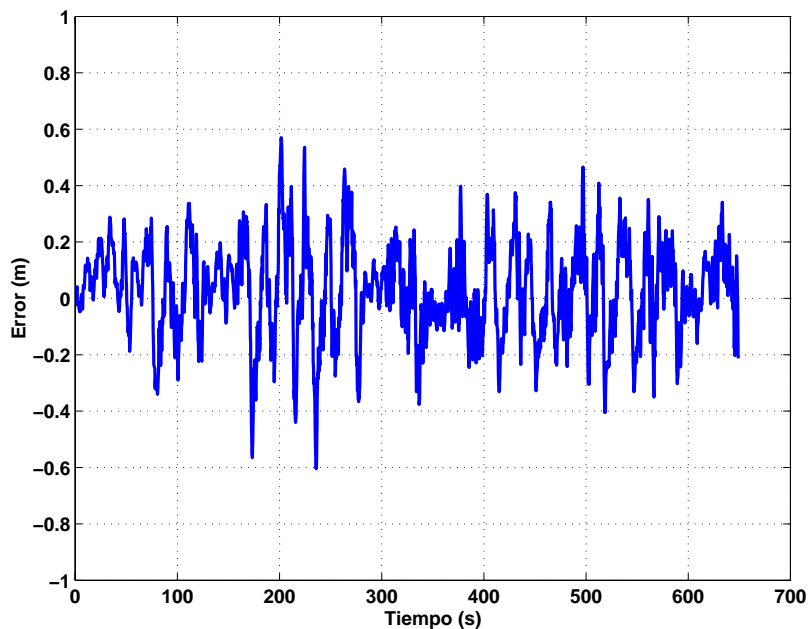


Figura 4.21: Error en la pista 3 a 25 Km/h con el vehículo Caterpillar

Pruebas a 30 Km/h

Se realizan experimentos a una velocidad aproximadamente constante de 30 Km/h. En la denominada Prueba A se recorre la pista una vez a una velocidad media de 29.8 Km/h, mientras que en la Prueba B se dan dos vueltas consecutivas a una velocidad media ligeramente superior, 30.1 Km/h. En ambos casos la velocidad durante los experimentos se encuentra dentro del rango de 29 a 32 Km/h y el tiempo empleado en cada vuelta a la pista es de aproximadamente 9 minutos.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Prueba A	0.6700	-0.5950	0.0310	0.1711	0.1386	0.1050
Prueba B	0.6310	-0.6260	0.0181	0.1916	0.1557	0.1131

Tabla 4.9: Resultados en la pista 3 con el vehículo Caterpillar a 30 Km/h

Como puede apreciarse en la Figura 4.22 los resultados son cualitativamente similares a los obtenidos al guiar el vehículo a 25 Km/h; es decir, los errores mayores se producen en las 4 curvas más críticas del circuito, mientras que se mantienen inferiores a 20 cm la mayor parte del tiempo, con valores esporádicos entre 20 y 40 cm y, en este caso, aparecen algunos errores sueltos entre 40 y 60 cm.

Pruebas a más de 30 Km/h

Se realizan diversos experimentos a velocidades ligeramente superiores a 30 Km/h. Los resultados se muestran en la tabla 4.10, donde la Prueba A se corresponde con 2 vueltas consecutivas a una velocidad media de 31.4 Km/h y la Prueba B son 3 vueltas consecutivas a una velocidad media de 32.9 Km/h.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Prueba A	0.7140	-0.7110	0.0349	0.1854	0.1476	0.1174
Prueba B	0.7210	-0.6410	0.0172	0.1976	0.1563	0.1220

Tabla 4.10: Resultados en la pista 3 con el vehículo Caterpillar a más de 30 Km/h

Sólo en dos instantes se produce un error mayor a 60 cm. El error permanece en su gran mayoría en una banda de 20 cm en torno al camino con valores esporádicos entre 40

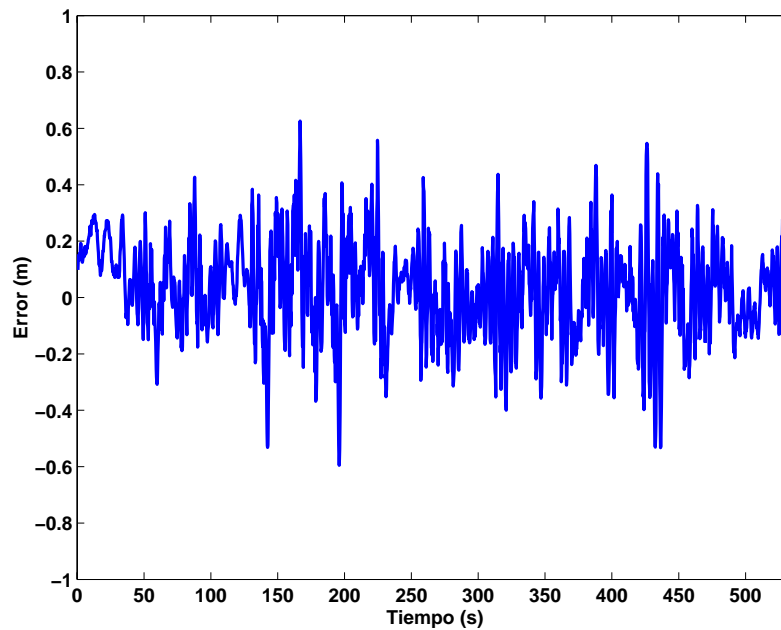


Figura 4.22: Error en la pista 3 a 30 Km/h con el vehículo Caterpillar

y 60 cm. Al aumentar la velocidad respecto a los experimentos anteriores, el error máximo también aumenta ligeramente hasta alcanzar los 72 cm. Aunque puede parecer un error importante, hay que señalar que el vehículo mide casi 10 metros de largo por 5 metros de ancho.

Pruebas a velocidad variable

En este último experimento se presentan los resultados cuando el vehículo se desplaza a 15 Km/h en las curvas, se acelera y se recorren los tramos rectos a 25 Km/h, y se traza la recta de inicio de la pista a 50 Km/h. Se dan dos vueltas con dicho perfil de velocidad.

	$e_{max}(m)$	$e_{min}(m)$	$e_{med}(m)$	$e_{std}(m)$	$ea_{med}(m)$	$ea_{std}(m)$
Resultados	0.6370	-0.6170	0.0277	0.1834	0.1458	0.1146

Tabla 4.11: Resultados en la pista 3 con el vehículo Caterpillar a velocidad variable

Los errores mayores, como en los casos anteriores, se producen en las 4 curvas más cerradas de la pista, pero alcanza valores menores, situándose ligeramente por encima de

los 60 cm. Esto se debe a que las curvas más críticas se recorren a menor velocidad que en el caso anterior.

4.5. Conclusiones

El análisis de las pruebas y los resultados obtenidos permiten establecer las siguientes conclusiones:

- Mediante técnicas de análisis frecuencial se ha podido detectar y corregir el incorrecto funcionamiento del sensor que mide el ángulo de direccionamiento.
- Se ha conseguido guiar un camión convencional a media carga (13 toneladas) de forma fiable y repetitiva con una desviación estándar del error de 16 cm, en condiciones bastante críticas de velocidad y de curvatura, y en pistas de tierra y asfalto.
- La distancia máxima del camión al camino depende de las condiciones de navegación más críticas. Estas se producen cuando el par velocidad-curvatura requerido se acerca al límite de seguridad aconsejable (ver Figura 4.5). Así, el error máximo puede alcanzar los 50 cm cuando se recorren curvas de radio 30 a 25 km/h o 70 cm al recorrer curvas de radio 38 a 45 km/h. En este segundo caso se produce el agravante de que la superficie por la que se circula es tierra, con el consiguiente aumento del deslizamiento. En ambas situaciones se produce una inclinación lateral de la cabina del vehículo bastante apreciable. Si el vehículo no se somete a condiciones tan extremas el error está típicamente en una banda inferior a 20 cm respecto al camino
- En el seguimiento de caminos rectos la desviación estándar del error se reduce bastante, hasta los 10 cm, incluso para velocidades entre 80 y 100 km/h. En este caso el error máximo que se comete está por debajo de los 30 cm.
- Se ha conseguido guiar un vehículo de obras públicas a carga máxima (136 toneladas) de manera fiable con una desviación estándar del error respecto al camino inferior a 20 cm y a velocidades de hasta 50 km/h. Al comparar con los resultados obtenidos para el guiado del camión, se observa que la desviación del error aumenta desde los

16 cm hasta los 20 cm. Si bien puede parecer un aumento considerable, hay que tener en cuenta que el controlador es el mismo para ambos vehículos y que las condiciones son muy distintas: el peso del vehículo se ha multiplicado por diez, los neumáticos del camión Scania presentan una mejor adherencia que los del Caterpillar y los sistemas de dirección son distintos.

- El error máximo en el guiado del Caterpillar puede alcanzar los 70 cm en las condiciones más críticas de curvatura-velocidad, que son curvas de radio 38 m a 33 km/h. Este es el mismo nivel de error máximo que se alcanza realizando el mismo trazado con el camión a 45 km/h. Cuando las curvas no son tan severas (radio mayor de 60 m) el error está típicamente en una banda de 20 cm alrededor del camino, con valores puntuales entre 40 y 60 cm.
- Al valorar la magnitud de los errores en el seguimiento hay que tener en cuenta las condiciones de navegación a que se han sometido los vehículos, ya expuestas anteriormente, y las dimensiones de los mismo: el Scania mide más de 7 metros de largo por 2.5 metros de ancho y el Caterpillar mide casi 10 metros de largo por 5 metros de ancho.

En resumen, aunque la velocidad y la adherencia neumático-suelo se ha demostrado que tiene una gran influencia en la dinámica de los vehículos [Wang y Tomizuka, 1998, Patwardhan et al., 1997] y a que las características de los vehículos son muy diferentes, el controlador absorbe bastante bien todas las variaciones haciendo que los vehículos no se alejen del camino, incluso en situaciones donde la curvatura y velocidad requeridas se acercan a los límites recomendables. Aunque el controlador no es el óptimo para cada vehículo y condición de navegación, presenta unos resultados muy satisfactorios en todas las situaciones.

Comparando con los resultados de otros autores, en los experimentos presentados en [Wang y Tomizuka, 1999], en el seguimiento de un camino asfaltado con tramos rectos y curvas de radio 800 metros con un camión Freightliner FLD 120. La velocidad máxima es de entre 65 y 75 km/h. El error en los tramos rectos es inferior a 0.15 m en tramos rectos y 0.35 m en tramos de curva, pero en las entradas y salidas de las curvas el error excede los 0.5 m. Hay que tener en cuenta que lo que en esos experimentos se considera curva, es

considerado una recta en esta tesis. Es decir, estos resultados hay que compararlos con los obtenidos para el seguimiento de una recta, donde el error máximo ha sido inferior a 28 cm y la desviación estándar del mismo inferior a 10 cm, mientras se circula a velocidades entre 80 y 100 km/h por una pista de tierra.

Hasta donde el autor conoce no se ha realizado ninguna validación de las prestaciones de un controlador para el seguimiento de caminos de manera tan exhaustiva ni en las condiciones de navegación presentadas en esta tesis.

Capítulo 5

Seguimiento mediante control en cascada

5.1. Introducción

En este capítulo se propone un controlador en cascada para el seguimiento de caminos, se analizan su estabilidad y prestaciones y se proponen normas de diseño del mismo. También se verifica el método propuesto mediante simulaciones y experimentos.

El controlador propuesto toma como punto de partida el *scalar epsilon controller*, desarrollado por Davidson y Bahl y que se describe en el apartado 5.2. Sobre esta base se proponen las siguientes alternativas:

1. El *scalar epsilon controller* regula no sólo la dirección en que se debe mover el vehículo para seguir el camino sino también la velocidad a la que se debe recorrer. En el controlador en cascada propuesto sólo se regula la dirección del vehículo, pero no la velocidad de desplazamiento, que es independiente y fijada por el sistema de control del vehículo.
2. El controlador de Davidson y Bahl considera el error respecto al punto más cercano del camino, mientras que en el propuesto el error respecto al camino se mide a una cierta distancia sobre el mismo, denominada distancia de adelanto o *lookahead*.

3. El controlador original ha sido utilizado en la práctica para vehículos con direccionamiento diferencial u omnidireccional y a bajas velocidades. Este trabajo se centra en la aplicación a vehículos con direccionamiento tipo Ackermann y llegando hasta altas velocidades.

Una vez descrito el controlador en cascada para el seguimiento de caminos, se realiza su análisis de estabilidad, que es original de esta tesis. En él puede apreciarse la ventaja de utilizar una distancia de adelanto en el cálculo del error cuando se aplica el controlador a vehículos con direccionamiento Ackermann, algo conocido en el guiado de este tipo de vehículos. El análisis de estabilidad realizado consiste en la estabilidad local del controlador. Se realiza primero el estudio analítico del mismo y posteriormente se validan los resultados mediante simulaciones y experimentos.

En el siguiente apartado se presenta la metodología de diseño del controlador. Para ello se define primero el escenario de actuación del controlador y el índice que permite medir sus prestaciones. A continuación se aplican técnicas de optimización para obtener el mejor ajuste del controlador en las distintas condiciones de navegación definidas en el escenario. Tras el análisis de los resultados se propone un método para ajuste del controlador. Por último, se valida el controlador mediante simulaciones y experimentos, comparándolo con otras técnicas.

El resultado final es un controlador que puede ajustarse de forma sencilla, cuyo óptimo es casi invariable ante cambios de velocidad del vehículo y que posee unas prestaciones muy buenas comparado con otras técnicas.

5.2. Controlador en cascada proporcional

5.2.1. Descripción del controlador

El controlador en cascada proporcional, propuesto por Davidson y Bahl ([Bahl, 2002, Davidson y Bahl, 2001]) y denominado como *scalar epsilon controller*, consiste en una arquitectura de control en cascada para el seguimiento de caminos, como se muestra en la figura 5.1. El bloque C_ϵ genera un vector \mathbf{V}_I^* con la dirección que se desea que tome el vehículo. A continuación el bloque MSP (*Make SetPoint*) obtiene las variables de actuación

del vehículo a partir del vector \mathbf{V}_I^* y de la orientación del vehículo en ese instante. El control de bajo nivel, que se encarga de que el vehículo alcance las consignas deseadas, se ha incluido dentro del bloque *Dinámica del vehículo*. En esta arquitectura, el bloque C_ϵ es válido para cualquier tipo de robot, mientras que el bloque MSP es diferente según el tipo de actuación del vehículo. En [Davidson y Bahl, 2001] se proponen tres bloques MSP para vehículos omnidireccionales, con direccionamiento diferencial y direccionamiento Ackerman.

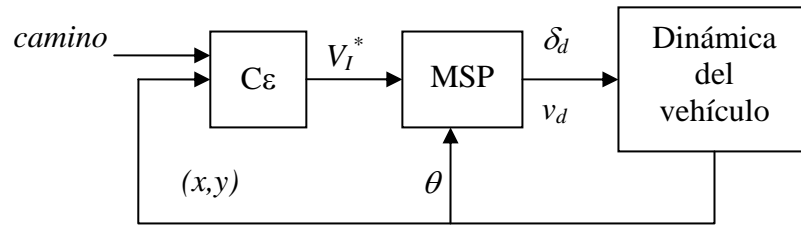


Figura 5.1: Arquitectura de control en cascada

El bloque C_ϵ genera el vector \mathbf{V}_I^* de la siguiente forma:

1. Su módulo es siempre constante y de valor V , la velocidad deseada de desplazamiento del vehículo: $\mathbf{V}_I^* = V \frac{\mathbf{V}_{DI}^*}{\|\mathbf{V}_{DI}^*\|}$.
2. Su dirección, \mathbf{V}_{DI}^* , viene determinada por la composición de los vectores ortogonales \mathbf{V}_t y \mathbf{V}_n , como se muestra en la figura 5.2. \mathbf{V}_t tiene la dirección tangencial al camino en el punto más cercano del mismo. \mathbf{V}_n tiene la dirección normal al camino.
3. Los vectores \mathbf{V}_t y \mathbf{V}_n se calculan de la siguiente forma:

$$\mathbf{V}_n = K\epsilon \frac{\mathbf{r}}{\|\mathbf{r}\|} \quad (5.1)$$

$$\mathbf{V}_t = (V - \|\mathbf{V}_n\|) \frac{\mathbf{r}_t}{\|\mathbf{r}_t\|} \quad (5.2)$$

donde K es la constante de proporcionalidad que actúa sobre la distancia al camino, ϵ es la distancia lateral al camino, \mathbf{r} es el vector que une el vehículo con el centro de giro del camino a seguir y \mathbf{r}_t es un vector perpendicular a \mathbf{r} , y por tanto tangencial al camino. Además, $\|\mathbf{V}_t\|$ satura a cero; es decir, nunca toma un valor negativo.

De esta forma, cuando el vehículo está separado del camino, el controlador aumenta V_n y disminuye V_t para devolverlo al camino, mientras que cuando el vehículo está cerca del camino el controlador disminuye V_n y aumenta V_t para mantenerlo en el mismo. En este caso la acción de corrección sobre V_n es proporcional con el error, pero puede extenderse para acciones tipo PD, PI o PID.

A continuación el bloque MSP se encarga de convertir el vector \mathbf{V}_I^* en las consignas del vehículo. En el caso de vehículos con accionamiento diferencial, como el conocido Pioneer®), estas consignas son las velocidades de giro de cada rueda o conjunto de ruedas, mientras que en el caso de vehículos con direccionamiento Ackerman las consignas son la velocidad de tracción y el ángulo de las ruedas del tren delantero. Siguiendo la notación mostrada en el capítulo 2, la función MSP propuesta en [Davidson y Bahl, 2001] efectúa las siguientes operaciones:

1. Se convierte el vector \mathbf{V}_I^* , obtenido en el eje de coordenadas global, al eje de coordenadas local del vehículo, multiplicándolo por la matriz de rotación.

$$\mathbf{V}_B^* = \mathbf{R}\mathbf{V}_I^* = \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \mathbf{V}_I^* = \begin{pmatrix} V_{Bx} \\ V_{By} \end{pmatrix} \quad (5.3)$$

2. Se selecciona como velocidad de desplazamiento deseada (v_d) la proyección del vector \mathbf{V}_I^* sobre el eje longitudinal del vehículo, es decir, V_{By} . Como se ha indicado anteriormente, el bloque *Dinámica del vehículo* incluye el control de bajo nivel de los actuadores y por tanto en él se realiza el bucle de control de bajo nivel que debe permitir alcanzar la consigna de velocidad.
3. Se escoge como consigna de dirección el ángulo de una rueda ficticia situada en el centro del eje delantero del vehículo. Ese ángulo de rueda, α_d , se calcula como:

$$\alpha_d = \text{atan} \left(\frac{-V_{Bx}}{V_{By}} \right) \quad (5.4)$$

Suponiendo que el vehículo describe la curvatura dada por el modelo cinemático de la bicicleta presentado en el capítulo 2, la curvatura deseada viene dada por:

$$\gamma_d = \frac{\tan \alpha_d}{D} \quad (5.5)$$

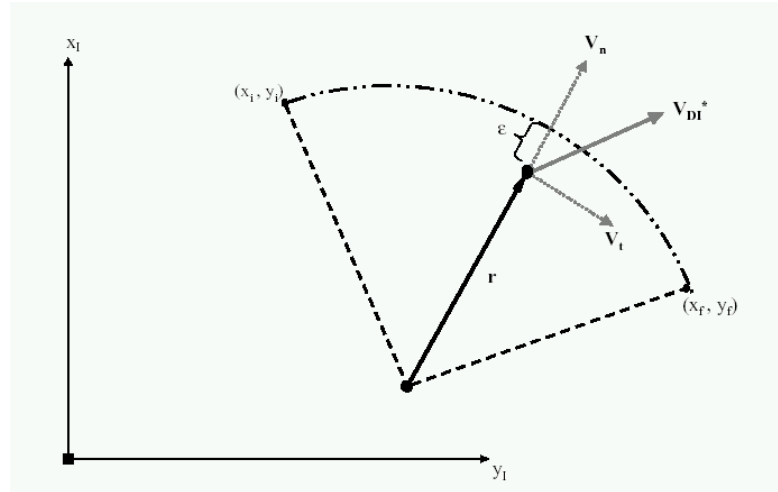


Figura 5.2: *Scalar epsilon controller*

Este controlador ha sido aplicado principalmente a vehículos omnidireccionales, que no tienen restricciones no holónomas, lo que hace que los cambios de dirección del movimiento del vehículo puedan efectuarse con rapidez. Además se trabaja a velocidades pequeñas y siguiendo caminos en los que prima la precisión sobre la velocidad.

5.2.2. Consideración de la distancia de adelanto

Cuando se realiza el seguimiento de caminos con vehículos con direccionamiento Ackerman, sea cual sea el método empleado, es conveniente considerar los errores respecto al camino no en su punto más cercano, sino algunos metros más adelante, como ya ha sido puesto de manifiesto en el capítulo 4. En ese caso, como se muestra en la figura 5.3, el error no se calcula respecto al punto más cercano del camino (e), sino en un punto situado L metros hacia adelante (ϵ).

En la figura 5.4 se muestra una comparativa entre el controlador sin distancia de adelanto y con ella, para un mismo valor de ganancia del controlador. Como puede apreciarse, la simple consideración de una distancia de adelanto de 1 metro hace que el vehículo corrija

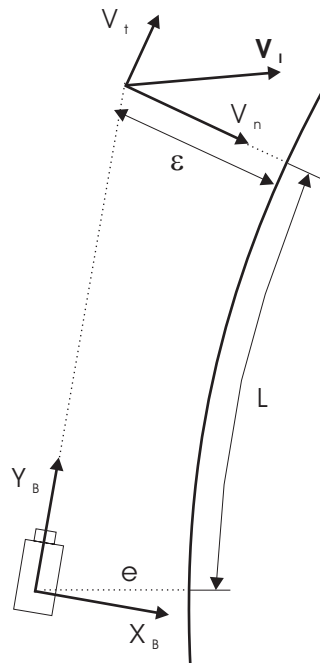


Figura 5.3: Controlador en cascada con *lookahead*

mejor sus errores respecto al camino, especialmente en la entrada y salida de las curvas. Este efecto es más acusado conforme se aumenta la velocidad.

Por tanto, es necesaria la consideración de la distancia de adelantado para mejorar las prestaciones del controlador. Sin embargo, eso significa el ajuste de otro parámetro. Un incorrecto ajuste de éste puede dar como resultado el conocido efecto de *corte de curva* del camino, tal como se muestra en la figura 5.5, el cual debe evitarse.

5.2.3. Conclusiones

Al aplicar el controlador en cascada para vehículos con configuración Ackermann es necesario considerar la distancia de adelantado para tener unas buenas prestaciones en el seguimiento, en particular conforme la velocidad va aumentando. Esto introduce un nuevo parámetro que es necesario ajustar en el controlador y que debe evitar por un lado las inestabilidades y por otro reducir en lo posible el efecto de *corte de curva*.

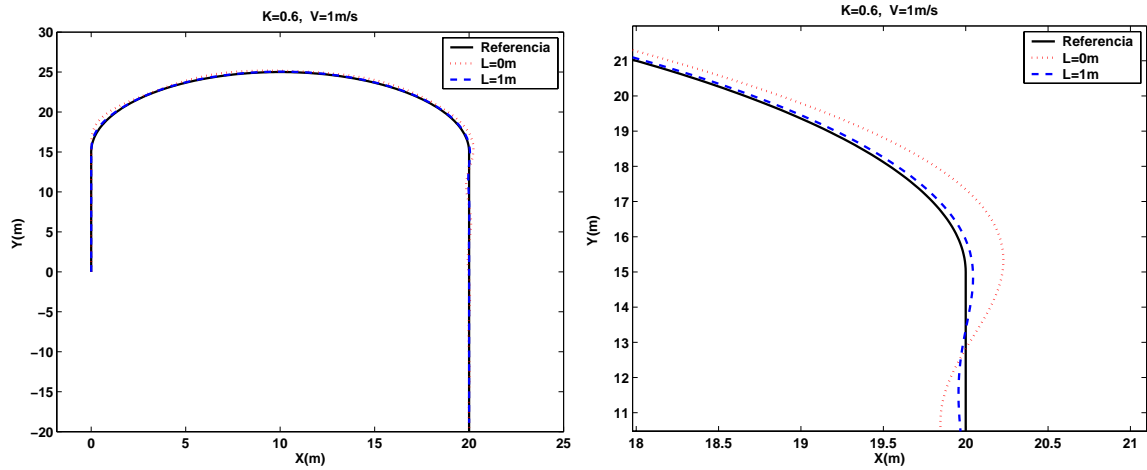


Figura 5.4: a) Seguimiento con y sin distancia de adelanto. b) Detalle de la salida de la curva.

