

UNIVERSIDAD DE NAVARRA  
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES  
SAN SEBASTIAN



UNA NUEVA ESTRATEGIA PARA EL CONTROL ACTIVO  
DE LA BASCULACIÓN EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS  
ANÁLISIS, DESARROLLO Y EXPERIMENTACIÓN EN VÍA

MEMORIA  
que para optar al grado de Doctor Ingeniero Industrial  
presenta  
ÁNGEL SUESCUN CRUCES

San Sebastián, Mayo 1996

Servicio de Publicaciones de la Universidad de Navarra

ISBN 84-8081-155-2



*A mis padres, Ángel y M<sup>a</sup> Asunción*  
*A mis hermanos, Antonio, Joaquín y M<sup>a</sup> Asunción*

*A mi futura esposa, Reyes*



# Agradecimientos

Quiero mostrar mi agradecimiento a mis directores de tesis Germán Giménez y Jordi Viñolas por el apoyo y confianza que me han demostrado desde el primer día en que aparecí por el Departamento de Mecánica del CEIT pidiendo un proyecto fin de carrera, hace ya unos años.

Un recuerdo especial merecen José Manuel Abete e Iñigo Olaziregi. Con el primero compartí muchas peleas con SIDIVE y me ayudó en la programación de los DSP. Iñigo me introdujo en el mundo de los trenes basculantes.

Quiero recordar también a mis compañeros de despacho, los que están: Txelu, Jorge, Alfonso, Javier, Inés, Juan Carlos, Puy y Xabi; y a Txusma que ya no está.

Así mismo, en el Departamento de Mecánica hay muy buena gente: Txus, Javi, Luis, Imanol, Nassouh, Menchu, Jose Manuel J., Ana, Manolo y Leoncio. Y también la ha habido: María, Mario, Juanma, Javi Cuadrado y Pavel. Y seguramente siempre la habrá.

Para el Departamento de Materiales tengo también mi recuerdo. Además de Reyes, allí están Iñaki, José Luis, Alberto, Ibon, Chema, Adrian, Iñigo y Jorge Alberto, que ya se marchó.

Y en el Departamento de Electrónica tengo a Xabier Ostolaza y a Igor. Y a Jose Mari Dorronsoro, que también se marchó.

Quiero mostrar mi agradecimiento al Servicio de Investigación de CAF, por su colaboración prestada durante el proyecto de investigación que sustenta mi tesis. En especial, quiero mencionar a Juan Félix García por su excelente organización de las pruebas en vía, y a Xabier Arizcorreta.

Mención aparte merece el resto del equipo de pruebas, por su dedicación y disposición incondicional, claves en el éxito del trabajo experimental: Chichi, Juanjo e Iñaki.

Durante las pruebas en vía la presencia de D. Fernando Sagáchaga de RENFE se demostró fundamental en la inclusión del tren de pruebas dentro del tráfico diario de la línea Madrid - Zaragoza, y en la asignación de dos maquinistas excelentes, Juan José y Ángel, a quienes debo agradecer, además de su profesionalidad, la disposición que demostraron y que les convirtió en piezas insustituibles del equipo de pruebas.

Quiero también agradecer a la empresa CAF su interés por el proyecto de investigación y los medios puestos a mi alcance que me han permitido la realización de esta tesis.

Y finalmente, agradezco al CEIT los medios de que he dispuesto y la confianza depositada en mí.

A todos, muchas gracias.

Ángel (mayo 1996)

# Resumen

## UNA NUEVA ESTRATEGIA PARA EL CONTROL ACTIVO DE LA BASCULACIÓN EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS ANÁLISIS, DESARROLLO Y EXPERIMENTACIÓN EN VÍA.

*Ángel Suescun Cruces, TECNUN, Universidad de Navarra (España), 1996.*

Esta tesis presenta una nueva estrategia para el desarrollo de sistemas de control de la basculación en vehículos ferroviarios.

La estrategia presentada utiliza un método de Dinámica Inversa No Lineal para, establecido un determinado objetivo de confort en curva, determinar las leyes de control de los elementos de actuación del sistema de basculación. Para ello se hace uso del conocimiento previo que se posee del recorrido empleando un sistema detector de la posición del vehículo en el trazado. Las leyes de control así obtenidas han sido aproximadas mediante polinomios cuyos coeficientes dependen de las características dinámicas del vehículo, de la geometría de la curva y de la velocidad de marcha.

Un sistema de control de basculación desarrollado de esta manera ha sido objeto de pruebas en vía con un vehículo basculante experimental.

Los resultados obtenidos han permitido constatar la eficacia de la estrategia de control desarrollada.

**Keywords:** Trenes Basculantes, Sistemas de Control, Vehículos Ferroviarios, Dinámica Inversa, Confort, Feedforward, Accionamiento Hidráulico.





# Abstract

A NEW STRATEGY FOR ACTIVE TILTING CONTROL IN RAILWAY VEHICLES. ANALYSIS, DEVELOPMENT AND TESTING ON TRACK.

*Ángel Suescun Cruces, TECNUN, University of Navarra (Spain), 1996.*

In this thesis, a new control strategy for tilting railway vehicles is proposed. It is based on (1) the knowledge of the train location on the track, (2) the knowledge of the track geometry and (3) the use of Inverse Dynamics to obtain the tilting command signal that assures the satisfaction of passenger comfort objectives when negotiating a curve. From the Inverse Dynamics results, a parametrization process has allowed to formulate command signal in analytical form using polynomial functions.

Such a tilting control system shows the following advantages in respect of the systems currently in service: (1) the system is not activated by other events than curves (i.e. rail irregularities), (2) the tilting process does not become delayed, and (3) the tilting command signal is established according to a design process that complies with all comfort recommendations currently accepted in railway practice.

Experimental work carried out running on the track in real conditions has allowed both to evaluate the effectiveness of the strategy above summarized and to assess the suitability of the theoretical models. The test vehicle, a two bogies passenger car, was equipped with an hydraulic tilting system and was controlled by a system prototype developed according to the aforementioned strategy. The results obtained have shown the effectiveness of the strategy that is proposed.

**Keywords:** Tilting Train, Control System, Railway Vehicle, Inverse Dynamics, Comfort, Feedforward, Hydraulics



# Contenidos

<b>Agradecimientos</b> .....	<b>v</b>
<b>Resumen</b> .....	<b>vii</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>ix</b>
<b>Contenidos</b> .....	<b>xi</b>
<b>Listas de figuras, tablas y fotografías</b> .....	<b>xv</b>
<b>Introducción a los Trenes Basculantes</b> .....	<b>19</b>
1.1. Introducción. ....	19
1.2. La solución basculante. ....	22
1.3. Tipos de sistemas de basculación y sus elementos. ....	23
1.3.1. Mecanismo de basculación. ....	24
1.3.2. Actuadores de basculación.....	25
1.3.3. Unidad de control de basculación (UCB). ....	25
1.3.4. Equipo de sensores.....	28
1.4. Confort durante la circulación en curva. ....	29
1.4.1. Confort en los tramos de curvatura constante. ....	29
1.4.2. Confort en los tramos de transición. ....	29
1.5. Limitaciones de los sistemas de basculación actuales. ....	31
1.5.1. Limitaciones por el mecanismo y los actuadores de basculación. ...	31
1.5.2. Limitaciones por la estrategia de control de la inclinación.....	33
1.5.3. Limitaciones por la geometría del trazado.....	35
1.6. Estado del arte de los sistemas de basculación de la caja. ....	35
1.6.1. Primeros trenes basculantes y experiencias previas.....	36
1.6.2. Sistemas actuales de basculación de la caja.....	39
1.6.3. Otros sistemas de basculación en desarrollo.....	54
1.7. Conclusiones. ....	57
1.8. Objetivo de la tesis. ....	58

1.9. Nueva estrategia de control de basculación. ....	59
<b>Análisis Cuasiestático .....</b>	<b>63</b>
2.1. El coeficiente de souplesse.....	63
2.1.1. Vehículos con dos etapas de suspensión.....	65
2.2. Aceleración lateral no compensada.....	66
2.2.1. Aceleración no compensada y Souplesse.....	69
2.3. Modelo cuasiestático de vehículo basculante.....	70
2.3.1. Sistema de basculación por debajo de la suspensión secundaria. ....	70
2.3.2. Sistema de basculación por encima de la suspensión secundaria. ...	72
2.3.3. Modelo Cuasiestático.....	73
<b>Método No Lineal de Dinámica Inversa .....</b>	<b>75</b>
3.1. Introducción. ....	75
3.2. Descripción. ....	77
3.3. Ejemplo. ....	80
3.3.1. Caso lineal.....	82
3.3.2. Caso no lineal.....	84
<b>Aplicación a Sistemas de Control de Basculación.....</b>	<b>87</b>
4.1. Geometría de las curvas. ....	87
4.2. Dinámica Inversa. ....	88
4.2.1. Modelo de cálculo.....	89
4.2.2. Excitaciones conocidas. ....	91
4.2.3. Función objetivo. ....	92
4.2.4. Ejemplo de aplicación.....	94
4.3. Parametrización de las consignas de basculación. ....	100
4.3.1. Extracción del vástago.....	101
4.3.2. Mantenimiento de la inclinación.....	103
4.3.3. Introducción del vástago.....	104
4.3.4. Ejemplo.....	107
<b>Pruebas en Vía del Sistema de Control de Basculación.....</b>	<b>113</b>
5.1. Introducción .....	113
5.2. Descripción de los medios de ensayo.....	114
5.2.1. Vehículo de pruebas.....	114
5.2.2. Mecanismo de inclinación de la caja. ....	117
5.2.3. Unidad de control de basculación (UCB). ....	124
5.2.4. Sistema Detector de Posición (SDP).....	125
5.2.5. Controladores de Seguimiento.....	125

5.2.6. Equipo informático: dispositivos y programas. ....	126
5.2.7. Sensores adicionales. ....	128
5.3. Localización de las pruebas. ....	130
5.4. Metodología de los ensayos. ....	131
5.5. Resultados experimentales. ....	133
5.5.1. Descripción. ....	133
5.5.2. Resultados: Figuras. ....	134
5.6. Contrastación teórico experimental. ....	145
5.6.1. Resultados de la simulación dinámica. ....	145
5.6.2. Comentarios. ....	149
5.6.3. Conclusiones. ....	152
5.7. Consecuencias de las características dinámicas del vehículo de pruebas sobre los resultados experimentales. ....	152
5.8. Análisis del comportamiento experimental del sistema de basculación. .	153
5.8.1. Análisis del valor cuasiestático de la aceleración. ....	153
5.8.2. Análisis de las señales de aceleración durante las transiciones. ....	157
5.8.3. Análisis de las señales de velocidad de balanceo. ....	158
5.9. Análisis de Confort. ....	159
5.9.1. Descripción. ....	160
5.9.2. Resultados. ....	161
5.9.3. Comentarios. ....	164
5.10. Conclusiones de las pruebas en vía. ....	165
<b>Conclusiones</b> .....	<b>167</b>
<b>Futuras Líneas de Investigación</b> .....	<b>171</b>
<b>Referencias</b> .....	<b>173</b>
<b>Anexo: Modelo Completo del Vehículo Basculante</b> .....	<b>179</b>
A.1. Sistema de referencia. Posición de los sólidos. ....	179
A.2. Masas y momentos de inercia de los sólidos. ....	181
A.3. Suspensión primaria. ....	182
A.4. Suspensión secundaria. ....	184
A.5. Parámetros modales significativos. ....	187
A.6. Deformadas modales. ....	188
A.7. Datos del contacto rueda carril. ....	188



# Listas de figuras, tablas y fotografías

Figura 1.1: Diagrama de bloques del algoritmo de control habitual.....	27
Figura 1.2: Mecanismo y actuador de basculación del tren MLW/Bombardier LRC. ....	40
Figura 1.3: Mecanismo y actuador de basculación del sistema de FIAT Ferroviaria. ....	43
Figura 1.4: Mecanismo y actuador de basculación del tren X2000 de ABB Traction.....	47
Figura 1.5: Mecanismo y actuador del sistema japonés de pendulación. ....	50
Figura 1.6: Consigna de basculación del sistema japonés de pendulación asistida. ....	51
Figura 1.7: Nuevo mecanismo para el sistema pendular japonés. ....	52
Figura 1.8: Suspensión del TALGO Pendular. ....	53
Figura 2.1: Modelo plano con una etapa de suspensión. ....	63
Figura 2.2: Modelo plano con dos etapas de suspensión. ....	65
Figura 2.3: Equilibrio de fuerzas en curva.....	67
Figura 2.4: Fuerzas de inercia en curva. ....	69
Figura 2.5: Sistema de basculación en serie y por debajo de la suspensión 2 <sup>aria</sup> .....	70
Figura 2.6: Sistema de basculación en serie y por encima de la suspensión 2 <sup>aria</sup> .....	72
Figura 3.1: Primeras iteraciones del método no lineal de Dinámica Inversa. ....	80
Figura 3.2: Sistema de suspensión activa. Modelo con 2 gdl. ....	81
Figura 3.3: Excitación por desplazamiento.....	81
Figura 3.4: Dinámica Inversa, caso lineal.....	82
Figura 3.5: Simulación Dinámica, caso lineal. ....	83
Figura 3.6: Simulación Dinámica, caso lineal. ....	83
Figura 3.7: Rigidez no lineal. ....	84
Figura 3.8: Dinámica Inversa, caso no lineal.....	85
Figura 3.9: Simulación Dinámica, caso no lineal. ....	85
Figura 4.1: Geometría de las curvas. ....	88
Figura 4.2: Vista isométrica del modelo de 3D. ....	89
Figura 4.3: Sección transversal.....	90
Figura 4.4: Perfil objetivo de aceleración lateral no compensada en caja. ....	92
Figura 4.5: Dinámica Inversa. ....	95
Figura 4.6: Dinámica Inversa. ....	96
Figura 4.7: Dinámica Inversa. ....	97
Figura 4.8: Simulación dinámica.....	97



Figura 4.9: Simulación dinámica. ....	98
Figura 4.10: Simulación dinámica.....	98
Figura 4.11: Extracción del vástago del actuador.....	101
Figura 4.12: Mantenimiento de la inclinación.....	103
Figura 4.13: Introducción del vástago del actuador. ....	104
Figura 4.14: Parametrización vs Dinámica Inversa.....	108
Figura 4.15: Parametrización vs Dinámica Inversa.....	108
Figura 4.16: Simulación dinámica de las consignas paramétricas. ....	109
Figura 4.17: Simulación dinámica de las consignas parametrizadas.....	109
Figura 4.18: Simulación dinámica de las consignas parametrizadas.....	110
Figura 5.1: Esquema hidráulico simplificado.....	119
Figura 5.2: Distribución en planta del equipo hidráulico. ....	121
Figura 5.3: Unidad de control de basculación. ....	124
Figura 5.4: Lazo cerrado para el control de seguimiento. ....	126
Figura 5.5: Conexiones de los diferentes dispositivos de la UCB.....	128
Figura 5.6: Perfil de curvatura del recorrido Baidés $\Leftrightarrow$ Sigüenza.....	131
Figura 5.7: Aceleración lateral en caja $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo de caja $\omega_z(t)$ . ....	135
Figura 5.8: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	135
Figura 5.9: Aceleración lateral en caja $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo de caja $\omega_z(t)$ . ....	137
Figura 5.10: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	137
Figura 5.11: Consignas de basculación: posición $y(t)$ y velocidad $v(t)$ .....	138
Figura 5.12: Aceleración lateral en caja $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo de caja $\omega_z(t)$ . ....	139
Figura 5.13: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	140
Figura 5.14: Consignas de basculación: posición $y(t)$ y velocidad $v(t)$ .....	140
Figura 5.15: Aceleración lateral en caja $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo de caja $\omega_z(t)$ . ....	141
Figura 5.16: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	142
Figura 5.17: Consignas de basculación: posición $y(t)$ y velocidad $v(t)$ .....	142
Figura 5.18: Aceleración lateral en $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo en caja $\omega_z(t)$ .....	143
Figura 5.19: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	144
Figura 5.20: Consignas de basculación: posición $y(t)$ y velocidad $v(t)$ .....	144
Figura 5.21: Aceleración lateral en caja $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo de caja $\omega_z(t)$ . ....	146
Figura 5.22: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	147
Figura 5.23: Aceleración lateral en caja $\ddot{y}(t)$ y velocidad de lazo de caja $\omega_z(t)$ . ....	148
Figura 5.24: Velocidad de balanceo de caja $\omega_x(t)$ .....	148
Figura 5.25: Consignas de basculación: posición $y(t)$ y velocidad $v(t)$ .....	149
Figura 5.26: Aceleración de balanceo de caja $\alpha_x(t)$ . ....	159
Figura 5.27: $P_{CT}$ vs Objetivo de Aceleración, pasajeros de pie. ....	163
Figura 5.28: $P_{CT}$ vs Objetivo de Aceleración, pasajeros sentados.....	164
Figura A.1: Modelo completo de vehículo. Vistas lateral, en planta e isométrica. ....	180
Figura A.2: Disposición de la suspensión primaria.....	183
Figura A.3: Disposición de la suspensión secundaria. ....	185
Figura A.4: Disposición de amortiguadores verticales y transversales de la suspensión secundaria.....	186
Figura A.5: Modo vertical de caja ( $n^\circ 1$ , 1.01 Hz, 15.59 %). ....	189

Figura A.6: Modo de cabeceo de caja (n° 2, 1.32 Hz, 19.90 %).	189
Figura A.7: Modo de lazo de caja (n° 3, 0.93 Hz, 32.61 %).	190
Figura A.8: Modo de balanceo inferior (n° 4, 0.42 Hz, 16.73 %).	191
Figura A.9: Modo de balanceo superior (n° 5, 1.02 Hz, 36.44 %).	192
Figura A.10: Modo de balanceo de bogies en fase (n° 6, 8.97 Hz, 66.02 %).	193
Figura A.11: Modo de balanceo de bogies en oposición (n° 7, 9.06 Hz, 64.87 %).	193
Tabla 5.1: Características geométricas del recorrido Baidés - Sigüenza.	129
Tabla 5.2: Características de las pasadas analizadas.	133
Tabla 5.3: Resultados en la curva n° 3.	155
Tabla 5.4: Resultados en la curva n° 4.	156
Tabla 5.5: Características de las pasadas analizadas.	161
Tabla 5.6: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice $P_{CT}$ para viajeros de pie. Ensayos a 112 Km/h.	162
Tabla 5.7: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice $P_{CT}$ para viajeros de pie. Ensayos a 103 Km/h.	162
Tabla 5.8: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice $P_{CT}$ para viajeros sentados. Ensayos a 112 Km/h.	162
Tabla 5.9: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice $P_{CT}$ para viajeros sentados. Ensayos a 103 Km/h.	163
Tabla A.1: Coordenadas parametrizadas de los cdg de los sólidos.	181
Tabla A.2: Datos de los sólidos. Unidades S.I.	181
Tabla A.3: Parámetros de posicionamiento de la suspensión primaria.	182
Tabla A.4: Rigideces y amortiguamientos de la suspensión primaria. Datos S.I.	182
Tabla A.5: Parámetros de posicionamiento de la suspensión primaria.	184
Tabla A.6: Rigideces y amortiguamientos de la suspensión secundaria. Datos S.I.	184
Tabla A.7: Parámetros modales significativos del modelo.	187
Tabla A.8: Parámetros modales con barras de torsión.	187
Fotografía 5.1: Unidad de pruebas.	115
Fotografía 5.2: Interior del coche laboratorio.	115
Fotografía 5.3: Vista posterior durante un ensayo en parado.	116
Fotografía 5.4: Vista superior durante un ensayo en parado.	116
Fotografía 5.5: Actuador hidráulico.	117
Fotografía 5.6: Disposición de los actuadores.	118
Fotografía 5.7: Detalle de los bajos del bogie.	120
Fotografía 5.8: Bloque hidráulico.	121
Fotografía 5.9: Grupo hidráulico.	122
Fotografía 5.10: El actuador hidráulico elevando el resorte de la 2 <sup>aria</sup> .	123
Fotografía 5.11: Detalle del amarre del amortiguador vertical de la 2 <sup>aria</sup> .	124



# 1º

## Introducción a los Trenes Basculantes

### **1.1. Introducción.**

En los últimos años, las tecnologías tendentes a incrementar la velocidad de los vehículos ferroviarios han alcanzado su madurez y ya en muchos países, los trenes de alta velocidad son una realidad consolidada en el transporte rápido interurbano de viajeros. Cada uno de estos trenes es el fruto de un desarrollo específico de adaptación a las características particulares de operación en el ferrocarril de origen. De esta manera, en la actualidad se dispone de una amplia variedad de conceptos de diseño diferentes para lograr el mismo objetivo básico de incrementar la velocidad de marcha. Uno de estos conceptos de diseño, la tecnología de trenes basculantes, es el objeto de esta tesis.

El futuro inmediato en el tráfico de viajeros pasa por que las administraciones ferroviarias disminuyan la duración de los trayectos interurbanos, pues es en este tipo de recorridos en el que el ferrocarril supera en prestaciones a los demás medios de transporte con los que compite. Así, frente al automóvil el tren es más cómodo, más rápido y sobre todo más seguro. Y frente al transporte aéreo, el ferrocarril es más económico y accesible, ya que, a diferencia de los aeropuertos, las estaciones de tren se integran dentro del casco urbano de las poblaciones y muchas veces en su centro. También, los tiempos de facturación, de embarque y de recogida de equipajes que tanto alargan la duración del viaje en avión son bastante menores en el ferrocarril.

Por otro lado, a la hora de seleccionar un medio de transporte, el viajero toma en consideración otros factores además de la duración del viaje. Así por

ejemplo, el precio del viaje, el confort, la seguridad, la puntualidad e incluso, en algunos países, el respeto medioambiental son factores decisivos en su elección. Las administraciones ferroviarias, que deben estar supeditadas a las inquietudes de sus clientes, tienen también sus propias servidumbres, principalmente de índole económico por el mantenimiento y la seguridad del material rodante y fijo, así como por las prestaciones ofertadas al viajero. De esta manera, las nuevas tecnologías ferroviarias mantienen un curioso equilibrio entre prestaciones y costos, capaz de satisfacer tanto a usuarios como a gestores del ferrocarril. Y es esto lo que las hace tan complejas.

El objetivo genérico de reducir la duración del viaje, se puede concretar en conseguir que los trenes circulen a mayor velocidad, manteniendo o incluso mejorando el confort y la seguridad de marcha. Atendiendo a criterios de seguridad, confort y mantenimiento del material, la velocidad máxima de marcha en recta se limita en la práctica por las prestaciones del vehículo y por la calidad de la vía, que depende de su estado de conservación. Circulando en curva, a estos dos factores se añaden algunos parámetros geométricos como son el radio de curvatura, el peralte e incluso la longitud de los tramos de transición. En la mayoría de los casos, la geometría de la curva es determinante para establecer la velocidad de operación pues conlleva dos limitaciones importantes. La más restrictiva (Portefaix, 1972) se introduce por razones de confort para limitar la máxima aceleración lateral percibida por el pasajero hasta valores admisibles entre 0.07g y 0.1g. De esta manera, la máxima velocidad de marcha por la curva está limitada por la insuficiencia de peralte de operación, que se define como el peralte adicional necesario para que la gravedad compense totalmente la aceleración centrífuga percibida por el pasajero. La otra limitación viene determinada por la seguridad en la rodadura frente al ripado de vía, al descarrilamiento y al vuelco.

Un primer problema aparece al considerar que las mismas vías son utilizadas por trenes de propósito y operación muy diferentes, como son los trenes de mercancías y los de pasajeros. Los requerimientos geométricos de los trazados para trenes de mercancías difieren de aquellos de los trenes de viajeros (Boon et al., 1992).

Así mismo, la mayoría de las líneas ferroviarias importantes europeas se construyeron hace más de cien años (Moron, 1973) y su geometría está ajustada para permitir la circulación de trenes a una velocidad que hoy en día se

considera lenta y arrastrados muchas veces por locomotoras de vapor incapaces de ascender pendientes superiores al 1%. Así, con frecuencia estas líneas siguen las cuencas de los ríos e incluyen por consiguiente numerosas curvas. Generalmente, trenes de mercancías, pesados y lentos, comparten estas líneas con trenes de pasajeros, ligeros y rápidos. El trazado está proyectado, por tanto, para admitir ambos tipos de circulación. Con el paso de los años, la exigencia de una velocidad de marcha cada vez mayor ha sido resuelta incrementando el peralte máximo hasta los 150 o los 160 mm, comunes hoy en día en la mayoría de los ferrocarriles del mundo. Sin embargo, no es posible aumentar sin límite este valor debido a los riesgos de volcado hacia el interior de la curva para los trenes lentos. En EE.UU. y Canadá, por ejemplo, el peralte se ajusta para un vagón de tres niveles para el transporte de automóviles, que posee un centro de gravedad muy alto y mucha superficie lateral, detenido en plena curva y soportando un viento fuerte por el costado exterior de la curva (Boon et al., 1992). La geometría de la curva es fruto, en definitiva, del compromiso entre el máximo peralte que puede tolerar el tren más lento e inestable y el mínimo que puede ser aceptado para trenes rápidos.

En la búsqueda de una solución existen dos tendencias fundamentales. Por el lado de las infraestructuras, el tendido de nuevas líneas o la rectificación de las actuales para optimizar la geometría del trazado para el transporte de viajeros. Por el lado de los trenes, el empleo de vehículos con mayores prestaciones capaces de circular más deprisa sobre los trazados actuales. Generalmente, cuando se opta por la mejora de las infraestructuras, la solución se complementa además con el empleo de vehículos más sofisticados, preparados para la operación a mayor velocidad. Tal es el caso de la tecnología francesa TGV y el tren alemán ICE. Entre las estrategias basadas en la mejora de los vehículos manteniendo los trazados se encuentran los trenes basculantes. Estos trenes tienen la capacidad de inclinar la caja hacia el interior de la curva para compensar parte de la insuficiencia de peralte a que están sometidos los viajeros por efecto de la velocidad.

La mejora de las infraestructuras, siendo siempre una solución conveniente a largo plazo, implica inversiones económicas muy elevadas que obligan a un proyecto del trazado abierto a diferentes tipos de tráfico para asegurar su rentabilidad con el paso de los años. El tendido de nuevas líneas con trazado optimizado para el transporte de viajeros a alta velocidad, que sólo se nutre de

los ingresos que reporta este tipo tráfico, únicamente se justifica en unos pocos corredores. Una solución de este tipo puede ser conveniente en países llanos como Francia, donde por ejemplo, la línea de alta velocidad París-Lyon que explota SNCF con el TGV se ha demostrado rentable económicamente (Brand y Lucas, 1989). También en EE.UU., donde el ferrocarril sufrió durante el segundo y tercer cuarto de siglo una especialización en el transporte de mercancías, se percibe actualmente el interés por los sistemas de alta velocidad en corredores específicos para viajeros (High Speed Rail Systems in the United States, 1985). La propia pervivencia de Amtrak es una prueba de ello. En zonas de orografía complicada, en países como España, Suiza o Suecia, un trazado optimizado para viajeros podría llegar a ser incompatible con la operación de trenes de mercancías. Además, los sistemas de alta velocidad basados en las mejoras de la vía, requieren un mantenimiento de la calidad de las vías que desaconseja también el tráfico pesado.

En la mayoría de los casos, tanto para líneas nuevas como para la renovación de trazados, la inversión en infraestructuras parece más efectiva si se dirige hacia la mejora de la calidad de las vías mientras se mantiene una geometría susceptible de admitir la operación tanto de trenes de pasajeros como de mercantes. Para permitir las operaciones a mayor velocidad, resulta más apropiado el empleo de trenes avanzados dotados con sistemas activos de suspensión, de guiado o de basculación capaces de asegurar las prestaciones sobre los mismos trazados a velocidades superiores a las del tráfico convencional.

La dicotomía existente entre optimización para mercancías y para viajeros, así como la inevitable necesidad de incluir curvas en los trazados son las fuerzas conductoras que hay detrás de los trenes basculantes. Las tecnologías de basculación de la caja son la respuesta ingenieril frente a lo que es básicamente una restricción de la infraestructura.

### **1.2. La solución basculante.**

El objetivo de inclinar la caja en los coches de pasajeros durante la circulación por una curva no es otro que el mantener una calidad de marcha aceptable respecto de la aceleración lateral percibida por el viajero, compensando parte o toda la insuficiencia de peralte que resulta del exceso de velocidad.

Esto tiene dos implicaciones muy importantes. Por un lado, los sistemas de basculación permiten obviar la limitación de velocidad por confort. Por otro, no aportan en si mismos ninguna solución para mantener la seguridad ante el ripado de vía, el descarrilamiento y el vuelco. Incluso, cuando la inclinación de la caja implica un desplazamiento lateral de su centro de masas hacia el exterior, el margen de seguridad ante el vuelco disminuye. Es importante por tanto distinguir entre calidad de viaje para el pasajero y seguridad de marcha.

La basculación de la caja permite pues mantener el confort a velocidades superiores a las de vehículos convencionales pero no asegura la operación a alta velocidad por encima de los 200 Km/h (High Speed Rail Systems in the United States, 1985). Para estas operaciones, puede ser necesario añadir otros sistemas y diseños capaces de mantener la seguridad. Así, generalmente estos trenes se componen con coches ligeros, con motores de tracción colgados de la caja para reducir la masa no suspendida y sistemas de tracción y frenado mejorados. Tecnologías más avanzadas, como los sistemas de guiado y las suspensiones activas, no han sido aún incorporadas.

### **1.3. Tipos de sistemas de basculación y sus elementos.**

Existen dos tipos fundamentales de sistemas de basculación, dependiendo de cómo se consigue la inclinación de la caja.

Los sistemas basculantes pasivos son aquellos en los que, por efecto de las fuerzas de inercia a que está sometido el vehículo durante la circulación por la curva, la inclinación de la caja se produce de forma natural por la presencia de un mecanismo de inclinación que sitúa el centro instantáneo de rotación (CIR) muy por encima del centro de gravedad de la caja (CDG). Dado que la caja se comporta a modo de péndulo, estos sistemas son conocidos en la práctica como sistemas de pendulación natural. Están actualmente en servicio el TALGO Pendular y los trenes japoneses de la Serie 381 EMU.

Se denominan sistemas activos de basculación aquellos en los que la inclinación es el resultado de una actuación artificial según una ley de control determinada en función de las características del recorrido y del estado del vehículo. Cuando el CIR se sitúa por encima del CDG, se acostumbra a emplear la denominación de sistemas de pendulación asistida o forzada. Están hoy en día en servicio los trenes con el sistema de FIAT Ferroviaria, el X2000 de ABB, el LRC de



Bombardier y los trenes japoneses de las Series 2000 DMU y 8000 EMU con pendulación asistida.

Los sistemas activos de basculación se componen de un mecanismo de basculación, actuadores de basculación, unidad de control de la basculación y equipo de sensores. En los sistemas pasivos, la fuerza de inercia centrífuga substituye al actuador de inclinación y obviamente no necesitan unidad de control.

#### *1.3.1. MECANISMO DE BASCULACIÓN.*

Este mecanismo libera el giro de balanceo relativo entre la caja y los bogies, determinando la cinemática del movimiento.

En la mayoría de los trenes está compuesto por una traviesa móvil articulada mediante bielas al bastidor del bogie o de la caja, conformando un cuadrilátero articulado. La cinemática de éste vincula el movimiento de rotación de la traviesa con un desplazamiento lateral de la misma. En el tren X2000 de ABB, el cuadrilátero se articula con el bastidor de bogie y por encima de la traviesa se sitúa la suspensión secundaria sobre la que se apoya la caja, figura 1.4. En el sistema FIAT, figura 1.3, la traviesa móvil se enlaza con el bastidor de la caja y el conjunto se apoya mediante la suspensión secundaria en los bogies. El tren canadiense LRC de Bombardier, figura 1.2, emplea dos traviesas por razones de espacio.

En los primeros trenes pendulares japoneses, la traviesa posee dos pistas de rodadura circulares con las que se apoya sobre sendos rodillos anclados en el bastidor de bogie. El radio de curvatura de las pistas de rodadura sitúa el CIR por encima del CDG, figura 1.5. Actualmente, se han substituido las traviesas y los rodillos por una viga circular y unos cojinetes de bolas para guiar su movimiento, figura 1.7.

El TALGO Pendular, figura 1.8, posee un mecanismo diferente a todos los demás. En este tren, la caja está literalmente colgada de los rodales, ya que los balones neumáticos de la suspensión están situados casi a la altura del techo de los coches, muy por encima del centro de masas de la caja. De esta manera, la caja funciona como un péndulo por efecto de la flexibilidad diferencial de la suspensión.

Los trenes basculantes eléctricos deben asegurar además que el pantógrafo no se vea influenciado por el movimiento de balanceo de la caja. Generalmente el soporte del pantógrafo se liga al bastidor de bogie mediante elementos mecánicos que lo aíslan del movimiento de inclinación de la caja.

### *1.3.2. ACTUADORES DE BASCULACIÓN.*

La inclinación activa de la caja se logra por la actuación de actuadores hidráulicos o neumáticos, cuyos extremos están anclados uno a la traviesa basculante y el otro al bastidor del bogie o de la caja, dependiendo del mecanismo de inclinación. Todos los trenes basculantes activos actualmente en servicio utilizan actuadores hidráulicos excepto los trenes japoneses que emplean actuadores neumáticos.

La tecnología hidráulica posee prestaciones superiores a la neumática. Debido a la mínima flexibilidad del aceite comparada con la del aire comprimido, los actuadores hidráulicos permiten una operación más rápida y de mayor precisión, si bien con un consumo energético y unos costes de mantenimiento elevados. Por el contrario, la tecnología neumática es más barata y cuesta menos de mantener. Es, además, una tecnología familiar en la industria ferroviaria, pues su empleo hoy en día resulta habitual en los sistemas de suspensión y de frenado.

Los actuadores y los equipos de potencia para suministrar aceite o aire a alta presión suelen ir montados en la caja del mismo coche al que dan servicio. Estos equipos incorporan bombas o compresores, motores eléctricos, acumuladores, filtros y otros diseños de seguridad, habituales en estas tecnologías.

### *1.3.3. UNIDAD DE CONTROL DE BASCULACIÓN (UCB).*

La unidad de control de basculación gobierna la inclinación de la caja realizando las siguientes funciones a partir de la información que suministra el equipo de sensores:

- Procesamiento de las señales de los sensores.
- Detección de la entrada y de la salida de curva, así como de su sentido.
- Generación de la trayectoria a seguir por los actuadores de basculación.

- Generación de las señales de control para las válvulas de regulación de los actuadores de basculación.
- Supervisión del funcionamiento correcto del sistema de basculación.

Las señales que emplean los diferentes sistemas activos no son siempre las mismas. La detección de curva se asegura disponiendo en cada instante de tiempo de al menos una de las siguientes señales:

- aceleración lateral del vehículo, medida en bogie.
- ángulo de peralte de la vía. Esta medida se obtiene por integración de la señal de velocidad de balanceo de bogie que proporciona un giróscopo montado sobre el primer bogie del coche o del tren completo. Obviamente, el resultado obtenido es sólo una aproximación del peralte, debido a que por efecto de la flexibilidad diferencial de la suspensión primaria, el bogie puede balancear hacia el exterior de la curva un ángulo de hasta 1°.
- posición absoluta del vehículo en el trazado, mediante el reconocimiento de balizas situadas a lo largo del trazado, cuya posición es fija y conocida a priori.

La detección de curva basada en señales de giróscopo o de acelerómetro necesita un procesamiento específico de la señal para no confundir irregularidades de la vía con una entrada en curva. Así, para asegurar la detección, ésta se produce cuando la medida o su valor acumulado durante un cierto tiempo supera un umbral preestablecido. Esta operación, que en la práctica se implanta como un filtrado, implica un retraso en la detección de curva de al menos 0.1 s.

Para construir la consigna de inclinación generalmente se emplea la medida de la:

- aceleración lateral en bogie o en la caja, siendo esta última proporcional a la insuficiencia de peralte.

Como realimentación para los controladores se necesita disponer también del:

- ángulo de balanceo relativo entre caja y bogies de cada coche.

Algunas tecnologías emplean también la velocidad de marcha, que es una medida disponible en cualquier vehículo ferroviario, si bien no con la adecuada precisión.

En todos los sistemas activos en servicio, excepto los trenes japoneses, las medidas de aceleración lateral en caja y/o en bogie son fundamentales para el sistema de control. A partir de ellas, se calcula la consigna de inclinación (el ángulo de inclinación necesario) y se cierra un lazo de control, realimentando la inclinación real de la caja. La figura 1.1 muestra el lazo de control habitual.

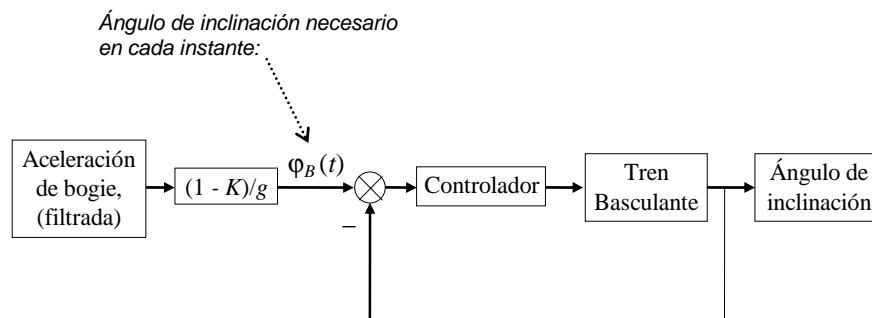


Figura 1.1: Diagrama de bloques del algoritmo de control habitual.

En el diagrama de bloques, el objetivo de control consiste en mantener la aceleración lateral de caja en una fracción  $K$  de la aceleración de bogie. Para calcular la consigna de inclinación, se emplea la medida filtrada de aceleración de bogie. El ángulo realmente inclinado se utiliza como realimentación.

Los trenes japoneses aplican un ángulo de balanceo determinado en función de la velocidad de marcha, la geometría de la curva y el porcentaje de compensación preestablecido.

Antes de hacer uso de las señales de giróscopos y acelerómetros, éstas se procesan adecuadamente para eliminar los efectos de la respuesta dinámica del vehículo. El procesamiento es particularmente exigente en las señales de aceleración que son filtradas pasa bajo con frecuencias de corte por debajo de los 0.5 Hz. Este filtrado retrasa la medida de aceleración aproximadamente entre 0.8 y 1.2 s (Di Majo, 1975; Portefaix, 1972). Si no se recupera el retraso de la medida de aceleración, el ángulo de basculación necesario en cada instante se obtendrá también retrasado y, por tanto, la inclinación de la caja no se producirá sincronizada con los diferentes tramos de la curva.

La unidad de control de basculación debe también supervisar el funcionamiento del sistema de forma que en caso de fallo, la caja recupere su posición centrada y se produzca un bloqueo, bien mecánico bien hidráulico, del mecanismo de inclinación. De esta manera el fallo del sistema de basculación no provoca la detención del tren, sino tan sólo una pérdida de prestaciones por la disminución de la velocidad de marcha.

#### 1.3.4. EQUIPO DE SENSORES.

La misión de este equipo consiste en generar información suficiente para la ejecución de las funciones de la unidad de control de basculación.

Las medidas de aceleración se obtienen empleando acelerómetros piezorresistivos, mientras que las velocidades angulares absolutas se captan con giróscopos. Para la determinación del ángulo de basculación se emplean parejas de transductores de desplazamiento, por ejemplo de tipo LVDT, dispuestos a cada lado del coche, entre caja y bogies. En ocasiones se aprovechan los transductores que montan los propios actuadores de basculación para su control de posición.

Como ya se ha indicado en el apartado anterior, las señales de acelerómetros y giróscopos necesitan de un adecuado filtrado para eliminar los efectos de las irregularidades de vía y de la respuesta dinámica del vehículo. Para reducir las consecuencias del retraso de las medidas, en los sistemas de basculación actuales los sensores se instalan en posiciones adelantadas. Existen dos disposiciones habituales:

- montarlos en posiciones adelantadas del coche inmediatamente anterior en la composición.
- colocarlos en posiciones adelantadas del propio coche.

La primera disposición permite recuperar más tiempo, pero obviamente no puede ser aplicada al vehículo de cabeza que no bascula en estos casos. Con la segunda disposición, es prácticamente imposible la sincronización de la inclinación para ningún coche.

#### **1.4. Confort durante la circulación en curva.**

Dado que la sensación de confort es diferente para cada individuo, no es posible establecer un método exacto y universal de evaluación. Los ensayos y estudios realizados para evaluar las prestaciones de los sistemas de basculación han permitido identificar las sensaciones que para la mayoría de los viajeros determinan la calidad de la marcha durante la circulación en curva. Para cuantificar el confort, estas sensaciones han sido relacionadas con magnitudes físicas mensurables.

El sistema de basculación debe tener en consideración los diferentes factores que influyen en el confort de marcha percibido por el viajero en cada uno de los tramos de que se compone la curva. Se distingue pues entre confort durante el tramo central de curvatura constante y confort durante las transiciones.

##### *1.4.1. CONFORT EN LOS TRAMOS DE CURVATURA CONSTANTE.*

En general se acepta que durante la circulación por un tramo de curvatura constante el pasajero puede tolerar niveles cuasiestáticos de aceleración lateral no compensada entre 0.07g y 0.1g, (Portefaix, 1972; Losa y Elia, 1989; Higaki et al., 1992; Konayagi et al., 1989). De acuerdo con esto, el sistema de basculación debe ser capaz de inclinar la caja un ángulo suficiente para que este nivel límite de aceleración lateral no sea superado. Sin embargo, parece comprobado que un ángulo de basculación elevado transmite sensación de inseguridad a los viajeros, siendo por tanto recomendable no superar los 10° aunque se logre una compensación menor (Terrasse y Joly, 1970).

La SNCF estudió el efecto de la altura del centro de giro (Moron, 1973) concluyendo que este factor no tiene una importancia esencial en la sensibilidad del viajero.

##### *1.4.2. CONFORT EN LOS TRAMOS DE TRANSICIÓN.*

Durante las transiciones de entrada y salida, donde el radio de curvatura, el peralte y por tanto el ángulo de basculación necesario varían continuamente, otros factores determinan la calidad de marcha.

No son numerosos los estudios publicados sobre el confort durante las transiciones. El más amplio se deriva del programa de ensayos llevados a cabo por British Rail Research en 1983 y 1984 para evaluar las prestaciones del tren

basculante activo APT, entonces en desarrollo y actualmente abandonado, frente a otros vehículos no basculantes (Pollard, 1984; Harborough, 1986). Las conclusiones de estos trabajos pueden resumirse como sigue:

- Durante la transición, los valores máximos de la aceleración lateral no compensada en caja, de las sacudidas o *jerk*<sup>1</sup> y de la velocidad de balanceo de la caja influyen decisivamente en el porcentaje de viajeros insatisfechos.
- La velocidad de balanceo de caja siempre deteriora el confort.
- El viajero tolera ciertos valores de aceleración lateral y de *jerk*, (véanse las expresiones 5.1 y 5.2).
- Los pasajeros que viajan de pie son más sensibles que los sentados a las variaciones de aceleración y *jerk*.
- El viajero es más sensible a las transiciones de entrada que a las de salida, aunque éstas posean la misma geometría.

Para la estimación del porcentaje de pasajeros insatisfechos al paso por la transición, se propusieron dos fórmulas, una para los que viajan de pie (5.1) y otra para los sentados (5.2), en cuyas expresiones intervienen las magnitudes ya citadas.