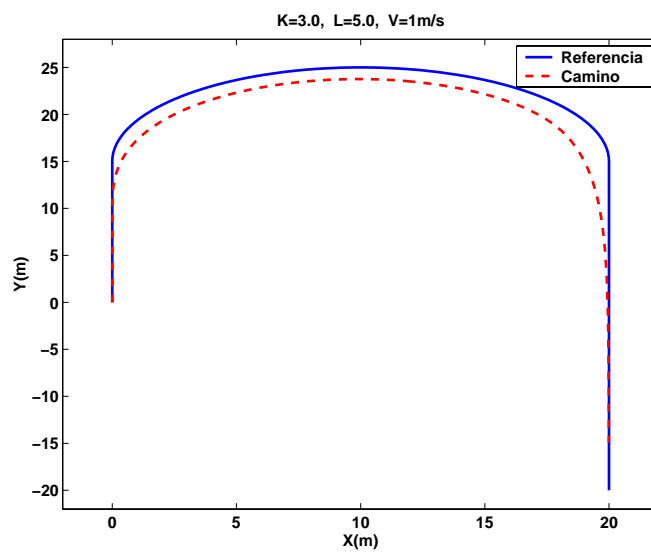


Figura 5.5: Efecto de la distancia de adelanto en el controlador

En cuanto a la regulación de velocidad de desplazamiento que realiza el *spatial epsilon controller*, se descarta su aplicación a vehículos con direccionamiento Ackermann por dos motivos:

- La velocidad de desplazamiento puede llegar a hacerse cero y por tanto puede detenerse el vehículo. Esto ocurre al seleccionar como velocidad de desplazamiento la proyección del vector V_I^* sobre el eje longitudinal del vehículo. Dicha proyección puede llegar a ser cero cuando el vehículo está paralelo al camino y suficientemente separado.
- Aporta poco a las prestaciones del seguimiento cuando el vehículo está cerca del camino, pero sin embargo se hace más lenta la marcha y por tanto se tarda más tiempo en recorrer el camino deseado. En la tabla 5.1 se detallan los resultados de simulaciones obtenidos con y sin regulación de velocidad, para un valor de $K = 0.6$. En ella se muestra el error máximo cometido para distintas velocidades y el tiempo necesario para completar el recorrido de 81.5 metros de longitud que aparece en la figura 5.17.

		Velocidad regulada	Velocidad fija
V = 1m/s	Error (m)	0.368	0.374
	Tiempo (s)	89.4	83.5
V = 2m/s	Error (m)	0.688	0.699
	Tiempo (s)	45.8	42.9
V = 3m/s	Error (m)	0.989	1.001
	Tiempo (s)	31.4	29.3

Tabla 5.1: Comparativa entre regulación o no de velocidad

Como puede verse, la mejora del control de velocidad es de apenas 1 cm en el error máximo, mientras que se incrementa el tiempo necesario para completar el recorrido en un 7 % respecto al controlador sin regulación de velocidad.

5.3. Análisis de estabilidad

Se analiza la estabilidad local en torno al camino de referencia que sigue el vehículo. Para simplificar el desarrollo matemático se toma como camino de referencia una línea recta, si bien se validan los resultados simulando también el seguimiento de circunferencias.

La estabilidad del controlador es estudiada cuando el vehículo trata de seguir una línea recta, como se muestra en la figura 5.6. Sin pérdida de generalidad, se ha seleccionado el eje Y_G como la recta a seguir. De esta forma, el vector tangente al camino tiene únicamente componente en la dirección de Y_G y el vector normal al camino tiene únicamente componente en la dirección de X_G .

$$V_n = (V_{nX}, V_{nY}) = (V_{Gx}, 0)$$

$$V_t = (V_{tX}, V_{tY}) = (0, V_{Gy})$$

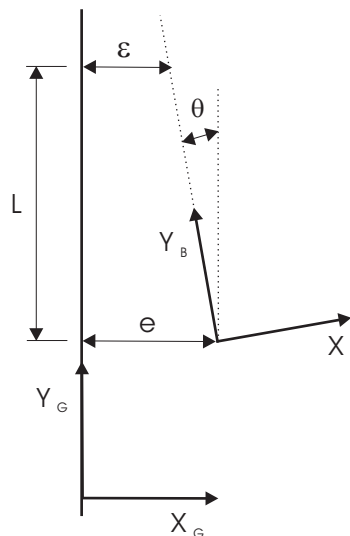


Figura 5.6: Seguimiento de línea recta

A continuación, el controlador y el modelo del vehículo se linealizan teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- El vehículo sigue el eje Y_G , por lo que la ecuación que representa la dinámica longitudinal puede descartarse para el análisis de estabilidad.

- El error es pequeño, pero con un valor suficiente para que la velocidad tangencial V_t no sature.
- El ángulo del vehículo respecto al camino es pequeño, es decir, $\theta \approx 0$ y, por tanto, $\text{sen}\theta \approx \theta$ y $\text{cos}\theta \approx 1$.

Con estas suposiciones, el modelo linealizado del vehículo queda de la siguiente forma:

$$\dot{x} \approx -V\theta \quad (5.6)$$

$$\dot{\theta} = V\gamma \quad (5.7)$$

$$u \approx \frac{\tan \alpha}{D} \quad (5.8)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{T_\gamma}(\gamma_d - \gamma) \quad (5.9)$$

donde se emplea u en lugar de γ_d respecto a la nomenclatura del capítulo 2. La linealización del controlador lleva a:

$$V_n = V_{Gx} \quad (5.10)$$

$$V_t = V_{Gy} \quad (5.11)$$

$$V_{Bx} = V_{Gx} \cos \theta + V_{Gy} \text{sen}\theta \approx V_{Gx} + V_{Gy}\theta \quad (5.12)$$

$$V_{By} = -V_{Gx} \text{sen}\theta + V_{Gy} \cos \theta \approx -V_{Gx}\theta + V_{Gy} \quad (5.13)$$

$$\alpha = \text{atan} \left(\frac{-V_{Bx}}{V_{By}} \right) \quad (5.14)$$

A continuación se estudia la diferencia entre considerar o no la distancia de adelanto.

5.3.1. Sin distancia de adelanto

Al emplear la señal de error e como entrada al controlador, el vector (V_{Bx}, V_{By}) queda de la siguiente forma:

$$V_{Gx} = Ke \quad (5.15)$$

$$V_{Gy} = V - Ke \operatorname{sign}(e) \quad (5.16)$$

$$V_{Bx} = V_{Gx} + V_{Gy}\theta = Ke + V\theta - Ke\theta \operatorname{sign}(e) \quad (5.17)$$

$$V_{By} = -V_{Gx}\theta + V_{Gy} - Ke\theta + V - Ke \operatorname{sign}(e) \quad (5.18)$$

La expresión completa de la señal de control u , sustituyendo las ecuaciones 5.17 y 5.18 en la ecuación 5.14, y ésta en la expresión 5.8, es:

$$u = \frac{-1}{D} \frac{Ke + V\theta - Ke\theta \operatorname{sign}(e)}{-Ke\theta + V - Ke \operatorname{sign}(e)} \quad (5.19)$$

Ésta función u es continua y derivable y, por tanto, puede aproximarse por una serie de Taylor en torno al punto (0,0):

$$u(e, \theta) = u(0, 0) + \left. \frac{\partial u}{\partial e} \right|_{(0,0)} e + \left. \frac{\partial u}{\partial \theta} \right|_{(0,0)} \theta \quad (5.20)$$

$$u(e, \theta) = \frac{-1}{D} \left(\frac{K}{V} e + \theta \right) \quad (5.21)$$

Una vez linealizado el modelo del vehículo y el controlador, se aplica la transformada de Laplace y se representa el sistema completo de seguimiento mediante el diagrama de bloques de la figura 5.7, donde

$$G_1(s) = \frac{-K}{DV} \quad (5.22)$$

$$G_2(s) = \frac{-1}{D} \quad (5.23)$$

$$G_3(s) = \frac{1}{T_\gamma s + 1} \quad (5.24)$$

$$G_4(s) = \frac{V}{s} \quad (5.25)$$

$$G_5(s) = \frac{-V}{s} \quad (5.26)$$

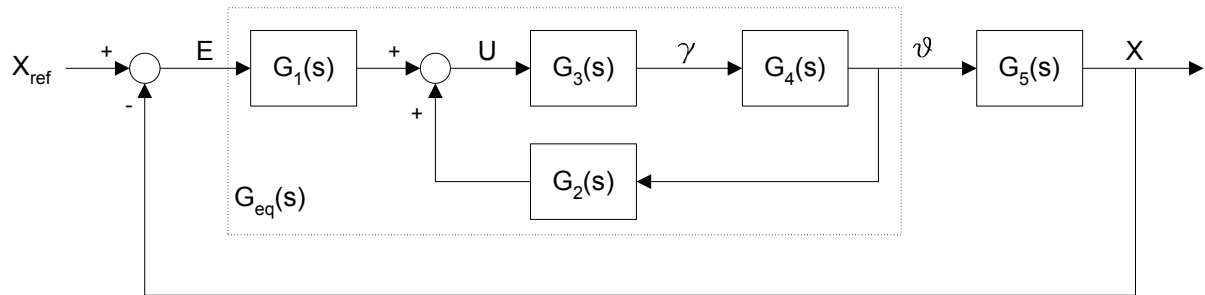


Figura 5.7: Diagrama de bloques del seguimiento sin distancia de adelanto

El sistema completo puede reducirse a $G_{eq}(s)$ y $G_5(s)$ y de ahí obtener la función de transferencia en bucle cerrado:

$$G_{eq}(s) = \frac{\frac{-K}{DV}}{s(T_\gamma s + 1) + \frac{1}{D}} \quad (5.27)$$

$$\begin{aligned} G_{BC}(s) &= \frac{G_{eq}(s)G_5(s)}{1 + G_{eq}(s)G_5(s)} \\ &= \frac{\frac{K}{D}}{T_\gamma s^3 + s^2 + \frac{1}{D}s + \frac{K}{D}} \end{aligned} \quad (5.28)$$

Por último, se aplica el criterio de Routh-Hurwitz para obtener las condiciones de estabilidad:

s^3	T_γ	$\frac{1}{D}$
s^2	1	$\frac{K}{D}$
s^1	$\frac{1}{D} - \frac{KT_\gamma}{D}$	
s^0	$\frac{K}{D}$	

Tabla 5.2: Criterio de Routh para el controlador sin distancia de adelanto

Como puede apreciarse, deben cumplirse las siguientes condiciones para que el sistema sea estable:

$$K > 0 \quad (5.29)$$

$$K < \frac{1}{T_\gamma} \quad (5.30)$$

5.3.2. Con distancia de adelanto

Si se considera la distancia de adelanto L , la entrada del controlador no es la distancia al camino, e , sino la distancia del vehículo al camino evaluada L metros adelante en el camino, ϵ , como se muestra en la figura 5.6. Para tener esto en cuenta, únicamente es necesario sustituir e por ϵ en el apartado anterior y añadir la siguiente expresión que relaciona ambas:

$$\epsilon = e + L \tan \theta \approx e + L\theta$$

De esta forma, el diagrama de bloques del sistema tras la linealización y aplicación de la transformada de Laplace queda como se muestra en la figura 5.8, donde $G_1(s)$, $G_2(s)$,

$G_3(s)$, $G_4(s)$ y $G_5(s)$ están definidas en las ecuaciones (5.22)-(5.26). $G_{L1}(s)$ y $G_{L2}(s)$ se definen respectivamente mediante las siguientes expresiones:

$$G_{L1}(s) = 1 \quad (5.31)$$

$$G_{L2}(s) = L \quad (5.32)$$

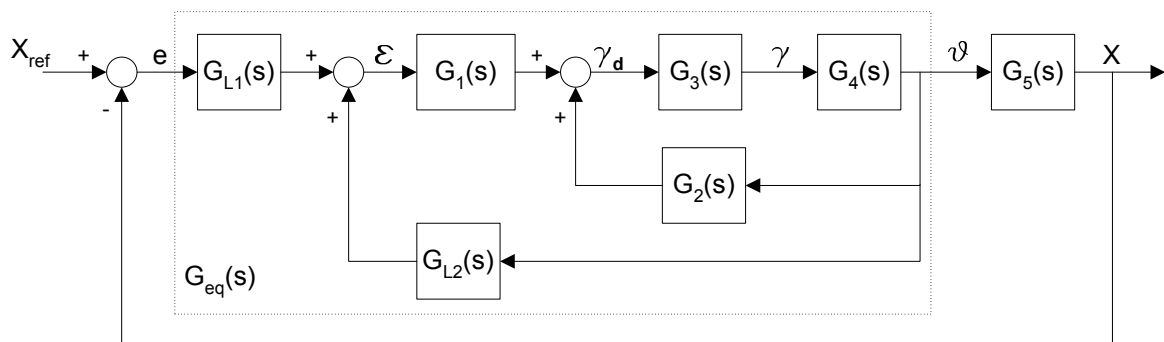


Figura 5.8: Diagrama de bloques del seguimiento con distancia de adelanto

Como se hizo anteriormente, el sistema completo puede reducirse de la siguiente forma:

$$G_{eq}(s) = \frac{\frac{-K}{DV}}{s(T_\gamma s + 1) + \frac{1}{D} + \frac{LK}{DV}} \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} G_{BC}(s) &= \frac{G_{eq}(s)G_5(s)}{1 + G_{eq}(s)G_5(s)} \\ &= \frac{\frac{K}{D}}{T_\gamma s^3 + s^2 + \left(\frac{1}{D} + \frac{LK}{DV}\right)s + \frac{K}{D}} \end{aligned} \quad (5.34)$$

La aplicación del criterio de Routh-Hurwitz (ver tabla 5.3) hace que deban cumplirse dos condiciones para que el sistema sea estable. La primera condición es que $K > 0$. El segundo requisito que debe cumplirse viene dado por las condiciones:

$$L \geq VT_\gamma \quad (5.35)$$

$$L < VT_\gamma \quad y \quad K < \frac{1}{T_\gamma - \frac{L}{V}} \quad (5.36)$$

s^3	T_γ	$\frac{1}{D} + \frac{LK}{DV}$
s^2	1	$\frac{K}{D}$
s^1	$\frac{1}{D} + \frac{LK}{DV} - \frac{KT_\gamma}{D}$	
s^0	$\frac{K}{D}$	

Tabla 5.3: Criterio de Routh para el controlador con distancia de adelanto

En la figura 5.9 se han representado en función de K y L las zonas de estabilidad del controlador. Sólo se muestra el primer cuadrante, ya que K debe ser mayor que cero para que el sistema sea estable y no tiene sentido hablar de valores negativos de la distancia de adelanto L . En dicha gráfica, se muestra en el eje vertical la ganancia K y en el eje horizontal la distancia de adelanto L . Las curvas que aparecen se corresponden con la siguiente ecuación, que delimita parte de las zonas de estabilidad:

$$K = \frac{1}{T_\gamma - \frac{L}{V}} \quad (5.37)$$

Dado que esta expresión depende de la velocidad, se han representado tres curvas correspondientes a tres velocidades en orden creciente V_1 , V_2 y V_3 . Las líneas verticales punteadas representan las rectas a las que tiende asintóticamente cada curva cuando el valor de L se acerca a $V_i T_\gamma$.

Como puede apreciarse, para valores de K menores que $\frac{1}{T_\gamma}$ el sistema es siempre estable, independientemente del valor de L . Sin embargo, si K supera ese valor hay que seleccionar un valor de L adecuado para que el sistema sea estable. El valor de L que garantice la estabilidad dependerá de la velocidad de navegación y de la ganancia del controlador.

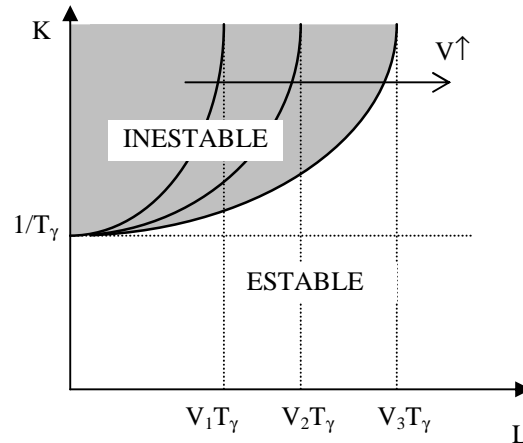


Figura 5.9: Condiciones de estabilidad del controlador

5.3.3. Resultados de simulación

Las simulaciones se han realizado con el modelo completo no lineal tanto del vehículo como del controlador. A dicho modelo se le ha añadido la saturación a cero de la velocidad tangencial generada por el controlador (ecuación 5.16) y la limitación en la curvatura máxima que puede describir el vehículo. En estas simulaciones se ha utilizado la limitación de curvatura que tiene el vehículo Romeo 4R, que es de 0.5 m^{-1} . También hay que recordar que los valores de constante de tiempo de la dirección es de 1 segundo y el del sistema de tracción de 1.5 segundos. Con estas consideraciones se han obtenido las siguientes simulaciones.

En el caso del seguimiento sin distancia de adelanto, puede comprobarse como los resultados de las simulaciones validan completamente los resultados analíticos. En la figura 5.10 se aprecia como el controlador es estable para valores de $K < \frac{1}{T_\gamma} = 1$, mientras que es inestable en cuanto se sobrepasa ese límite. Esta inestabilidad se produce incluso para

velocidades pequeñas, con el vehículo paralelo al camino y con un error inicial de sólo 5 centímetros.

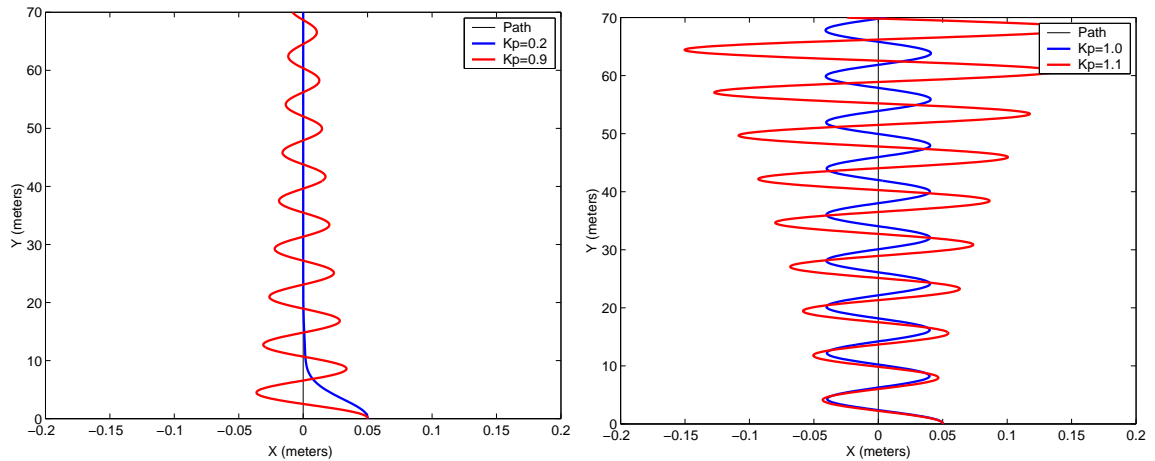


Figura 5.10: a) Seguimiento estable, $V=1$ m/s. b) Seguimiento inestables, $V=1$ m/s.

En el seguimiento mediante controlador proporcional con distancia de adelanto, el análisis de la estabilidad ha proporcionado dos escenarios distintos. Para validar el primero, se han tomado los valores $L = 1$ m y $V = 1$ m/s. Si $L \geq VT_\gamma = 1$ el controlador es siempre estable, como puede apreciarse en la figura 5.11, donde el vehículo es capaz de seguir el camino incluso con ganancias muy grandes en el controlador.

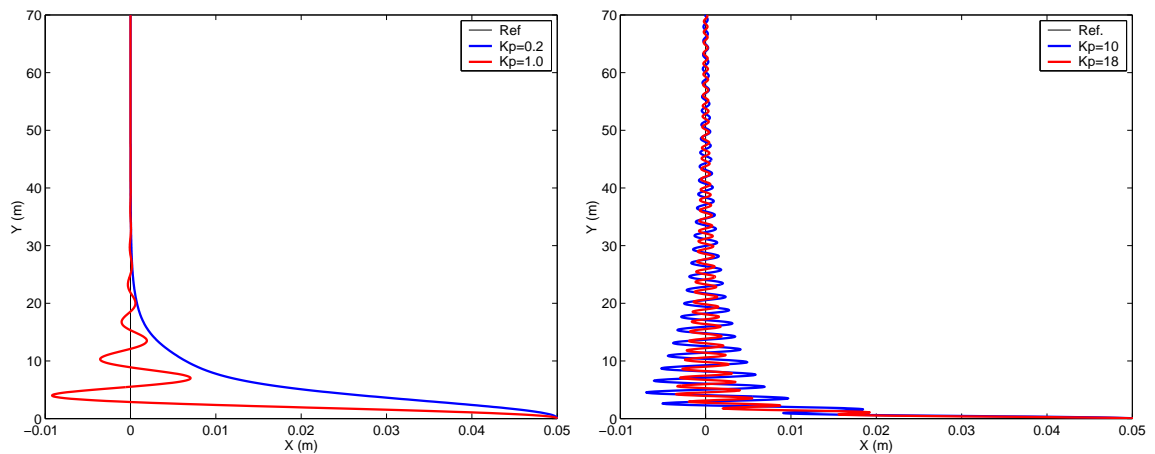


Figura 5.11: a) Seguimiento estable con ganancia pequeña. b) Seguimiento estable con ganancia grande.

El segundo escenario se produce cuando $L < VT_\gamma$. Las simulaciones se han realizado con $L = 1m$ y $V = 2m/s$. En este caso, según el análisis realizado, el límite de la estabilidad lo marca el valor $K = \frac{1}{T_\gamma - \frac{L}{V}} = 2$. Como puede apreciarse en la figura 5.12, el sistema es estable para $K < 2$ y se hace inestable cuando se sobrepasa dicho valor.

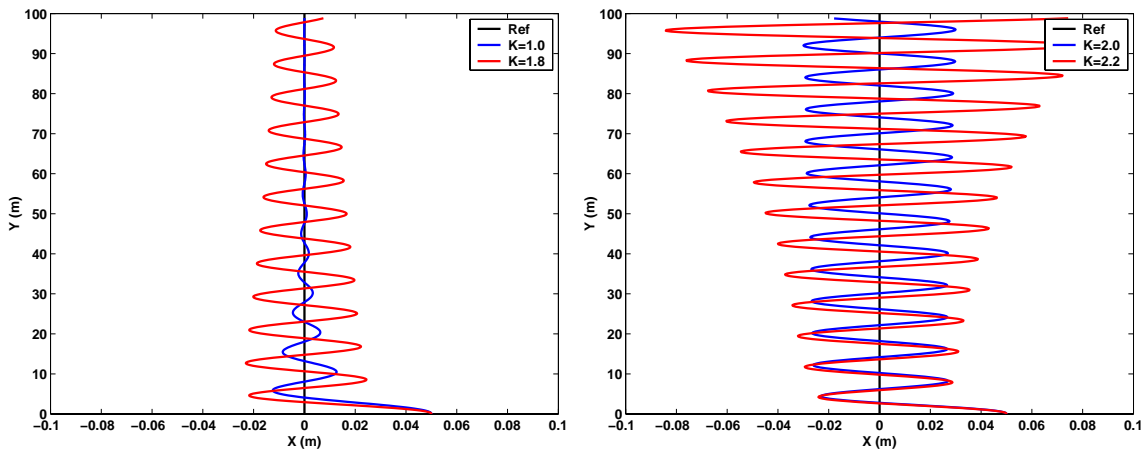


Figura 5.12: a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$. b) Seguimiento inestable con $L < VT_\gamma$.

Las condiciones de estabilidad e inestabilidad también se cumplen si los errores iniciales son grandes. En las figuras 5.13 y 5.14, se muestra este comportamiento cuando el error inicial respecto al camino es de 1 metro y la orientación inicial del vehículo es de -45 grados respecto al camino. Como puede apreciarse, el resultado es congruente con las conclusiones obtenidas analíticamente incluso cuando los errores iniciales de orientación y posición son elevados.

Por último, conviene indicar que en simulaciones realizadas tomando como camino de referencia una circunferencia de radio 30 metros los resultados cualitativos de estabilidad e inestabilidad se corresponden con los obtenidos para el seguimiento de líneas rectas.

5.3.4. Resultados experimentales

Los experimentos para verificar las conclusiones sobre la estabilidad del sistema se han realizado con el vehículo autónomo ROMEEO 4R y han consistido en el seguimiento de un camino recto. Se han modificado los parámetros K y L mientras el vehículo circula a

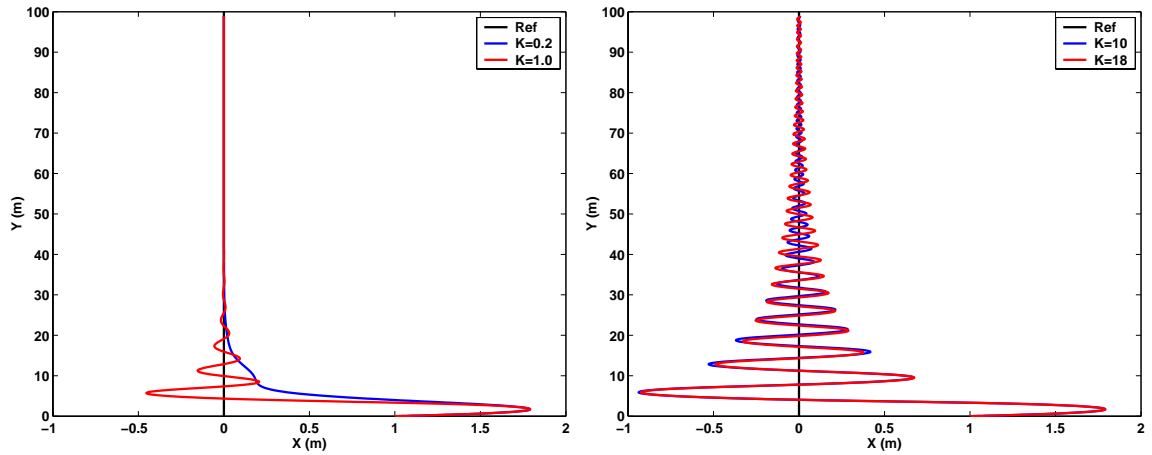


Figura 5.13: a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$, ganancia pequeña y error inicial grande. b) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$, ganancia grande y error inicial grande.

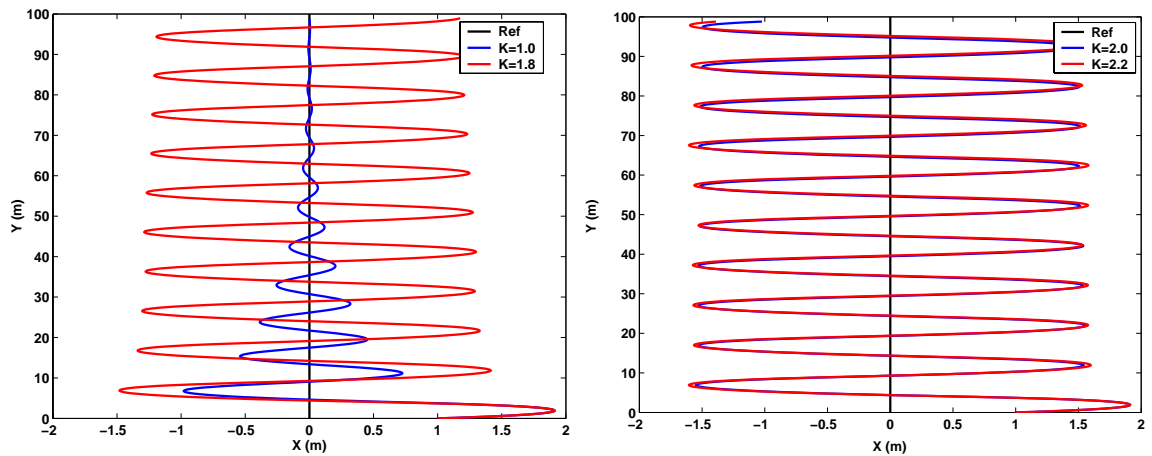


Figura 5.14: a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$ y error inicial grande. b) Seguimiento inestable con $L < VT_\gamma$ y error inicial grande.

velocidades de 1 y 2 m/s. La situación inicial del vehículo es de 5 cm separado del camino y con orientación paralela al mismo.

Para validar el comportamiento cuando $L \geq VT_\gamma$ se ha realizado el seguimiento de un camino recto a una velocidad de 1 m/s y con un valor de $L = 1$ m. En la figura 5.15 se muestran los resultados obtenidos. En la gráfica a) puede verse el seguimiento con un valor de $K = 1.0$, mientras que en la b) el valor es de $K = 2.0$. En ambas puede apreciarse que el sistema es estable, aunque las oscilaciones son ligeramente mayores que las obtenidas en simulación. También puede apreciarse que las oscilaciones, aunque de una magnitud muy pequeña, no acaban de atenuarse por completo. Este efecto de rizado puede deberse a que la curvatura que puede generar el vehículo es discreta, al estar realizado el control de bajo nivel de la dirección con un codificador. La principal discrepancia entre simulaciones y experimentos se ha encontrado cuando la ganancia alcanza y supera un valor de 10.0. En esa situación las simulaciones muestran una estabilización del sistema mediante oscilaciones de poca amplitud pero muy alta frecuencia (ver figura 5.12-b). En los experimentos realizados el vehículo no es capaz de estabilizarse en torno al camino y el seguimiento se vuelve inestable.

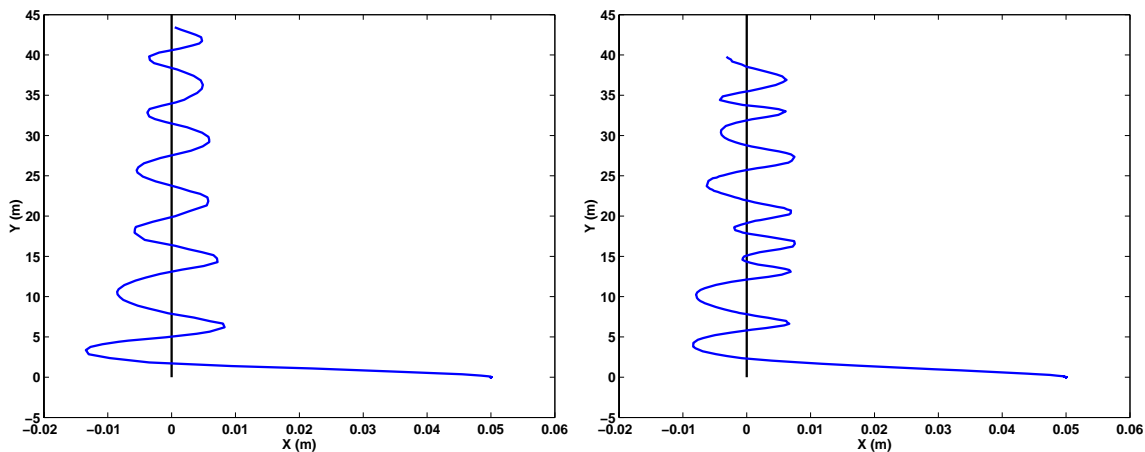


Figura 5.15: a) Seguimiento estable con $L \geq VT_\gamma$ y $K = 1.0$. b) Seguimiento estable con $L \geq VT_\gamma$ y $K = 2.0$.

En el segundo escenario, cuando $L < VT_\gamma$, se ha realizado el seguimiento del mismo camino recto a una velocidad de 2 m/s y manteniendo el valor de L en 1 metro. En este caso, como se indica con anterioridad, el límite de estabilidad está en $K = 2.0$. En la figura

5.16 se muestran los resultados. En la gráfica a) puede verse el seguimiento con un valor de $K = 1.0$, en el que como es previsible el sistema es estable. Sin embargo, en cuanto el valor de K excede de 2.0 el sistema se vuelve completamente inestable, como puede verse en la figura 5.16-b), en el que el controlador se ha ajustado con $K = 2.2$. Los experimentos muestran una amplitud de las oscilaciones mayor y un crecimiento de las mismas más rápido que en las simulaciones, pero cualitativamente el resultado valida las conclusiones sobre la estabilidad del sistema.

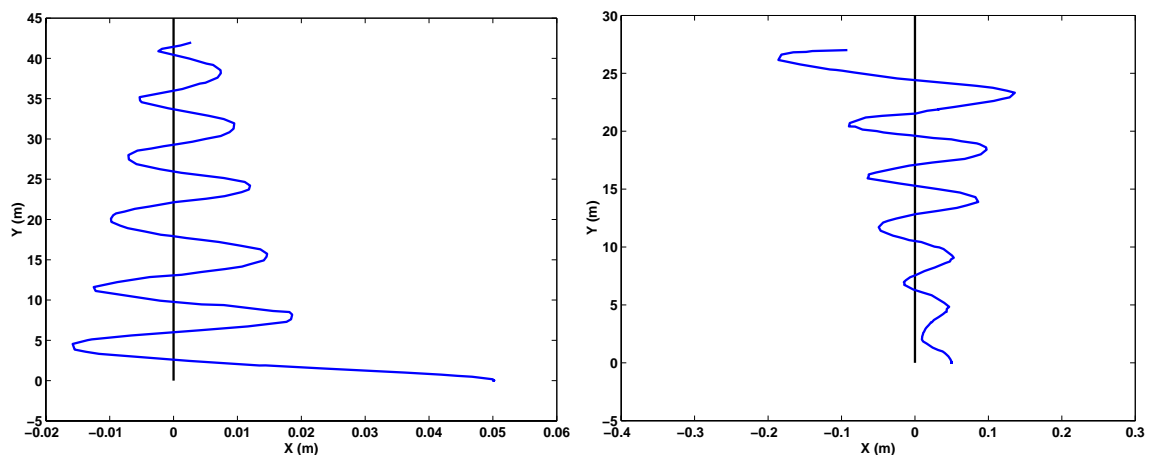


Figura 5.16: a) Seguimiento estable con $L < VT_\gamma$ y $K = 1.0$. b) Seguimiento inestable con $L < VT_\gamma$ y $K = 2.2$.

También es interesante señalar que en los experimentos a 1 y 2 m/s con el mismo ajuste ($K = 1.0$) el comportamiento del controlador es similar (ver figura 5.15-a y 5.16-a), algo que también se produce en las simulaciones (ver figura 5.11-a y 5.12-a).

5.3.5. Conclusiones

Los resultados analíticos han sido validados primero mediante simulaciones y posteriormente con experimentos. Las simulaciones muestran el mismo comportamiento que el predicho por el análisis matemático, lo que valida las hipótesis y simplificaciones realizadas en el mismo. Hay que resaltar esta concordancia entre los resultados analíticos y las simulaciones, dadas las diferencias entre ambos métodos: en el análisis matemático se realizan diversas simplificaciones y linealizaciones, mientras que en las simulaciones se han

implementado todas las no linealidades, tanto del vehículo como del controlador, incluida la saturación de la curvatura. Las condiciones de estabilidad son válidas incluso cuando los errores iniciales de posición y orientación son elevados.

Los resultados experimentales validan cualitativamente las conclusiones analíticas y las simulaciones, si bien la amplitud de las oscilaciones respecto al camino de referencia son mayores en la realidad. Esto puede deberse principalmente a no linealidades del control de la dirección del vehículo que no han sido consideradas en el modelo.

Se ha considerado que el sistema es estrictamente estable cuando las oscilaciones se van atenuando, pero conviene hacer dos puntualizaciones:

- Aun cuando el sistema sea estable, en una aplicación de guiado de vehículos hay que tratar de reducir al máximo las oscilaciones. Por tanto, aunque el controlador sea estable, es conveniente en la práctica tener un ajuste donde las oscilaciones no aparezcan.
- Por otro lado, en la mayoría de las simulaciones y experimentos que se han presentado, las oscilaciones son de una amplitud tan pequeña (2-3 cm) y de una frecuencia lo suficientemente grande (5-10 metros) que no cabe considerarlas como perceptibles a bordo del vehículo. Evidentemente, al aumentar la velocidad la amplitud de las oscilaciones será mayor.

5.4. Diseño del controlador en cascada proporcional con distancia de adelanto

5.4.1. Introducción

Como se ha puesto de manifiesto en la introducción de este capítulo, un incorrecto ajuste del controlador puede producir dos efectos indeseados, como son el *corte de curva* y las oscilaciones o incluso la inestabilidad. El objetivo es la sintonización del controlador en cascada proporcional con distancia de adelanto para que se puedan seguir caminos en diversas condiciones de navegación. Esas condiciones de navegación vienen dadas principalmente por la velocidad a la que circula el vehículo y el tipo de camino que se pretende

recorrer. Para ello se delimitan los caminos y velocidades en los que se analizarán las prestaciones del método.

Los caminos de referencia que se van a utilizar van a consistir en caminos en forma de 'U'; es decir, en dos tramos rectos unidos por una semicircunferencia como se muestra en la figura 5.17. Se utilizan este tipo de caminos ya que se considera que la mayoría de los caminos reales puede descomponerse en tramos de circunferencia unidos por rectas. En la realidad los trazados de carreteras y caminos presentan en muchos casos una continuidad en la curvatura (clotoides), de forma que la transición de la recta a la curva no es tan brusca como el camino en 'U', que presenta discontinuidad en la curvatura y requiere, por tanto, unas mayores prestaciones en el sistema de guiado del vehículo.

En cuanto a las velocidades, en el estudio y simulaciones se utilizan velocidades desde 1 m/s hasta los 20 m/s aunque por las limitaciones del vehículo utilizado en los experimentos y las propias instalaciones sólo se han podido realizar experimentos hasta 3 m/s.

Las prestaciones del método de seguimiento se han analizado mediante técnicas de optimización. Para emplear estas técnicas se ha seleccionado un índice de funcionamiento que se trata de optimizar para los diversos caminos, velocidades y valores de los parámetros. En la inicialización de la búsqueda del óptimo y en la interpretación de los resultados se han utilizado los resultados previos sobre estabilidad.

Una vez seleccionado el mejor ajuste del controlador, se ha realizado la comparación del método propuesto con el de persecución pura, tanto en simulación como mediante experimentos con el vehículo ROMEO 4R y cuando el vehículo no sólo sigue caminos en 'U', sino también caminos con forma de 8.

5.4.2. Escenarios e índice de prestaciones

Las prestaciones del controlador han sido estudiadas cuando el vehículo sigue caminos en forma de 'U' con distintos radios de giro. Estos caminos en 'U' se componen de un tramo recto de 15 metros, una semicircunferencia de un determinado radio R y un tramo recto de 35 metros, como se muestra en la figura 5.17. Se han utilizado en la optimización caminos en 'U' de radio 10, 40 y 100 metros. En cuanto a las velocidades a las que se recorren estos caminos van desde 1 m/s hasta los 20 m/s. Obviamente, la velocidad máxima a la que se

puede recorrer un trazado depende del mínimo radio de giro que éste tenga. En ese sentido se ha considerado que la velocidad máxima a la que se puede recorrer una curva con radio de giro de 10 metros es de 3 m/s, la de una curva de 40 metros de radio es 15 m/s y la de una curva de 100 metros de radio 20 m/s.

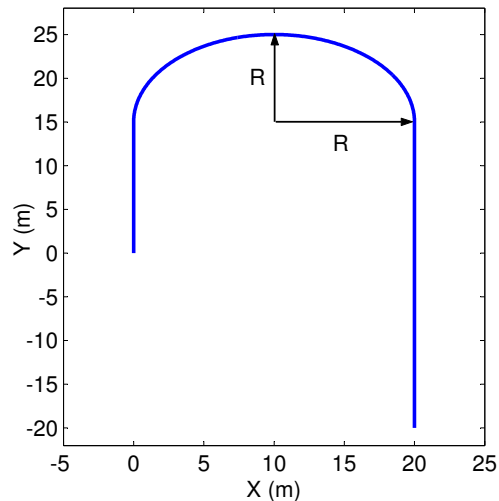


Figura 5.17: Camino de referencia

Se han utilizado los 14 escenarios que aparecen en la tabla 5.4, donde se indica el radio de la curva y la velocidad a la que se sigue el camino.

La medida de las prestaciones se realiza utilizando como índice de funcionamiento la integral del error del vehículo respecto al camino de referencia, pero cabe señalar que se obtienen resultados prácticamente idénticos si se utiliza como índice el error máximo respecto al mismo.

Dado que las prestaciones del seguimiento dependen de una manera importante de la constante de tiempo del subsistema de dirección del vehículo (T_γ), como ha quedado de manifiesto al estudiar la estabilidad, la optimización se realiza para varias constantes de tiempo de dicho subsistema. Se ha comenzado el análisis considerando una constante de tiempo de 1 segundo, y posteriormente se han contrastado los resultados con constantes de tiempo de 0.5 segundos y 2.0 segundos.

Nº escenario	Camino	Velocidad
1	R=10 m	1 m/s
2	R=10 m	2 m/s
3	R=10 m	3 m/s
4	R=40 m	1 m/s
5	R=40 m	3 m/s
6	R=40 m	6 m/s
7	R=40 m	9 m/s
8	R=40 m	15 m/s
9	R=100 m	1 m/s
10	R=100 m	3 m/s
11	R=100 m	6 m/s
12	R=100 m	9 m/s
13	R=100 m	15 m/s
14	R=100 m	20 m/s

Tabla 5.4: Escenarios de optimización del controlador

5.4.3. Optimización del seguimiento

En la optimización del seguimiento se ha buscado el mejor ajuste del controlador para las condiciones de navegación y escenarios descritos en el apartado anterior, pero teniendo en cuenta las limitaciones que la estabilidad impone. Estas limitaciones ya se indicaron en 5.36 y aparecen expresadas de forma gráfica en la figura 5.9. Para ello se analiza el comportamiento del índice de funcionamiento para un rango de ajuste de los parámetros que va desde $K \in (0.2, 10)$ a $L \in (0, 20)$ y con los escenarios indicados en el apartado anterior.

En todos los casos estudiados, el índice de funcionamiento tiene un comportamiento cualitativamente similar en función de los parámetros de ajuste. En las figuras 5.18 y 5.19 se muestran, como ejemplo, los resultados para los escenarios número 6, 8, 12 y 14 (definidos por la tabla 5.4 y la figura 5.17). Puede apreciarse que, pese a las grandes variaciones de velocidad en el desplazamiento del vehículo, el mínimo se encuentra siempre en torno a valores de $L \in (1, 2)$, incluso para curvas con radio de giro tan dispares como 40 y 100 metros.

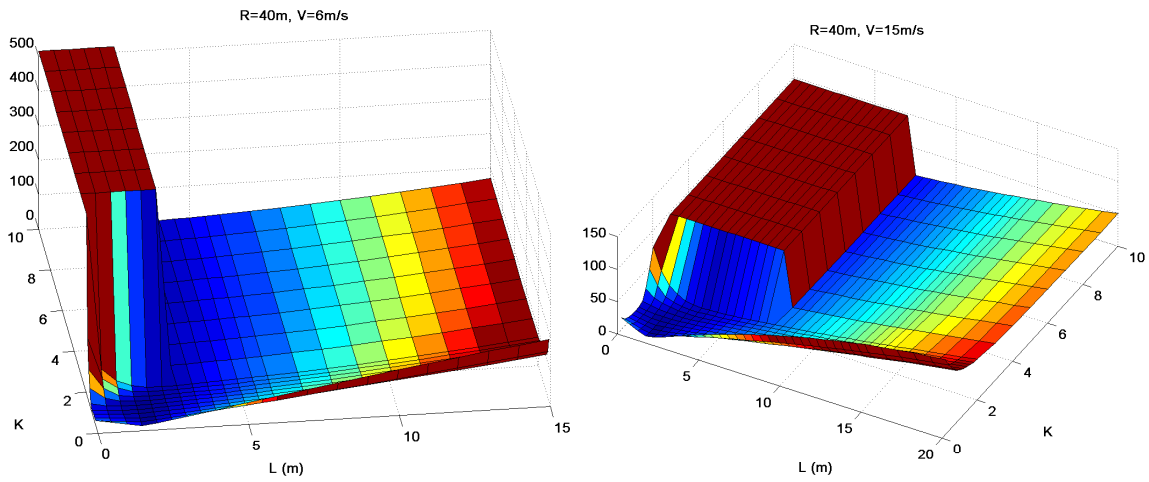


Figura 5.18: a) Integral del error $R = 40m$, $V = 6m/s$. b) Integral del error $R = 40m$, $V = 15m/s$.

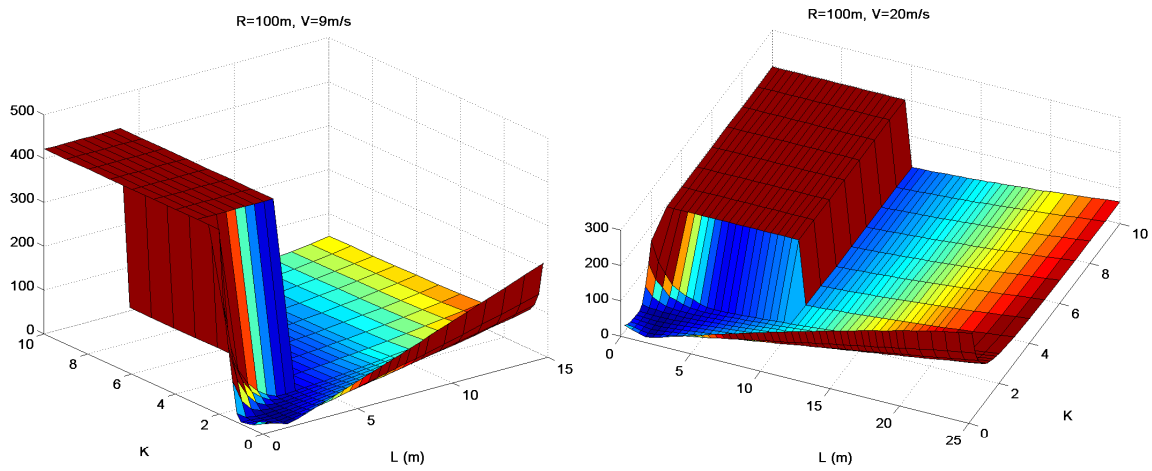


Figura 5.19: a) Integral del error $R = 100m$, $V = 9m/s$. b) Integral del error $R = 100m$, $V = 20m/s$.

A velocidades bajas, entre 1 y 3 m/s, se mantiene la misma situación pero con el mínimo obteniéndose para un valor de $L = 1$, como puede apreciarse en la figura 5.20. En ella se muestran los resultados obtenidos para una velocidad de 1 m/s cuando se recorren las curvas de radio 10 y 40 metros.

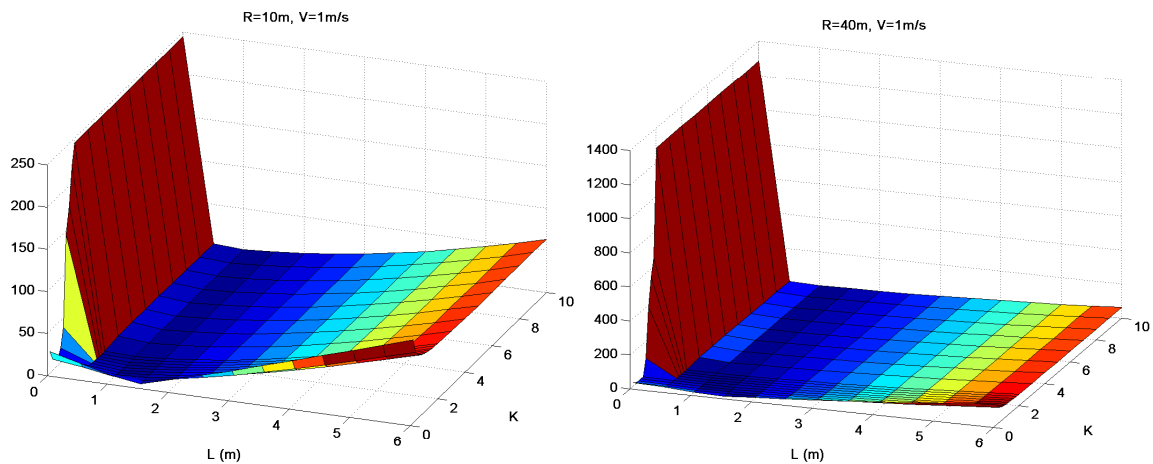


Figura 5.20: a) Integral del error $R = 10m$, $V = 1m/s$. b) Integral del error $R = 40m$, $V = 1m/s$.

Para analizar los resultados más detalladamente se divide el rango de ajuste de los parámetros en las 3 zonas que aparecen en la figura 5.21, donde se ha dibujado la curva que delimita la estabilidad para un valor de $V = 6m/s$. La zona 1 viene determinada por el rectángulo formado por las rectas $K = 2$ y la asíntota $L = VT_\gamma$ (en este caso $L = 6$ para el ejemplo considerado), la zona 2 viene delimitada por la asíntota ($L = 6$), la recta $K = 2$ y la línea vertical que parte de la intersección de la curva de estabilidad con $K = 2$, y la zona 3 se corresponde con $L \geq VT_\gamma$ ($L = 6$ en el ejemplo). Como puede verse, la zona 1 y la zona 2 incluyen un rango inestable de parámetros, mientras que en la zona 3 cualquier combinación de parámetros produce un sistema estable. También hay que señalar que el rango de parámetros situado por encima de la zona 1 y a la izquierda de la zona 2 no ha sido evaluada, al ser una zona completamente inestable. Por ello, en las diversas figuras aparece dicha área saturada a un valor alto.

La zona 3 se corresponde con valores donde el controlador es siempre estable, ya que $L \geq VT_\gamma$. En esa zona el índice forma una superficie con una doble pendiente. Por un lado, para cualquier valor de L el sistema tiene mejor comportamiento conforme K aumenta.

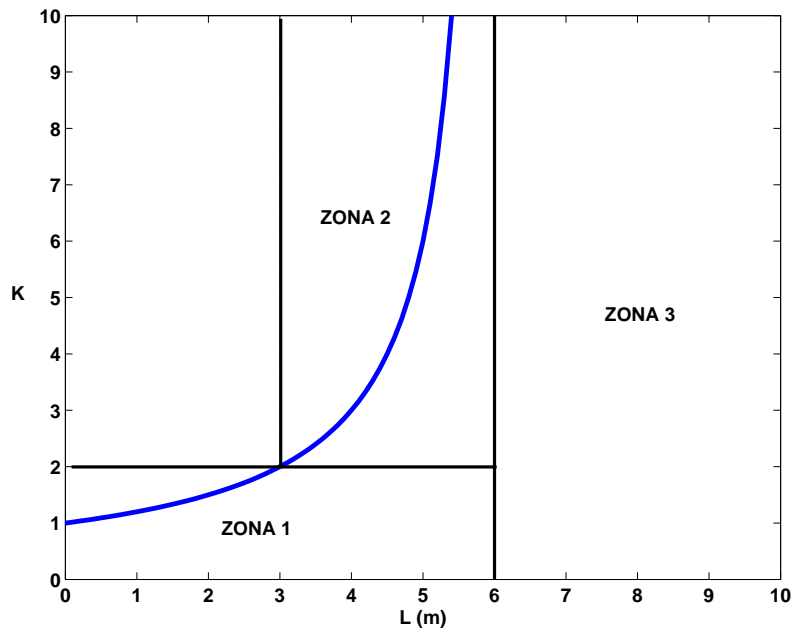


Figura 5.21: Rango de ajuste de parámetros

Esto se debe a que valores de L altos hacen que se produzca el efecto de *corte de curva* y, en esa situación, incrementar el valor de K todo lo posible hace que el controlador disminuya ese efecto. Por otro lado, para un valor de K determinado, el seguimiento tiene mejores prestaciones conforme disminuye el valor de L .