También en los mismos años los ferrocarriles japoneses realizaron un programa de ensayos de confort durante las transiciones. JNR estaba desarrollando su sistema de pendulación asistida para mejorar las prestaciones de sus trenes con pendulación natural de la Serie 381, que frecuentemente provocaban náuseas tanto en los pasajeros como en la propia tripulación del tren. Como vehículo de pruebas se empleó uno de la Serie 381 modificado con el nuevo sistema activo, basado en un actuador neumático, para efectuar una inclinación controlada. Se ensayaron diferentes leyes de inclinación a varias velocidades y se compararon con los resultados del sistema pasivo (Higaki et al., 1991; Konayagi et al., 1989; Konayagi, 1985). El estudio confirmó la importancia del movimiento de balanceo de la caja, de la aceleración lateral y del *jerk* en las percepciones del pasajero, estableciendo unos valores límite para estas magnitudes. Así, según

---

<sup>1</sup> En este ámbito, se entiende por *jerk* la variación de la aceleración lateral entre dos instantes de tiempo separados 1 segundo.

los resultados del estudio, la marcha por un tramo de transición es confortable si:

- la velocidad de balanceo de la caja no supera los 5 °/s,
- el perfil de la velocidad de balanceo de la caja en ambas transiciones tiene forma semisenoidal y es simétrico,
- la aceleración de balanceo de la caja es inferior a 15 °/s<sup>2</sup>,
- el valor cuasiestático de la aceleración lateral en la caja no supera los 0.8 m/s<sup>2</sup>
- y si la señal de aceleración lateral de la caja no posee sacudidas, esto es, el nivel de *jerk* debe ser reducido.

En la actualidad existe un proyecto de norma europea que establece un método de evaluación del confort de marcha para viajeros de vehículos ferroviarios (“Railway Applications Ride Comfort for Passengers. Measurement and Evaluation”, 1995). Las instrucciones relativas al confort durante las transiciones se basan en los estudios ya comentados de British Rail Research, de cuyos resultados toma las expresiones (5.1) y (5.2) que predicen el porcentaje de viajeros insatisfechos, al cual define como índice de confort. La norma establece también el procedimiento a seguir en el procesamiento de las señales relevantes en el análisis.

### **1.5. Limitaciones de los sistemas de basculación actuales.**

Las limitaciones de los sistemas de basculación actuales se derivan de las dificultades que tienen para lograr los objetivos que justifican su existencia. La superación de todas las limitaciones precisa de un esfuerzo de optimización en el diseño de todos los elementos del sistema de basculación así como en la geometría del trazado.

#### **1.5.1. LIMITACIONES POR EL MECANISMO Y LOS ACTUADORES DE BASCULACIÓN.**

Los sistemas pendulares tienen una capacidad de compensación reducida ya que el ángulo máximo de inclinación de estos trenes está sujeto a dos restricciones derivadas de la posición del centro de giro de la caja, muy por encima del centro de gravedad. Por un lado, el desplazamiento lateral del centro de gravedad provocado por la inclinación está limitado para no comprometer el



margen de seguridad frente al vuelco hacia el exterior de la curva. Por otro, la inclinación está restringida también para que el movimiento lateral de la parte baja de la caja no se salga del gálibo transversal de la línea. Así, algunos trenes tienen un diseño redondeado de la parte baja de la caja que implica una pérdida de sección transversal útil. Por estas razones, el ángulo de inclinación de los trenes pendulares no supera los 5°, que suponen una capacidad de compensación de 0.087g. Los sistemas basculantes activos, que tienen el centro de balanceo de la caja próximo al de gravedad, permiten llegar hasta los 10°.

La respuesta temporal de los sistemas pendulares pasivos durante la curva de transición se caracteriza por un retraso en la inclinación, que depende inversamente de la frecuencia natural y directamente del amortiguamiento del modo de balanceo de la caja (Terrasse y Joly, 1970). Este retraso en la compensación de la aceleración lateral se ha comprobado que es causa de discomfort para el pasajero (Active tilting tested as JNR plans narrow gauge speed-up, 1985). Circulando por trazados sinuosos españoles e italianos, en los que son frecuentes las curvas que se suceden sin alineamiento intermedio, la caja puede incluso encontrarse inclinada del lado malo al entrar en una contracurva por efecto de las solicitaciones de la curva anterior.

Reducir este retraso no es factible en los trenes pendulares pasivos. Un aumento de la frecuencia natural obligaría a disminuir la altura del centro de balanceo, con lo que el par de inclinación generado por la fuerza centrífuga sería menor. La disminución del amortiguamiento conduce a que las oscilaciones inducidas al paso por la transición de entrada permanezcan durante el tramo de curvatura constante. En los diseños actuales, se logra un compromiso basado en un amortiguamiento pequeño. De hecho, los sistemas pasivos no montan amortiguadores específicos para el giro de balanceo. Fijados estos parámetros dinámicos del vehículo la única opción útil para mejorar el confort consiste en disminuir la velocidad de marcha para aumentar la duración de la transición (Boon et al., 1992).

En el intento de eludir el retraso de la pendulación natural, surgen los sistemas activos de basculación. Sin embargo, la inclinación en los trenes activos es también susceptible de retrasarse principalmente por el retraso en la detección de la curva y el procesamiento de las medidas, pero también por la propia actuación, caso de emplear actuadores neumáticos.

### 1.5.2. LIMITACIONES POR LA ESTRATEGIA DE CONTROL DE LA INCLINACIÓN.

Los trenes activos actualmente en servicio compensan la aceleración lateral de caja al circular por una curva mediante leyes de control basadas en medidas directas del estado del vehículo durante la marcha. Generalmente estos sistemas de basculación tienen dos importantes problemas, hoy en día no completamente resueltos, que disminuyen el confort del pasajero como son el retraso en la activación del sistema de inclinación y la respuesta del sistema de basculación a otros eventos diferentes del negociado de una curva.

Como la experiencia demuestra, el confort que el viajero disfruta depende fundamentalmente de sus percepciones al paso por las transiciones (Higaki et al., 1991; Harborough, 1986). El retraso en la inclinación, resultado de la acumulación del retraso inherente al filtrado de las señales, el de detección de curva y el asociado a la respuesta dinámica del sistema de inclinación llegan a suponer entre un 25 y un 50% del tiempo de paso por el tramo de transición (Di Majo, 1975). Una activación tardía de la inclinación provoca en los sistemas de control basados en lazos realimentados una respuesta rápida para compensar el tiempo perdido, que se traduce en brusquedades en la velocidad de inclinación de la caja y un elevado nivel de *jerk* lateral. Como ya se ha expresado anteriormente, estos parámetros influyen decisivamente en el deterioro de la calidad de viaje al paso por las transiciones.

El retraso por la detección y filtrado de las señales de aceleración se resuelve parcialmente en la actualidad situando los acelerómetros en el bogie delantero del propio coche o del primero de la composición. Esta solución no asegura sin embargo que la inclinación se inicie en el momento adecuado, al depender de factores como las dimensiones y posición de los vehículos en la composición y la velocidad de marcha. Así por ejemplo, circulando a 144 Km/h (40 m/s), sería necesario adelantar el acelerómetro una distancia de al menos 32 metros. Esta solución obviamente no puede ser aplicada al vehículo de cabeza y, dependiendo de la longitud de éste, tampoco será efectiva para el segundo vehículo de la composición.

Algunos trenes emplean la señal de aceleración tan sólo para establecer la consigna de inclinación. Para la detección de curva, aprovechan la menor exigencia del filtrado de los giróscopos para detectar la curva mediante el reconocimiento del peralte.

Sistemas como el de FIAT construyen la consigna de inclinación a partir de una predicción de la medida de aceleración. Esta predicción se obtiene sumando una señal de anticipación a la señal filtrada del acelerómetro para compensar su retraso. La señal de anticipación se construye en función de una estimación del peralte obtenida a partir de la señal del giróscopo. Dada su menor exigencia de filtrado, la señal de anticipación está disponible desde que se detecta la curva. Esta estrategia presupone la existencia de una relación constante entre las características geométricas de las transiciones de las curvas del recorrido. Por ello, resulta eficiente si todas las transiciones son similares y si la velocidad de la curva responde siempre a la de máximo aprovechamiento de la basculación. Cuando no se dan estas condiciones, las discrepancias entre la predicción de aceleración y la aceleración real a la que está sometido el vehículo provocan ángulos de basculación diferentes a los necesarios y en definitiva un deterioro del confort de marcha.

Ninguna de las soluciones aportadas asegura la correcta inclinación del primer vehículo.

Por otro lado, se olvida que el objetivo básico de estos sistemas es la compensación de la aceleración centrípeta debida a una trayectoria curva. Este objetivo resulta imposible de alcanzar cuando el control se realiza a partir de las medidas de aceleración captadas durante la marcha pues estas señales están contaminadas con la respuesta dinámica del vehículo a la circulación por la curva y a las irregularidades de vía. El filtrado a que está sometida la señal de aceleración no es capaz de extraer, libre de otros efectos, la componente centrípeta real que interesa para el control. Esto tiene tres importantes consecuencias:

- En primer lugar, el sistema está constantemente compensando oscilaciones de baja frecuencia originadas por la propia dinámica lateral.
- En segundo lugar, el sistema puede ser activado por otros eventos, como los defectos de vía verticales y laterales, debido a la repercusión de éstos en la dinámica lateral y al balanceo del bogie.
- Finalmente, el acoplamiento entre el sistema de basculación y la suspensión lateral del coche obliga a un diseño conjunto de ambos elementos para evitar el deterioro de la calidad de marcha en recta (Evans, 1987).

La última fuente de retrasos es debida al propio sistema de actuación. Los controladores habituales de posición para actuadores hidráulicos y neumáticos no aseguran un exacto seguimiento de la trayectoria de basculación. La propia estructura de control en lazo cerrado implica la existencia de un error de seguimiento para que se produzca la actuación. Un adecuado ajuste del controlador permite reducir la magnitud de este error. La mayoría de las veces, las prestaciones limitadas de las válvulas empleadas en el control disminuyen las posibilidades de implementar un controlador óptimo.

### *1.5.3. LIMITACIONES POR LA GEOMETRÍA DEL TRAZADO.*

A menudo las curvas presentan deficiencias geométricas que dificultan o incluso imposibilitan que el sistema de control de basculación aisle a los pasajeros de niveles de *jerk* y de aceleración inaceptables. Estas deficiencias son:

- tramos de transición muy cortos o inexistentes y
- discontinuidades en la curvatura y/o el peralte.

Por otro lado, en los puntos frontera de tramo de las curvas realizadas con transiciones tipo clotoide, se provocan cambios bruscos de *jerk* lateral en los ejes. Para evitar este efecto en los ferrocarriles Shinkansen del Japón se utilizan transiciones con forma de medio coseno, si bien conducen a valores máximos de *jerk* superiores.

## **1.6. Estado del arte de los sistemas de basculación de la caja.**

Desde los años treinta, fecha de la primera referencia a un tren pendular, hasta nuestros días han sido numerosos los países que han tomado en consideración la importancia comercial de los sistemas de basculación y son muchos los trenes desarrollados. En este apartado se analizan el nivel actual de los conocimientos y de las tecnologías para la basculación activa de la caja.

En primer lugar se revisarán las experiencias previas más relevantes en este campo, tanto por lo exhaustivo de los estudios realizados como por la utilización comercial de los trenes desarrollados. A continuación se analizarán los trenes y sistemas basculantes activos que actualmente operan en servicio comercial. Por último se revisarán otros sistemas aún no en explotación.

### 1.6.1. *PRIMEROS TRENES BASCULANTES Y EXPERIENCIAS PREVIAS.*

#### *Experiencias en los Estados Unidos*

La primera referencia sobre un tren con capacidad de inclinar la caja aparece en *Railway Age*, en Febrero de 1938. La Pacific Railway Equipment Company de Los Angeles, EE.UU., había desarrollado un coche de pasajeros de pendulación natural para incrementar la velocidad en los trazados existentes. El diseño de la suspensión secundaria, con resortes blandos, mantenía el plano de sustentación de la caja 14 pulgadas (355.6 mm) por encima de su centro de gravedad (Pendulum Cars for the Santa Fe, Great Northern and Burlington, 1942). Los recorridos de prueba demostraron que estos coches mejoraban los niveles de confort de la época.

En los años 50, la United Aircraft Corporation desarrolló el turbotren pendular Sikorsky para el futuro Northeast Corridor (NEC) y los Canadian National Railways (CN). El tren tenía, compartidos entre coche y coche, rodales de un solo eje comandados para lograr una orientación radial. El mecanismo de inclinación empleaba dos bielas articuladas al bastidor del rodal. Unos elementos elásticos mejoraban el retorno de la caja a su posición central. La inclinación de la caja estaba limitada a 3.2°. La suspensión era de tipo neumática. Durante toda su vida operativa en los ferrocarriles canadienses tuvo una pobre fiabilidad en servicio y costos de operación y mantenimiento muy elevados (Terrasse y Joly, 1970; Portefaix, 1972; Polvara, 1968; Boon et al., 1992).

#### *La experiencia francesa*

En 1956, la SNCF inicia sus investigaciones en este campo con la construcción de un vehículo pendular experimental según la concepción de Mauzin y Chartet. La caja, con forma de ovoide para evitar problemas de gálibo, colgaba de los bogies a modo de columpio permitiendo inclinaciones de hasta 18° (Moron, 1973). El centro de giro se situaba a 700 mm del centro de gravedad de la caja (Polvara, 1968). Los bogies tenían cuatro ruedas independientes. Entre 1956 y 1957 se realizaron pruebas en condiciones de compensación total y en 1967 en condiciones de compensación total y parcial. De estas pruebas se concluyó que la pendulación natural no era capaz de asegurar un nivel confort adecuado en las transiciones, debido al *jerk* lateral generado por retrasos en la inclinación de hasta 4.4 segundos. Así mismo, de las

conclusiones de los estudios de confort realizados se puede extraer la siguiente lectura (Terrasse y Joly, 1972). Las sensaciones desagradables percibidas por los viajeros se relacionan directamente con el movimiento (velocidad) de inclinación de la caja e indirectamente con las impresiones visuales que se derivan de él. Los pasajeros perciben con inseguridad, sobre todo en el cruce con otro tren, la circulación en curva con un ángulo de inclinación elevado, por lo que prefieren en este caso una compensación parcial. Las características de los pasajeros en los que se basa el estudio, compuesto por personas acostumbradas a los problemas ferroviarios, y su reducido número no permite, sin embargo, aseverar la certeza de sus conclusiones, aunque coincidan con las derivadas de estudios más minuciosos como son los ya comentados de BR Research y de los ferrocarriles japoneses.

Para corregir los defectos encontrados en las transiciones en 1968 se ensayó un sistema de pendulación asistida montando un actuador hidráulico. No se empleaba un detector de curva, sino que el sistema funcionaba constantemente, como un compensador de balanceo. A partir de la señal de aceleración lateral medida en bogie o en caja se calculaba el ángulo de inclinación de caja necesario. La señal del acelerómetro se filtraba a 0.5 Hz. Para controlar la inclinación se cerraba un lazo de control realimentando el ángulo real de inclinación. El retraso total de la inclinación estaba comprendido entre 0.7 y 0.9 segundos. Para compensarlo, el acelerómetro se situaba 29 m (correspondientes a los 130 Km/h de velocidad de pruebas), por delante del centro del coche basculante. En estas condiciones, los resultados obtenidos fueron excelentes. Entre las conclusiones de las pruebas se reconoce la superioridad del sistema de pendulación asistida frente a la natural, aunque se subraya la importancia del retraso en la inclinación y se reconocen las dificultades que existen para su compensación, debido a que la posición adecuada de los acelerómetros depende de la velocidad de marcha. Por otro lado se corrobora que los viajeros prefieren la compensación parcial, dejando una tercera parte de la aceleración teórica (Terrasse y Joly, 1972).

La basculación activa fue también estudiada por SNCF (Moron, 1973). En 1967, la empresa De Dietrich construyó dos coches prototipos sobre bogies Y28 SIG, con amortiguadores hidroneumáticos. El centro de giro de la caja se situó 350 mm por debajo de su centro de gravedad. Uno de los prototipos fue equipado con un sistema de basculación encargado a la empresa Sagem. Air

Equipment equipó el otro. La disposición física de los sistemas era diferente. El sistema de Sagem modificaba la suspensión, empleando un cilindro hidroneumático de elevación que inclinaba la caja funcionando en serie y por encima de la suspensión secundaria. El sistema de Air Equipment disponía dos actuadores hidráulicos por bogie conectados en cruz y funcionando en paralelo con los cilindros hidroneumáticos de la suspensión secundaria. Los actuadores hidráulicos estaban conectados para evitar el bloqueo de la suspensión durante la inclinación y corregir la altura. Se permitían hasta 4° de inclinación real. La actuación se basaba, como en el coche de pendulación asistida, en la señal de aceleración lateral de caja suministrada por un acelerómetro colocado 46 metros por delante del coche a ensayar. Las conclusiones obtenidas hicieron hincapié de nuevo en las dificultades para compensar el retraso en la inclinación mediante la colocación adelantada de los acelerómetros.

También por entonces, una ley de control mucho más sencilla fue analizada sobre el autotren RGP. En este caso, el nivel de aceleración lateral en el bogie delantero del primer coche se comparaba con dos umbrales de aceleración no compensada y el sistema inclinaba la caja 2° o 4°. En la bibliografía consultada (Moron, 1973) no se hace referencia al tiempo de respuesta de este sistema, si bien se reconoce que los pasajeros perciben en forma de golpe los cambios en aceleración no compensada. El principal problema de este sistema es precisamente el ajuste del tiempo de respuesta para los amplios márgenes de variación de la velocidad de marcha y de los parámetros geométricos de las curvas que existen en un mismo recorrido.

Finalmente, la SNCF localizó sus inversiones para alta velocidad en el sistema TGV, abandonando la tecnología de trenes basculantes. Actualmente sin embargo existen en GEC-Alstom trabajos en curso sobre el control de sistemas de basculación (Kirat, 1995).

### La experiencia británica

La experiencia británica comienza en 1966, en Derby, con el diseño y construcción de un prototipo del Advanced Passenger Train (APT) con el que se ensayaron sistemas activos de suspensión lateral y vertical y de basculación. Los estudios teóricos de BR concluían que un automotor no convencional podía proporcionar un aprovechamiento de los trazados existentes a velocidades comerciales entre un 20% y un 25% superiores a las actuales, con el mismo

consumo de energía y la misma carga medioambiental. Bajo estas premisas nació el electrotrén APT (Kuhla, 1978).

El mecanismo de inclinación consta de una traviesa basculante articulada al bastidor de bogie por dos bielas. Sobre la traviesa se sitúan los balones neumáticos de la suspensión secundaria, y sobre ellos se apoya la caja. Los bogies son compartidos y se sitúan entre cada dos coches. La inclinación se realiza empleando dos actuadores hidráulicos en cada extremo de la caja. La inclinación prevista era de 9°, aunque durante las pruebas se llegó a los 12°. La ley de control de la inclinación de la caja se construye a partir de las señales de aceleración lateral que proporcionan dos acelerómetros situados en la caja, uno en el techo y otro en el piso. Su incapacidad para realizar una detección eficiente y segura de las entradas y salidas de curva, así como la falta de sincronismo en la inclinación, retrasaron la puesta a punto final. Estos problemas, consecuencia directa de la limitada capacidad en el procesamiento de señal existente a finales de los 70, condujeron a la cancelación del programa APT antes de su entrada en servicio comercial.

#### *1.6.2. SISTEMAS ACTUALES DE BASCULACIÓN DE LA CAJA.*

En este apartado se analizan los sistemas de basculación de los trenes actualmente en explotación comercial. En el análisis se hará hincapié en las características de los sistemas de control de basculación empleados así como en la calidad de las prestaciones alcanzadas.

##### *El tren MLW/Bombardier LRC*

(Moure, 1995; Boon et al., 1992)

El desarrollo del tren LRC (ligero, rápido y confortable) comenzó en 1968, en un intento de rentabilizar el transporte de pasajeros en Canadá (Boon et al., 1992). La idea consistía en unir las cualidades del turbotrán de la UAC para los coches (pequeña carga por eje, reducida masa no suspendida, basculación en las curvas, aceleración y deceleración fuertes y velocidad alta), con la fiabilidad y buen mantenimiento de una locomotora con tracción convencional. La velocidad máxima de diseño se fijó en 200 Km/h. La composición de los trenes LRC consiste en una locomotora convencional diesel-eléctrica que arrastra un número variable de coches basculantes.



El mecanismo de inclinación, que puede verse en la figura 1.2, emplea dos traviesas basculantes y permite una inclinación de hasta  $10^\circ$ . El eje virtual de rotación de la caja se sitúa 250 mm por debajo de su centro de gravedad. La suspensión secundaria es de tipo neumática y está montada por encima del mecanismo de inclinación. La flexibilidad diferencial de los balones de la suspensión provoca una inclinación hacia el exterior de la curva de aproximadamente  $1.5^\circ$ . Por tanto, el ángulo máximo de basculación real de la caja es del orden de los  $8.5^\circ$ .

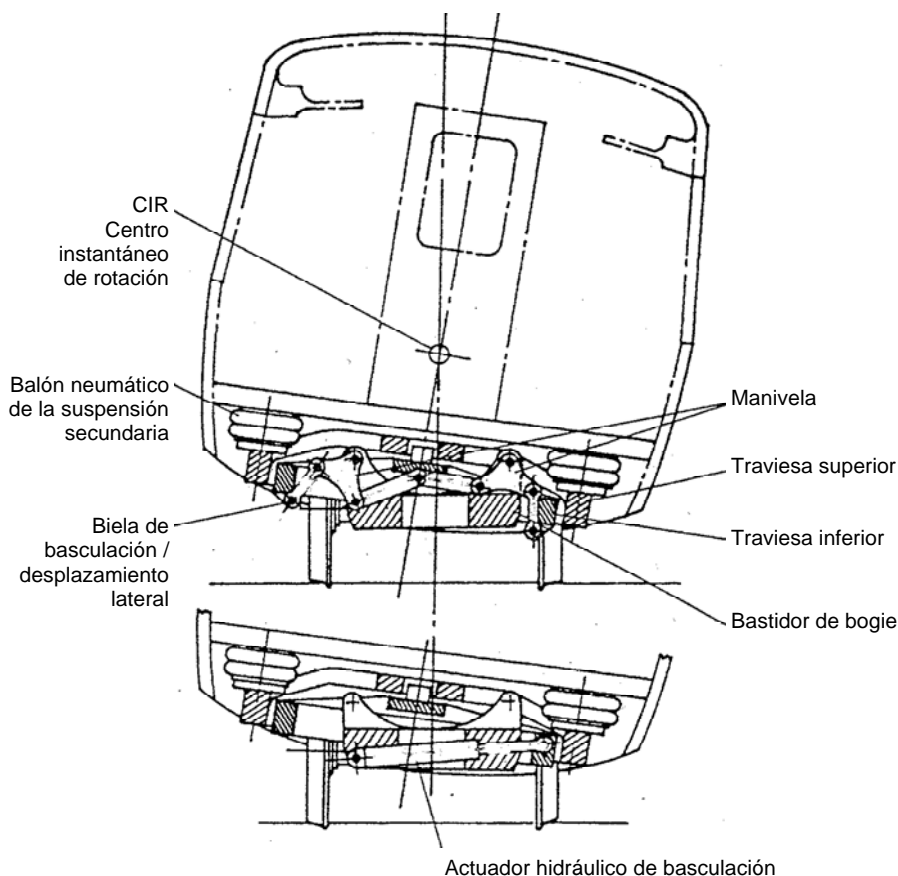


Figura 1.2: Mecanismo y actuador de basculación del tren MLW/Bombardier LRC.