La zona 2 presenta un comportamiento cualitativamente similar a la 3, pero con una particularidad. La función tiende hacia un mínimo local situado dentro de un área en el que los parámetros hacen que el sistema sea inestable y, por tanto, no son una solución para el ajuste del controlador.

Por último, la zona 1 presenta el mínimo global del sistema para valores de L entre 1 y 2, como se ha indicado anteriormente. Un análisis detallado de esa zona permite concretar el mínimo para un valor de $L = 1.5$ a velocidades a partir de 6 m/s y un valor de $L = 1$ para 1 m/s. El lugar donde se produce el mínimo es prácticamente invariable para cualquier velocidad y curva que se recorra como se ha mostrado en los diversos escenarios.

En la figura 5.22 se muestran los resultados obtenidos cuando la constante de tiempo del subsistema de dirección es mucho más lenta, utilizando un valor de $T_\gamma = 2$ segundos.

Puede apreciarse como el mínimo de la función sigue obteniéndose para valores de L entre 1 y 2.

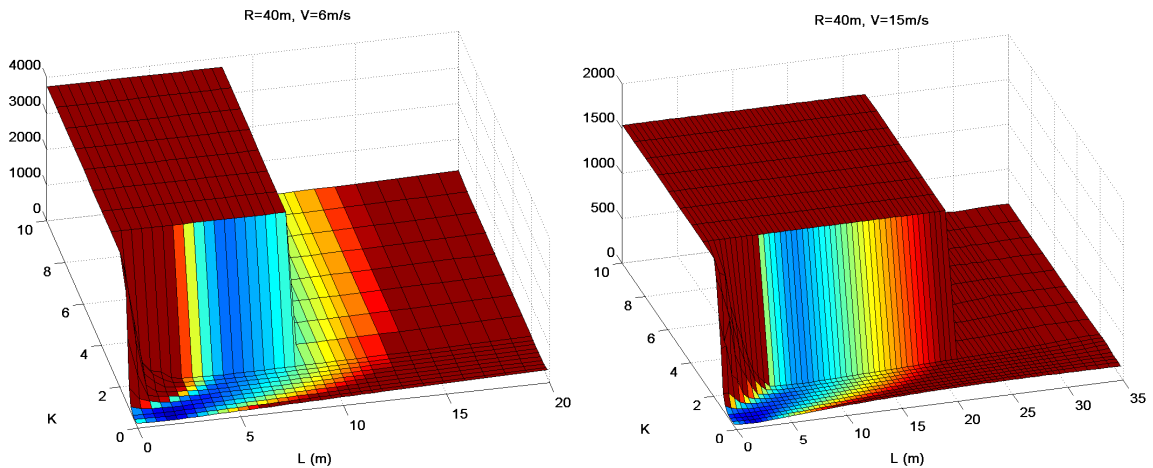


Figura 5.22: a) Integral del error $T_\gamma = 2s$, $R = 40m$, $V = 6m/s$. b) Integral del error $T_\gamma = 2s$, $R = 40m$, $V = 15m/s$.

En cuanto al valor de K para el que se produce el mínimo, un análisis de lo que ocurre en torno a $L = 1.5m$ para distintos valores de K , nos permite determinar que el mínimo se produce en torno a $\frac{1}{T_\gamma}$ para cualquier valor de velocidad y radio de giro. Esto se muestra en las figuras 5.23 y 5.24, donde se representa la integral del error para un valor de $L = 1.5m$ y para distintos valores de K . En la figura 5.23 se puede ver el resultado para un sistema de dirección con $T_\gamma = 1$ cuando se realiza el seguimiento del camino en 'U' de radios 10 y 40 metros y a velocidades de entre 1 y 15 m/s. Puede apreciarse como el mínimo para todas las velocidades y para ambos radios de giro se encuentra aproximadamente en el mismo punto, en torno a $T_\gamma = 1$, y como el comportamiento es cualitativamente similar. En la figura 5.24 se muestran los resultados de las mismas simulaciones pero considerando unas constantes de tiempo de dirección de 0.5 y 2 segundos respectivamente. En ese caso puede verse como los resultados son similares pero el mínimo se sitúa en torno a los puntos $K = \frac{1}{T_\gamma} = 2$ en el gráfico de la izquierda y $K = 0.5$ en el de la derecha, como corresponde a las respectivas constantes de tiempo consideradas.

También hay que señalar que, comparando los resultados de la figura 5.23-a) con la 5.24-a) y la figura 5.23-b) con la 5.24-b), puede apreciarse como la mayor rapidez en la

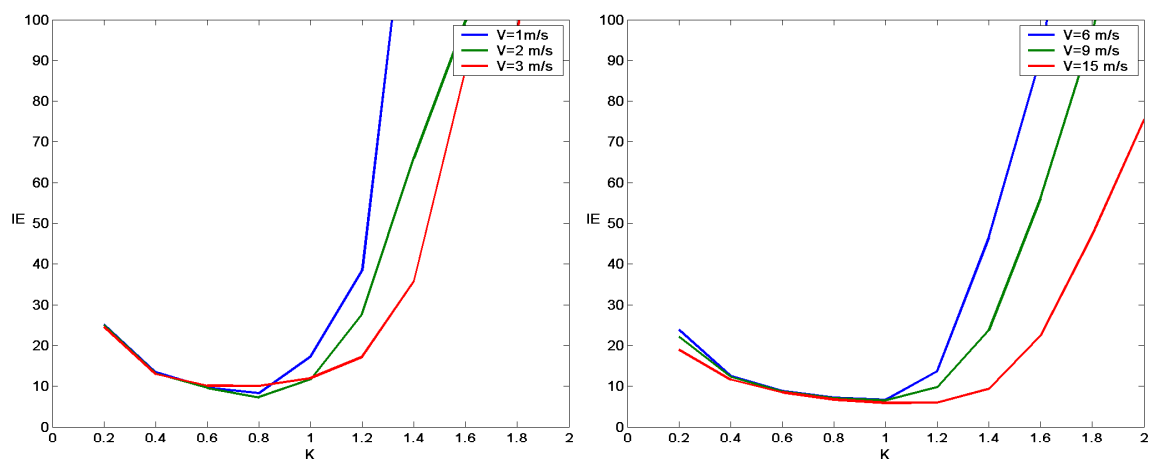


Figura 5.23: a) Integral del error $T_\gamma = 1s$, $R = 10m$, $L = 1.5m$. b) Integral del error $T_\gamma = 1s$, $R = 40m$, $L = 1.5m$.

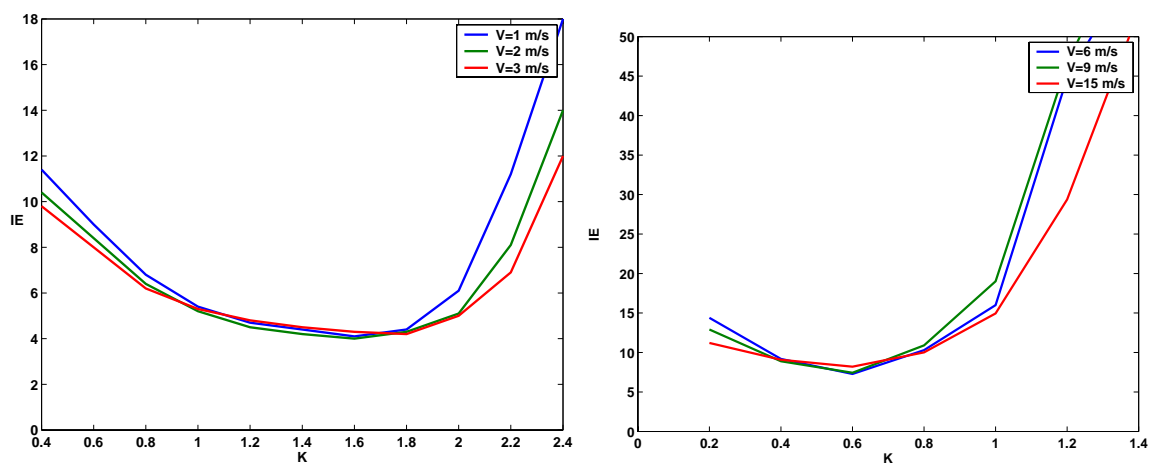


Figura 5.24: a) Integral del error $T_\gamma = 0.5s$, $R = 10m$, $L = 1.5m$. b) Integral del error $T_\gamma = 2.0s$, $R = 40m$, $L = 1.5m$.

respuesta de la dirección del vehículo hace que el seguimiento sea mejor, con menores errores, aunque cualitativamente los resultados son similares.

5.4.4. Criterio de diseño

A la vista de los resultados obtenidos en la optimización del guiado y de los resultados previos de estabilidad se pueden establecer las siguientes conclusiones.

La limitación del valor de K en función de la velocidad, dado que $L \simeq 1.5$ y que el sistema debe ser estable, puede verse en la tabla 5.5. En ella se muestran los límites de estabilidad de K para un valor de $T_\gamma = 1$, $L = 1.5$ y distintas velocidades. Dado que se busca un único ajuste para cualquier condición de navegación, es evidente que debe imponerse un valor de $K \leq \frac{1}{T_\gamma}$.

Velocidad	K
3 m/s	2.00
6 m/s	1.33
9 m/s	1.20
15 m/s	1.11
20 m/s	1.08

Tabla 5.5: Valores de ganancia crítica en función de la velocidad

Por tanto, se proponen los siguientes valores para el ajuste del controlador:

$$K = \alpha \frac{1}{T_\gamma} \quad \alpha \in (0.6 - 0.8) \quad (5.38)$$

$$L \in (1.0 - 1.5) \quad (5.39)$$

Con estos valores el guiado no es óptimo para todos los caminos y condiciones de navegación, pero sí se consiguen muy buenas prestaciones en todas las condiciones. De hecho, si no se va a trabajar en el rango inferior de velocidades (hasta 3 m/s) conviene utilizar un valor de L lo más cercano posible a 1.5 metros.

Si se selecciona un valor de $\alpha = 0.6$, el guiado es menos preciso pero también con menores oscilaciones. En cambio, si se selecciona un valor de $\alpha = 0.8$ el seguimiento es

mejor, las acciones de control son más enérgicas y las oscilaciones pueden tener una mayor amplitud.

También influye en la selección de este parámetro el conocimiento y variabilidad que se tenga de la constante de tiempo del subsistema de dirección. Hay que tener en cuenta que el comportamiento del mismo se ha aproximado por un sistema dinámico de primer orden y que, por tanto, cuanto más se aproxime el comportamiento del sistema de dirección real a un sistema de primer orden más seguro será trabajar cerca del límite de $\alpha = 0.8$. En cambio, cuanto mayor sea la diferencia del sistema real respecto al aproximado, más conveniente será trabajar en la zona de $\alpha = 0.6$, para evitar oscilaciones excesivas o incluso que el sistema se haga inestable.

5.5. Resultados de simulación

Se han realizado simulaciones que permiten comparar el seguimiento mediante el control en cascada propuesto con otros métodos. El método escogido para la comparación es el de *Persecución Pura*. Se ha seleccionado este método por diversos motivos:

- Es sencillo de ajustar para unas condiciones concretas de velocidad y camino a seguir, ya que tiene un único parámetro, la distancia de adelanto o *lookahead*.
- Presenta buenas prestaciones en el seguimiento de curvas y aceptables en el seguimiento de rectas como se ha puesto de manifiesto en el capítulo 4.
- En la práctica es bastante utilizado como patrón común con el que comparar otros algoritmos de seguimiento ([Wit et al., 2004],[Hellström et al., 2006]).

Aunque las condiciones de navegación son distintas, sin embargo en todas las simulaciones se ha empleado el ajuste del Controlador en Cascada Proporcional (CCP) mostrado en la expresión 5.40. En cuanto al controlador por Persecución Pura (PP) en cada simulación se ha seleccionado la distancia de adelanto que lo optimiza para cada tipo de camino y velocidad.

$$K = 0.6$$

$$L = 1.2$$

En las simulaciones se han utilizado caminos con forma de 'U', como los mostrados en la figura 5.17, de distintos radios, conforme a los escenarios descritos en la tabla 5.4. Además, se han realizado simulaciones en caminos con forma de 8, como el mostrado en la figura 5.25, de radios 10 y 30 metros. En la tabla 5.6 se muestra un resumen de los resultados de simulación. En ella puede apreciarse como en el seguimiento de caminos en 'U' el CCP se comporta bastante mejor que el PP, con una margen de mejora que aumenta conforme crece la velocidad. Esto se debe, sobre todo, al gran comportamiento que presenta el controlador CCP a la entrada y salida de las curvas, que es donde se producen los mayores errores. En el seguimiento de caminos en 8 los resultados de ambos controladores son muy similares, con un comportamiento ligeramente mejor del controlador PP para bajas velocidades y un comportamiento ligeramente mejor del controlador CCP conforme aumenta la velocidad.

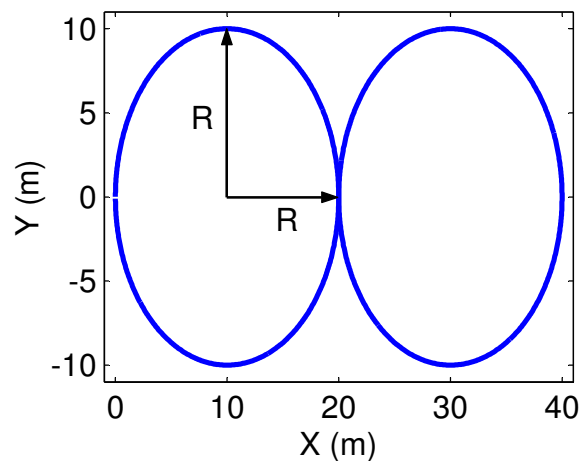


Figura 5.25: Camino de referencia en forma de 8

Camino	Velocidad	PP	CCP
U R=10m	1	0.71	0.52
U R=10m	3	3.55	2.46
U R=100m	1	1.17	0.20
U R=100m	20	6.10	2.40
8 R=10m	1	1.40	1.56
8 R=10m	3	6.80	6.43
8 R=30m	1	0.85	0.97
8 R=30m	6	10.23	8.10

Tabla 5.6: Comparativa de simulación entre Persecución Pura y Controlador en Cascada

5.6. Resultados experimentales

En los experimentos realizados, el ajuste del controlador ha sido el mismo que en las simulaciones, y se han descrito únicamente caminos con forma de 'U' y 8 de radio 10 metros, debido a limitaciones de espacio. Las velocidades a que se ha circulado han sido 1, 2 y 3 m/s en cada uno de los recorridos. En la tabla 5.7 se muestra un resumen de los resultados.

Camino	Velocidad	PP	CCP
U R=10m	1	1.23	0.95
U R=10m	2	3.69	2.75
U R=10m	3	8.21	6.16
8 R=10m	1	3.60	2.79
8 R=10m	2	12.53	10.62
8 R=10m	3	27.45	23.51

Tabla 5.7: Comparativa de experimentos entre Persecución Pura y Controlador en Cascada

Analizando los resultados puede apreciarse como el controlador CCP es mejor que el PP en todos los casos, incluido el seguimiento de caminos en 8. En todo caso, los valores de errores en los experimentos han sido cualitativamente similares a los de simulación, pero sensiblemente mayores en magnitud conforme se aumenta la velocidad. Esto puede deberse, principalmente, a no linealidades del sistema de dirección que no se han modelado; un ejemplo es el error de cuantificación de la señal de curvatura.

5.7. Conclusiones

En este capítulo se ha presentado un controlador en cascada proporcional (CCP) que genera las consignas de curvatura γ_d necesarias para que un vehículo pueda seguir un camino previamente definido. Este controlador combina un método geométrico con un modelo cinemático sencillo, el modelo de bicicleta; de esta forma, presenta pocos parámetros y es sencillo de ajustar y de aplicar a diversos vehículos.

La investigación desarrollada permite presentar las siguientes conclusiones:

- Se han podido establecer las condiciones de estabilidad del guiado mediante el análisis matemático del controlador. Estas condiciones de estabilidad se han podido validar tanto en simulación como experimentalmente, con una correlación muy elevada en los resultados obtenidos.
- Se han presentado reglas de diseño del controlador. Para ello, se ha partido de las restricciones que imponen las condiciones de estabilidad y se han empleado técnicas de optimización para seleccionar el ajuste más adecuado del controlador. La optimización se ha realizado con diferentes caminos y velocidades. Se ha podido comprobar que el mejor ajuste del controlador está siempre en una determinada zona del espacio de parámetros, independientemente del tipo de camino y de la velocidad. Esta zona viene definida aproximadamente por: $L \in (1, 2)$ y $K \in (\frac{1}{2T_\gamma}, \frac{1}{T_\gamma})$.
- El método presentado puede ser aplicado fácilmente a vehículos con configuración Ackermann. Para implementarlo sólo es necesario incluir en el modelo del vehículo la distancia entre sus ejes y seleccionar el ajuste que se desea para los parámetros del controlador, L y K .

Capítulo 6

Conclusiones y desarrollos futuros

Este capítulo resume las contribuciones realizadas en la tesis, así como las conclusiones más destacadas de la misma. El capítulo incluye también posibles desarrollos futuros.

En la tesis se han desarrollado diversas técnicas para el guiado de vehículos autónomos y se han aplicado a 3 vehículos convencionales modificados para su funcionamiento automático: un carro de golf de 700 Kg (Romeo 4R), un camión de 13 toneladas (Scania) y un vehículo de obras públicas (Caterpillar) de 130 toneladas. Estas técnicas se han aplicado para la navegación a velocidades elevadas, alcanzándose velocidades de 10 km/h con el Romeo 4R, 100 km/h con el Scania y 45 km/h con el Caterpillar. En el caso de los dos últimos vehículos se ha circulado por pistas de pruebas de asfalto y de tierra.

Las técnicas desarrolladas han sido:

- Fusión de datos mediante lógica borrosa para estimación del estado del vehículo.
- Guiado mediante Persecución Pura Supervisada.
- Análisis de estabilidad de sistemas no lineales mediante técnicas frecuenciales.
- Guiado mediante Controlador en Cascada.

6.1. Conclusiones

En esta sección se presentan las principales conclusiones de la tesis, resumiendo las recogidas en los capítulos anteriores.

1. Se ha desarrollado una técnica de fusión de datos que, empleando lógica borrosa, permite obtener medidas de posición y orientación de un vehículo en tiempo real. Para ello se utilizan sistemas borrosos de estimación de la posición y orientación a partir de los datos de únicamente tres sensores: un GPS de precisión centimétrica, un odómetro y un giróscopo, los cuales han sido evaluados previamente. También ha sido necesario resolver el problema de los retardos en las medidas GPS y su sincronización con los datos del resto de sensores. La tasa de estimación ha alcanzado los 200 Hz, por lo que el sistema está especialmente preparado para funcionar a velocidades elevadas. Se ha podido validar el funcionamiento del sistema ante pérdidas puntuales de la señal GPS y ante medidas imprecisas del mismo. También se considera como elemento de validación su integración en un sistema de navegación que ha permitido controlar los vehículos Scania y Caterpillar a velocidades de hasta 100 y 50 km/h, respectivamente.
2. Se ha propuesto un controlador basado en el método de Persecución Pura Supervisada. Este controlador se ha diseñado con dos objetivos principales:
 - Reducir el efecto de *corte de curva*, así como los errores que se producen a la entrada y salida de las curvas, donde se producen los mayores errores en el seguimiento de caminos. Para ello, el controlador debe actuar de forma enérgica a la entrada y salida de las curvas.
 - Realizar un control suave conforme la velocidad aumenta. Dado que se emplea en vehículos pesados y que van a circular a velocidades grandes, es necesario que las acciones de control a gran velocidad sean suaves, ya que un cambio brusco de curvatura puede provocar oscilaciones importantes.

Se aporta un diseño e implementación del controlador que permite circular en un rango de velocidades muy amplio, por caminos de características muy diferentes y

que puede ser aplicado de forma sencilla, con mínimas modificaciones, a diversos vehículos. Este controlador ha sido diseñado y ajustado mediante simulaciones y experimentos con el vehículo Scania sobre una determinada pista, y circulando a velocidades entre 20 y 60 km/h. Posteriormente, el mismo controlador se ha validado con el Scania en otras cuatro pistas distintas y a velocidades de hasta 100 km/h y con el Caterpillar en una pista y a velocidades de hasta 50 km/h. La utilización del mismo controlador en dos vehículos distintos ha sido posible gracias a la sencillez de reutilización del mismo, dado que sólo ha habido que reajustar el control de la referencia de curvatura γ_d y modificar la distancia entre ejes del vehículo.

3. Es posible guiar vehículos pesados y de grandes dimensiones a velocidades altas con unos errores muy aceptables. Se ha guiado el vehículo Scania (un camión de 13 toneladas, más de 7 metros de largo y 2.5 metros de ancho) con una desviación estándar de la distancia al camino de referencia de 10-16 cm; es decir, el vehículo circula a una distancia inferior a 32 cm respecto al camino de referencia un 86.5 % del tiempo. En recta, se ha podido circular hasta 100 km/h con un error máximo de 27.9 cm y una desviación estándar de sólo 10 cm. El error máximo durante los experimentos ha sido de 71 cm, y se ha producido circulando a 45 km/h en una curva de radio 38 metros.

El vehículo Caterpillar (de 130 toneladas, casi 10 metros de largo y 5 metros de ancho) ha circulado de manera autónoma con una desviación estándar del error respecto al camino entre 17 y 19 cm; es decir, ha circulado a menos de 40 cm del camino un 86.5 % del tiempo. El error máximo durante los experimentos ha sido de 72 cm, y se ha producido en un único punto: una curva de radio 38 metros trazada a 33 km/h. En recta se ha circulado a 50 km/h, siendo 60 km/h hora la velocidad máxima del vehículo.

Hay que señalar que el error máximo durante los experimentos se ha producido en un punto en el que las condiciones de navegación (relación velocidad-curvatura) son muy exigentes y cercanas al límite de seguridad recomendable.

Para poner en perspectiva estos resultados, hay señalar que la separación lateral entre dos vehículos que circulen por una carretera nacional, cada uno por el centro de su

carril, puede oscilar entre 1.5 metros (si se cruzan dos camiones del tamaño máximo autorizado) y más de 3 metros (si se cruzan dos automóviles de tamaño familiar convencional). Se han realizado numerosos experimentos para comprobar la fiabilidad y repetibilidad de los resultados.

4. Se han aplicado técnicas frecuenciales para el análisis de estabilidad en el guiado de vehículos. En concreto, se ha estudiado la influencia en el guiado de una holgura en el sensor de direccionamiento del vehículo. Para ello se ha aplicado la técnica de linealización parcial y de la función descriptiva para determinar la aparición de ciclos límite. El análisis, las simulaciones y los experimentos han coincidido en sus resultados y permiten validar el uso de esta técnica para una futura aplicación a la detección de fallos en tiempo real.
5. Se ha propuesto un controlador en cascada para el guiado de vehículos. El algoritmo propuesto consiste en un método geométrico que permite realizar el seguimiento de un camino. Se emplea el modelo cinemático de la bicicleta como parte del algoritmo. Una de sus principales ventajas es que presenta un comportamiento cualitativamente similar en un rango de velocidades muy amplio. El empleo de un modelo de primer orden de la dinámica de la dirección del vehículo permite estudiar la estabilidad del mismo, lo que combinado con la optimización del controlador en el seguimiento de caminos patrón, permite proponer unas reglas de ajuste.

Otra de las ventajas de este método es la sencillez de su ajuste, dado que presenta su mejor funcionamiento para una zona acotada de los valores de los parámetros, independientemente de las condiciones de navegación. Esto hace que se pueda sintonizar el controlador de forma que, aún no siendo la óptima para un recorrido y velocidad concreta, sus prestaciones son muy buenas con unos parámetros fijos.

Esta técnica se ha validado primero en simulación y posteriormente mediante experimentos con el vehículo Romeo 4R. En ellos se han validado las prestaciones hasta una velocidad de 10 km/h.

6. Por último, se considera una contribución de esta tesis el diseño y desarrollo íntegro del software de control de los vehículos Scania y Caterpillar, así como la participación en el diseño y desarrollo de los sistemas del vehículo Romeo 4R. Éste se utiliza regularmente por otros investigadores del Centro Nacional de Microelectrónica y de la Universidad de Huelva como plataforma de experimentación.

6.2. Desarrollos futuros

A continuación se presentan los futuros desarrollos en la línea de investigación de esta tesis.

- Desarrollo de técnicas para realizar maniobras de emergencia. Cuando se consigue guiar vehículos pesados a velocidad elevada, aparece un nuevo problema para la puesta en marcha de un sistema automático en una instalación industrial: ¿qué se hace ante una situación de emergencia? Es necesario desarrollar técnicas que permitan detener el vehículo de forma segura ante situaciones críticas como un vehículo que se acerca, reventón de un neumático, etc. Esto implica equipar los vehículos con nuevos sensores, definir las situaciones de emergencia y realizar maniobras de evasión o parada.
- Aplicar técnicas de desarrollo automático de controladores borrosos. Para la rápida puesta en marcha de un controlador en un vehículo existen dos opciones: la primera es emplear un controlador sencillo, con reglas de ajuste claras y parámetros fáciles de obtener; la segunda consiste en tener un método más o menos automático que permita generar el controlador. En esta segunda opción se pueden emplear técnicas de identificación borrosa para generar un controlador Takagi-Sugeno a partir de datos numéricos. El desarrollo del controlador implicaría la realización de ensayos para su posterior tratamiento e identificación mediante software adecuado, como el desarrollado por [Baturone et al., 2004]. Posteriormente el controlador identificado se implementaría en el vehículo.

- Aplicación de técnicas frecuenciales para la detección e identificación de errores en tiempo real. En esta tesis se ha demostrado cómo el uso de técnicas frecuenciales permite predecir la aparición de ciclos límite debido a fallos en el sensor de direccionamiento. Una línea de trabajo puede estar enfocada a la ampliación de estas técnicas para la detección de distintos tipos de fallos en sensores y actuadores, y en su aplicación para la identificación de los mismos en tiempo real.
- El controlador en cascada no ha podido ser validado en recorridos de mayor longitud ni a velocidades mayores de 10 km/h. Sería recomendable extender los experimentos para verificar si los resultados de las simulaciones se validan a velocidades altas.
- El controlador en cascada se ha ajustado con una ganancia proporcional; sin embargo, es posible, sobre la base del mismo método, realizar una regulación tipo PD, PI, PID o fraccional del error respecto al camino. De hecho, algunas simulaciones muestran que una regulación PD reduce los errores a la entrada y salida de las curvas. En este caso el análisis de estabilidad al considerar el regulador PD se complica. Lo mismo ocurre con un regulador fraccional; algunas simulaciones y experimentos presentan muy buenos resultados para seguir caminos con salto tipo escalón en la trayectoria, pero habría que comprobar la bondad de estas propiedades para otros tipos de caminos y situaciones.

Apéndice A

Descripción de los vehículos Scania y Caterpillar

A.1. Descripción del vehículo Scania

A.1.1. Introducción

El vehículo Scania (ver Figura A.1) es un camión convencional, pero con una serie de modificaciones que permiten un funcionamiento autónomo y, por tanto, su utilización como plataforma de experimentación.

La modificación principal consiste en la instalación de un motor de corriente continua, que a través de un embrague y una cadena hace girar la caña de dirección del vehículo. Ese motor se gobierna desde un PC instalado en un armario situado en la cabina del vehículo.

En los siguientes apartados se detallan las características técnicas y mecánicas del vehículo, el sistema eléctrico y los sensores y actuadores con los que se ha equipado.

Por último, se describe el sistema de control tanto a nivel hardware como software.

A.1.2. Estructura mecánica y geométrica

El vehículo es un camión convencional marca Scania de 500 CV cuyas características y prestaciones aparecen en el cuadro A.1.

Además, para que el vehículo no vaya en vacío se le han colocado unas cargas que hacen que los pesos por eje sean los siguientes:



Figura A.1: Vehículo Scania)

Eje delantero: 5680 Kg.

Eje trasero: 7000 Kg.

Con esas cargas el centro de gravedad (CDG) queda situado sobre el eje longitudinal, y a 2760 mm del eje delantero, como se puede apreciar en la figura A.2. En ella también aparece marcada la antena GPS, que se encuentra sobre el techo de la cabina.

También se ha instalado en el vehículo un potenciómetro que permite conocer el ángulo que forma la rueda delantera izquierda con el eje longitudinal del vehículo (α). En la pared posterior de la cabina se dispone de un armario anclado, en el que se colocan los equipos electrónicos.

A.1.3. Sistema eléctrico

En este apartado se describen los generadores de energía del vehículo, que permiten conectar y alimentar todos los equipos instalados. El esquema eléctrico puede verse en la Figura A.3.

El sistema de alimentación se compone de las baterías de 24 voltios típicas de un camión, por lo que el vehículo tiene una total autonomía en cuanto a energía eléctrica, pero limitada por la capacidad del depósito de combustible.

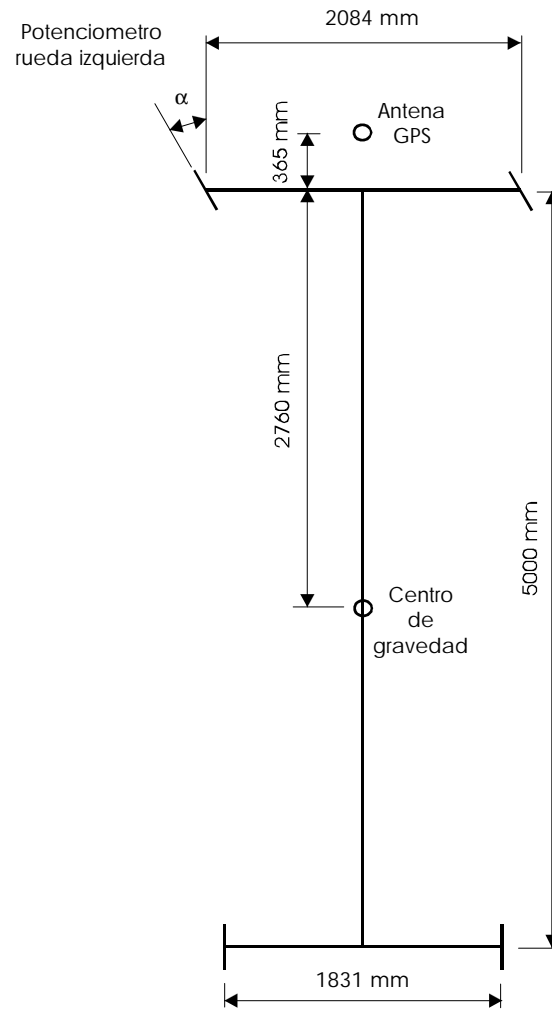


Figura A.2: Geometría y medidas del vehículo Scania

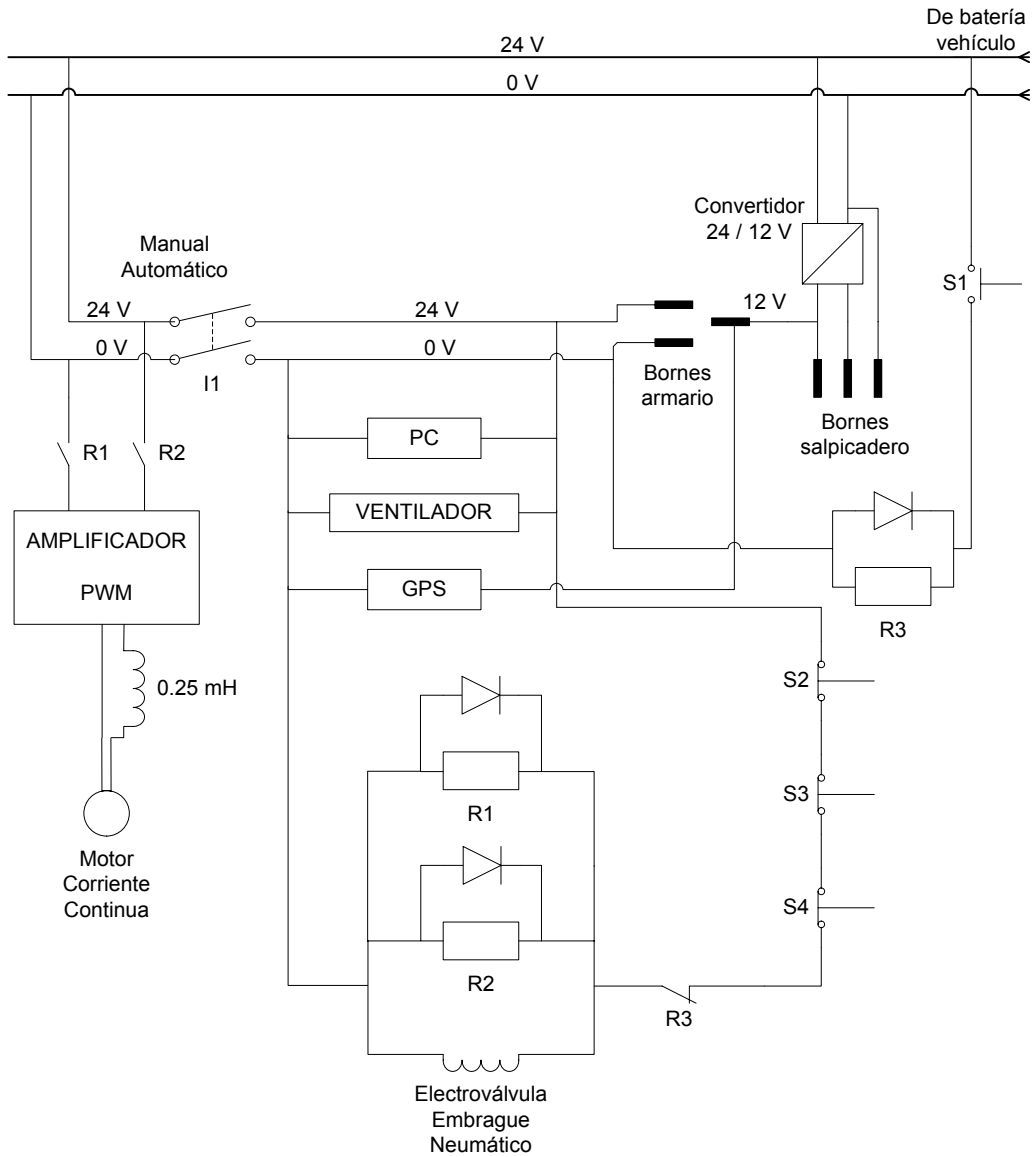


Figura A.3: Esquema eléctrico del vehículo

Marca:	SCANIA	
Modelo:	143H 500 CV	
Tipo:	CAMIÓN PORTADOR	
Cilindros:	8	
Disposición:	V	
Diamétero:	127,00 mm	
Carrera:	140,00 mm	
Cilindrada:	14,200 L	
Potencia máxima(CV/Kw):	500 CV	368,00 Kw
Régimen potencia máxima:	2100 r.p.m.	
Par máximo (mKg/daNm):	213,000 mKg	208,95 daNm
Régimen pas máximo:	1250 r.p.m.	
Turbo:	1	
Intercooler:	SI	
Encendido:	NO	
Alimentación:	INYECCIÓN ELECTRÓNICA DIRECTA	
Ancho via delantera:	2084 mm	
Ancho vía trasera:	1831 mm	
Batalla:	5000 mm	
	MÁXIMO	MÍNIMO
Pesos eje delantero:	7.500 Kg	5.240 Kg
Pesos eje trasero:	13.000 Kg	3.720 Kg
Llantas:	Discos 10 pernos M-22 DIN	

Tabla A.1: Características del Scania

Además existe un convertidor de 24 a 12 voltios, ya que hay numerosos sensores y componentes electrónicos que necesitan esta tensión de alimentación.

También existe un contactor (I1) situado en un lateral del armario que habilita o deshabilita el controlador del vehículo, así como varias "setas" de seguridad (S1, S2, S3 y S4) repartidas por el vehículo, y que permiten liberar la dirección del camión de los actuadores aunque el controlador siga funcionando.

A.1.4. Actuadores

El sistema de actuación del vehículo (ver Figura A.4) se compone de los siguientes elementos:

- Un motor de corriente continua, que va conectado mediante una reductora y un embrague neumático a la caña de dirección del camión.
- Un servoamplificador, que permite suministrar la potencia necesaria para que el motor pueda mover la dirección. Debido a la baja inductancia del motor, es necesario situar una inductancia de 0.25 mH entre el amplificador y el motor. El amplificador recibe las consignas del controlador del vehículo.

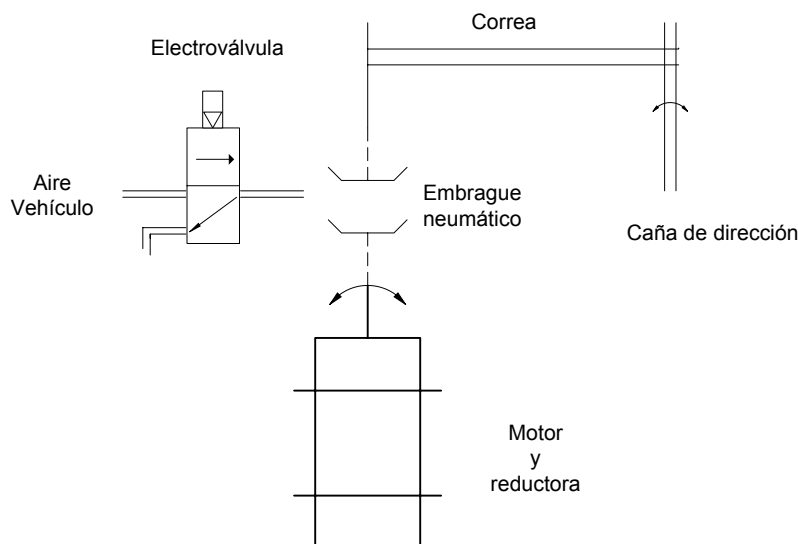


Figura A.4: Sistema automático de dirección

El embrague neumático conecta la reductora con la caña de dirección. Para funcionar necesita una inyección de aire, que se toma del circuito del vehículo. Una electroválvula controla esa entrada de aire, por lo que debe estar activada para que el motor haga girar la caña de dirección.

El motor es el modelo 301 de MAVILOR cuyas características principales pueden verse en el cuadro A.2

Velocidad:	3000 rpm
Tensión nominal:	24 V
Intensidad nominal:	16.5 A
Potencia nominal:	315 W
Rendimiento:	80 %
Inductancia:	< 100 μ H

Tabla A.2: Características del motor Mavilor 301

El servoamplificador utilizado es el modelo PWM 50A de Advanced Motion Controls. Sus características principales se muestran en el cuadro A.3. Entre ellas hay que destacar que necesita una inductancia mínima en la carga de 200 μ H, y como la inductancia del motor es de menos de 100 μ H se ha añadido una inductancia en serie entre el motor y el amplificador de 250 μ H.

Tensión de alimentación:	20-80 V
Corriente de pico (máximo 2 segundos):	\pm 50 A
Corriente máxima continuada:	\pm 25 A
Inductancia mínima en la carga:	200 μ H
Rango de temperaturas:	-25 ° a +65 °C
Potencia disipada:	50 W
Ancho de banda:	2.5 kHz

Tabla A.3: Características del servoamplificador PWM 50A8

A.1.5. Sensores

En este apartado se detallan las características y ubicación de los sensores con que está equipado el vehículo.

Giróscopo piezoeléctrico

El giróscopo piezoeléctrico (ver Figura A.5) está instalado en el centro de gravedad del vehículo y se utiliza para medir la velocidad de giro del eje longitudinal del vehículo respecto a su plano horizontal, medida en grados sexagesimales por segundo. Es un modelo VSG2000 de Sensorex, con las características siguientes:

Tensión de alimentación	+9 a +18 V
Rango de medida	$\pm 100^\circ/s$
Factor de escala nominal	20 mV/ $^\circ/s$
Resolución	0.025 $^\circ/s$
Tensión de salida	+0.5 a +4.5 V



Figura A.5: Giróscopo piezoeléctrico VSG2000

Compás magnético

El modelo utilizado es el DGC (Digital Gyro Compass) de KVH Industries, cuyas características principales son:

Tensión de alimentación	+9 a +18 V
Ancho de banda	20 Hz
Ancho de banda de medidas	5 Hz
Salida	RS422 (Compatible RS232)
Resolución	$\pm 0.1^\circ$
Precisión	$\pm 0.5^\circ$ RMS

Acelerómetro

Este sensor permite medir las aceleraciones producidas en la dirección del eje sensible del dispositivo. El acelerómetro está ubicado en el centro de gravedad y su eje sensible es paralelo al eje longitudinal del vehículo, de forma que se puede medir la aceleración a la que circula el vehículo. El acelerómetro es el modelo JT2033 de SFIM. Sus características principales son:

Tensión de alimentación	-15 y +15 V
Rango de medida	$\pm 10 \text{ m/s}^2$
Tensión de salida	$\pm 5 \text{ V}$

Potenciómetro

El potenciómetro está instalado en la rueda delantera izquierda del vehículo, y permite medir el ángulo de dicha rueda respecto al eje longitudinal del vehículo (ver figura A.2). Es un potenciómetro de $1 \text{ k}\Omega$ modelo OF30-MCA de Sakae.

La característica de conversión de este sensor se ha obtenido de la siguiente forma:

1. Se colocan las ruedas delanteras del camión en placas giratorias con un semicírculo graduado marcado en ellas.
2. Se realiza el alineamiento del vehículo para obtener el cero de las ruedas, es decir, el ángulo de ruedas con el que el vehículo se mueve en línea recta.
3. Se gira el volante del vehículo, de forma que se vayan visualizando los incrementos graduales de la rueda izquierda sobre la placa graduada. Se anotan los grados que gira la rueda y el voltaje obtenido a la salida del sensor.
4. Con esos datos se obtiene la siguiente recta de regresión:

$$Y = aX + b \quad (\text{A.1})$$

donde:

Y : Angulo en grados sexagesimales

X : Voltios

$$a = 4.34630$$

$$b = 9.74040$$

$$r = 0.99979$$

Además, hay que indicar que, como corresponde a un vehículo con dirección Ackerman, el giro de las ruedas de dirección no es el mismo en ambos sentidos. En este caso,

el tope de la rueda delantera izquierda son 33.5° hacia la derecha (interior) y 47° hacia la izquierda.

Receptor GPS

Proporciona la posición en que se encuentra el vehículo, en concreto, la posición en que se encuentra la antena del receptor GPS. El receptor está ubicado en el armario de la cabina, mientras que la antena está en el techo de la cabina, en la posición indicada en la figura A.2. Se utiliza el modelo 7400 Msi de Trimble (ver Figura A.6).



Figura A.6: Receptor DGPS 7400 MSi de Trimble

El receptor GPS proporciona la posición en coordenadas geodésicas (latitud, longitud y altura) y es el controlador el que se encarga de la conversión a coordenadas UTM. El receptor se utiliza en modo diferencial con correcciones de portadora, lo que permite alcanzar una precisión centimétrica. Para el funcionamiento en modo diferencial se conecta uno de los puertos serie del receptor a un radiomodem Satelline 2ASx. Por él recibe las correcciones que le permiten funcionar en modo diferencial.

La estación base GPS es también un receptor 7400 MSi de Trimble, conectado a un radiomodem y transmitiendo correcciones en la banda de 400 MHz.

Las principales características del receptor son:

Precisión	0.01 m (CEP) en modo diferencial
Ancho de banda de medidas	5 Hz
Salida	RS232

A.1.6. Sistema de control

El sistema de control del vehículo está formado por un computador y por las interfaces necesarias para conectar este sistema con los sensores y actuadores. Es el sistema de control el que se encarga tanto del control de bajo nivel, es decir, de la regulación de la dirección del vehículo, como de los algoritmos de alto nivel que generan las consignas de dirección para seguir una trayectoria deseada.

El sistema de control está formado, por tanto, por una tarjeta CPU, una tarjeta de adquisición (A/D), para la lectura de las señales de los sensores, y una tarjeta de salida (D/A), para actuar sobre el motor de dirección. Los tres elementos se han interconectado mediante un bus pasivo ISA para montaje en rack con 7 slots de expansión. En uno de los slots se ha instalado un módulo de alimentación, lo que permite alimentar las tarjetas conectadas a través del propio bus ISA. Este rack se encuentra en el armario de la cabina del camión. En la Figura A.7 se presenta un esquema del sistema de control.

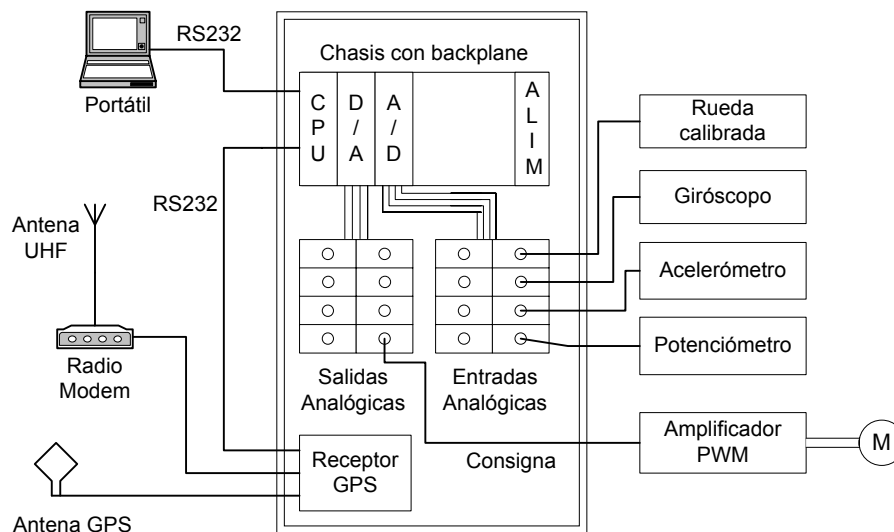


Figura A.7: Sistema de control del vehículo

Para el funcionamiento del controlador en tiempo real se utiliza el sistema operativo DOS. Aunque no es un sistema operativo típico de tiempo real, se han desarrollado rutinas y estructuras de temporización para la sincronización y ejecución de las distintas tareas. Éstos

elementos, junto con la utilización de interrupciones para determinadas tareas, permiten el funcionamiento en tiempo real del controlador.

A continuación se detallan las características y funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema de control mencionados.

Sistema de computación

El sistema de computación de que está dotado el camión es una tarjeta CPU 5066 a 133 Mhz de Octagon Systems. Sus prestaciones son equivalentes a las de un Pentium a 75 Mhz. Sus características técnicas son:

- CPU 586 a 133 Mhz.
- DOS 6.22 en ROM.
- 1 Mbyte de DRAM tipo EDO, expandible a 33 Mbytes con un módulo DIMM.
- Dos puertos serie, COM1 y COM2, compatibles 16C550, con velocidades de 300 a 115 kBaudios.
- Un puerto paralelo, LPT1.
- Puerto de teclado tipo AT, con conector modelo PS-2.
- 1 Mbyte de flash disk con DOS 6.22 y sistema de ficheros.
- Alimentación única a $5\text{ V} \pm 5\%$.
- Dimensiones: 4.5"x 4.9"x 0.75".
- Batería externa de litio de 3.6 V necesaria para mantener el reloj y la SRAM.
- Watchdog timer.
- Compatible con Windows, Windows NT y QNX.

- Funciones de ahorro de energía.
- MTBF de 13.6 años.



Figura A.8: CPU del sistema de control

La comunicación con esta CPU se realiza mediante una línea serie, a través del puerto COM1 de la tarjeta, y utilizando un programa terminal. El microprocesador arranca por defecto en modo CONSOLA, de tal manera que todo lo que recibe por la línea serie es interpretado como un comando, y las respuestas que deberían ir a la pantalla son direccionadas a esa línea serie. Desde el programa terminal se puede cambiar la configuración de la tarjeta (puertos, funciones de ahorro de energía,...) y transferir ficheros desde el ordenador local a la tarjeta CPU, y viceversa. Existen dos formas distintas de almacenar los programas que se quieren ejecutar en el microprocesador. Por un lado una memoria flash EPROM, realizada sobre un SSD (Solid State Disk), que permite 100000 ciclos de escritura. Esta memoria tiene una capacidad de 1 Mbyte, de los que 128 Kbytes están reservados para el sistema.

Por el otro, existe la posibilidad de crear un disco virtual en memoria RAM, y cargar en él los programas. La capacidad total de la RAM es de 640 Kbytes. Esta segunda opción tiene el inconveniente de que cuando se resetea el microprocesador los programas y datos guardados en el disco virtual son borrados, por lo que hay que volver a transferirlos.

La alimentación de 5V necesaria para el funcionamiento de la tarjeta CPU se le suministra a través del bus ISA, utilizando el Power module 5124 de Octagon Systems. Este

módulo se conecta externamente a una fuente de alimentación de 12 V, y se encarga de hacer la transformación a 5V, que son enviados al bus.

Tarjeta de adquisición A/D

Esta tarjeta se utiliza para leer las señales de los sensores analógicos de que dispone el vehículo, ya que estas señales deben ser digitalizadas para que puedan ser utilizadas por el computador. El modelo instalado es una CIO-DAS08 de Computer Boards, cuyas características técnicas son las siguientes:

- 8 entradas analógicas single-ended.
- 3 entradas digitales TTL.
- 4 salidas digitales TTL.
- Entrada / salida compatible PIO-12 (8255 digital I/O chip).
- Conversión analógico - digital de 8 ó 12 bits.
- Rango de entrada de ± 5 V, ± 10 V y 0-10V, seleccionable con un jumper.
- Velocidad de conversión: 35 msec.
- Registros de datos y control.
- 3 contadores / timers.
- Control de interrupciones y trigger logic.
- Temperatura de operación de 0 a $+50$ °C.
- Humedad de 0 a 90 % non-condensing.

La configuración seleccionada ha sido:

- Conversión con 12 bits.
- Rango de entrada de ± 5 V.

- No se utilizan interrupciones.

La tarjeta A/D no está cableada directamente a los sensores, sino que se conecta mediante un puerto de 25 pines a un panel de conexiones, y es desde este panel desde el que se realiza la conexión con los sensores.

Como se indicó anteriormente la comunicación y transferencia de datos entre esta tarjeta y el microprocesador se realiza a través de un bus ISA. Para las rutinas y programas que realizan estas tareas se ha utilizado el C++.