La estrategia de control consiste en la reducción de la aceleración lateral no compensada de caja hasta un valor límite preestablecido entre  $0.05g$  y  $0.08g$ . La medida de aceleración proviene de un acelerómetro montado en la traviesa basculante superior. La aceleración lateral, una vez filtrada se compara con el

umbral previamente establecido y se construye la señal de control para las servoválvulas hidráulicas. La actuación se realiza con dos actuadores hidráulicos por bogie, montados diagonalmente entre el bastidor de bogie y la traviesa inferior.

Por las características de la unidad de control de basculación del tren LRC, la inclinación de la caja sólo se inicia una vez que el tren ha entrado en la curva y el acelerómetro ha medido un exceso de aceleración lateral. Mientras el tren avanza por la curva, la caja se inclina hasta llegar al objetivo de aceleración cuasiestática. Algo análogo ocurre durante la salida de la curva, donde la caja permanece inclinada hasta que el control responde a la variación en aceleración lateral. El retraso de la actuación genera niveles de aceleración importantes tanto a la entrada como a la salida.

Los trenes LRC no han tenido un éxito destacado. Entre otros problemas persistentes, el sistema de basculación activa demostró su ineficacia desde su entrada en servicio por lo que VIA se vio obligada a eliminar la basculación. A mediados de 1982 recomenzó las operaciones e incluso compró otras 10 locomotoras y otros 50 coches que fueron entregados en 1985.

Actualmente los coches LRC se mantienen en servicio en el corredor Quebec City - Windsor operando con el sistema de basculación activado (Moure, 1995), después de que Bombardier mejorara el sistema entre 1985 y 1987.

En 1988, Amtrak y la Agencia Federal de Ferrocarriles (FRA) de los Estados Unidos realizaron pruebas de alta velocidad en el NEC, entre Boston y la ciudad de Nueva York, las denominadas pruebas CONEG. Como trenes basculantes fueron ensayados el tren LRC y el TALGO Pendular. Las medidas registradas permitieron estudiar, para diferentes valores de la insuficiencia de peralte, las características de la aceleración lateral en caja: el valor cuasiestático, el valor máximo y el *jerk*. Los resultados de las pruebas sirvieron para contrastar la eficacia del sistema activo de control de basculación montado en los trenes LRC con la proporcionada por la pendulación natural. El tren LRC, por su mayor capacidad de compensación, logró valores cuasiestáticos de aceleración bastante menores que el TALGO. A pesar de ello sin embargo, para valores altos de la insuficiencia de peralte, los niveles de *jerk* obtenidos por el sistema activo fueron superiores a los generados por la pendulación natural, y los valores máximos de aceleración fueron similares con ambos sistemas. La estrategia de

control del tren LRC únicamente superó las prestaciones del TALGO en las curvas largas y suaves.

### El sistema de FIAT Ferroviaria

(Tilt leads DB regional upgrade, 1993; Losa y Elia, 1989; Cardini et al., 1988; First ETR-450 to be ready this year, 1987; Di Majo, 1975; Elettrotreno ad assetto variabile a 4 casse per RENFE, 1972)

El sistema de basculación activa desarrollado por FIAT Ferroviaria es sin lugar a dudas el de mayor éxito comercial. FIAT comenzó los trabajos a principio de los setenta, y en 1975 tenía ya preparado el prototipo ETR-401 de electrotrén basculante, conocido como Pendolino. Éste era un electrotrén de cuatro coches autopropulsados de dos bogies. Los motores de tracción estaban colgados de la caja y la tracción se suministraba al 2º y 3º eje montado. Cada coche disponía de su propia unidad de control de basculación.

De 1976 a 1986 el Pendolino estuvo en servicio operativo para los ferrocarriles italianos FS y fue sometido a pruebas intensivas en operaciones de alta velocidad y de gran curvatura. En 1986, FS encargó 14 trenes a FIAT en configuraciones de once y cinco coches. FIAT inició entonces la producción del electrotrén basculante ETR-450 que actualmente presta servicio comercial entre Roma y Milán y entre Roma y Nápoles (Boon et al., 1992). La mayor diferencia respecto al sistema de basculación del Pendolino consistió en el empleo para toda la composición de una única unidad de control de basculación situada en el coche de cabeza.

RENFE se interesó desde el principio en el tren basculante de FIAT. En 1973 se firmó un proyecto de colaboración entre FIAT, CAF y RENFE que, tras unos estudios previos, culminó en 1976 con la construcción por parte de la empresa guipuzcoana CAF del prototipo de electrotrén de cajas basculantes TCB-01 de cuatro coches que, básicamente, era una adaptación del Pendolino a las características de RENFE (Elettrotreno ad assetto variabile a 4 casse per RENFE, 1972).

El Pendolino fue también probado en Austria y Alemania (Losa y Elia, 1989). Este interés se ha traducido en el pedido de 20 trenes DMU de dos coches para los ferrocarriles estatales alemanes DB (Tilt leads DB regional upgrade, 1993), y 3 trenes EMU de seis coches para los ferrocarriles federales austriacos ÖBB,

todos ellos equipados con los bogies y el sistema de basculación de FIAT. Actualmente está en construcción un pedido de trenes EMU para los ferrocarriles finlandeses y recientemente han ganado un contrato con RENFE.

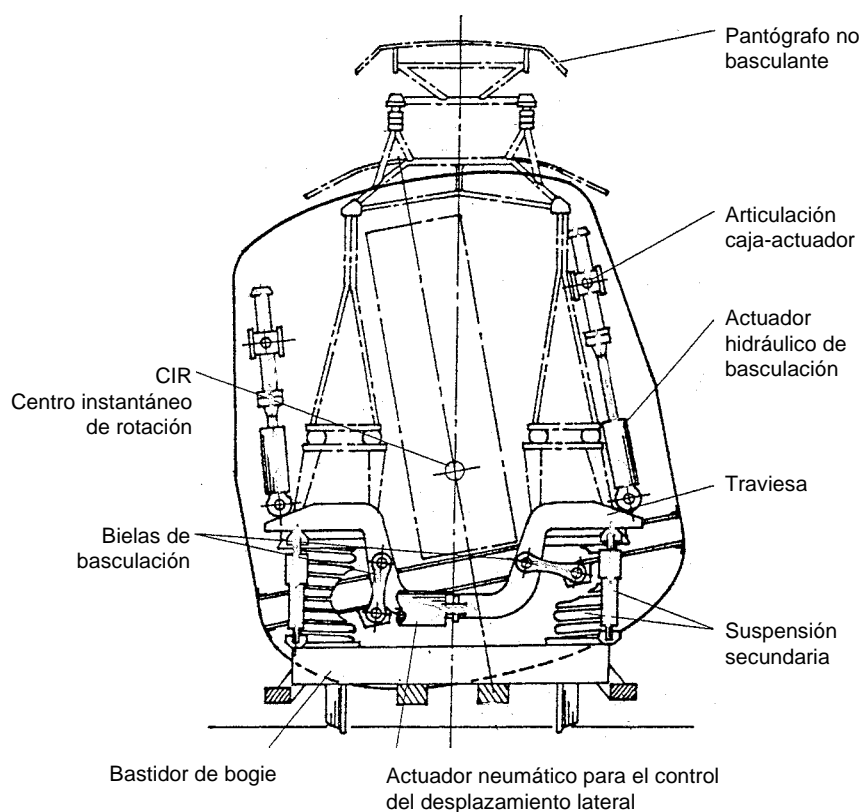


Figura 1.3: Mecanismo y actuador de basculación del sistema de FIAT Ferroviaria.

El mecanismo de basculación del sistema FIAT, que puede observarse en la figura 1.3, está compuesto por una travesía móvil articulada al bastidor de la caja mediante dos bielas. La suspensión secundaria es de tipo convencional de resortes y amortiguadores y está montada entre el bastidor de bogie y la travesía basculante. Para realizar la inclinación en cada bogie existen dos actuadores hidráulicos montados verticalmente entre la caja y la travesía basculante. El mecanismo permite una inclinación de  $10^\circ$  (First ETR-450 to be ready this year).

El sistema de basculación se complementa con un sistema activo de centrado de caja. Este sistema se compone de dos actuadores neumáticos que se controlan en función del ángulo de inclinación de la caja a través de una válvula

proporcional. De esta manera se elimina el desplazamiento lateral de la caja debido al exceso de aceleración centrípeta. El centro de rotación se sitúa a unos 280 mm por encima del centro de gravedad (Losa y Elia, 1989).

Los sensores están montados en los coches extremos de la composición y en cada uno de ellos existe (Cardini et al., 1988):

- un giróscopo, montado sobre el bastidor del bogie delantero, para medir la velocidad de balanceo del primer bogie de la composición.
- dos acelerómetros, uno montado sobre el bastidor del bogie delantero y otro en el trasero, que miden la aceleración lateral a nivel de bogies.
- un tacómetro para medir la velocidad de marcha.

Por otro lado en cada coche se mide el ángulo de inclinación instantáneo de la caja.

El sistema de basculación de FIAT limita la aceleración lateral percibida por el viajero a valores no superiores a 0.08g. El control de la inclinación está basado en las señales que provienen del giróscopo y de los acelerómetros.

Para la detección de curva se emplea la señal del giróscopo, que una vez filtrada e integrada proporciona una buena aproximación del ángulo de peralte instantáneo de la vía. Para evitar que las irregularidades verticales de la vía confundan la detección, el algoritmo espera a que el peralte alcance un valor superior a los 10 mm para validar la detección de la curva.

En la generación de la consigna de inclinación se utilizan las señales de los acelerómetros de caja. El promedio de ambas señales permite estimar la aceleración sin compensar (a nivel de bogie). Comparando ésta con el objetivo de aceleración en caja se determina la cantidad de aceleración a compensar. El algoritmo de control cierra un lazo realimentando la aceleración ya compensada, deducida directamente del ángulo de inclinación de la caja.

Para corregir el retraso por filtrado de las medidas de aceleración se suma a éstas una señal de anticipación, que se construye a partir de la estimación del peralte. Dada la menor necesidad de filtrado de la señal del giróscopo, la medida del peralte se recibe con menos retraso que la de aceleración. Así, en cuanto se detecta la curva, se envía la señal de anticipación que sumada a la aceleración filtrada permite predecir de forma aproximada la aceleración lateral real. Como ya se ha indicado antes, la eficacia de la señal de anticipación está

muy condicionada por la uniformidad de las características geométricas de las transiciones, así como por la velocidad de marcha.

La consigna de inclinación de cada coche de la composición se genera a partir de las medidas tomadas en el de cabeza. Para conseguir la inclinación secuencial de cada uno de ellos en el momento adecuado, la consigna se envía a cada coche decalada un cierto tiempo que depende de la velocidad de marcha y de la estimación del retraso generado por el procesamiento de las señales y la respuesta dinámica del sistema.

Por tanto, el ETR-450 emplea una estrategia combinada para la compensación del retraso. Las ventajas de montar los sensores en posiciones adelantadas se aprovechan principalmente en los últimos coches de la composición mientras que el empleo de la señal de anticipación resulta fundamental para los primeros. Obviamente, ninguna de estas estrategias es perfecta en el coche de cabeza por lo que resulta imposible sincronizar su inclinación con la entrada en la curva. Las prestaciones del primer coche son por tanto inferiores a las del resto (First ETR-450 to be ready this year, 1987).

La simplicidad de emplear un único juego de sensores tiene dos contrapartidas. Por un lado las variaciones de velocidad de marcha a lo largo de la curva conducen a discrepancias entre las necesidades de basculación reales para un coche específico respecto a las que sirvieron para calcular la ley de inclinación. Esto es más acusado en las composiciones largas de 11 coches, con una longitud total de 276 m. Para corregir estas discrepancias los algoritmos de control del ETR-450 tienen en consideración una posible variación de la velocidad (Cardini et al., 1988). Por otro lado, el juego único de sensores obliga a una mayor complejidad del equipo de control, ya que para el cálculo secuencial de la consigna de inclinación de todos los coches de la composición es necesario mantener en memoria un registro largo de todas las señales que intervienen en el cálculo. Así por ejemplo, en la composición de 11 coches y 276 m a una velocidad de 144 Km/h (40 m/s) se necesita un registro de casi 7 s.

#### *El tren X2000 de ABB Traction*

(Alexandersson, 1991; Boon et al., 1992; Andersson, 1989; Asea builds Scandinavia's fastest train, 1987; Lundgren, 1987; Tilt speeds X2 through the forest, 1989; Tilting Train is SJ's Survival Tool, 1990; Voitures à caisse inclinable: la rame suédoise X2000 conclut les essais des CFF, 1991)

A principios de los años 80, los ferrocarriles suecos (SJ) entendieron que la introducción de los trenes de alta velocidad era una cuestión de supervivencia, habida cuenta de la reducción de su participación en el transporte de pasajeros mientras el tráfico aéreo crecía entre un 10 y 15% anualmente. Como solución de alta velocidad se decidió la realización de modestas inversiones en infraestructuras para la mejora de los trazados y de la señalización y el empleo de trenes modernos de tipo basculante con velocidades cercanas a los 210 Km/h.

El tren X2000 tiene su origen en los primeros 80. Asea Traction (actualmente ABB Traction) trabajaba en un intenso y costoso programa de investigación y desarrollo basado en su tren de pruebas X15. Con este vehículo se ensayaron diferentes tipos de bogies, configuraciones de la suspensión, sistemas de basculación, estrategias de control, así como un gran número de componentes y subsistemas.

En agosto de 1986, Asea Traction recibió el pedido de 20 trenes X2000 para los ferrocarriles estatales suecos SJ con una opción para 32 más. Los 20 trenes iniciales fueron entregados en 1994 y actualmente prestan servicio entre Estocolmo y Malmö, Göteborg y Sundsvall, y entre Göteborg y Malmö.

La importancia para los SJ del X2000 en el transporte de viajeros puede entenderse desde el siguiente ejemplo. El tren basculante conecta los centros de Estocolmo y Göteborg en 2h 55min, tiempo muy competitivo frente a las 2h 45min necesarios si se viaja en avión y a las 5h del viaje en coche. Los trenes anteriores cubrían el recorrido en 4 horas.

El tren X2000 ha suscitado el interés de otras administraciones ferroviarias y ha sido probado en vías de Amtrak, de DB y de los ferrocarriles suizos CFF y australianos.

El tren que opera en los SJ se compone de una locomotora eléctrica no basculante, cuatro coches basculantes y un remolque basculante con cabina de mando. Según el sentido de la marcha, el tren se gobierna desde la locomotora cuando ésta va en cabeza o desde el remolque con cabina cuando la locomotora empuja desde el final de la composición. Tanto la locomotora como los coches son todos de dos bogies los cuales poseen rigideces de guiado pequeñas para facilitar su orientación radial durante la circulación en curva. El sistema de

basculación del tren X2000 permite la compensación del 70% de la insuficiencia de peralte.

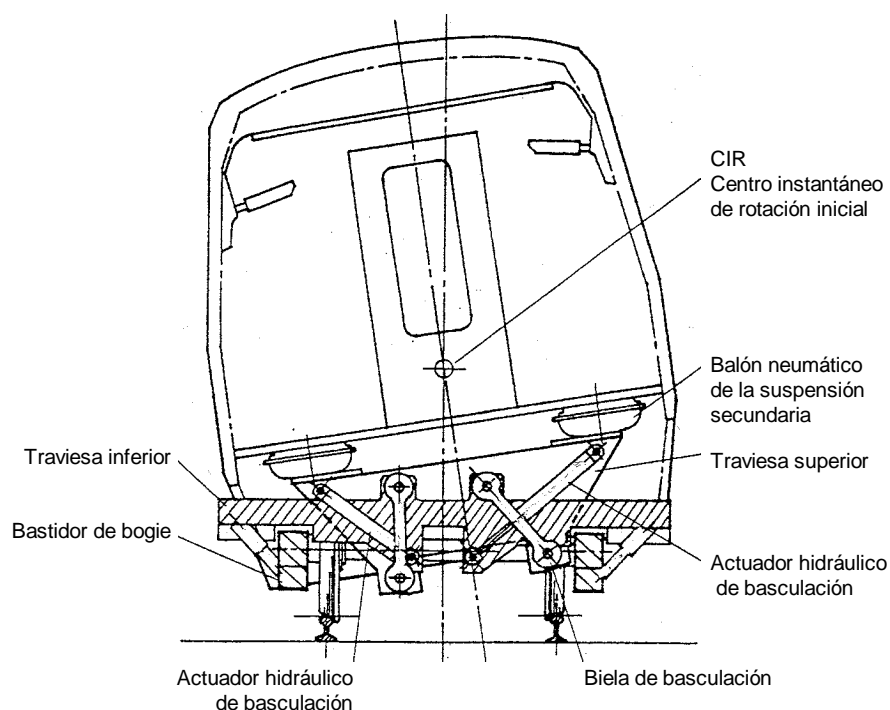


Figura 1.4: Mecanismo y actuador de basculación del tren X2000 de ABB Traction.

El mecanismo de inclinación, que puede verse en la figura 1.4, emplea dos traviesas móviles articuladas entre sí con cuatro bielas. La traviesa inferior se apoya sobre el bastidor de bogie mediante unos elementos planos de caucho tipo sandwich que permiten el giro relativo entre traviesa y bogie. Por encima de la traviesa superior están situados los balones neumáticos de la suspensión secundaria. La inclinación se realiza mediante una pareja de actuadores hidráulicos montados entre ambas traviesas. El sistema hidráulico está constituido por una bomba y un filtro por coche y una válvula por bogie. El ángulo máximo de giro relativo entre traviesas es de  $8^\circ$ , siendo de sólo  $6.5^\circ$  la inclinación máxima efectiva de la caja debido a la flexibilidad diferencial de la suspensión primaria y secundaria. El centro de giro se sitúa sobre el centro de gravedad de la caja.



El control de la inclinación está basado en la medida de la aceleración lateral de bogie, que proporciona un único acelerómetro, montado en el primer bogie del vehículo de cabeza. Esta señal se emplea tanto para la detección de la curva como para la construcción de la consigna de inclinación. Por otro lado, en cada coche se mide el ángulo de basculación efectivo empleando transformadores diferenciales.

La detección de la curva se produce cuando la aceleración lateral rebasa un determinado umbral. Para evitar que los defectos de vía confundan la detección se filtra la señal del acelerómetro. La detección de curva implica por tanto dos fuentes de retraso: el correspondiente al filtrado y el que se deriva de esperar a que se rebase el umbral.

Una vez detectada la curva, la señal filtrada del acelerómetro se emplea también para calcular la consigna de inclinación de cada coche. El algoritmo de control es análogo al reflejado en la figura 1.1. La consigna se calcula en un computador maestro situado en la locomotora, el cual transmite a cada coche el ángulo de inclinación necesario teniendo en cuenta su posición relativa en la composición y la velocidad de la marcha. Cada coche dispone de un procesador de control donde se recibe la consigna de basculación y se realimenta el ángulo que se ha inclinado la caja.

Para compensar el retraso de la medida de aceleración y facilitar el sincronismo de la inclinación con el paso por la curva, el X2000 aprovecha la ventaja de montar el acelerómetro de control en el vehículo de cabeza. Como se explica a continuación esta solución no siempre permite la compensación completa del retraso por lo que las prestaciones de los primeros coches no están totalmente aseguradas.

Cuando tira la locomotora, dada la pequeña longitud efectiva de ésta, el tiempo recuperado no asegura siempre el sincronismo de la inclinación del primer o segundo coche. Así por ejemplo, a una velocidad de 144 Km/h (40 m/s) la disposición adelantada del acelerómetro sólo permite recuperar 0.63 s para el primer coche. Algo parecido ocurre cuando la locomotora empuja desde el final de la composición. Al ser el remolque con cabina de longitud algo mayor que la locomotora, el tiempo recuperado es mayor en este caso, aunque según la velocidad de marcha puede ser insuficiente. Así, como en el ejemplo anterior, a 144 Km/h se recuperan 0.76 s para el primer coche tras el remolque.

Por otro lado, el propio remolque con cabina, basculante y con capacidad para 47 pasajeros, tiene prestaciones inferiores a las de los demás coches cuando circula en cabeza de la composición pues, obviamente, la compensación del retraso de la medida de aceleración es imposible.