Tarjeta de salida D/A

Se utiliza para actuar sobre el motor de corriente continua y hacer que la dirección se sitúe en la posición deseada. A través de esta tarjeta, el microprocesador le proporciona una tensión al amplificador, que es el que se encarga de generar la potencia necesaria para que el motor gire. El modelo de tarjeta utilizado es una CIO-DAC02 de Computer Boards, con las siguientes características:

- 2 salidas analógicas.
- 12 bits de resolución.
- Voltajes de referencia de -5 V y -10 V.
- Rangos de salida con voltage de referencia: 0-5 V, ± 5 V, 0-10 V, ± 10 V
- Referencia externa de ± 10 V máximo.
- Temperatura de operación de 0 a +70 °C.
- Humedad de 0 a 95 % non-condensing.

Como en el caso anterior, la tarjeta se comunica con el microprocesador mediante el bus ISA y la conexión con el amplificador no se hace directamente, sino a través de un panel intermedio y un conector de 25 pines.

Software de control

Como se ha mencionado anteriormente, aunque el sistema operativo DOS no es un sistema operativo en tiempo real, es decir, no proporciona rutinas para gestión del tiempo y multitarea, esto se ha solucionado como se indica a continuación.

Para la gestión de tiempos se han programado en C++ dos clases, una de temporizadores y otra de contadores, basadas en la programación del chip contador del microprocesador, el 8254 de Intel. Éste viene programado para producir por defecto una interrupción cada 50 milisegundos aproximadamente, y en la rutina que gestiona esta interrupción se actualiza un contador / reloj. Lo que se hace es reprogramar el chip 8253 para tener una interrupción cada milisegundo, y en la rutina correspondiente se actualizan los contadores y temporizadores, que se han creado. La frecuencia máxima que admite este dispositivo es de 1193180 Hz.

Cuando varias tareas tiene que ejecutarse simultáneamente éstas se realizan mediante las interrupciones de la CPU, lo que permite tener un funcionamiento aparentemente en paralelo (ver Figura A.9). Esta forma de programar las tareas tiene las siguientes limitaciones. Hay que dividir cada tarea en partes muy pequeñas, para que no interfiera con las otras, y además no se pueden tener muchas tareas ejecutándose simultáneamente. En el caso de la aplicación realizada no hay problemas de este tipo, ya que las acciones que se realizan simultáneamente son las siguientes: gestión de los temporizadores, recepción de mensajes por el puerto serie y muestreo y filtrado de las señales analógicas. De esta forma, la arquitectura del software de control es la siguiente (ver Figura A.9):

1. **Inicialización de Variables - Configuración Hardware.** En este bloque se inicializan las variables generales de la aplicación y se configura el hardware necesario, como el formato y velocidad de comunicaciones de los puertos serie, bits de conversión (8 ó 12) de la tarjeta A/D, rango de funcionamiento de las tarjetas A/D y D/A, etc.
2. **Configuración y arranque Timer 8253.** Se programa el chip Intel 8253 para producir interrupciones cada milisegundo, lo que se va a utilizar como base de tiempos del sistema.

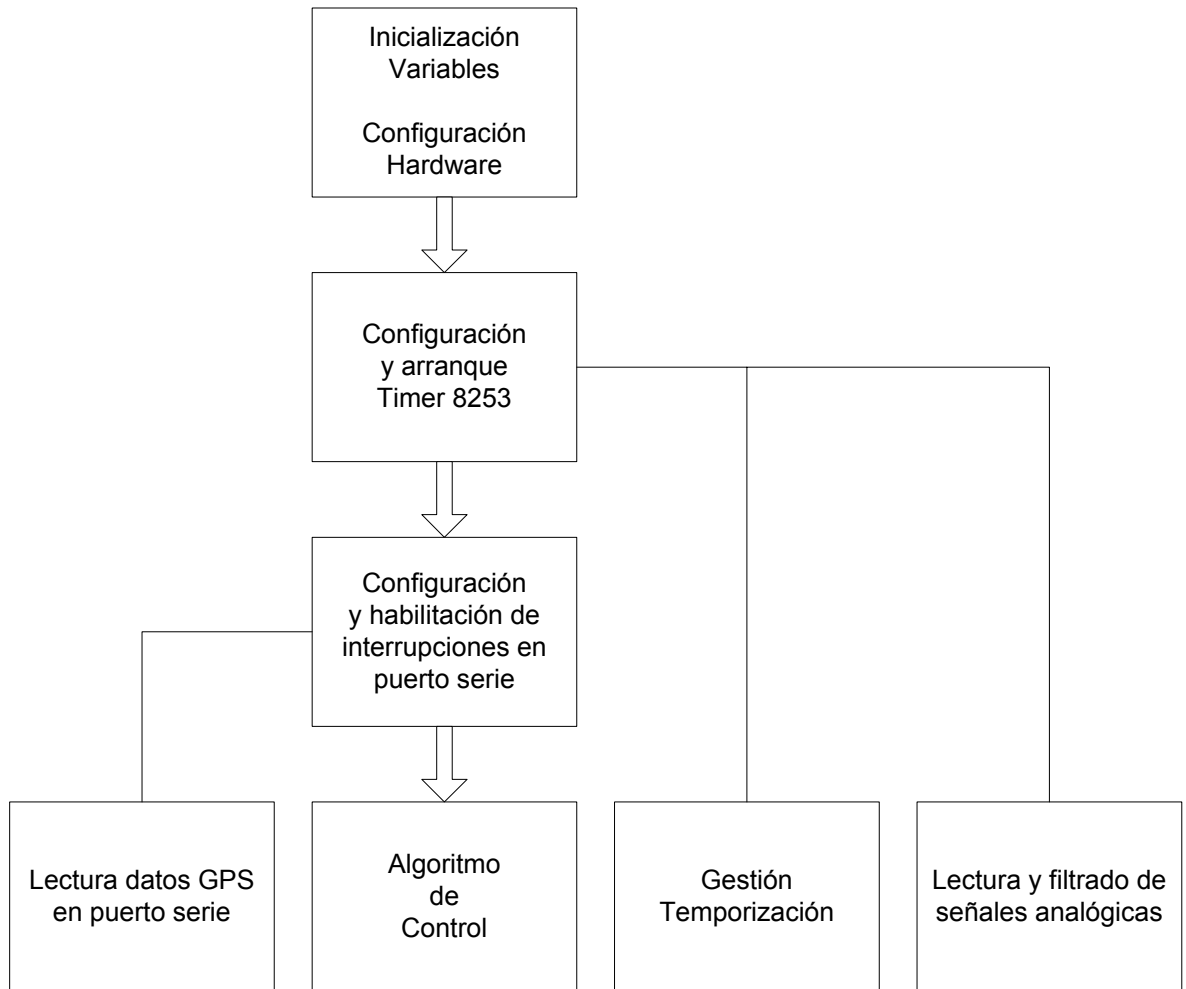


Figura A.9: Estructura del software de control

3. **Configuración y habilitación de interrupciones en puerto serie.** Se habilita la interrupción por recepción en el puerto serie en que está conectado el receptor GPS y se configura el vector de interrupciones correspondiente, para que cada vez que se reciba un carácter se ejecute la rutina de *Lectura de datos GPS en puerto serie*.
4. **Gestión temporización.** Este bloque se encarga de actualizar los Temporizadores y Contadores definidos para el Algoritmo de Control. Cuando un temporizador expira, se detiene y se activa una variable para indicar esta situación. Debe ser otra rutina o programa el que se encargue de volver a activar el temporizador.
5. **Lectura y filtrado de señales analógicas.** En este bloque se realiza la lectura de los canales analógicos de entrada conectados a la tarjeta A/D. La tasa máxima de muestreo es de 1 KHz. Esta tasa se comparte entre todos los canales, mediante una lectura decalada de cada uno de ellos. Es decir, que la tasa máxima de un canal es de $1 \text{ KHz}/\text{Numero de canales}$.
6. **Lectura datos GPS en puerto serie.** Este bloque se corresponde con una rutina que se ejecuta cada vez que se recibe un carácter. En ella, se procesan los caracteres conforme se van recibiendo. Esto permite disponer de las medidas del GPS (latitud, longitud, altura, varios parámetros), en cuanto llega el último carácter y se comprueba el código de chequeo error. De esta forma, el procesamiento del mensaje con las medidas se realiza de forma distribuida y no cuando se recibe completamente el mensaje. En esta rutina no se realiza la conversión de coordenadas geodésicas a UTM.
7. **Algoritmo de control.** Se encarga de la navegación del vehículo. Para ello, haciendo uso de los datos proporcionados por el resto de bloques (Temporización, GPS y Lectura analógica) y del camino de referencia almacenado en memoria, realiza los cálculos necesarios para que el vehículo recorra el camino de referencia.

En más detalle, el Algoritmo de Control del vehículo realiza una serie de tareas siguiendo una determinada temporización. En este caso, se utilizan dos temporizadores: uno para la estimación del estado del vehículo y el control de bajo nivel, y otro para el control de alto nivel (*T Posición* y *T Control* en Figura A.10).

El primero permite ejecutar las tareas marcadas en amarillo cada 5 milisegundos. El segundo provoca que el bloque marcado en azul se ejecute cada 20 milisegundos. Por otro lado, la tarea marcada en verde se lleva a cabo de forma asíncrona, cuando hay disponible una medida del GPS.

A continuación, se detalla el diagrama de flujo del Algoritmo de Control (ver Figura A.10) y las tareas que lo forman.

1. **Inicialización variables.** En este bloque se inicializan las variables necesarias en el algoritmo de guiado del vehículo, como las constantes del PID de bajo nivel, orientación y posición inicial, etc.
2. **Lectura señales A/D.** Se accede a las señales analógicas leídas por la rutina de lectura A/D (ver Figura A.9), y se convierten esos valores a unidades de ingeniería. Las señales leídas son la velocidad angular, la aceleración, la velocidad de desplazamiento y el ángulo de la rueda delantera izquierda.
3. **Estimación deducida del estado del vehículo.** El estado del vehículo viene determinado por su posición, su orientación y su velocidad. En este bloque se calcula la nueva posición y orientación del vehículo, utilizando el estado en un instante anterior y las medidas obtenidas en el instante de la estimación.
4. **Fusión GPS con estado deducido.** Esta tarea se realiza cuando hay disponible una medida GPS. En ese caso la estimación deducida (*dead-reckoning*) del estado se fusiona con las medidas del estado obtenidas del GPS. Esta fusión de datos puede realizarse mediante técnicas como el filtro de Kalman, la lógica borrosa, métodos estadísticos, etc. Además de acceder a los datos del GPS, se realiza la conversión de coordenadas geodésicas a UTM.
5. **Cálculo de la consigna de alto nivel.** La consigna de alto nivel del vehículo es el ángulo que se desea que tenga la rueda delantera izquierda. Esta consigna se calcula a partir del camino de referencia almacenado en el controlador y del estado del vehículo. Típicamente se utilizan algoritmos como la Persecución Pura, el Control Predictivo Generalizado, el Control Borroso, etc. con ese fin.

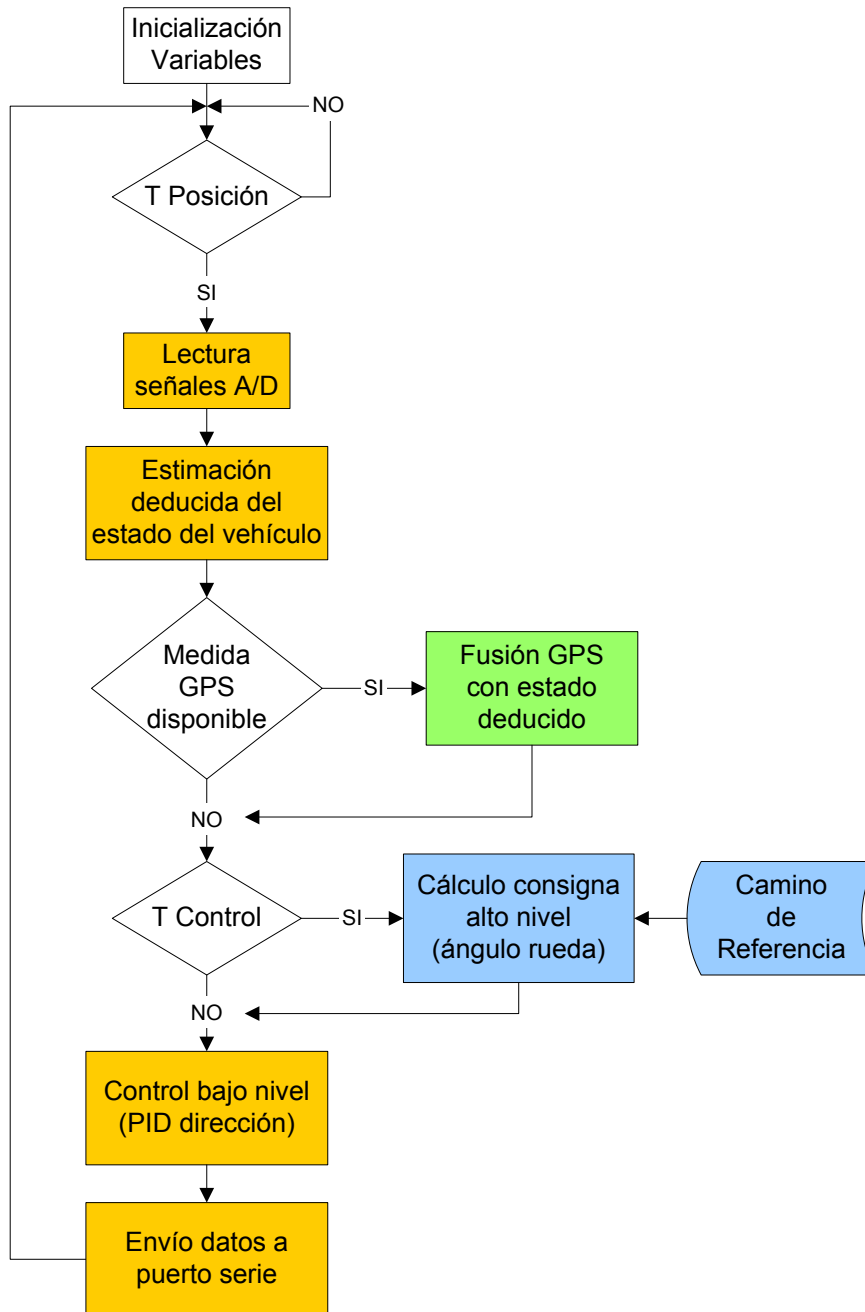


Figura A.10: Diagrama de flujo del programa de control

6. **Control de bajo nivel.** Se encarga de que el vehículo alcance la consigna de referencia, es decir, de que la rueda izquierda del vehículo alcance el valor deseado. Esto se realiza mediante un controlador PID, utilizando la consigna de alto nivel y la realimentación del potenciómetro de la rueda.

7. **Envío datos a puerto serie.** Para el análisis del guiado es necesario generar datos de salida. Esto se hace utilizando el modo CONSOLA del microprocesador: los datos que nos interesan son enviados a la salida estándar del microprocesador, que en este caso es la línea de comunicaciones serie y no la pantalla. Los datos que se transmiten son: posición y orientación del vehículo, separación del camino de referencia, consigna de dirección, velocidad y códigos de comprobación de errores. Estos datos son monitorizados y almacenados en un ordenador portátil conectado al controlador del vehículo.

A.2. Descripción del vehículo Caterpillar

A.2.1. Introducción

El vehículo Caterpillar (ver Figura A.11) es un vehículo de obras públicas de carga y descarga, denominado habitualmente como *dumper*.

El sistema eléctrico y de control del vehículo Caterpillar es una réplica del instalado en el vehículo Scania. Es decir, los sensores instalados son los mismos y los actuadores similares. Lo único que cambia es la ubicación de algunos de ellos, como la antena GPS y el potenciómetro para medida del ángulo de la rueda. En este caso, el potenciómetro no se coloca en la rueda directamente, sino en el pivote de la horquilla que hace girar las ruedas.

Dada la similitud de los sistemas eléctricos, electrónicos y de control de ambos vehículos, y como éstos ya han sido descritos anteriormente en este capítulo, a continuación sólo se detallan las características técnicas y mecánicas del vehículo Caterpillar.



Figura A.11: Vehículo de obras públicas Caterpillar

A.2.2. Estructura mecánica

El Caterpillar es un vehículo de obras públicas de carga y descarga de la marca del mismo nombre, en concreto el modelo 777D, de 9.78 metros de largo, 4.88 metros de ancho y 4.9 metros de alto, cuyas características y prestaciones aparecen en la tabla A.4.

Marca:	Caterpillar	
Modelo:	777	
Tipo:	DUMPER P.T. 136T	
Cilindros:	12	
Disposición:	V	
Diamétero:	137,00 mm	
Carrera:	165,00 mm	
Cilindrada:	29,30 L	
Potencia máxima:	870 CV	
Régimen potencia máxima:	2000 r.p.m.	
Turbo:	2	
Intercooler:	SI	
Encendido:	ELÉCTRICO	
Alimentación:	DIESEL INYECCIÓN INDIRECTA	
Ancho via delantera:	3960 mm	
Ancho vía trasera:	3380 mm	
Batalla:	4570 mm	
	MÁXIMO	MÍNIMO
Pesos eje delantero:	46.000 Kg	25.860 Kg
Pesos eje trasero:	90.000 Kg	29.750 Kg
Llantas:	24z 27"x 49"pernos	

Tabla A.4: Características del vehículo Caterpillar

En este caso el vehículo ha sido cargado con pesas de forma que los ensayos se realizan con el máximo de capacidad de carga (más de 130 toneladas). Las medidas pueden verse en la Figura A.12, donde se muestra la ubicación de la antena del receptor GPS.

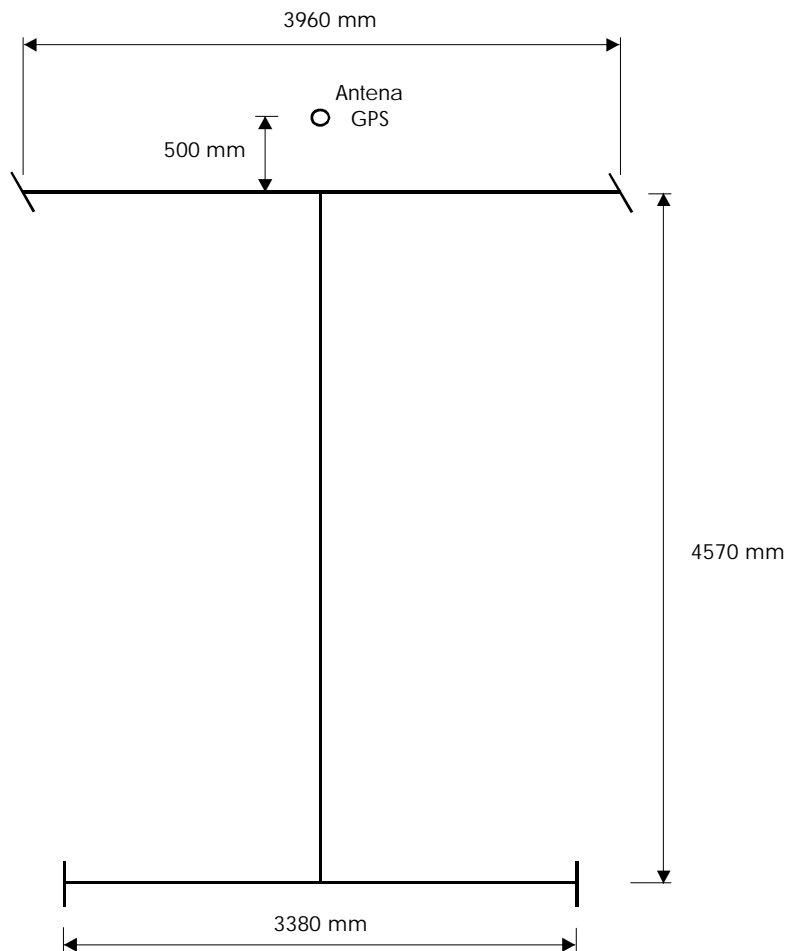


Figura A.12: Geometría y medidas del vehículo

Apéndice B

Descripción del vehículo Romeo 4R

B.1. Introducción

El vehículo autónomo Romeo 4R es un coche eléctrico de golf convencional, y por tanto con tracción trasera y direccionamiento Ackermann, que ha sido adaptado para la navegación autónoma. En el desarrollo de esta tesis se han realizado múltiples cambios tanto del hardware como del software con respecto a la versión descrita en [Ollero et al., 1999]. Entre las modificaciones realizadas por el autor de esta tesis cabe destacar:

- Diseño y puesta en marcha de un sistema nuevo para la automatización de la dirección. El sistema anterior consistía en un motor con reductora acoplado directamente a la columna de dirección mediante piñones de acero. Ante los problemas de fiabilidad (rotura de piñones, excesivo desgaste y rotura de la reductora, ...) se ha montado un nuevo conjunto motor-reductora acoplado a la columna de dirección mediante una correa de transmisión y un embrague electromagnético, que se describe en detalle más adelante.
- Diseño e instalación del sistema de medida del ángulo de remolque.
- Instalación y puesta en marcha de diversos sensores, como el sensor Doppler y el GPS Diferencial.
- Diseño del software de control del vehículo y desarrollo de parte del mismo. El software de control anterior estaba basado en el sistema operativo Lynx y estaba codificado en C de una manera muy secuencial y poco estructurada. El software de control

nuevo corre sobre el sistema operativo Linux y está programado en C++ de forma estructurada y aprovechando la división de tareas en hilos para poder simultanear las operaciones.



Figura B.1: Vehículo autónomo Romeo 4R

En los siguientes apartados se detallan las características y el estado actual en que se encuentran tanto el vehículo como los dispositivos con que está equipado.

B.2. Estructura mecánica y geométrica

El vehículo ROMEO 4R posee tracción trasera, tiene un peso de unos 700 Kg y presenta las siguientes medidas: la batalla es de 1.65 metros, el ancho de la vía delantera es de 0.83 metros y el de la vía trasera es de 0.98 metros. Es capaz de realizar giros con un radio mínimo de 2 metros y dispone de un techo para instalar equipamiento a una altura de 1.78 metros y de una bola trasera que permite fijarle un remolque. Estos detalles pueden verse en la figura B.2.

Detrás de los asientos se ha instalado un *rack* donde se ubican los chasis de la electrónica y el armario eléctrico del vehículo (figura B.3) y frente al asiento del acompañante se ha montado un monitor conectado a los ordenadores.

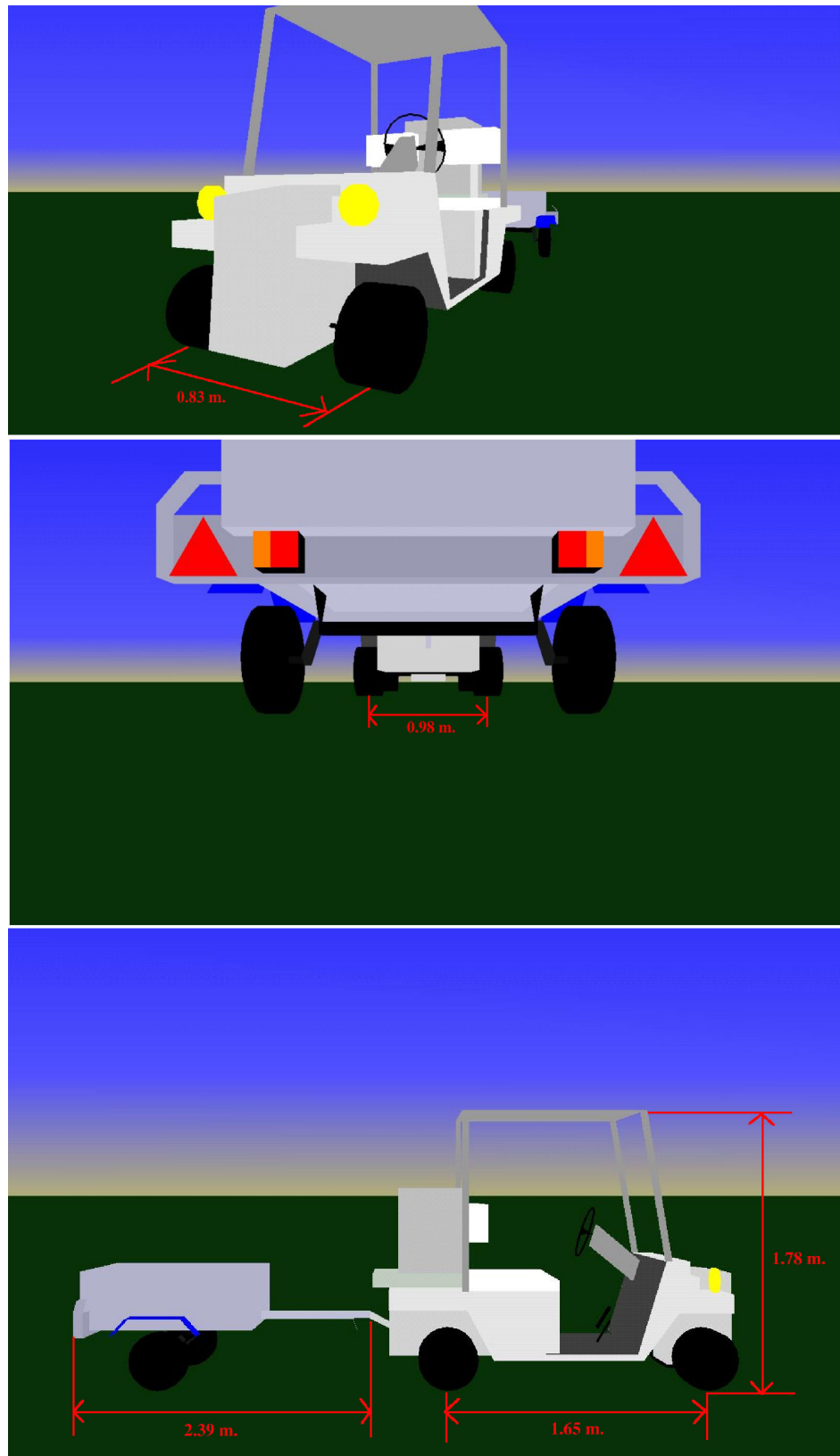


Figura B.2: Geometría y medidas del vehículo ROMEO 4R



Figura B.3: Ordenadores y electrónica del ROMEO 4R

B.3. Sistema eléctrico

El sistema eléctrico del ROMEO 4R está dividido en dos partes completamente independientes: el sistema eléctrico de potencia y el de control. El sistema eléctrico de potencia es de corriente continua de 36 voltios, proporcionados por 6 baterías de 6 voltios conectadas en serie, situadas bajo el asiento y se emplea para alimentar los amplificadores y motores de tracción y dirección. El sistema eléctrico de control es de corriente continua de 24 voltios y está compuesto por 2 baterías de 12 voltios conectadas en serie, situadas en la parte posterior del vehículo, bajo el rack con los ordenadores. También se puede emplear una fuente externa de 24 voltios en lugar de las baterías en el sistema eléctrico de control, de forma que no es necesario utilizarlas cuando se trabaja en el laboratorio.

La activación y monitorización del sistema eléctrico se realiza mediante un panel de mandos ubicado en el salpicadero del vehículo, como puede apreciarse en la figura B.4.

En la parte superior del cuadro se encuentran el claxon (botón verde), la parada de emergencia (pulsador rojo) y el selector de funcionamiento manual/automático. El funcionamiento manual (selector en posición 0) desconecta el motor de la caña de dirección y permite manejar el vehículo mediante el volante, el pedal del acelerador y la palanca de selección marcha atrás/adelante. El funcionamiento autónomo (selector en posición 1) conecta el motor a la caña de dirección e inhibe el funcionamiento del pedal del acelerador



Figura B.4: Cuadro de mandos del ROMEO 4R

y de la palanca de selección de marcha, de forma que el vehículo es gobernado completamente por el sistema de control.

La parte inferior del cuadro es simétrica: la parte izquierda controla el sistema eléctrico de potencia y la derecha el sistema eléctrica de control. En cada una de ellas se dispone de una llave, un led rojo y un selector. La llave puede conmutar entre las posiciones OFF y ON, y permite encender la alimentación, es decir, conecta las baterías o la fuente externa al resto del circuito del vehículo. El led rojo indica cuando el sistema correspondiente recibe alimentación. El selector tiene 3 posiciones:

- En la posición 0 las baterías están desconectadas del circuito del vehículo.
- En la posición 1 las baterías están conectadas al circuito del vehículo
- En la posición 2 las baterías se conectan a los cargadores externos. Sólo en el caso del sistema eléctrico de control, esta posición permite además el funcionamiento con una fuente de alimentación externa.

Por último, en la parte central se dispone de un display con un selector, que permite visualizar la tensión en las baterías de potencia o de control según la posición del selector.

Los cargadores de las baterías no se encuentran incorporados en el vehículo, sino que se dispone de dos tomas en la parte posterior del vehículo donde se conectan los cargadores. El procedimiento de carga de las batería es el siguiente:

1. Conectar el cargador en la parte posterior

2. Seleccionar el modo *Carga de Batería* en el panel de mandos
3. Pulsar botón de activación de relé de carga
4. Encender el cargador de la batería

El vehículo cuenta además con convertidores de corriente continua a 12 y 24 voltios para poder alimentar los diversos sensores y otros dispositivos con que está equipado el vehículo, así como con tomas de alimentación en varios puntos.

B.4. Actuadores

El vehículo dispone de dos motores de corriente continua, uno para la tracción y otro para la dirección. El motor de tracción y su amplificador son los originales del vehículo y proporcionan una potencia de 2 CV funcionando a 36 voltios. La actuación sobre el amplificador de tracción puede realizarse de 2 formas: en modo manual, el pedal del acelerador mueve un potenciómetro que regula la señal de entrada al amplificador; en modo automático, la señal de entrada al amplificador es generada por uno de los módulos MC200 de la tarjeta DCX-PC100 de Precision MicroControl Corporation.

El motor de dirección es un motor Lenze de imanes permanentes de 24 V y 200W de potencia. Este motor tiene acoplada una reductora planetaria reversible de 3 engranajes. El conjunto motor-reductora está colocado en paralelo a la columna de dirección, como puede apreciarse en la figura B.5, y se conecta a la misma mediante una correa de transmisión y un embrague electromagnético. De esta forma, cuando el vehículo está en modo automático el embrague conecta el motor a la columna de dirección, y cuando el vehículo está en modo manual el motor está desconectado de la caña de dirección.

La actuación sobre el motor de dirección se realiza mediante un amplificador PWM 25A8 de Advanced Motion Controls, el cual a su vez recibe la señal de control de uno de los módulos MC200 de la tarjeta DCX-PC100. Existe además un mecanismo de seguridad para evitar el sufrimiento excesivo del motor de dirección. Éste consiste en dos contactos situados en los topes mecánicos del sistema de dirección, de forma que si el vehículo está en modo automático y la dirección alcanza los topes se desconectan los amplificadores de tracción y dirección de forma inmediata.

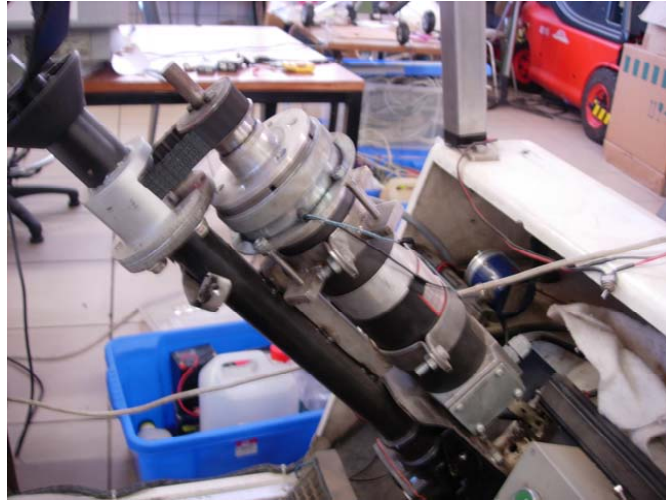


Figura B.5: Sistema de dirección automático del ROMEO 4R

B.5. Sensores

B.5.1. Codificadores

Romeo 4R dispone de varios codificadores ópticos relativos o incrementales que permiten regular tanto la tracción como la dirección del vehículo. El primero es un codificador rotatorio situado en el eje de tracción, que nos permite contar el número de vueltas del eje y obtener a partir del mismo la velocidad de desplazamiento del vehículo (suponiendo que las ruedas no deslizan) o la distancia recorrida en un intervalo de tiempo. Para ello basta con conectar el *encoder* a un contador de pulsos y realizar la lectura de los pulsos que se han producido al inicio (N_i) y al final (N_f) de un intervalo de tiempo Δt y obtener la velocidad a partir de la siguiente ecuación:

$$v = \frac{2\pi R}{N} \frac{N_f - N_i}{\Delta t} \quad (\text{B.1})$$

donde R es el radio de las ruedas y N es el número de pulsos que da el codificador en una vuelta completa.

En el caso del Romeo 4R, el dispositivo que se encarga de contar los pulsos se utiliza también para la regulación en bucle cerrado de la velocidad de desplazamiento del vehículo.

Tensión de alimentación	+9 a +18 V / +18 a +36
Rango de medida	$\pm 100^\circ/s$
Frecuencia máxima de salida	10 Hz
Linealidad del factor de escala	<1 %
Repetibilidad	$0.025^\circ/s$
Temperatura de funcionamiento	$-40^\circ C$ a $+75^\circ C$
Salida	Digital RS-232

Tabla B.1: Características del giróscopo *Autogyro Navigator Plus*

Se trata de una tarjeta de control de motores DCX-PC100 cuyo funcionamiento se describe más adelante.

También se dispone de un codificador lineal LX-EP de Unimeasure acoplado a las ruedas delanteras, y que permite medir el ángulo de giro de las mismas. Se ha seleccionado medir el ángulo de giro de las ruedas en lugar del de la columna de dirección para evitar las holguras de la mecánica de dirección. Este codificador también está conectado a la tarjeta de control de motores DCX-PC100, que se encarga del control en bucle cerrado del ángulo de las ruedas del vehículo.

B.5.2. Giróscopo

El vehículo está equipado con un giróscopo de un sólo eje, que permite medir la velocidad de giro del vehículo sobre su plano de desplazamiento. Se trata del modelo *Autogyro Navigator Plus* de KVH Industries, que es un giróscopo interferométrico de bucle abierto de fibra óptica. Sus características principales se muestran en la tabla B.1.

El giróscopo envía la velocidad de giro y la temperatura de funcionamiento a través de la salida digital RS-232 a 9600 bps. Esta información es recogida por el controlador del vehículo que se encarga de integrar las medidas de velocidad angular para obtener una estimación de la orientación del vehículo. Una correcta instalación de este sensor exige que el dispositivo esté paralelo al suelo con un error menor de 5 grados.

B.5.3. GPS

Para el posicionamiento absoluto, el vehículo está equipado con un receptor GPS ProPak RT-20 de Novatel, con la antena ubicada sobre el techo del vehículo en la intersección del

Tensión de alimentación	+10 a +36V
Frecuencia de funcionamiento	1575.42 MHz (L1)
Número de canales	12
Tiempo de arranque	<70s
Tiempo de readquisición	3s
Tasa máxima de medidas	5 Hz
Precisión en modo diferencial RT-20	0.20m CEP
Precisión en modo diferencial con pseudorange	0.75m CEP
Precisión en modo autónomo	15m CEP
Latencia	$\cong 70ms$
Consumo	<4W

Tabla B.2: Características del receptor GPS ProPak RT-20

eje de tracción con el eje longitudinal del vehículo. Es un receptor GPS en banda L1 cuyas prestaciones se resumen en la tabla B.2.

Para el funcionamiento en modo diferencial del receptor GPS se utiliza un radiomodem Satelline 3As de Satel. Este radiomodem funciona en la banda de 400 MHz, permite una velocidad de transmisión de datos de 19200 bps y un alcance de varios kilómetros utilizando en la base el transmisor Satelline 3As Epic de Satel transmitiendo a 10W. A través de este equipo se reciben las correcciones desde la base y se envían por el puerto serie al receptor Novatel.

B.5.4. Sensor Doppler

El vehículo dispone de un sensor de efecto Doppler que se utiliza para medir la velocidad de desplazamiento (ver figura B.6). El modelo empleado es el Delta Speed Sensor DRS 1000 de GMH Engineering. Este dispositivo mide la velocidad relativa entre el sensor y la superficie a la que está apuntando, de forma que puede utilizarse para medir la velocidad de desplazamiento del vehículo respecto al suelo. Las ventajas principales de este sensor incluyen una sencilla instalación, el ser un método de medida sin contacto y el no verse afectado por el deslizamiento de las ruedas. Sus características se resumen en la tabla B.3.

El sensor debe montarse apuntando hacia el suelo, como se muestra en la figura B.7, y formando un ángulo determinado y conocido θ respecto al mismo denominado *ángulo*



Figura B.6: Sensor Doppler instalado en el ROMEO 4R

Tensión de alimentación	+10.5 a +16.5V
Rango de medida	1.5-480 Km/h
Error	$\pm(0.34\% + 0.0023\%/mph)$
Constante de tiempo	0.025s
Máxima distancia	300m
Frecuencia del haz	2.4W
Divergencia del haz	6°
Tasa máxima de salida	100 Hz
Consumo	2.4W

Tabla B.3: Características del sensor Doppler DRS 1000

de *offset*, que en el caso del Romeo 4R es de 30° . El dispositivo proporciona un pulso de salida cuya frecuencia es proporcional a la velocidad medida, según la relación B.2.

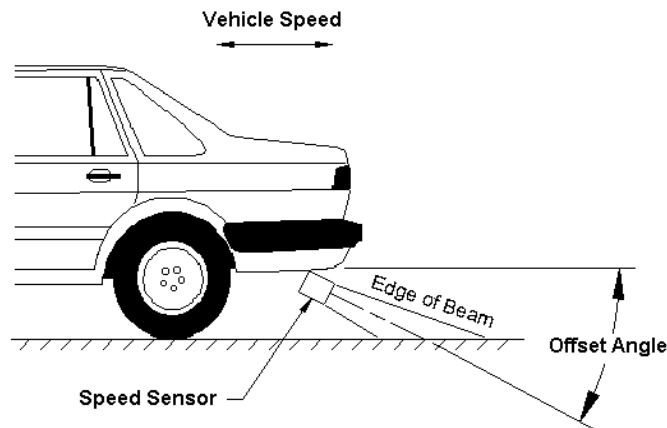


Figura B.7: Medida de velocidad con el sensor Doppler

$$V = \frac{F_m(Hz)}{62.138(Hz/(Km/h)) \cos \theta} \quad (B.2)$$

B.5.5. Ángulo de remolque

Para determinar el ángulo existente entre la orientación del vehículo y la orientación del remolque, se ha instalado en la parte trasera del vehículo un sensor, como puede verse en la figura B.8.

Este dispositivo consiste en un potenciómetro rotatorio de 10K, con un acoplamiento en forma de T en su eje y unido al remolque mediante un hilo elástico. De esta forma, cuando el remolque gira sobre la bola de acoplamiento al vehículo, el potenciómetro permite medir el ángulo A mostrado en la figura B.9 y, a partir del mismo, obtener el ángulo entre el remolque y el vehículo (B en la figura B.9):

$$B = 180 - A - \arcsin\left(\frac{L \sin A}{D}\right) \quad (B.3)$$

donde L es la distancia desde el eje del potenciómetro a la bola de acoplamiento y D es la distancia desde la bola de acoplamiento al remolque.

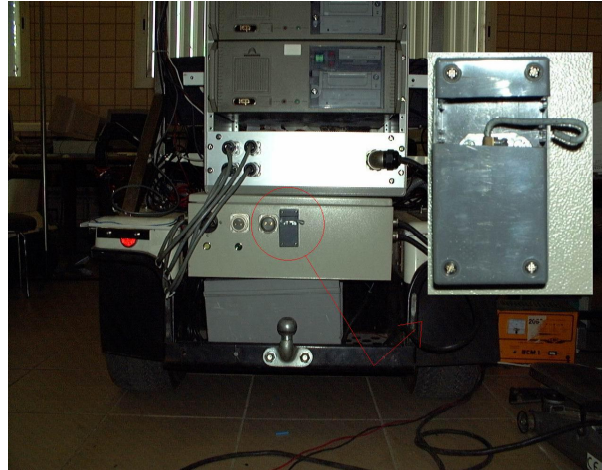


Figura B.8: Potenciómetro para medida de ángulo de remolque

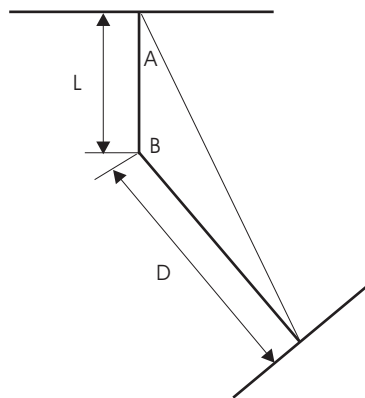


Figura B.9: Método de medida de ángulo de remolque

El potenciómetro se haya alimentado a ± 12 voltios y se conecta a un canal de la tarjeta A/D de 12 bits del sistema de control, obteniendo una resolución de $15^\circ/V$. Si el canal A/D se configura con un rango de entrada de ± 10 voltios, la resolución es de 0.073° , mientras que puede incrementarse la resolución a 0.037° configurando la entrada a ± 5 voltios. En este caso, el ángulo B mínimo que puede medirse es de aproximadamente 100° .

B.6. Sistema de control

En este apartado se describen tanto los componentes *hardware* como *software* que se encargan de gestionar el resto de dispositivos para dotar al vehículo de autonomía.

B.6.1. Sistema de computación

El vehículo Romeo 4R dispone de dos ordenadores industriales, montados en el armario situado en la parte trasera del vehículo, como se muestra en la figura B.3. Ambos ordenadores están conectado mediante sendas tarjetas de red y un cable RJ-45. Estos ordenadores reciben los nombres de *romeo4a* y *romeo4b*.

El computador *romeo4a* se emplea principalmente para el procesamiento de imágenes. Consiste en una placa microprocesadora *Advantech PCA 6186*, que contiene un Pentium-IV a 2.4 GHz, tarjeta de red Intel 82562, 2 puertos serie, 2 puertos USB, 256 MB de memoria DDR RAM y un disco duro de 80 GB. La captura de las imágenes se realiza mediante una digitalizadora *Arvo Picasso PCI 3C-Pro*. Con los resultados obtenidos del procesamiento de imágenes se pueden enviar consignas de dirección y tracción a través de la red ethernet al ordenador *romeo4b*.

El ordenador *romeo4b* se encarga principalmente del control de bajo nivel. Esto incluye la lectura de todos los sensores (excepto las cámaras), la estimación del estado a partir de los mismos, la ejecución de algoritmos para el cálculo de las consignas de velocidad y curvatura, y la aplicación de las señales de actuación a los amplificadores de los motores. Este ordenador consiste en un procesador Pentium a 100 MHz, 64 MB de memoria RAM, un disco duro de 20 GB, una tarjeta gráfica VGA, una tarjeta de expansión de puertos serie (dotando al ordenador de 4 puertos serie) y una tarjeta de red. También consta de una

tarjeta A/D y D/A y de una tarjeta de control de motores, que se describen en las siguientes secciones. El equipo funciona con una alimentación de 24 V DC.

B.6.2. Tarjeta de control de motores

Para la regulación de los motores se emplea una tarjeta de control de movimiento multi-eje modular DCX-PC100 de Precision MicroControl Corporation, que se haya insertada en una de las ranuras de expansión del ordenador *romeo4b*. Esta tarjeta está equipada con dos módulos MC200, que son servo-controladores de motores de corriente continua. Un módulo se emplea para la regulación del motor de tracción y el otro para el de dirección. Cada módulo dispone de una entrada para un codificador, de forma se conoce la posición y velocidad del motor conectado al codificador en cada momento. El módulo MC200 genera una salida analógica entre -10 y +10 voltios. Esta señal se conecta a la entrada de los amplificadores de los motores. Además, cada módulo MC200 permite realizar una regulación PID sobre la posición o la velocidad del motor con un período de muestreo de 1 milise-gundo. La señal de error utilizada por el regulador PID es la diferencia entre la lectura del codificador y la consigna proporcionada desde el computador. De esta forma, el ordenador queda liberado del control de bajo nivel del vehículo, y se limita a dar las consignas a los módulos de control de motores. Para realizar estas tareas, cada módulo MC200 dispone de los siguiente 4 modos de funcionamiento:

1. Modo Par: En este modo, se indica al controlador que mantenga un nivel de tensión de salida constante, sin producirse realimentación alguna por parte del codificador.
2. Modo Posición: Se indica al controlador los valores deseados para la aceleración, velocidad máxima y posición. Entonces se genera un perfil trapezoidal de velocidad. Así, el motor comienza con un movimiento uniformemente acelerado hasta que alcanza la velocidad máxima. Mantiene dicha velocidad hasta que se inicia la desaceleración, que permite alcanzar la posición objetivo con velocidad nula. Si la variación de posición no es elevada, es posible que no se alcance la velocidad máxima en el perfil de velocidad.
3. Modo Ganancia: En este modo, el objetivo es el mismo que en el Modo Posición, pero con la diferencia de que ahora no se genera un perfil de velocidad.

Número de canales	16
Resolución	12 bits
Tasa de muestreo	60 KHz máxima
Tiempo de conversión	15 μ s máximo
Tiempo de adquisición	5 μ s máximo
Precisión	± 0.03 % FSR
Rangos de entrada	± 10 V, ± 5 V ± 2.5 V, ± 1.5 V ± 0.625 V, ± 0.3125 V

Tabla B.4: Características del subsistema A/D de la tarjeta AX5411 de Axiom

Número de canales	2
Resolución	12 bits
Rango de salida	0-5V / 0-10V
Corriente de salida	5 mA máxima

Tabla B.5: Características del subsistema D/A de la tarjeta AX5411 de Axiom

4. Modo Velocidad: Este modo de funcionamiento tiene como objetivo mantener el motor a una velocidad constante. Una vez configurados los parámetros de aceleración y desaceleración, se eleva la velocidad del motor hasta el valor deseado. Para conseguir esto, el controlador va colocando la posición objetivo a cierta distancia de la posición actual en cada iteración.

B.6.3. Tarjeta de entradas/salidas analógicas y digitales

La adquisición de datos se realiza mediante una tarjeta multifunción AX5411 de Axiom. Ésta es una tarjeta insertada en una de las ranuras ISA del ordenador *romeo4b*, que dispone de capacidad de lectura de señales analógicas (subsistema A/D), de generación de señales analógicas (subsistema D/A) y de lectura y generación de señales digitales. Las características de los subsistemas A/D y D/A se muestran en las tablas B.4 y B.5, respectivamente. Además, la tarjeta dispone de un puerto de entrada digital y un puerto de salida digital, de 24 canales cada uno y de niveles compatibles TTL. A esta tarjeta se conectan, entre otros elementos, los sónares y el sensor de ángulo de remolque.

B.6.4. Software de control

El software de control principal del vehículo se ejecuta en el ordenador *romeo4b*, sobre un sistema operativo Debian GNU/Linux 2.2r5 ("Potato") y está programado en C++. La arquitectura del software de control se muestra en la figura B.10. Esta arquitectura presenta 4 elementos: el bloque de inicialización, el bucle de control, los hilos y el bloque de terminación. La secuencia de ejecución y la relación entre los bloques es la siguiente: en primer lugar se ejecuta el bloque de inicialización y una vez terminado se ejecutan en paralelo el bucle de control y los hilos. Cuando se dan las condiciones de fin, el bloque de terminación se encarga de realizar una salida ordenada del sistema y de terminar la ejecución de los hilos. A continuación se dan algunos detalles de cada uno de los bloques.

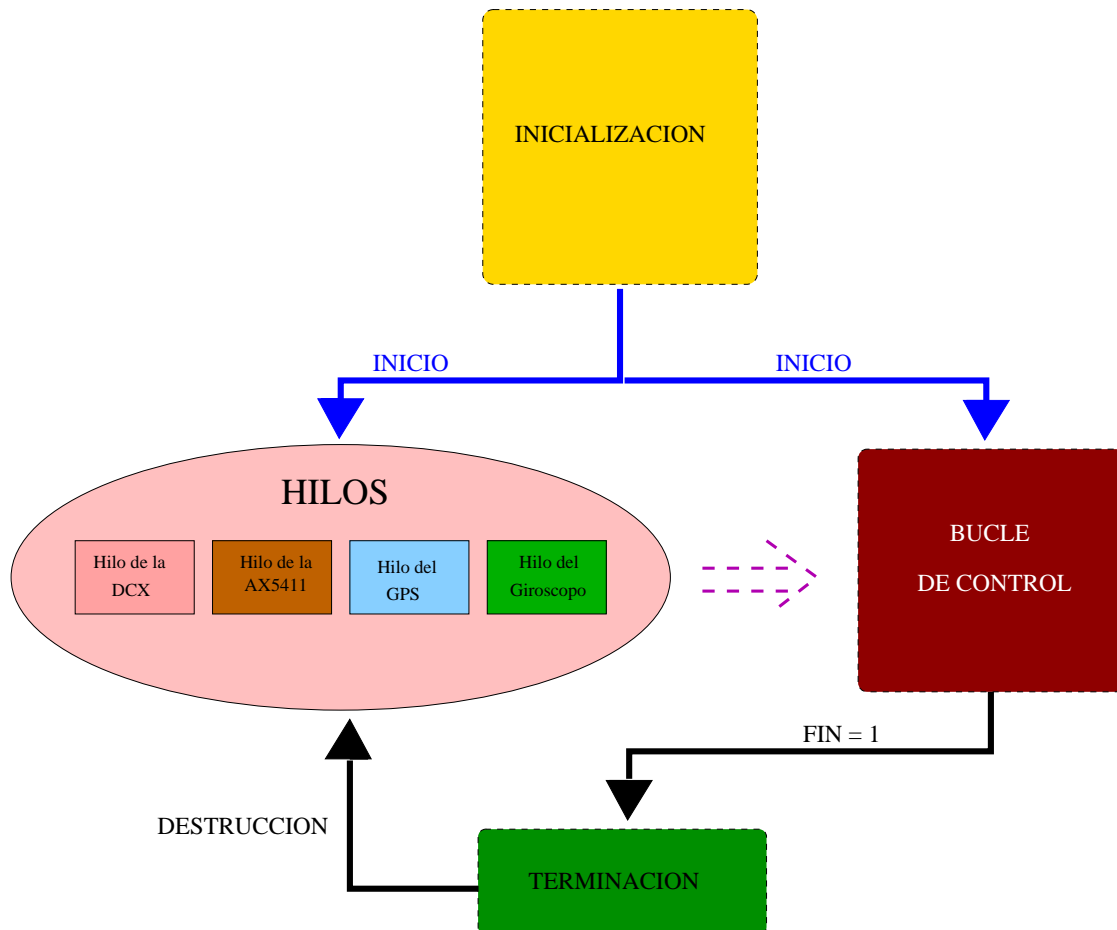


Figura B.10: Arquitectura del software de control del Romeo 4R

Bloque de inicialización

Este bloque se encarga de llevar a cabo la configuración inicial del programa, que incluye, entre otras, las siguientes tareas:

- Definición de la curvatura y velocidad iniciales del vehículo, así como del período de control. Éste no puede ser inferior a 10 ms por limitaciones del sistema operativo.
- Declaración de las variables globales necesarias para intercambiar información con los hilos.
- Declaración y valor inicial de las variables locales del bucle de control.
- Arranque e inicialización de los dispositivos, como la tarjeta de control de motores DCX-PC100, los puertos serie para la comunicación con GPS, giróscopo y láser, la tarjeta multifunción AX5411.
- Apertura y preparación del archivo para la monitorización de resultados.
- Arranque de los hilos necesarios para comunicarse con los dispositivos.