*Los sistemas japoneses de pendulación natural y asistida*

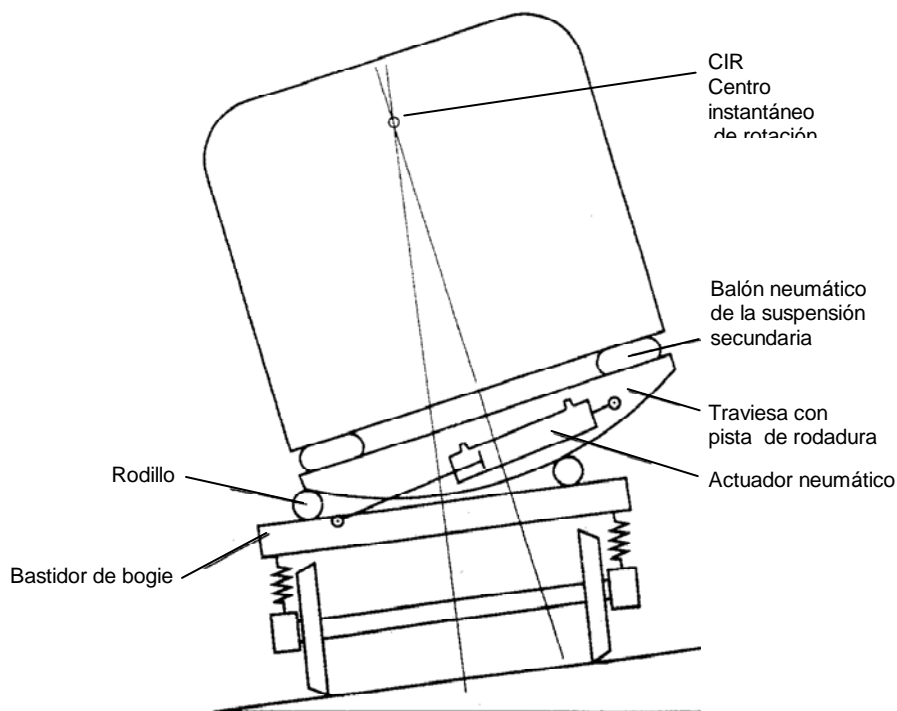
(Development of New Carbody Tilt System ..., 1993; Limited Express Tilting Electric Railcar Series 8000 ..., 1993; Higaki, 1991; Konayagi, 1989; Active tilting tested as JNR plans narrow gauge speed-up, 1985)

Paralelamente al desarrollo del programa japonés de alta velocidad, conocido como Shinkansen, surgió en el Japón un interés comercial por mejorar el rendimiento de las líneas de vías métricas, superando el techo de los 120 Km/h de velocidad máxima establecido en 1968.

El primer intento de mejora empleando trenes con capacidad de inclinar la caja data de 1973, cuando entraron en servicio entre Nagoya y Nagano los trenes pendulares pasivos de la Serie 381 EMU. Se pretendía operar a un máximo de 130 Km/h mejorando entre 20 y 30 Km/h la velocidad en el negociado de la curva. La inclinación máxima admitida era de 5°. Sin embargo, las deficiencias del sistema de pendulación, que provocaban frecuentes náuseas entre los pasajeros, obligaron a reducir las expectativas de mejora. Así, actualmente estos trenes negocian las curvas entre 15 y 20 Km/h por encima de los límites convencionales.

Con el objetivo de superar las deficiencias de la Serie 381, en 1985 se inició el desarrollo de un novedoso sistema de pendulación asistida que actualmente se utiliza en los trenes de las Series 2000 DMU y 8000 EMU de la compañía JR Shikoku. Los primeros ensayos se realizaron sobre un coche 381 modificado al que se añadieron actuadores neumáticos para forzar la inclinación. Los resultados de los ensayos, que confirmaron las conclusiones de los estudios de British Rail (Harborough, 1986), revelaron la necesidad de iniciar el proceso de inclinación antes de la entrada en el tramo de transición y de completarlo poco después de la salida. Se logra de esta forma disminuir la velocidad de inclinación, que es particularmente importante para facilitar el mantenimiento del equilibrio de los pasajeros de pie en los tramos de curvatura variable. Por otro lado, se consideró que la compensación parcial de la insuficiencia de peralte está más en la línea de las expectativas de los viajeros.

La configuración cinemática del mecanismo pendular, idéntica para los trenes de las Series 381 EMU, 2000 DMU y 8000 EMU, se esquematiza en la figura 1.5. La inclinación de la caja se produce por la rotación de una traviesa móvil sobre unos rodillos apoyados sobre el bastidor de bogie. En la parte inferior de la traviesa existen dos pistas de rodadura cuya curvatura sitúa el centro de rotación de la caja a una altura de 2.275 m sobre el plano de la vía (1.043 m por encima de su centro de gravedad). La inclinación máxima es de  $5^\circ$ . El sistema de pendulación asistida incorpora un actuador neumático dispuesto como se indica también en la figura 1.5.



*Figura 1.5: Mecanismo y actuador del sistema japonés de pendulación.*

La estrategia de control del sistema japonés de pendulación asistida difiere bastante de los sistemas empleados en el resto del mundo hasta el momento. Se basa en el conocimiento previo de la geometría del trazado y la localización del tren en el recorrido. La unidad de control inicia el proceso de inclinación un poco antes de llegar a los tramos de transición y lo termina poco después de

salir. Se necesita, por tanto, detectar con antelación la posición de las transiciones.

Para detectar la proximidad de las transiciones, se emplea el sistema de parada del tren automática ATS. Este sistema se compone de un conjunto de balizas enterradas a lo largo del recorrido, aproximadamente una por kilómetro, y un dispositivo detector e identificador de balizas situado en el coche de cabeza. La unidad de control de basculación tiene almacenada la posición exacta de cada baliza. A medida que el vehículo circula sobre ellas, el sistema las identifica y calcula la distancia que falta por recorrer hasta la siguiente transición. Entre baliza y baliza, el sistema estima la posición del tren contando vueltas de rueda, a partir de la salida del generador tacométrico que proporciona 90 pulsos por vuelta. Una vez que el tren se ha acercado a una distancia entre 10 y 22 m de la curva el sistema inicia el proceso de inclinación.

La consigna de inclinación se calcula a partir de la velocidad de marcha, proporcionada también por el generador tacométrico, y los datos geométricos de la curva, previamente almacenados en la unidad de control. La consigna sigue aproximadamente la insuficiencia de peralte. Para mejorar la respuesta del sistema neumático en los comienzos de ambas transiciones, se añaden a la consigna unas señales de tipo escalón. El aspecto de la consigna de basculación resultante se representa con trazo grueso en la figura 1.6.

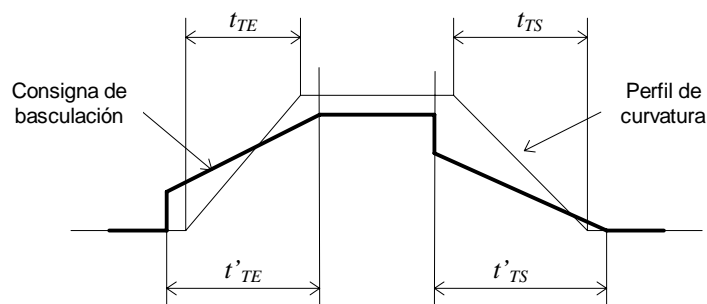


Figura 1.6: Consigna de basculación del sistema japonés de pendulación asistida.

Como puede observarse, las operaciones de inclinación y de restauración tienen una duración mayor que la necesaria para recorrer las transiciones correspondientes. Por otro lado, ambas operaciones se inician antes de entrar en los tramos de transición. El tiempo de anticipación está condicionado por la respuesta del sistema neumático.

Nuevas demandas de incremento de la velocidad han hecho necesaria la mejora del sistema de pendulación. Desde el punto de vista estructural, el mecanismo ha sido modificado en pos de una disminución de tamaño para permitir la inclusión en el bogie de nuevos componentes como el sistema de frenado necesario para mayor velocidad. Así mismo, se ha disminuido la altura del centro de rotación de la caja hasta 1.7 m para mantener el margen de seguridad frente al vuelco, que, por otra parte, no se necesita tan elevado con pendulación asistida. Para mejorar las prestaciones, el actuador neumático se ha substituido por uno hidráulico. Este cambio obliga a revisar las leyes de control cuyas discontinuidades actuales no son adecuadas para actuadores hidráulicos.

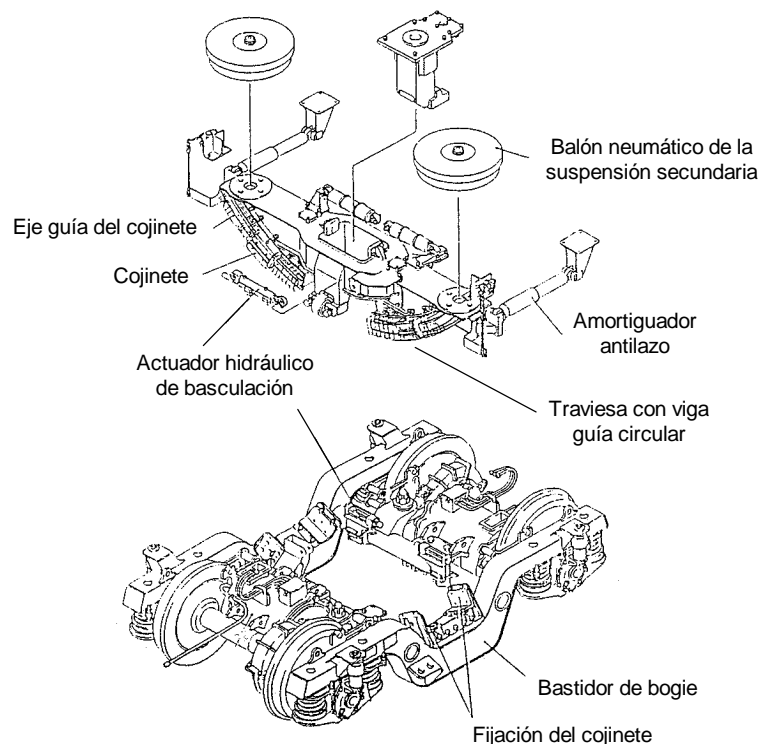


Figura 1.7: Nuevo mecanismo para el sistema pendular japonés.

El nuevo bogie, figura 1.7, mantiene la cinemática del mecanismo substituyendo las pistas de rodadura de la traviesa y los rodillos por una viga guía curva y unos rodamientos prismáticos de bolas, respectivamente. Actualmente está siendo objeto de pruebas con unidades Serie 8000 EMU de JR

Shikoku y Serie 281 DMU de JR Hokkaido (Development of New Carbody Tilt System ..., 1993).

### El TALGO Pendular

(Tilting Talgo Tested in USA, 1994; Torán, 1983; Torán, 1978)

Aun cuando se trata de un tren de pendulación natural, se analiza a continuación el TALGO Pendular porque, entre otras peculiaridades, necesita de un sistema de detección de curva.

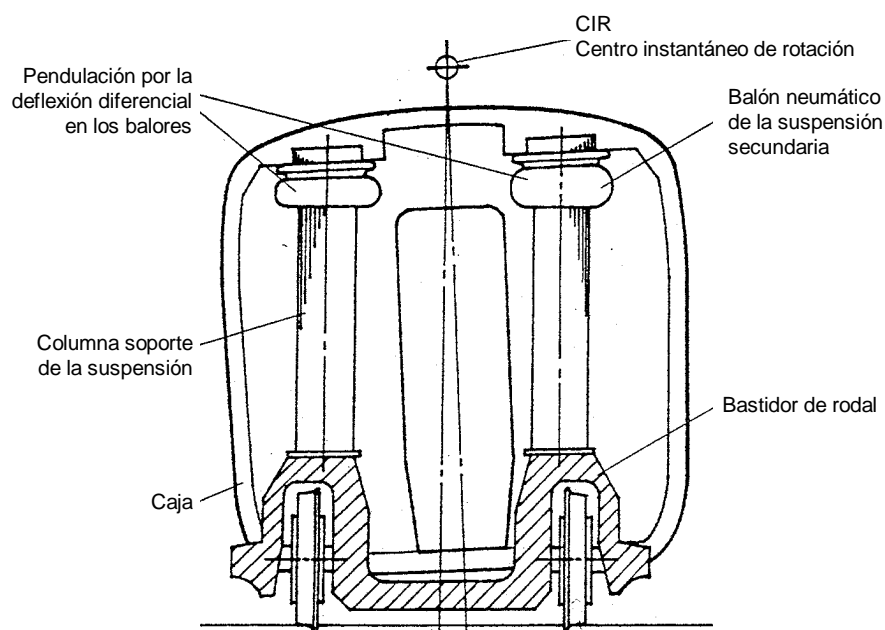


Figura 1.8: Suspensión del TALGO Pendular.

Los trenes TALGO consisten en una locomotora convencional que arrastra un número variable de coches. El sistema de rodadura está situado entre los coches. Los rodales tienen un solo eje. Para lograr la orientación radial del rodal se utiliza un dispositivo mecánico. El primer coche y el último tienen un diseño especial.

El plano de sustentación de la suspensión del TALGO Pendular está elevada 1.6 m por encima del centro de gravedad de las cajas de los coches. Esto se logra montando los balones neumáticos de la suspensión secundaria sobre unas

columnas apoyadas sobre los rodales, que como es sabido están situados entre cada dos coches. La disposición de la suspensión y del sistema de orientación del rodal puede observarse en la figura 1.8. El control de altura habitual en los sistemas neumáticos de suspensión mantiene el plano de la suspensión paralelo al plano de la vía durante la marcha en recta. Al circular por una curva el control de altura se inhabilita por lo que los balones se deforman de forma desigual permitiendo una inclinación de la caja de hasta 3.5° en vías de ancho RENFE y 2.8° con ancho internacional. La inhabilitación del control de altura requiere la detección de las entradas y salidas de curva para lo cual se emplea el propio dispositivo de guiado del rodal.

Como otros trenes pasivos, las prestaciones del TALGO pendular están limitadas por el retraso en la respuesta del sistema y por los errores en la detección de curva.

### *1.6.3. OTROS SISTEMAS DE BASCULACIÓN EN DESARROLLO.*

Se presentan a continuación otros sistemas o subsistemas de basculación que se encuentran aún en fase de desarrollo.

#### *El sistema AEG-Neicontrol-E*

El sistema de basculación activa AEG-Neicontrol-E, desarrollado por la división de vehículos ferroviarios, transporte de cercanías y coches de AEG, emplea un accionamiento eléctrico para la inclinación de la caja.

El accionamiento está integrado en el bogie y se compone de un servomotor, un reductor, un husillo, un freno de retención y un medidor de posición. La estrategia de control se basa en las medidas de dos giróscopos y en un medidor de velocidad. Con uno de los giróscopos se detecta la curva de transición estimando la variación del peralte. El otro mide la velocidad de giro de lazo de la caja. Con estas señales y la velocidad de marcha, se puede estimar la aceleración lateral de bogie y establecer un lazo de control como el indicado en la figura 1.1.

Este sistema tiene como ventajas principales la mayor simplicidad de la actuación eléctrica frente a la hidráulica así como el empleo de señales que no necesitan filtrados muy exigentes. En cualquier caso, la dependencia de señales

medidas durante la marcha condicionará las prestaciones del sistema como ocurre en los trenes activos anteriormente analizados.

No existe actualmente ningún tren en explotación comercial que emplee este sistema.

#### *El subsistema de Pendulación SIG NEIKO*

(Boon et al., 1992; Voitures à caisse inclinable: les CFF poursuivent leurs essais, 1991)

La Asociación Industrial Suiza (SIG) ha desarrollado un nuevo bogie dentro del programa Bahn 2000 de SBB de renovación de material rodante y mejora de los servicios para el siglo que viene. Esta empresa tiene experiencia (véase la experiencia francesa, apartado 1.6.1) en el desarrollo de bogies basculantes (Weber, 1976; Soom, 1976).

El bogie incorpora el subsistema NEIKO de pendulación de la caja y el subsistema NAVIGATOR para el guiado radial del bogie y los ejes montados. Desde 1991, ambos subsistemas han sido sometidos a extensas pruebas en tres coches SBB Mk IV modificados.

El mecanismo de inclinación es del tipo cuadrilátero articulado, utilizando 4 bielas para permitir el movimiento de balanceo de una traviesa, sobre la que se apoya la caja mediante dos balones neumáticos, respecto al bastidor de bogie. La disposición de las bielas sitúa el centro instantáneo de rotación bastante elevado sobre el de gravedad. El movimiento de rotación hacia el interior de la curva lleva consigo un desplazamiento lateral hacia el exterior en la parte baja de la caja.

La característica innovadora del sistema NEIKO radica en la inclusión de un cilindro neumático bidireccional montado lateralmente entre bogie y traviesa móvil. En cuanto ésta inicia el desplazamiento lateral hacia el exterior de la curva por efecto de la fuerza centrífuga, el cilindro neumático actúa para reforzar este movimiento. De esta manera se mejoran las prestaciones de los sistemas de pendulación natural en cuanto que se facilita la inclinación, disminuyendo el retraso característico de los sistemas pasivos.

La limitación más importante del sistema NEIKO se encuentra en sus reducidas posibilidades de compensación, pues al permitir una inclinación efectiva de



únicamente 3° autorizan una mejora de la velocidad de marcha entre un 10 y un 20%.

#### El sistema WECO

(Beschreibung de Wankstützen-Neigesystems von TALBOT; Boon et al., 1992)

A principio de los años 80, los ferrocarriles estatales noruegos (NSB) exploraron las posibilidades de aplicar los sistemas de basculación activa o pasiva a sus coches Tipo 7.

El mecanismo de inclinación es similar al de los trenes pendulares japoneses, con una traviesa que rueda sobre unos rodillos. La actuación es de tipo hidráulico. La ley de control emplea las medidas que proporcionan un giróscopo y un acelerómetro montados sobre el primer bogie de la locomotora.

El sistema fue desarrollado por WECO en colaboración con NSB y SINTEF. Durante 1984 y 1985 fue sometido a extensas pruebas por NSB y British Rail.

A partir de 1986, los coches Tipo 7 incorporan este sistema de basculación, si bien no se ha explotado comercialmente. NSB, tras la experiencia sueca con el X2000, está considerando las posibilidades del empleo de la basculación (Boon et al., 1992).

#### EL sistema de basculación TALBOT

(Beschreibung de Wankstützen-Neigesystems von TALBOT)

El sistema TALBOT es un desarrollo posterior de la tecnología WECO. La principal diferencia radica en que se prescinde de la traviesa oscilante de rodadura, simplificando la configuración del bogie. Los actuadores de basculación se montan en serie con la barra de torsión, característica de los trenes convencionales. La caja se apoya directamente en el bastidor de bogie a través de los resortes neumáticos. De esta manera la barra de torsión no soporta mayores esfuerzos que los relativos al movimiento de basculación. El sistema de actuación es de tipo hidráulico y ha sido suministrado por Mannesmann Rexroth. El sistema de servocontrol ha sido desarrollado por TALBOT.

El máximo ángulo de inclinación es de 7° aproximadamente, si bien depende de la geometría transversal del coche en el que se monta el sistema. El control de

basculación está basado, como la tecnología FIAT, en las señales de un giróscopo y de un acelerómetro situados en el primer bogie de la composición.

No existe ningún tren en explotación comercial con este sistema montado.

### **1.7. Conclusiones.**

Una vez revisados los sistemas de basculación actuales se puede concluir lo siguiente:

- No aseguran el confort de marcha en todos los coches de la composición debido a limitaciones en el control de basculación.
- Las estrategias de control habituales resultan imperfectas por su dependencia de medidas afectadas por la respuesta dinámica del vehículo durante la circulación.
- El movimiento de basculación resultante no está ajustado a todas las recomendaciones de confort establecidas.
- Las prestaciones finales de los sistemas de basculación tipo FIAT son dependientes de las características de diseño y de conservación del trazado.
- La variedad de mecanismos de basculación indica que las deficiencias de los sistemas basculantes actuales no radican en la cadena cinemática.

Los sistemas de basculación actualmente en servicio no funcionan al 100 % de sus posibilidades debido al diseño imperfecto de la estrategias de control de la basculación, bien por la dependencia de medidas durante la marcha, bien por un diseño de la consigna de basculación que no atiende las recomendaciones de confort.

Mención especial merece el sistema japonés, cuya estrategia de control no se basa en medidas de aceleración realizadas durante la marcha. La utilización de balizas para detectar la posición del tren en el recorrido y el empleo de la información geométrica del trazado previamente almacenada para la generación de la consigna de inclinación son dos fundamentos poderosos para el éxito del sistema. Sin embargo, la forma final de la consigna está muy condicionada por las limitaciones de la actuación neumática, que colocan en un segundo plano las recomendaciones de confort en cuanto al diseño de las consignas. Como ya se ha referido, existen tentativas de empleo de actuación hidráulica. En este caso,

el sistema japonés deberá mejorar la forma de la consigna de basculación de manera que la mínima flexibilidad que implica la actuación hidráulica no deteriore el confort de marcha.

### **1.8. Objetivo de la tesis.**

Al comienzo de esta tesis se marcó como objetivo el diseño de una nueva estrategia de control para sistemas activos de basculación de vehículos ferroviarios.

La nueva estrategia deberá resolver los problemas y las limitaciones de los sistemas actuales:

- evitando que el sistema responda a otros eventos diferentes de las curvas
- asegurando el adecuado sincronismo del movimiento de basculación con el paso por las transiciones.
- estableciendo la consigna de control según un diseño de acuerdo a las recomendaciones de confort.
- calculando la consigna de basculación de forma que la respuesta del vehículo no muestre dependencia alguna de la respuesta dinámica transitoria del vehículo.
- eliminando el retraso en la actuación.

Mediante:

- el uso de una estrategia basada en la localización del tren en el recorrido y el conocimiento de la geometría del trazado.
- el empleo de un modelo del comportamiento cuasiestático del vehículo basculante que, en función de la velocidad de marcha, la geometría de la curva y las características de la suspensión, permita conocer el ángulo máximo de basculación necesario para mantener el nivel de aceleración lateral no compensada en la caja dentro de los límites admisibles.
- el empleo de Dinámica Inversa para determinar el movimiento del sistema de basculación que, durante las transiciones, asegura la satisfacción de una determinada función objetivo de confort.

- la parametrización de este movimiento según unos pocos parámetros dependientes de la geometría de la curva, la velocidad de marcha y las características dinámicas de la suspensión del vehículo. De esta manera, para su aplicación en un tren basculante, el movimiento de basculación puede reconstruirse en tiempo real sin ser necesaria la realización de los cálculos de Dinámica Inversa.
- la utilización de unos actuadores de respuesta rápida, como son los hidráulicos, que permitan el seguimiento adecuado del movimiento de basculación.
- el control de los actuadores hidráulicos con unos controladores de lazo cerrado con *feedforward* que permiten la reducción de los errores de seguimiento.
- su implantación en un vehículo real y la comprobación de su eficacia con la realización de pruebas en banco y en vía.

### **1.9. Nueva estrategia de control de basculación.**

La nueva estrategia de control presentada en esta tesis da respuesta a todas las necesidades de un sistema de basculación superando las limitaciones de los sistemas actuales. A continuación, se realiza una descripción abreviada de la estrategia presentada y se referencian los restantes capítulos de esta memoria para el desarrollo detallado de las técnicas involucradas.