Bucle de control

El bucle de control es un bloque que se ejecuta de forma periódica con la frecuencia indicada en el bloque de inicialización. Los períodos de control típicos que se utilizan en el Romeo 4R son 50 o 100 ms. Dentro de este bloque se desarrollan las siguientes tareas:

- Obtención del estado del vehículo. Se implementa mediante un algoritmo de fusión sensorial que toma los nuevos datos procedentes de los sensores, los cuales han sido recibidos y procesados por los hilos correspondientes.
- Cálculo de las consignas de velocidad y curvatura. Este cálculo depende del algoritmo de control implementado y del estado del vehículo obtenido previamente.
- Aplicación de las consignas a los motores mediante la escritura en la tarjeta de control DCX-PC100.

- Monitorización de los datos de interés mediante la visualización en pantalla y la escritura en un fichero.

Hilos

Este bloque se encarga de gestionar las comunicaciones con los dispositivos y la lectura de los sensores analógicos y digitales. Se ejecuta de forma concurrente con el bucle de control y, en la configuración empleada en el desarrollo de esta tesis, está compuesto por 4 hilos que se ejecutan de forma independiente y concurrente, uno por cada dispositivo:

- Hilo de la tarjeta DCX-PC100
- Hilo de la tarjeta AX5411
- Hilo del GPS
- Hilo del giróscopo

Dado que cada dispositivo proporciona datos de forma asíncrona a los demás, el hilo correspondiente procesa los datos del dispositivo, les asigna una marca de tiempo y se almacenan en un *buffer* global, donde queda a disposición del bucle de control.

Bloque de terminación

Este bloque se encarga de llevar el sistema a un estado seguro para finalizar satisfactoriamente la ejecución del programa. Se ejecutará debido a tres eventos distintos:

- Detección de algún fallo durante la ejecución del programa.
- Indicación por parte del algoritmo de control.
- Indicación del usuario desde el teclado.

Entre las tareas que desarrolla cabe destacar la finalización de los hilos, la desactivación de los motores y el cierre ordenado de las comunicaciones con los dispositivos.

Bibliografía

- [Abbott y Powell, 1999] Abbott, E. y Powell, D. (1999). Land-vehicle navigation using GPS. *Proceedings of the IEEE*, 87(1):165–162.
- [Alexander y Maddocks, 1989] Alexander, J. y Maddocks, J. (1989). On the kinematics of wheeled mobile robots. *International Journal of Robotics Research*, 8(5):15–27.
- [Amidi, 1990] Amidi, O. (1990). Integrated mobile robot control. Technical Report CMU-RI-TR-90-17, Robotics Institute, Carnegie Mellon University, EEUU.
- [Arulampalam et al., 2002] Arulampalam, S., Maskell, S., Gordon, N., y Clapp, T. (2002). A tutorial on particle filters for on-line non-linear non-gaussian bayesian tracking. *IEEE Trans. on Signal Processing*, 50(2):174–188.
- [Bahl, 2002] Bahl, V. (2002). Modeling and control of a class of autonomous wheeled mobile robots. Master's thesis, Utah State University, Utah, EEUU.
- [Ball, 1900] Ball, R. (1900). *A treatise on the theory of screws*. Cambridge U.P, Cambridge, Reino Unido.
- [Barton, 2001] Barton, M. (2001). Controller development and implementation for path planning and following in an autonomous urban vehicle. Undergraduate thesis, University of Sydney.
- [Baturone et al., 2004] Baturone, I., Moreno-Velo, F., Sanchez-Solano, S., y Ollero, A. (2004). Automatic design of fuzzy controllers for car-like autonomous robots. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*. Vol. . Núm. . 2004. Pag. 447-465, 12(4):447–465.

- [Behringer y Muller, 1998] Behringer, R. y Muller, N. (1998). Autonomous road vehicle guidance from autobahnen to narrow curves. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 14(5):810–815.
- [BenAmar, 1997] BenAmar, F. (1997). Steering behaviour and control of fast wheeled robots. En *Proc. of the 1997 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS'97)*, pp. 1396–1401, Grenoble, France.
- [Bonnifait et al., 2001] Bonnifait, P., Bouron, P., Crubillé, P., y Meizel, D. (2001). Data fusion of four ABS sensors and GPS for an enhanced localization of car-like vehicles. En *Proc. of the 2001 IEEE Int. Conference on Robotics and Automation*, pp. 1597–1602, Seoul, Korea.
- [Borenstein, 1998] Borenstein, J. (1998). Experimental evaluation of a fiber optics gyroscope for improving dead-reckoning accuracy in mobile robots. pp. 3456–3461, Leuven, Belgium.
- [Borenstein y Feng, 1996] Borenstein, J. y Feng, L. (1996). Gyrodometry: A new method for combining data from gyros and odometry in mobile robots. En *Proc. of the 1996 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 423–428, Minneapolis, Minnesota.
- [Bouvet et al., 2001] Bouvet, D., Froumentin, M., y Garcia, G. (2001). A real-time localization system for compactors. *Automation in Construction*, 10(4):417–423.
- [Bouvet y Garcia, 2000] Bouvet, D. y Garcia, G. (2000). GPS latency identification by Kalman filtering. *Robotica*, 18:405–485.
- [Chan y Tan, 2001] Chan, C.-Y. y Tan, H.-S. (2001). Feasibility analysis of steering control as a driver-assistance function in collision situations. *IEEE Trans. on Intelligent Transportation Systems*, 2(1):1–9.
- [Choi, 1997] Choi, S. (1997). The design of a look-down feedback adaptive controller for the lateral control of front-wheel-steering autonomous highway vehicles. En *Proc. of American Control Conf.*, volume 3, pp. 1603–1607, Albuquerque, New Mexico.

- [Cobb et al., 1995] Cobb, H. S., Lawrence, D. G., Christie, J. R., Walter, T. F., Chao, Y., Powell, J. D., y Parkinson, B. W. (1995). Observed GPS signal continuity interruptions. En *Proc. of ION GPS-95*, Palm Springs (CA), USA.
- [Davidson y Bahl, 2001] Davidson, M. y Bahl, V. (2001). The scalar ϵ -controller: A spatial path tracking approach for ODV, Ackerman, and differentially-steered autonomous wheeled mobile robots. En *Proc. of the 2001 IEEE Int. Conference on Robotics and Automation*, pp. 175–180, Seoul, Korea.
- [Dolan et al., 1999] Dolan, J. M., Trebi-Ollennu, A., Soto, A., y Khosla, P. (1999). Distributed tactical surveillance with ATVs. En *Proc. of SPIE*, Orlando, USA.
- [Doucet y Krishnamurthy, 2001] Doucet, A. y Krishnamurthy, V. (2001). Particle filters for state estimation of jump Markov linear systems. *IEEE Trans. on Signal Processing*, 49(3):613–624.
- [Dugoff et al., 1970] Dugoff, H., Fancher, P., y Segel, L. (1970). An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. Technical Report 700377, SAE document.
- [Elkaim et al., 1996] Elkaim, G., O'Connor, M., Bell, T., y Parkinson, B. (1996). System identification of a farm vehicle using carrier-phase differential GPS. En *Proc. of ION GPS-96*, pp. 485–494, Kansas City, MO.
- [Elkaim et al., 1997] Elkaim, G., O'Connor, M., Bell, T., y Parkinson, B. (1997). System identification and robust control of farm vehicles using GPS. En *Proc. of ION GPS-97*, pp. 485–494, Kansas City, MO.
- [Farrel et al., 2000] Farrel, J. A., Givargis, T. D., y Barth, M. J. (2000). Real-time differential carrier phase GPS-aided INS. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, 8(4):709–721.
- [Farrell et al., 2003] Farrell, J. A., Tan, H.-S., y Yang, Y. (2003). Carrier phase GPS-aided INS-based vehicle lateral control. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 125:339–353.

- [Ferruz y Ollero, 2000] Ferruz, J. y Ollero, A. (2000). Integrated real-time vision system for vehicle control in non-structured environments. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 13(3):215–236.
- [García y de Pedro, 1998] García, R. y de Pedro, T. (1998). Automatic car drivers. En *Proc. of the 31th Int. Symposium on Automotive Technology and Automation (ISATA)*, Dusseldorf, Germany.
- [García et al., 2002] García, R., de Pedro, T., Naranjo, J., Reviejo, J., y González, C. (2002). Frontal and lateral control for unmanned vehicles in urban tracks. En *Proc. of the IEEE Intelligent Vehicle Symposium*, pp. 583–588, Versailles, France.
- [García-Cerezo et al., 1996] García-Cerezo, A., Ollero, A., y Martínez, J. (1996). Design of a robust high performance fuzzy path tracker for autonomous vehicles. *International Journal of Systems Science*, 27(8):799–806.
- [Goh y Wang, 1999] Goh, C.-T. y Wang, H. (1999). State estimation for a golf buggy via differential global positioning system. En *Proc. of the IEEE/IEEEJ/JSAI Int. Conf. on Intelligent Transportation Systems*, pp. 649–654, Japan.
- [Gonzalez et al., 1995] Gonzalez, J., Stentz, A., y Ollero, A. (1995). A mobile robot iconic position estimator using a radial laser scanner. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 13(2):161–179.
- [Goodman, 2003] Goodman, J. (2003). The Space Shuttle and GPS-A Safety-Critical Navigation Update. En *Proc. of the 2nd Int. Conf. on COTS-Based Software Systems*, Ottawa, Canada.
- [Guldner et al., 1999] Guldner, J., Sienel, W., Tan, H.-S., Ackerman, J., Patwardhan, S., y Bunte, T. (1999). Robust automatic steering control for look-down reference systems with front and rear sensors. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, 7(1):2–11.
- [Guldner et al., 1996] Guldner, J., Tan, H.-S., Sienel, W., Ackerman, J., Patwardhan, S., y Bunte, T. (1996). Analysis of automatic steering control for highway vehicles with look-down lateral reference systems. *Vehicle System Dynamics*, 26:243–269.

- [Gustaffson, 1997] Gustaffson, F. (1997). Slip-based tire-road friction estimation. *Automatica*, 33:1087–1099.
- [Gustafsson et al., 2002] Gustafsson, F., Gunnarsson, F., Bergman, N., Forssell, U., Jansson, J., Karlsson, R., y Nordlund, P. (2002). Particle filters for positioning, navigation and tracking. *IEEE Trans. on Signal Processing*, 50:425–435.
- [Hahn et al., 2002] Hahn, J.-H., Rajamani, R., y Alexander, L. (2002). GPS-based real-time identification of tire-road friction coefficient. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, 10(3):331–343.
- [Hellström et al., 2006] Hellström, T., Johansson, T., y Ringdahl, O. (2006). Development of an autonomous forest machine for path tracking. *Springer Tracts in Advanced Robotics*, 25:603–614.
- [Hemami y Mehrabi, 1997] Hemami, A. y Mehrabi, M. (1997). On the steering control of automated vehicles. En *Proc. of the IEEE Conf. on Intelligent Transportation Systems*, pp. 174–177, Boston, USA.
- [Heredia, 1999] Heredia, G. (1999). *Seguimiento autónomo de caminos en robots móviles. Análisis de estabilidad*. PhD thesis, Universidad de Sevilla.
- [Heredia y Ollero, 2007] Heredia, G. y Ollero, A. (2007). Stability of autonomous vehicle path tracking with pure delays in the control loop. *Advanced Robotics*, 21(1):23–50.
- [Hong et al., 2004] Hong, S., Lee, M. H., Kwon, S. H., y Chun, H. H. (2004). A car test for the estimation of GPS/INS alignment errors. *IEEE Trans. on Intelligent Transportation Systems*, 5(3):208–218.
- [Huang et al., 2004] Huang, J., Ahmed, J., Kojic, A., y Hathout, J.-P. (2004). Control oriented modeling for enhanced yaw stability and vehicle steerability. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 3405–3410, Boston, Massachusetts.
- [Jiménez y Baturone, 1996] Jiménez, J. G. y Baturone, A. O. (1996). Estimación de la posición de un robot móvil. *Informática y Automática*, 29(4):3–18.

- [Kamga y Rachid, 1996] Kamga, A. y Rachid, A. (1996). Speed, steering angle and path tracking controls for a tricycle robot. En *Proc. of IEEE Int. Symposium on Computer-Aided Control System Design*, pp. 56–61, Dearborn, MI.
- [Kanayama et al., 1988] Kanayama, Y., Nilipour, A., y Lelm, C. (1988). A locomotion control method for autonomous vehicles. En *Proc. of the 1988 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1315–1317.
- [Karlsson et al., 2002] Karlsson, R., Gustafsson, F., y Karlsson, T. (2002). Particle filtering and Cramer-Rao lower bound for underwater navigation. Technical Report Vol. LiTH-ISY-R-247 4, University of Linköping, Suecia.
- [Kelly, 1994] Kelly, A. (1994). A 3d state space formulation of a navigation Kalman filter for autonomous vehicles. Technical Report CMU-RI-TR-24-19, Carnegie Mellon University.
- [Lachapelle et al., 1994] Lachapelle, G., Henaiksen, J., y Melgard, T. (1994). Seasonal effect of tree foliage on GPS availability and accuracy for pehicular navigation. En *Proc. of ION GPS-94*, pp. 527–535, Salt Lake City (UT), USA.
- [Li y Leung, 2003] Li, W. y Leung, H. (2003). Constrained unscented Kalman filter based fusion of GPS/INS/Digital Map for vehicle localization. *IEEE Trans. on Intelligent Transportation Systems*, 2:1362–1367.
- [Loebis et al., 2004] Loebis, D., Sutton, R., Chudley, J., Naeem, W., Dalgleish, F. R., y Tetlow, S. (2004). The application of soft computing techniques to an integrated navigation system of an AUV. En *Proc. of 5th IFAC/EURON Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles: IAV2004*, Lisboa, Portugal.
- [Mammar, 2004] Mammar, S. (2004). Combining active steering and independent wheels braking for CIVIC lateral assistance. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 1469–1474, Boston, EEUU.
- [Marchant et al., 1997] Marchant, J., Hague, T., y Tillet, N. (1997). Row-following accuracy of an autonomous vision-guided agricultural vehicle. *Computers and Electronics in Agriculture*, 16(2):165–175.

- [Martínez, 1995] Martínez, J. (1995). *Seguimiento automático de caminos en robots móviles*. PhD thesis, Universidad de Málaga.
- [Melgard et al., 1994] Melgard, T., Lachapelle, G., y Gehue, H. (1994). GPS signal availability in an urban area - receiver performance analysis. En *Proc. of the IEEE Position Location and Navigation Symposium (PLANS'94)*, pp. 487–463, Las Vegas (NV), USA.
- [Mäkelä et al., 1993] Mäkelä, H., Koskinen, K., y Rintanen, K. (1993). Navigation of a land vehicle by fusing dead-reckoning and camera measurements. En *Proc. of the 1st IFAC International Workshop on Intelligent Autonomous Vehicles*, pp. 99–104, Southampton, England.
- [Nebot et al., 1997a] Nebot, E., Durrant-Whyte, H., y Scheduling, S. (1997a). Frequency domain modeling of aided GPS with application to high-speed vehicle navigation systems. En *Proc. of the 1997 IEEE Int. Conference on Robotics and Automation*, Albuquerque (NM), USA.
- [Nebot et al., 1997b] Nebot, E., Sukkarieh, S., y Durrant-Whyte, H. (1997b). Inertial navigation aided with GPS information. *Mechatronics and Machine Vision in Practice*.
- [NovAtel, 2003] NovAtel (2003). GPS position accuracy measures. Technical report, NovAtel.
- [Obradovic et al., 2007] Obradovic, D., Lenz, H., y Schupfner, M. (2007). Fusion of sensor data in Siemens car navigation system. *IEEE Trans. on Vehicular Technology*, 56(1):43–50.
- [O'Connor et al., 1996] O'Connor, M., Bell, T., Elkaim, G., y Parkinson, B. (1996). Automatic steering of farm vehicles using GPS. En *Proc. of the 3rd International Conference on Precision Farming*, Minneapolis, MN.
- [O'Connor et al., 1995] O'Connor, M., Elkaim, G., y Parkinson, B. (1995). Kinematic GPS for closed-loop control of farm and construction vehicles. En *Proc. of ION GPS-95*, pp. 1261–1268, Palm Springs, CA.

- [Oh et al., 2005] Oh, J. S., Park, J. B., y Choi, Y. H. (2005). Stable path tracking control of a mobile robot using a wavelet based fuzzy neural network. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 3(4):552–563.
- [Ohno et al., 2003] Ohno, K., Tsubouchi, T., Shigematsu, B., Maeyama, S., y Yuta, S. (2003). Outdoor navigation of a mobile robot between buildings based on DGPS and odometry data fusion. En *Proc. of the 2003 IEEE Int. Conference on Robotics and Automation*, pp. 1978–1984.
- [Ollero, 2001] Ollero, A. (2001). *Robótica: Manipuladores y robots móviles*. Marcombo Boixareu.
- [Ollero y Amidi, 1991] Ollero, A. y Amidi, O. (1991). Predictive path tracking of mobile robots. Applications to the CMU NavLab. En *Proc. of 5th International Conference on Advanced Robotics*, pp. 1081–1086, Pisa, Italia.
- [Ollero et al., 1999] Ollero, A., Arrue, B., Ferruz, J., Heredia, G., Cuesta, F., López-Pichaco, F., y Nogales, C. (1999). Control and perception components for autonomous vehicle guidance. Application to the Romeo vehicles. *Control Engineering Practice*, 7(10):1291–1299.
- [Ollero et al., 1994] Ollero, A., García-Cerezo, A., y Martínez, J. (1994). Fuzzy supervisory path tracking of mobile robots. *Control Engineering Practice*, 2:313–319.
- [Patwardhan et al., 1997] Patwardhan, S., Tan, H.-S., y Guldner, J. (1997). A general framework for automatic steering control: System analysis. En *Proc. of American Control Conf.*, volume 3, pp. 1598–1602, Albuquerque, New Mexico.
- [Reyes et al., 1999] Reyes, C., Alcalde, S., Hernán, I., Reviejo, J., García, R., y de Pedro, T. (1999). Controlador de vehículos sin conductor: simulación e instrumentación. En *CAEPIA-TTIA 99*, pp. 9–16, Murcia, España.
- [Rintanen et al., 1996] Rintanen, K., Makela, H., Koskinen, K., Puputti, J., y Ojala, M. (1996). Development of an autonomous navigation system for an outdoor vehicle. *Control Engineering Practice*, 4(4):499–505.

- [Rodríguez-Castaño, 2002] Rodríguez-Castaño, A. (2002). Estructura y diseño de un supervisor borroso para el guiado de vehículos - informe de estado. Technical Report GRVC ARC/02, Grupo de Robótica, Visión y Control - Universidad de Sevilla.
- [Rosa y de Pedro, 2000] Rosa, R. G. y de Pedro, T. (2000). Automated fuzzy driving to follow urban routes with a car. En *Proc. of the 8th Conference on Information Processing and Management of Uncertainty (IPMU 2000)*, pp. 1639–1644, Madrid, Spain.
- [Rosa et al., 1998] Rosa, R. G., de Pedro, T., y Rosetti, A. (1998). Fuzzy driving strategies for cars in several traffic situations. En *Proc. of the 3rd IFAC Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles*.
- [Samadi et al., 2001] Samadi, B., Kazemi, R., Nikraves, K. Y., y Kabganian, M. (2001). Real-time estimation of vehicle state and tire-road friction forces. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 3318–3323, Arlington, VA.
- [Shin, 1990] Shin, D. (1990). *High performance tracking of explicit paths by roadworthy mobile robots*. PhD thesis, Carnegie Mellon University.
- [Shin et al., 1992] Shin, D., Singh, S., y Lee, J. (1992). Explicit path tracking by autonomous vehicles. *Robotica*, 10:539–554.
- [Skarmeta et al., 2002] Skarmeta, A. G., Barberá, H. M., Izquierdo, M. Z., Miñarro, B. U., de León, F. G., y Balibrea, L. T. (2002). Mimics: Exploiting satellite technology for an intelligent convoy. *IEEE Intelligent Systems*, 17(4):85–89.
- [Sánchez et al., 1999] Sánchez, O., Ollero, A., y Heredia, G. (1999). Hierarchical fuzzy path tracking and velocity control of autonomous vehicles. *Integrated Computer-Aided Engineering*, 6(4):289–301.
- [Sossai et al., 1999] Sossai, C., Bison, P., Chemello, G., y Trainito, G. (1999). Sensor fusion for localization using possibility theory. *Control Engineering Practice*, 9:773–782.

- [Sotelo et al., 2001] Sotelo, M., Alcalde, S., Reviejo, J., Naranjo, J., García, R., de Pedro, T., y González, C. (2001). Vehicle fuzzy driving based on DGPS and vision. En *Proc. of the 9th IFSA World Congress*, Canada.
- [Stentz, 2001] Stentz, A. (2001). Robotic technologies for outdoor industrial vehicles. En *Proc. of the SPIE AeroSense 2001*.
- [Suárez et al., 2003] Suárez, J., Vinagre, B., y Chen, Y. (2003). Spatial path tracking of an autonomous industrial vehicle using fractional order controllers. En *Proc. of the 11th Int. Conf. on Advanced Robotics (ICAR'03)*, pp.—, Coimbra, Portugal.
- [Suryanarayanan et al., 2000] Suryanarayanan, S., Tomizuka, M., y Suzuki, T. (2000). Fault tolerant lateral control of automated vehicles based on simultaneous stabilization. En *Proc. of the 1st IFAC Mechatronics Conference*, pp. 899–904, Darmstadt, Germany.
- [Thuilot et al., 2004] Thuilot, B., Bom, J., Marmoiton, F., y Martinet, P. (2004). Accurate automatic guidance of an urban electric vehicle relying on a kinematic GPS sensor. En *Proc. of 5th IFAC/EURON Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles: IAV2004*, Lisboa, Portugal.
- [Tomizuka y Peng, 1993] Tomizuka, M. y Peng, H. (1993). Preview control for vehicle lateral guidance in highway automation. *ASME J. Dynamic Syst., Measurement, Contr.*, 115:678–686.
- [Urmson et al., 2006] Urmson, C., Ragusa, C., Ray, D., Anhalt, J., Bartz, D., Galatali, T., Gutierrez, A., Johnston, J., Harbaugh, S., Kato, H., Messner, W., Miller, N., Peterson, K., Smith, B., Snider, J., Spiker, S., Ziglar, J., Whittaker, W., Clark, M., Koon, P., Mosher, A., y Struble, J. (2006). A robust approach to high-speed for unrehearsed desert terrain. *Journal of Field Robotics*, 23(8):467–508.
- [Wang y Tomizuka, 2000a] Wang, G. J.-Y. y Tomizuka, M. (2000a). Robust steering and differential braking control for automated guidance of tractor-semitrailer combination vehicles. En *Proceedings of the ASME, Dynamic Systems and Control Division - 2000*, volume 1, pp. 535–542.

- [Wang y Goh, 1999] Wang, H. y Goh, C.-T. (1999). Fuzzy logic Kalman filter estimation for 2-wheel steerable vehicles. En *Proc. of the 1999 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS'99)*, pp. 88–93, Kyongju, South Korea.
- [Wang et al., 1999] Wang, J., Chao, S. Y., y Agogino, A. M. (1999). Sensor noise model development of a longitudinal positioning system for AVCS. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 3760–3764, San Diego (CA), USA.
- [Wang y Tomizuka, 1998] Wang, J.-Y. y Tomizuka, M. (1998). Analysis and controller design based on linear model for heavy-duty vehicles. En *International Mechanical Engineering Congress and Exposition, ASME Symposium on Transportation Systems*, pp. 729–735, Anaheim (CA), USA.
- [Wang y Tomizuka, 1999] Wang, J.-Y. y Tomizuka, M. (1999). Robust H_∞ lateral control for heavy-duty vehicles in automated highway system. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 3671–3675, San Diego (CA), USA.
- [Wang y Tomizuka, 2000b] Wang, J.-Y. y Tomizuka, M. (2000b). Gain-scheduled H_∞ loop-shaping controller for automated guidance of tractor-semitrailer combination vehicles. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 266–271, Chicago, USA.
- [Wit et al., 2004] Wit, J., Crane, C. D., y Armstrong, D. (2004). Autonomous ground vehicle path tracking. *Journal of Robotic Systems*, 21(8):439–449.
- [Yoo y Ahn, 2003] Yoo, C.-S. y Ahn, I.-K. (2003). Low cost GPS/INS sensor fusion system for UAV navigation. En *Proc. of the 22nd Digital Avionics Systems Conference (DASC'03)*, volume 2, pp. 8.A.1.1–8.A.1.9.
- [Zheng et al., 2004] Zheng, B., Oh, P., y Lenart, B. (2004). Active steering control with front wheel steering. En *Proc. of American Control Conf.*, pp. 1475–1480, Boston, EEUU.