En primer lugar se enumeran los dispositivos y sensores que suministran la información necesaria para el funcionamiento del sistema de control de basculación. Así, la unidad de control de basculación (UCB) debe tener acceso a:

- Un sistema detector de la posición del tren en el recorrido (SDP). Este dispositivo indica en cada instante la posición del tren, esto es, en qué punto de la vía se encuentra. El empleo de un dispositivo SDP asegura que la basculación se inicia en el momento adecuado.
- Una base de datos que almacene la geometría de las curvas del trazado. Esto es, radios de curvatura, ángulos de peralte y localización de los diferentes tramos de las curvas.
- Un medidor de la velocidad de marcha.

Con esta información la UCB construye la consigna de basculación de acuerdo con las recomendaciones de confort referidas en el apartado 1.4. Para ello la estrategia desarrollada distingue entre el comportamiento cuasiestático durante el tramo central circular y el comportamiento transitorio que aparece durante los tramos de transición.

Durante el tramo central circular, las recomendaciones de confort limitan el valor de la aceleración lateral no compensada percibida por los pasajeros. El modelo cuasiestático de tren basculante que se desarrolla en el capítulo 2º, permite establecer el ángulo de basculación necesario en una curva determinada teniendo en cuenta la velocidad de marcha y las características estructurales del vehículo. Al no proceder de medidas de aceleración tomadas durante la marcha, el ángulo de basculación así obtenido está libre de perturbaciones y el sistema de basculación no tiene que corregir los efectos de la respuesta dinámica del vehículo frente a las irregularidades de vía y otros fenómenos transitorios.

Durante el tramo de transición de entrada es necesario inclinar el mecanismo de basculación desde la posición neutral en recta hasta el ángulo determinado por el modelo cuasiestático. Análogamente durante la transición de salida el mecanismo de basculación debe volver a su posición neutral. El movimiento de basculación debe controlarse atendiendo los criterios de confort establecidos en el apartado 1.4. En la definición de la consigna de basculación se emplea el método de Dinámica Inversa que se explica en el capítulo 3º.

En el capítulo 4º se realiza la aplicación del método de Dinámica Inversa a un modelo de vehículo ferroviario basculante. Partiendo de una función objetivo que integra las recomendaciones de confort relativas a los niveles máximos de aceleración lateral no compensada, de *jerk* y de velocidad de balanceo de la caja, el método determina la consigna de basculación óptima que satisface la función objetivo propuesta.

Para posibilitar su empleo en aplicaciones prácticas, la consigna de basculación calculada se ajusta mediante polinomios, parametrizando sus coeficientes respecto de las características dinámico estructurales del vehículo, la geometría de la curva y la velocidad de marcha. En el capítulo 4º se detalla también todo el proceso de parametrización de las consignas de basculación.

Finalmente en el capítulo 5° se detalla el trabajo experimental llevado a cabo con un vehículo basculante experimental. Se describen los medios de ensayo empleados y se exponen los resultados y conclusiones obtenidas de las pruebas.



## 2°

# Análisis Cuasiestático

En este capítulo se definen el coeficiente de *souplesse* y los conceptos de aceleración lateral no compensada que son fundamentales en el análisis de vehículos ferroviarios basculantes. Empleando estos conceptos se establece un modelo cuasiestático que permite calcular el ángulo de basculación necesario para obtener un determinado nivel de aceleración lateral en caja, supuesto conocidas tanto la geometría de la curva, como la velocidad de marcha y las características dinámicas del vehículo.

### 2.1. El coeficiente de *souplesse*.

Considérese un vehículo ferroviario detenido en plena curva, como se representa en la figura 2.1.a.

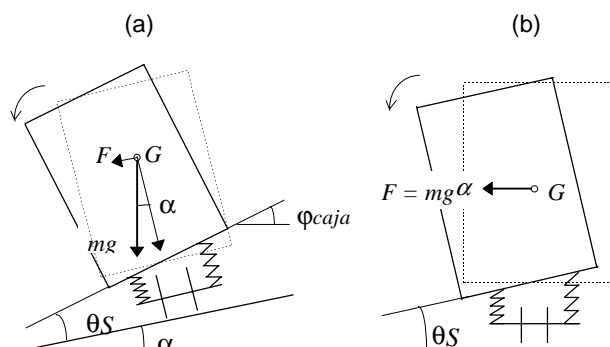


Figura 2.1: Modelo plano con una etapa de suspensión.

Debido al peralte de la curva, el vehículo adopta una posición de equilibrio no centrada, caracterizada por una rotación y un desplazamiento de la caja hacia el



interior de la curva. Debido a la flexibilidad lateral y al balanceo de la suspensión, el vehículo se mueve por efecto de la componente lateral del peso. Esta fuerza y el momento generado por la precompresión de los elementos elásticos de la suspensión vertical al estar sometida a un desplazamiento lateral, determinan la posición final de equilibrio.

Se define el coeficiente de *souplesse* como la constante de proporcionalidad que relaciona el ángulo de peralte  $\alpha$  con el cedido por la suspensión  $\theta_s$ . De esta manera, se puede escribir:

$$\theta_s = S \alpha \quad (2.1)$$

Este coeficiente es positivo en los trenes convencionales y en los trenes basculantes. En los trenes pendulares, el coeficiente es negativo.

El ángulo total que se inclina la caja resulta por tanto:

$$\varphi_{caja} = \alpha + \theta_s = (1 + S)\alpha \quad (2.2)$$

El coeficiente de *souplesse* permite también relacionar el ángulo cedido por la suspensión con la fuerza lateral que, como se ha indicado anteriormente, provoca el movimiento de la caja. Como se indica en la figura 1.2.b, la cual se representa girada de modo que el plano de la vía aparezca horizontal, esta fuerza es la componente del peso paralela al plano de apoyo de la suspensión. Teniendo en cuenta que el ángulo de peralte es pequeño (en vía RENFE,  $\alpha = 0.0923 \text{ rad} = 5.29^\circ$ ) se puede escribir:

$$F = mg\alpha \quad (2.3)$$

Y el ángulo girado por la suspensión se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\theta_s = S \frac{F}{mg} \quad (2.4)$$

El coeficiente de *souplesse* resulta por tanto muy útil para analizar el comportamiento de la suspensión del vehículo ferroviario durante la circulación por una curva.

### 2.1.1. VEHÍCULOS CON DOS ETAPAS DE SUSPENSIÓN.

Considerando que los vehículos ferroviarios poseen generalmente dos etapas de suspensión, resulta adecuado introducir un coeficiente de *souplesse* para cada una de ellas. En la figura 2.2 se representa un vehículo convencional con dos etapas de suspensión.

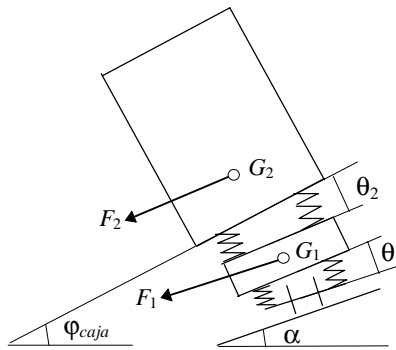


Figura 2.2: Modelo plano con dos etapas de suspensión.

En la figura aparecen las fuerzas laterales  $F_2$  y  $F_1$  ejercidas sobre la suspensión secundaria y primaria respectivamente. Así,  $F_2$  es la componente lateral (paralela al plano de base de la suspensión secundaria) del peso de la caja y está aplicada en el centro de gravedad de la caja  $G_2$ . Análogamente,  $F_1$  es la componente lateral (paralela al plano de base de la suspensión primaria) del peso de toda la masa suspendida (la caja y los bogies) y está aplicada en su centro de gravedad  $G_1$  (del conjunto de caja y dos bogies).

Considerando de nuevo que los ángulos que intervienen son pequeños y llamando  $m_c$  a la masa de la caja, se puede escribir:

$$F_2 = m_c g (\alpha + \theta_1) \quad (2.5)$$

El ángulo cedido por la suspensión secundaria bajo la acción de la fuerza  $F_2$  se calcula en función del coeficiente de *souplesse* de la suspensión secundaria  $S_2$  aplicando la expresión (2.4).

$$\theta_2 = S_2 \frac{F_2}{m_c g} = S_2 (\alpha + \theta_1) \quad (2.6)$$

Análogamente, denominando  $m_b$  a la masa de los bogies, la expresión de la fuerza que deforma la suspensión primaria es la siguiente:

$$F_1 = (m_c + m_b) g \alpha \quad (2.7)$$

Y el ángulo que gira la suspensión primaria resulta en este caso:

$$\theta_1 = S_1 \frac{F_1}{(m_c + m_b) g} = S_1 \alpha \quad (2.8)$$

En la expresión anterior,  $S_1$  es el coeficiente de *souplesse* asociado a la suspensión primaria considerando el total de la masa suspendida.

Combinando las expresiones (2.8) y (2.6), el ángulo cedido por la suspensión secundaria se expresa en función del peralte como sigue:

$$\theta_2 = (1 + S_1) S_2 \alpha \quad (2.9)$$

Los resultados anteriores permiten también calcular el ángulo total que se inclina la caja:

$$\varphi_{caja} = \alpha + \theta_1 + \theta_2 = (1 + S_1)(1 + S_2) \alpha \quad (2.10)$$

Finalmente, comparando el resultado anterior con la expresión (2.2), el coeficiente de *souplesse* total del vehículo se puede calcular a partir de los coeficientes particulares de cada etapa de la suspensión:

$$S = (1 + S_1)(1 + S_2) - 1 \quad (2.11)$$

Las expresiones deducidas anteriormente son válidas siempre que los ángulos involucrados sean pequeños.

## 2.2. Aceleración lateral no compensada.

Considérese ahora un vehículo ferroviario no basculante recorriendo con velocidad  $V$  una curva circular de radio  $R$  y ángulo de peralte  $\alpha$ . En estas condiciones el vehículo se ve sometido a la acción de las fuerzas de inercia centrífugas que lo empujan hacia el exterior. Debido a ello, el vehículo adopta una posición de equilibrio no centrada, caracterizada por un desplazamiento y un giro hacia el exterior de la curva. En la figura 2.3 se representa un vehículo con la suspensión deformada como corresponde a las condiciones referidas.

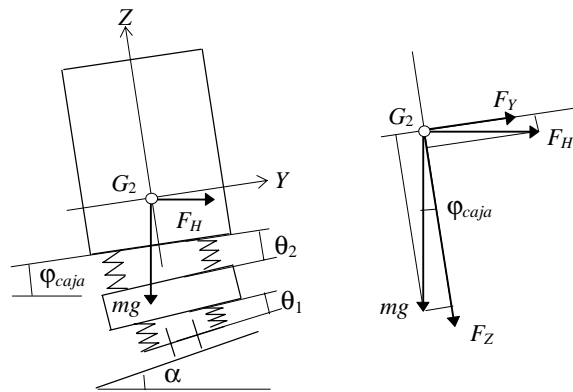


Figura 2.3: Equilibrio de fuerzas en curva.

La fuerza de inercia centrífuga  $F_H$  que afecta a cada cuerpo se deriva de la existencia de aceleración centrípeta y tiene dirección horizontal y sentido hacia el exterior de la curva. Siendo  $m$  la masa del cuerpo considerado, el valor del módulo de la fuerza es:

$$F_H = m \frac{V^2}{R} \quad (2.12)$$

La fuerza total que afecta tanto a los pasajeros como a todos los sólidos de que se compone el vehículo será por tanto la suma vectorial entre la fuerza centrífuga y el peso.

Considérese en la caja un sistema de referencia cuyos ejes sean paralelo y perpendicular al suelo de la caja, tal como se muestra en la figura 2.3. Teniendo en cuenta el ángulo girado por la caja por efecto del peralte y de la deformación de la suspensión, las componentes de la fuerza total según cada uno de los ejes son las siguientes:

$$\begin{aligned} F_Y &= F_H \cos(\varphi_{caja}) - mg \sin(\varphi_{caja}) \\ F_Z &= F_H \sin(\varphi_{caja}) + mg \cos(\varphi_{caja}) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Dado que el ángulo de inclinación de la caja acostumbra a ser pequeño, las funciones trigonométricas pueden simplificarse. Así mismo, en la práctica ferroviaria actual, la aceleración centrípeta tiene un orden de magnitud menos que la aceleración de la gravedad. De esta manera:

$$\begin{aligned} F_Y &\approx F_H - mg\phi_{caja} \\ F_Z &\approx F_H\phi_{caja} + mg \approx mg \end{aligned} \quad (2.14)$$

Atendiendo a los resultados expresados en (2.14), la inclinación de la caja conduce a una redistribución de la fuerza total según las direcciones vertical y lateral locales de la caja. Así, el viajero no percibe un aumento substancial de la fuerza vertical, es decir, no detecta un sobrepeso. Sin embargo, la fuerza que el viajero percibe como lateral es bastante menor que la fuerza centrífuga  $F_H$ , que hubiera percibido en caso de haberse mantenido la caja horizontal. Se dice entonces que la componente lateral del peso ha compensado parte de la fuerza centrífuga.

Dividiendo la fuerza lateral  $F_Y$  a que está sometido cada cuerpo por la masa de éste, se obtiene un valor de aceleración independiente de la masa que se denomina aceleración lateral no compensada a nivel de caja.

$$a_{caja} = \frac{F_Y}{m} = \frac{V^2}{R} - g\phi_{caja} \quad (2.15)$$

Esta aceleración tiene dirección paralela al suelo de la caja y sentido hacia el exterior de la curva. De esta manera,  $a_{caja}$  es la aceleración que será percibida como lateral por los viajeros del vehículo.

Análogamente, resulta útil definir la aceleración lateral no compensada a nivel de vía, esto es, paralela al plano de la vía:

$$a_{via} = \frac{V^2}{R} - g\alpha \quad (2.16)$$

y también la aceleración lateral no compensada a nivel de bogie, esto es, paralela al plano de apoyo de la suspensión secundaria:

$$a_{bogie} = \frac{V^2}{R} - g(\alpha - \theta_1) = a_{via} + g\theta_1 \quad (2.17)$$

Teniendo en cuenta el valor de  $\phi_{caja}$ , la aceleración lateral no compensada en caja se puede expresar también como:

$$a_{caja} = \frac{V^2}{R} - g(\alpha - \theta_1 - \theta_2) = a_{bogie} + g\theta_2 \quad (2.18)$$

2.2.1. ACELERACIÓN NO COMPENSADA Y SOUPLESSE.

El concepto de coeficiente de *souplesse* introducido en el apartado 2.1 resulta de gran utilidad para relacionar las variantes de aceleración no compensada definidas anteriormente.

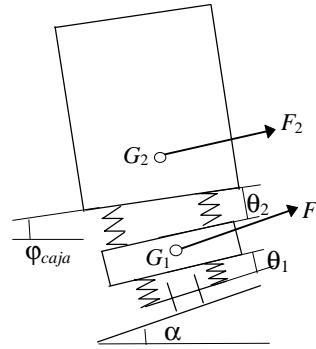


Figura 2.4: Fuerzas de inercia en curva.

Circulando con velocidad no nula, las fuerzas laterales ejercidas sobre cada etapa de la suspensión se deducen de los valores de aceleración lateral no compensada. De esta manera:

$$F_2 = m_c a_{bogie} \quad (2.19)$$

$$F_1 = (m_c + m_b) a_{via} \quad (2.20)$$

Como se observa en la figura 2.4, las fuerzas  $F_2$  y  $F_1$  tienen dirección paralela al plano de la base de la suspensión secundaria y primaria respectivamente. El sentido de ambas es hacia el exterior de la curva. Tanto estas fuerzas como los ángulos de deformación de la suspensión tienen sentido opuesto a las del caso de velocidad nula representado en la figura 2.2. Aplicando las expresiones (2.6) y (2.8) se obtienen los ángulos que se deforma cada etapa de suspensión:

$$\theta_2 = S_2 \frac{a_{bogie}}{g} \quad (2.21)$$

$$\theta_1 = S_1 \frac{a_{via}}{g} \quad (2.22)$$

Substituyendo en (2.17) y (2.18) se obtiene finalmente:

$$a_{bogie} = (1 + S_1)a_{via} \quad (2.23)$$

$$a_{caja} = (1 + S_2)a_{bogie} = (1 + S_1)(1 + S_2)a_{via} \quad (2.24)$$

De esta manera, los coeficientes de *souplesse* asociados a cada etapa de la suspensión permiten relacionar la aceleración lateral no compensada que perciben los pasajeros con la que existe a nivel de vía.

### 2.3. Modelo cuasiestático de vehículo basculante.

A continuación se emplean las expresiones anteriores para establecer un modelo cuasiestático de vehículo basculante que, en condiciones cuasiestáticas, esto es, circulando por una curva circular, permita relacionar la aceleración lateral no compensada con el ángulo de basculación necesario para alcanzarla.

#### 2.3.1. SISTEMA DE BASCULACIÓN POR DEBAJO DE LA SUSPENSIÓN SECUNDARIA.

Considérese un vehículo con dos etapas de suspensión y dotado de un sistema de basculación para la inclinación forzada de la caja, figura 2.5.

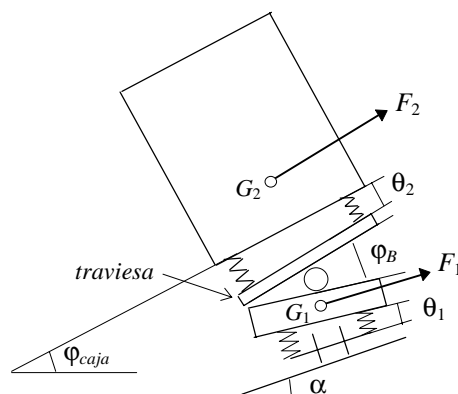


Figura 2.5: Sistema de basculación en serie y por debajo de la suspensión 2<sup>aria</sup>.

Tal como se indica en la figura 2.5, el mecanismo de inclinación está situado en serie y por debajo de la suspensión secundaria. En ella puede observarse cómo la suspensión secundaria está apoyada sobre una traviesa basculante, que está inclinada un ángulo  $\phi_B$  respecto al bastidor de bogie.

Como en el apartado anterior, los coeficientes de *souplesse* de la suspensión permiten relacionar la aceleración lateral no compensada que perciben los pasajeros con la que existe a nivel de vía y el ángulo de basculación.

Se define en primer lugar la aceleración lateral no compensada a nivel de la traviesa:

$$a_{trav} = a_{via} + g\theta_1 - g\varphi_B \quad (2.25)$$

En el vehículo basculante, la aceleración lateral no compensada a nivel de caja incorpora en su expresión el ángulo de basculación  $\varphi_B$ :

$$a_{caja} = a_{via} + g\theta_1 - g\varphi_B + g\theta_2 = a_{trav} + g\theta_2 \quad (2.26)$$

En la figura 2.5 se han representado las fuerzas  $F_2$  y  $F_1$  que provocan la deformación de ambas etapas de la suspensión. Como en casos anteriores, tienen dirección paralela al plano de base de la suspensión secundaria y primaria y tienen sentido hacia el exterior de la curva. Estas fuerzas se deducen de los valores de aceleración lateral a nivel de traviesa y de bogie respectivamente:

$$F_2 = m_c a_{trav} \quad (2.27)$$

$$F_1 = (m_c + m_b) a_{bogie} \quad (2.28)$$

La suspensión primaria está sometida por tanto a la misma fuerza lateral  $F_1$  que en un vehículo convencional. Por ello se obtienen expresiones idénticas del ángulo girado por la suspensión y la aceleración lateral no compensada a nivel de bogie:

$$a_{bogie} = a_{via} + g\theta_1 = (1 + S_1) a_{via} = (1 + S_1) \left( \frac{V^2}{R} - g\alpha \right) \quad (2.29)$$

Sin embargo, la fuerza  $F_2$  que deforma la suspensión secundaria es diferente a la del caso convencional. En los vehículos basculantes está afectada por el ángulo de basculación. El ángulo girado por la suspensión resulta en este caso:

$$\theta_2 = S_2 \frac{a_{trav}}{g} \quad (2.30)$$

Y la aceleración lateral no compensada percibida por el pasajero resulta:

$$a_{caja} = (1 + S_2) a_{trav} = (1 + S_2) (a_{bogie} - g\varphi_B) \quad (2.31)$$



Substituyendo el valor de  $a_{bogie}$  se obtiene finalmente:

$$a_{caja} = (1 + S_1)(1 + S_2)a_{via} - (1 + S_2)g\varphi_B \quad (2.32)$$

Esta última expresión, además de la influencia esperada de la *souplesse* sobre la aceleración en vía, el término correspondiente al ángulo de balanceo está afectado por un factor  $(1 + S_2)$ . Como  $S_2$  es positivo en los trenes basculantes, el resultado es una amplificación de la capacidad de compensación que proporciona el ángulo de basculación  $\varphi_B$ .

### 2.3.2. SISTEMA DE BASCULACIÓN POR ENCIMA DE LA SUSPENSIÓN SECUNDARIA.

Considérese ahora un vehículo con doble etapa de suspensión y equipado con un sistema de basculación en serie y por encima de la suspensión secundaria, como se muestra en la figura 2.6.

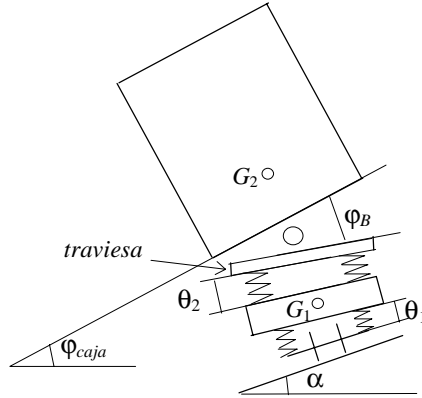


Figura 2.6: Sistema de basculación en serie y por encima de la suspensión 2<sup>aria</sup>.

Teniendo en cuenta las expresiones (2.22) y (2.23), para esta configuración del sistema de basculación se puede escribir:

$$a_{bogie} = a_{via} + g\theta_1 = (1 + S_1)a_{via} \quad (2.33)$$

$$a_{trav} = a_{bogie} + g\theta_2 = (1 + S_2)a_{bogie} \quad (2.34)$$

En este caso además:

$$a_{caja} = a_{trav} - g\varphi_B \quad (2.35)$$

Por lo que, substituyendo (2.33) y (2.34), finalmente se obtiene:

$$a_{caja} = (1 + S_1)(1 + S_2)a_{via} - g\varphi_B \quad (2.36)$$

Al contrario de lo obtenido en (2.32), esta disposición del sistema de basculación no proporciona mayor compensación que la que se obtiene directamente del ángulo de basculación  $\varphi_B$ .

Se demuestra de esta manera, que la disposición de los actuadores de basculación por debajo de la suspensión secundaria proporciona un mayor rendimiento del sistema de basculación.

### 2.3.3. MODELO CUASIESTÁTICO.

Las expresiones obtenidas para la disposición por debajo (2.32) y por encima de la suspensión secundaria (2.36) presentan grandes similitudes.

Para unificar estos resultados, se propone y se usa en esta tesis el siguiente modelo, que hace uso del coeficiente de *souplesse* total del vehículo  $S$  (2.11) y un coeficiente corrector  $S_X$ :

$$a_{caja} = (1 + S) \left( \frac{V^2}{R} - g\alpha \right) - S_X g\varphi_B \quad (2.37)$$

Siendo  $S_X = (1 + S_2)$  cuando el sistema de basculación está situado por debajo de la suspensión secundaria, y  $S_X = 1$  cuando se sitúa por encima. Si la configuración del sistema de basculación no puede asimilarse estrictamente a uno u otro caso, como ocurre en el vehículo experimental empleado en esta tesis para la realización de las pruebas en vía, el coeficiente corrector  $S_X$  tendrá un valor intermedio.

La utilización a nivel práctico de este modelo precisa la identificación de los coeficientes  $S$  y  $S_X$ .

La expresión (2.37) constituye en sí misma un modelo del comportamiento cuasiestático del vehículo basculante. Este modelo reúne en una sola ecuación todos los aspectos relevantes en el equilibrio cuasiestático de un vehículo basculante durante la circulación en curva, que son:

- la geometría de la curva mediante el radio de curvatura  $R$  y el ángulo máximo de peralte  $\alpha$ ,
- la velocidad de marcha  $V$ ,

- las características estructurales del vehículo a través del coeficiente de *souplesse* de la suspensión  $S$  y el coeficiente  $S_X$ ,
- el ángulo de basculación  $\varphi_B$  y
- la aceleración lateral no compensada percibida por los pasajeros  $a_{caja}$ .

Así mismo, el modelo permite considerar, a través del coeficiente  $S_X$ , el rendimiento del ángulo de basculación que se puede lograr según la disposición del sistema de actuación.

De esta manera, conocida la geometría de la curva, la velocidad de marcha y la *souplesse* del vehículo, la expresión (2.37) relaciona el ángulo de basculación con la aceleración lateral no compensada en caja percibida por los pasajeros. Despejando  $\varphi_B$  en (2.37):

$$\varphi_B = \frac{(1+S)\left(\frac{V^2}{R} - g\alpha\right) - a_{caja}}{S_X g} \quad (2.38)$$

Esta última ecuación determina de forma única el ángulo de basculación que debe moverse el mecanismo de basculación para alcanzar un determinado objetivo de aceleración lateral no compensada en la caja.

# 3°

## Método No Lineal de Dinámica Inversa

### **3.1. Introducción.**

El problema de Dinámica Inversa plantea la determinación de las fuerzas actuantes en un sistema de forma que éste describa una trayectoria determinada. En el diseño de leyes de control para el seguimiento de trayectorias, la solución al problema dinámico inverso proporciona una ley de control en lazo abierto adecuada para su inclusión en esquemas de control de seguimiento en lazo cerrado.

Si bien el problema de Dinámica Inversa se plantea en todas las disciplinas de la Dinámica, es en la Robótica donde ha sido tratado con mayor profundidad y donde han surgido la mayoría de las soluciones. Generalmente la operación de trabajo de un manipulador determina a priori su trayectoria, siendo desconocidos los pares motores necesarios. La determinación de éstos no resulta complicada en el caso de robots rígidos e incluso en los manipuladores con topologías de cadena abierta resulta particularmente eficiente el método recursivo de Newton-Euler (Luh et al., 1980). Para manipuladores flexibles, pese a la mayor complejidad de los modelos dinámicos que los describen, el problema también ha sido resuelto para topologías tanto abiertas como cerradas (Bayo et al., 1989).

El modelo dinámico para un vehículo ferroviario negociando una curva presenta muchas similitudes con los modelos de manipuladores flexibles. La diferencia

radica en la presencia de un término no lineal debido a las fuerzas ejercidas por el trazado en el contacto rueda carril, además de los correspondientes a las fuerzas de inercia centrífugas y de coriolis.

En la resolución de los modelos dinámicos inversos de sistemas flexibles las soluciones estables son siempre de tipo no causal. Esta denominación expresa que la fuerza desconocida debe comenzar a aplicarse antes de que se inicie el movimiento a controlar, dando tiempo así a que las ondas elásticas viajen a través de los elementos del sistema. Por la misma razón, la fuerza termina de aplicarse cuando el movimiento ya ha finalizado. Existen también soluciones en las que la fuerza comienza a aplicarse cuando comienza el movimiento, las denominadas soluciones causales, pero son siempre inestables (Bayo y Moulin, 1989). Para las aplicaciones prácticas, sólo interesan las soluciones no causales.

Como demuestran Bayo y Moulin (1989), la integración directa de las ecuaciones del modelo inverso conduce a la solución causal.

La primera solución no causal al problema de Dinámica Inversa de un brazo flexible se debe a Bayo, quien desarrolla un método iterativo de inversión de las ecuaciones en el dominio de la frecuencia (Bayo, 1987). El método fue extendido posteriormente para manipuladores planos de varios brazos flexibles (Bayo et al., 1989) y para manipuladores espaciales (Ledesma y Bayo, 1993). Soluciones en el dominio del tiempo también han sido obtenidas. Así en Bayo y Moulin (1989), los autores proponen un método off-line basado en la convolución con la función respuesta a impulso unitario. Por su parte Asada et al. (1987), empleando el sistema de coordenadas VLCS (Virtual rigid Link Coordinate System), reducen la complejidad del cálculo al disminuir el número de términos involucrados en la ecuación del movimiento. Una revisión de los diferentes métodos puede encontrarse en Carrera (1994), quien a su vez propone un procedimiento no iterativo y no recursivo que calcula en el dominio del tiempo la solución no-causal del problema dinámico inverso de manipuladores flexibles de cualquier tipo.

En esta tesis se ha empleado el método iterativo en el dominio de la frecuencia propuesto por Bayo, si bien ha sido ligeramente modificado para resolver los modelos no lineales de la dinámica ferroviaria durante la circulación por una curva. El problema resuelto plantea la determinación de las leyes de actuación necesarias para que la trayectoria del sistema satisfaga una determinada función objetivo.

A continuación se realiza una descripción del método y se resuelve un ejemplo de aplicación.

### 3.2. Descripción.

El modelo dinámico de un vehículo ferroviario conduce a un sistema de ecuaciones diferenciales no lineales que puede ser expresado como sigue:

$$\mathbf{P}[\mathbf{x}(t), \dot{\mathbf{x}}(t), \ddot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{f}(t), \mathbf{e}(t)] = 0 \quad (3.1)$$

Donde  $\mathbf{P}$  es un vector de funciones no lineales,  $\mathbf{x}(t)$  es el vector de grados de libertad del sistema,  $\mathbf{f}(t)$  es el vector de leyes de actuación desconocidas y  $\mathbf{e}(t)$  es el vector de las excitaciones exteriores conocidas.

Sea  $\mathbf{z}(t)$  un vector de funciones objetivo dependientes de la trayectoria del sistema. En un caso general se puede escribir, mediante otro vector de funciones no lineal  $\mathbf{Q}$ :

$$\mathbf{z}(t) = \mathbf{Q}[\mathbf{x}(t), \dot{\mathbf{x}}(t), \ddot{\mathbf{x}}(t)] \quad (3.2)$$

El problema dinámico inverso planteado consiste en la determinación de  $n$  leyes de actuación  $\mathbf{f}(t)$  de forma que las ecuaciones (3.1) y (3.2) se satisfagan simultáneamente, supuesto conocidas  $n$  funciones objetivo  $\mathbf{z}_{OBJ}(t)$ .

Se asume en primer lugar una conducta lineal tanto en las ecuaciones del movimiento (3.1) como en la expresión de las funciones objetivo. El problema adquiere entonces una expresión simplificada:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{P}_f \mathbf{f}(t) + \mathbf{P}_e \mathbf{e}(t) \quad (3.3)$$

$$\mathbf{z}_{OBJ}(t) = \mathbf{Q}_{\ddot{x}} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{Q}_{\dot{x}} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{Q}_x \mathbf{x}(t) \quad (3.4)$$

Siendo, según la notación convencional,  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  y  $\mathbf{K}$  las matrices de masas, de amortiguamiento y de rigidez del sistema. Las matrices  $\mathbf{P}_f$  y  $\mathbf{P}_e$  reparten el efecto de  $\mathbf{f}(t)$  y  $\mathbf{e}(t)$  entre los diferentes grados de libertad.

Las ecuaciones anteriores establecen una relación entre funciones objetivo y leyes de actuación y excitaciones exteriores que puede ser expresada de forma explícita en el dominio frecuencial. La relación es la siguiente:

$$\mathbf{Z}_{OBJ}(\omega) = \mathbf{H}_{zf}(\omega)\mathbf{F}(\omega) + \mathbf{H}_{ze}(\omega)\mathbf{E}(\omega) \quad (3.5)$$

Donde,

$\mathbf{Z}_{OBJ}(\omega)$  : es la transformada de Fourier de las funciones objetivo.

$\mathbf{F}(\omega)$  : es la transformada de Fourier de las leyes de actuación desconocidas.

$\mathbf{E}(\omega)$  : es la transformada de Fourier de las excitaciones exteriores conocidas.

$\mathbf{H}_{zf}(\omega)$  : es la matriz de transferencia entre leyes de actuación y funciones objetivo.

$\mathbf{H}_{ze}(\omega)$  : es la matriz de transferencia entre excitaciones exteriores conocidas y funciones objetivo.

Las matrices de transferencia se calculan con las siguientes expresiones:

$$\mathbf{H}_{zf}(\omega) = \left[ -\omega^2 \mathbf{Q}_{\ddot{x}} + j\omega \mathbf{Q}_{\dot{x}} + \mathbf{Q}_x \right] \left[ -\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C} + \mathbf{K} \right]^{-1} \mathbf{P}_f \quad (3.6)$$

$$\mathbf{H}_{ze}(\omega) = \left[ -\omega^2 \mathbf{Q}_{\ddot{x}} + j\omega \mathbf{Q}_{\dot{x}} + \mathbf{Q}_x \right] \left[ -\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C} + \mathbf{K} \right]^{-1} \mathbf{P}_e \quad (3.7)$$

Despejando en (3.5) se obtiene  $\mathbf{F}(\omega)$  sin más que invertir la matriz  $\mathbf{H}_{zf}(\omega)$  :

$$\mathbf{F}(\omega) = \mathbf{H}_{zf}^{-1}(\omega) \left[ \mathbf{Z}_{OBJ}(\omega) - \mathbf{H}_{ze}(\omega) \mathbf{E}(\omega) \right] \quad (3.8)$$

Por último, aplicando la transformada de Fourier inversa (TFI) se determinan las leyes de actuación en el dominio del tiempo:

$$\mathbf{f}(t) = \text{TFI}[\mathbf{F}(\omega)] \quad (3.9)$$

Para sistemas lineales, el método permite calcular de forma exacta las leyes de actuación en el dominio del tiempo. Para ello es necesario y suficiente que la matriz  $\mathbf{H}_{zf}(\omega)$  sea invertible. Esta exigencia se traduce en dos implicaciones:

- En primer lugar, es condición necesaria que los modos de vibración del sistema mecánico sean todos de amortiguamiento no nulo. En caso contrario, la matriz inversa que aparece en las ecuaciones (3.6) y (3.7) no podrá ser evaluada a la frecuencia correspondiente al modo no amortiguado y por tanto no existirá tampoco  $\mathbf{H}_{zf}(\omega)$ .
- En segundo lugar, la no singularidad de la matriz  $\mathbf{H}_{zf}(\omega)$  implica además la existencia de una dependencia de las funciones objetivo respecto de las leyes de actuación, que asegura la consecución de los objetivos mediante esa forma de actuación.

Para los casos no lineales, se aplica una variante iterativa del método. Previamente, se debe realizar una linealización del sistema en torno a su posición de equilibrio. En este caso, las matrices de las ecuaciones (3.3) y (3.4) son:

$$\mathbf{M} = \left( \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \ddot{\mathbf{x}}} \right)_0 \quad \mathbf{C} = \left( \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \dot{\mathbf{x}}} \right)_0 \quad \mathbf{K} = \left( \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{x}} \right)_0 \quad \mathbf{P}_f = \left( \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{f}} \right)_0 \quad \mathbf{P}_e = \left( \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{e}} \right)_0 \quad (3.10.a)$$

$$\mathbf{Q}_{\ddot{x}} = \left( \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \ddot{\mathbf{x}}} \right)_0 \quad \mathbf{Q}_{\dot{x}} = \left( \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \dot{\mathbf{x}}} \right)_0 \quad \mathbf{Q}_x = \left( \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{x}} \right)_0 \quad (3.10.b)$$

El procedimiento iterativo se resume en los siguientes pasos:

0. Aplicación de la ecuación (3.8) al sistema linealizado. La transformada de Fourier inversa devuelve una primera aproximación de las leyes de actuación  $\mathbf{f}^0(t)$ . En el paso  $i$ -ésimo,  $\mathbf{f}^i(t)$  es la aproximación actual.
1. Simulación dinámica no lineal empleando  $\mathbf{f}^i(t)$  para obtener una aproximación de las funciones objetivo  $\mathbf{z}^i(t)$ . El vector  $\boldsymbol{\delta}^i(t)$  error en la satisfacción de los objetivos se calcula como sigue:

$$\boldsymbol{\delta}^i(t) = \mathbf{z}_{OBI}(t) - \mathbf{z}^i(t) \quad (3.11)$$

Si la magnitud del error es menor que una cierta tolerancia, entonces el valor de  $\mathbf{f}^i(t)$  se adopta como la solución para las leyes de actuación. En caso contrario, se debe continuar con el paso 2.

2. Cálculo de Dinámica Inversa aplicado al vector de funciones error, mediante la expresión:

$$\mathbf{F}^{i+1}(\omega) = \mathbf{F}^i(\omega) + \mathbf{H}_{\mathbf{f}}^{-1}(\omega) \boldsymbol{\Delta}^i(\omega) \quad (3.12)$$

Donde  $\boldsymbol{\Delta}^i(\omega)$  es la transformada de Fourier de  $\boldsymbol{\delta}^i(t)$ . El vector de leyes de actuación  $\mathbf{f}^{i+1}(t)$  se obtiene entonces aplicando la transformada de Fourier inversa.

Ahora, se vuelve al paso 1.

En la figura 3.1 se representa la evolución del cálculo en sus primeras iteraciones.



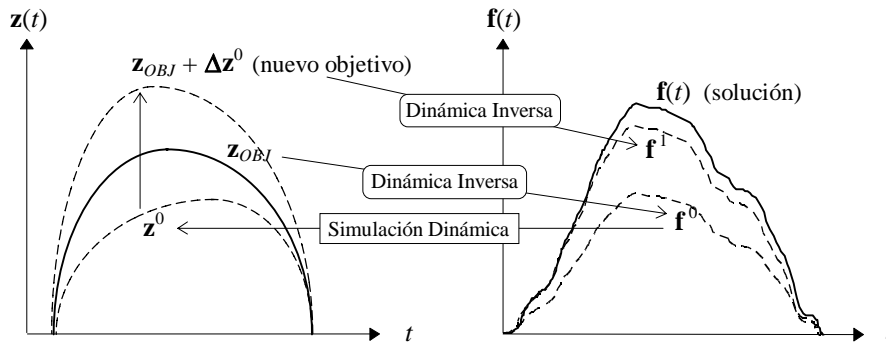


Figura 3.1: Primeras iteraciones del método no lineal de Dinámica Inversa.

La idea que subyace detrás de la iteración consiste en la modificación de la función objetivo en función del error obtenido de la simulación dinámica. Tomando  $\mathbf{z}_{OBJ}(t) + \delta^i(t)$  como nueva función objetivo, la aplicación de la ecuación (3.8) conduce a la expresión (3.12):

$$\mathbf{F}^{i+1}(\omega) = \mathbf{H}_{z_f}^{-1}(\omega) \left[ \mathbf{Z}_{OBJ}(\omega) + \Delta^i(\omega) - \mathbf{H}_{z_e}(\omega) \mathbf{E}(\omega) \right] = \mathbf{F}^i(\omega) + \mathbf{H}_{z_f}^{-1}(\omega) \Delta^i(\omega)$$

### 3.3. Ejemplo.

Como ejemplo de aplicación del método considérese el sistema de 2 grados de libertad de la figura 3.2. En ella se representa un modelo de  $\frac{1}{4}$  de vehículo con un sistema de suspensión activa. Para controlar el movimiento de la masa  $M_2$  se dispone de un actuador en fuerza ideal que trabaja en paralelo con la suspensión secundaria. Los valores de inercia, rigidez y amortiguamiento empleados son los típicos para un coche de pasajeros.

El método de Dinámica Inversa permite determinar la fuerza  $f_a(t)$  que debe realizar el actuador para satisfacer un objetivo de control frente a una excitación (en este caso, un desplazamiento) exterior que se conoce a priori  $z_0(t)$ .

Se establece como objetivo de control evitar que la masa suspendida realice ningún movimiento por efecto del desplazamiento  $z_0(t)$ . En términos analíticos se establece la siguiente función objetivo.

$$\mathbf{z}_{OBJ}(t) = z_2(t) = 0 \quad (3.13)$$

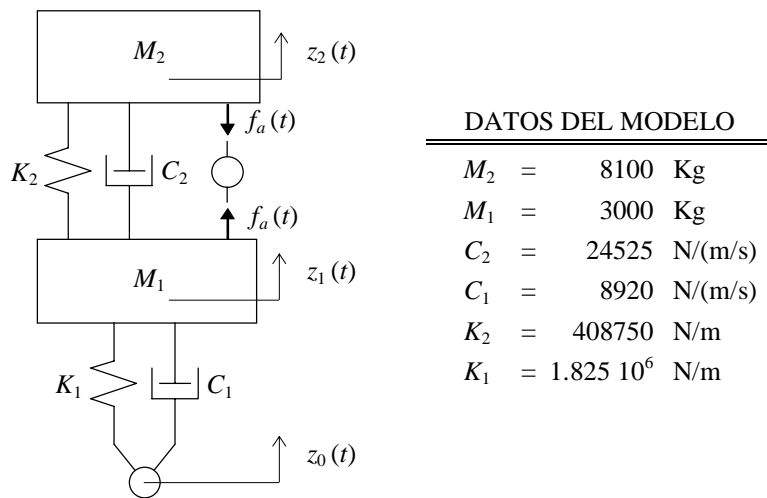


Figura 3.2: Sistema de suspensión activa. Modelo con 2 gdl.

En la figura 3.3 aparece el desplazamiento conocido  $z_0(t)$ , que se utiliza como excitación exterior.

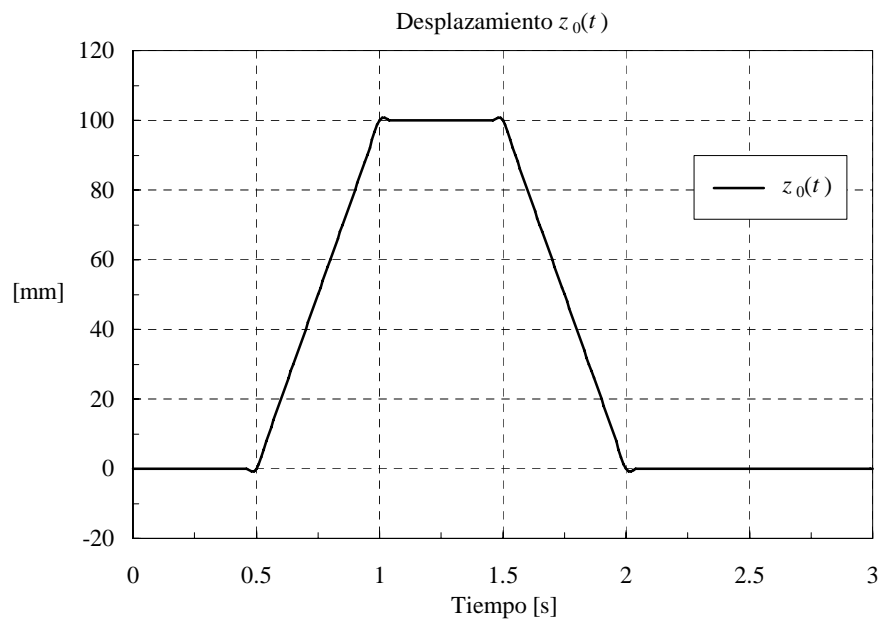


Figura 3.3: Excitación por desplazamiento.

### 3.3.1. CASO LINEAL.

Se resuelve en primer lugar el caso lineal que se obtiene al considerar lineales todos los resortes y amortiguadores.

De la aplicación directa de la expresión (3.12) se deduce la fuerza de actuación necesaria  $f_a(t)$ . Esta fuerza se representa en la figura 3.4. La simulación dinámica de los resultados permite la verificación del cálculo de Dinámica Inversa.

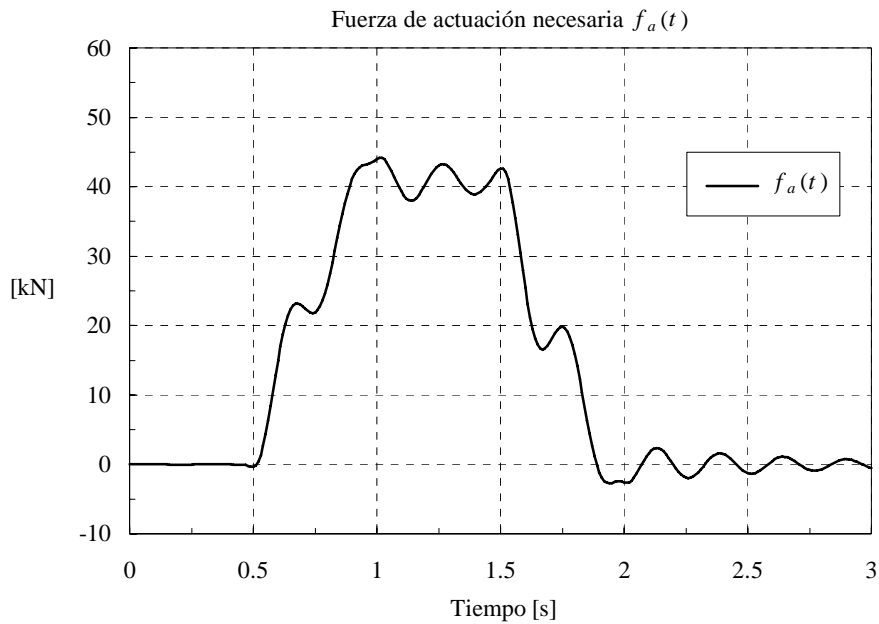


Figura 3.4: Dinámica Inversa, caso lineal.

En las figuras 3.5 y 3.6 se representan la evolución del movimiento de la masa suspendida y no suspendida respectivamente. La satisfacción del objetivo planteado se comprueba en la figura 3.5, donde se observa que el desplazamiento de la masa suspendida cuando actúa  $f_a(t)$  es prácticamente insignificante.

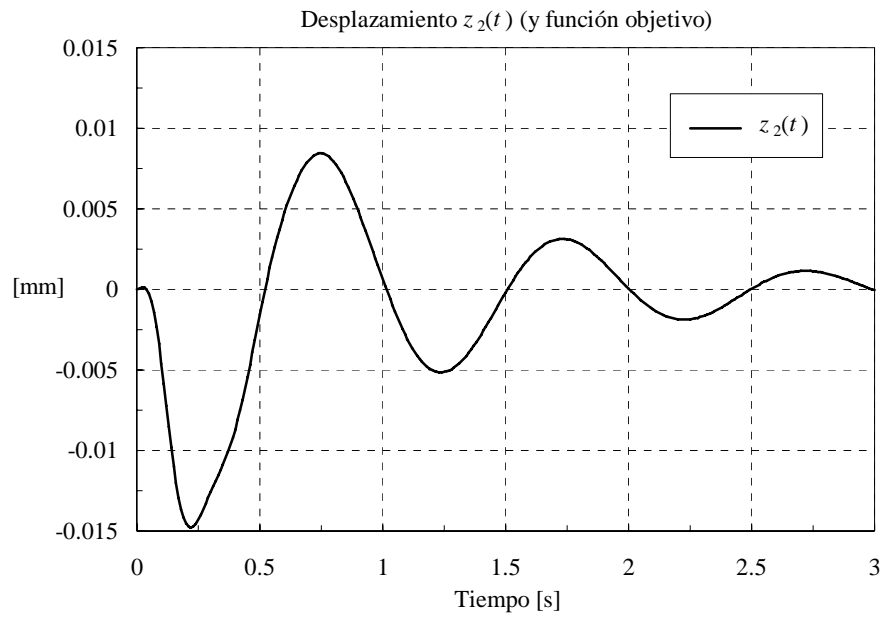


Figura 3.5: Simulación Dinámica, caso lineal.

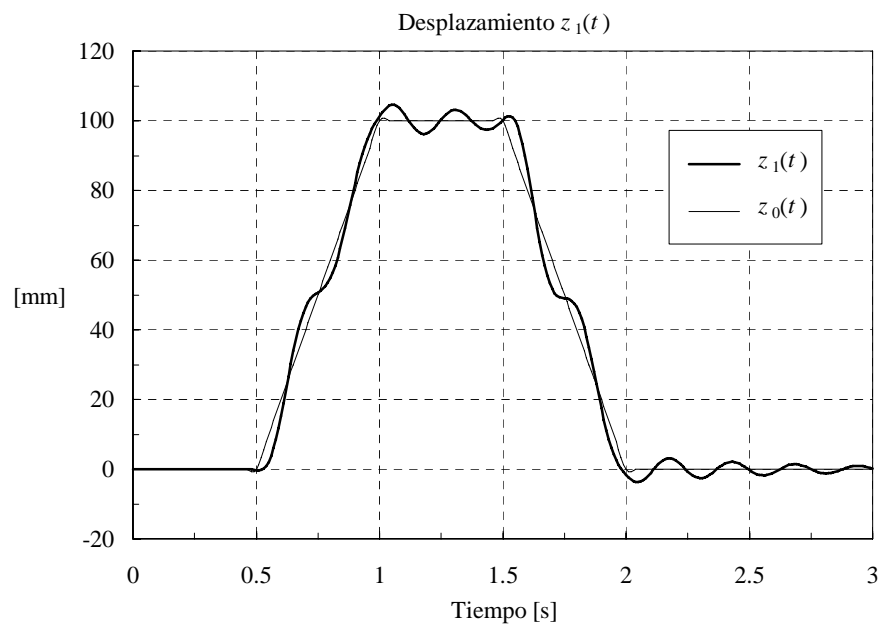


Figura 3.6: Simulación Dinámica, caso lineal.

### 3.3.2. CASO NO LINEAL.

Considérese ahora el caso no lineal obtenido al suponer que el resorte de la suspensión secundaria posee una característica de rigidez no lineal. Para ello se introduce en el modelo un resorte no lineal cuya rigidez sigue la siguiente ley parabólica representada en la figura 3.7:

$$K_2(x) = 408750 (1 + 300x^2) \quad [\text{N} / \text{m}] \quad (3.14)$$

donde  $x$  es el desplazamiento relativo entre los extremos del resorte, medido en metros.

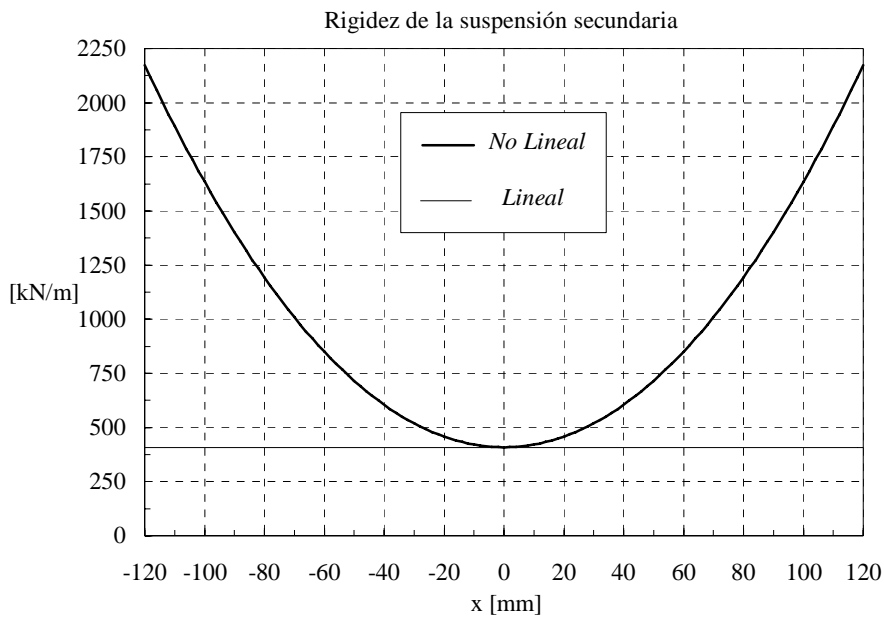


Figura 3.7: Rigidez no lineal.

De acuerdo con esta ley, en la posición de equilibrio del sistema ( $x = 0$ ), la rigidez del resorte es la misma que la del caso lineal. Sin embargo, con una deformación de  $\pm 100$  mm, el resorte proporciona una rigidez 4 veces mayor.

Al ser este un sistema no lineal, para resolver el valor de la fuerza de actuación  $f_a(t)$  se aplica el procedimiento iterativo del método de Dinámica Inversa para sistemas no lineales. Al igual que antes, la simulación dinámica del modelo no lineal permite conocer la precisión del cálculo.

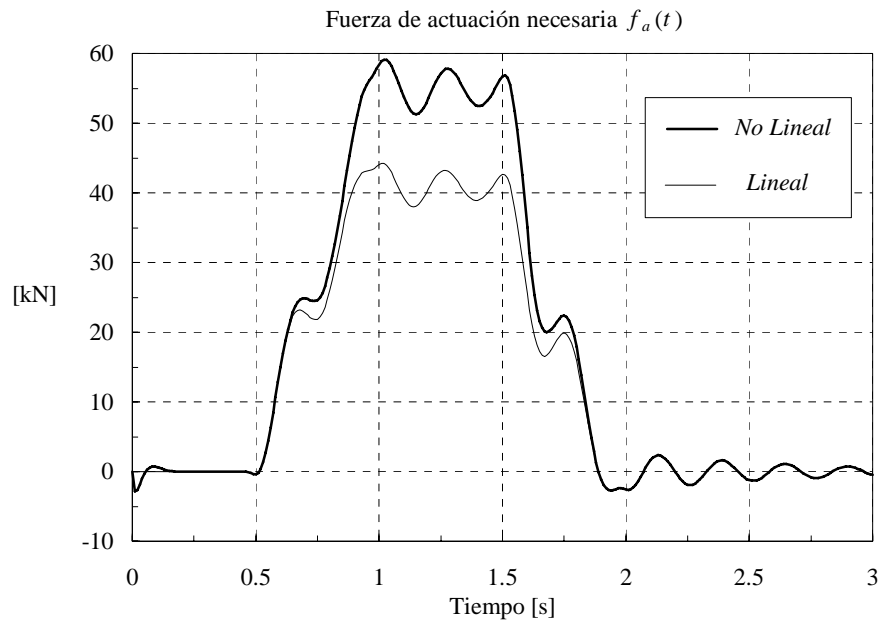


Figura 3.8: Dinámica Inversa, caso no lineal.

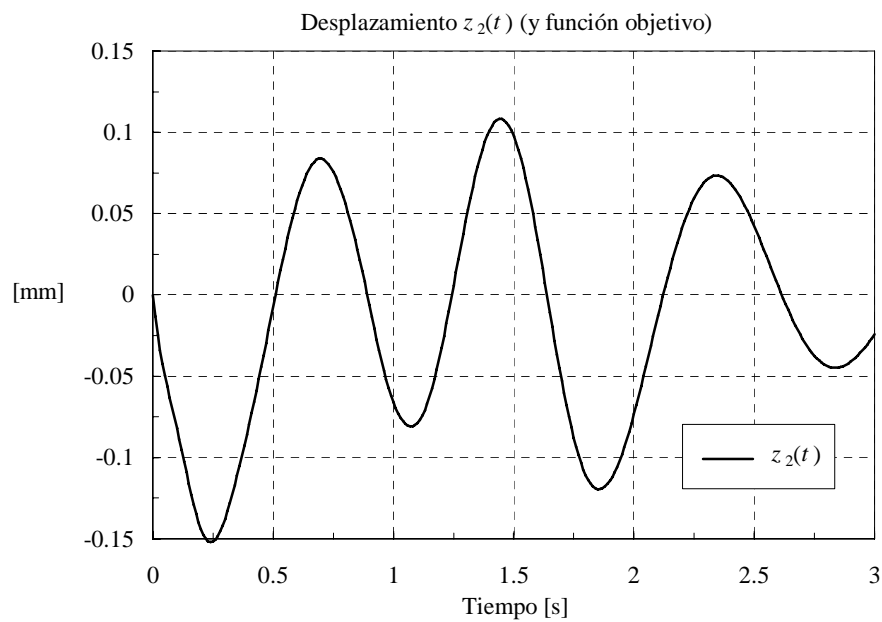


Figura 3.9: Simulación Dinámica, caso no lineal.

En la figura 3.8 se representan la fuerza de actuación  $f_a(t)$  para el sistema no lineal (trazo grueso) y la correspondiente al caso lineal (trazo fino).

El desplazamiento  $z_2(t)$  se muestra en la figura 3.9, la cual permite comprobar también el grado de satisfacción de la función objetivo. El desplazamiento final de la masa suspendida permanece en un nivel aceptable si bien es de mayor amplitud que el obtenido en el caso lineal.

Debido a la configuración estructural del sistema, una vez fijado el movimiento de la masa suspendida  $M_2$ ,  $z_2(t)$ , y el de la excitación  $z_0(t)$ , el de la masa suspendida  $M_1$ ,  $z_1(t)$ , es independiente de las características de la suspensión secundaria. Esto también es cierto para el movimiento relativo entre ambas masas, por lo que al ser el caso no lineal más rígido, es obvio que el actuador debe ejercer una fuerza mayor.

Este ejemplo por tanto demuestra la capacidad del método para determinar la ley de control necesaria en aquellos sistemas en los que se conoce tanto la configuración estructural como las excitaciones a las que se ve sometido.

# 4º

## Aplicación a Sistemas de Control de Basculación

El método de Dinámica Inversa explicado en el capítulo anterior se aplica en éste para determinar la consigna óptima de basculación para un tren basculante circulando por una curva. La consigna de basculación así calculada se ajusta mediante funciones polinómicas por tramos, cuyos coeficientes dependen de ciertos parámetros dinámicos del vehículo, de la *souplesse*, de la geometría de la curva y de la velocidad de marcha.

### **4.1. Geometría de las curvas.**

En general, las curvas se componen de tres tramos. Estos son, una transición de entrada, un tramo central de curvatura constante y una transición de salida. Si bien existen varias posibilidades en la ejecución en planta de las transiciones, el diseño más extendido consiste en emplear las espirales clotoide, caracterizadas por una variación lineal de la curvatura con la distancia. Este tipo de transición es habitual en muchas administraciones ferroviarias. Así por ejemplo, en RENFE su empleo es obligatorio tanto para el diseño de nuevos trazados como para la mejora de líneas actuales. Por todo ello, el análisis que se presenta en este capítulo ha sido realizado sobre curvas dotadas de transiciones según espirales clotoide.

La figura 4.1 detalla la geometría de la curva. En particular, se representan los valores de la curvatura y del ángulo de peralte a lo largo de los diferentes



tramos que componen la curva. En la figura,  $L_{TE}$ ,  $L_C$  y  $L_{TS}$  representan la longitud de los tramos de la curva,  $R$  expresa el radio de curvatura del tramo central y  $\alpha$  es el ángulo de peralte máximo.

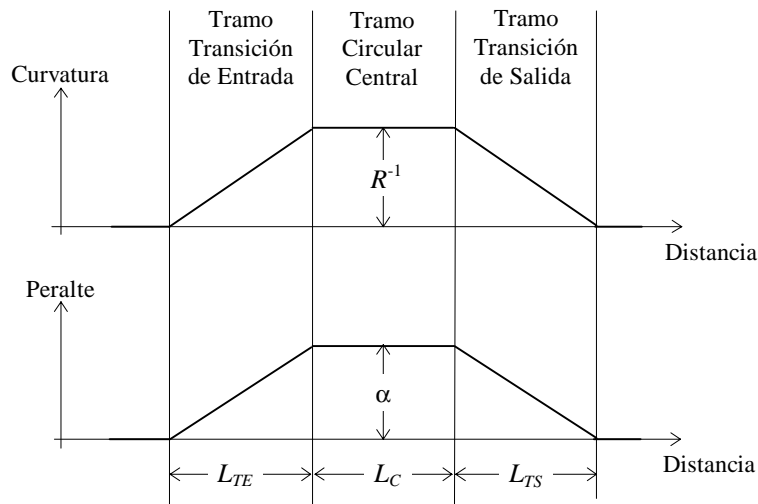


Figura 4.1: Geometría de las curvas.

Como se observa en la figura, también el ángulo de peralte varía linealmente a lo largo de las transiciones.

En líneas muy antiguas, es posible encontrar curvas sin tramos de transición. En estos casos, los tramos de curvatura constante están unidos directamente a tramos rectos. La discontinuidad en la curvatura que aparece en los puntos frontera genera impactos laterales que limitan el aprovechamiento comercial de estas líneas incluso para el tráfico a velocidad convencional. Por ello, estas curvas no han sido consideradas en el análisis que se presenta a continuación.

#### 4.2. Dinámica Inversa.

El problema resuelto plantea la determinación de la trayectoria que debe seguir el mecanismo de basculación para permitir la satisfacción de una determinada función objetivo.

La aplicación del método requiere:

- disponer de un modelo de cálculo suficientemente preciso que refleje fielmente la conducta del sistema,
- el conocimiento de las excitaciones que intervienen en el sistema y
- el establecimiento de una función objetivo.

Para la realización de los cálculos se ha empleado el programa de análisis dinámico de vehículos ferroviarios SIDIVE desarrollado por la empresa CAF (Giménez et al., 1993; Giménez et al., 1991; Martín et al., 1984). Este programa permite realizar cálculos de Dinámica Inversa según el procedimiento explicado en el capítulo 3º.

#### 4.2.1. *MODELO DE CÁLCULO.*

El modelo empleado para la realización de los cálculos se corresponde con el vehículo experimental utilizado en las pruebas en vía. Éste es un coche de pasajeros convencional, con dos bogies y dos etapas de suspensión al que se le ha añadido un sistema activo de basculación de la caja.

Para permitir el giro relativo entre la caja y los bogies, la barra de torsión, habitual en este tipo de vehículos, no ha sido incluida en el modelo.

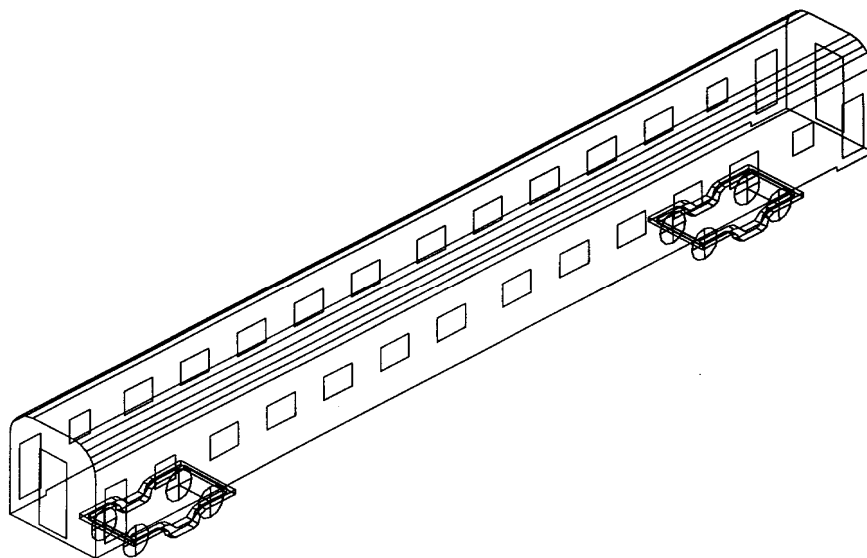


Figura 4.2: Vista isométrica del modelo de 3D.

El modelo de cálculo ha sido ajustado para representar fielmente el comportamiento dinámico del vehículo experimental, en particular su *souplesse*.

La figura 4.2 muestra una vista isométrica del modelo. En el anexo A se recogen las características dinámicas y las dimensiones geométricas del vehículo modelizado. En la figura 4.3 se esquematiza una sección transversal del vehículo que permite observar el sistema de basculación utilizado. Al tratarse de una adaptación de un coche convencional y buscando la mayor simplicidad en las modificaciones a realizar, el mecanismo de basculación empleado se reduce a una disposición estratégica de cuatro actuadores hidráulicos. Como se deduce de la figura 4.3, el sistema de actuación está compuesto por cuatro actuadores dispuestos en serie y por debajo de la suspensión secundaria.

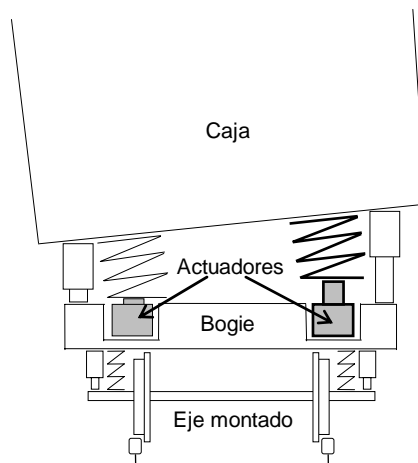


Figura 4.3: Sección transversal.

El funcionamiento del sistema de basculación es como sigue. Durante la circulación por una curva a la izquierda, por ejemplo, se activan los actuadores del lado derecho cuyo movimiento eleva y desciende el plano de apoyo de los resortes de ese lado. El empuje de los resortes genera un par que bascula la caja hacia el interior de la curva. La consigna de basculación es idéntica para ambos actuadores. Durante toda la operación los actuadores del lado izquierdo permanecen desactivados.

Para reflejar el comportamiento de los actuadores hidráulicos, los actuadores incluidos en el modelo responden en velocidad. Teniendo en cuenta que en este capítulo se pretende tan solo determinar el movimiento de los actuadores que conduce a la satisfacción de la función objetivo, los actuadores se consideran lineales e ideales. Esto no supone pérdida alguna de generalidad debido a que el movimiento a determinar es suave, continuo y lento. En la aplicación práctica de los resultados, un diseño ajustado de los controladores de seguimiento permitirá obviar las no linealidades características de los actuadores hidráulicos. La modelización de los actuadores es análoga a la que se encuentra en Abete (1994).

Finalmente, con objeto de reflejar con mayor precisión el comportamiento del vehículo durante el recorrido por la curva, el modelo incorpora la dinámica del contacto rueda - carril. Así, se considera la geometría real de los perfiles de ruedas y carriles para establecer las condiciones geométricas del contacto en función de los movimientos relativos entre vehículo y trazado. En el caso límite que se alcanza durante la circulación en curva a gran velocidad el modelo tiene en cuenta también el contacto de la pestaña en la rodadura. Los cálculos en el contacto se realizan empleando el algoritmo FASTSIM de la teoría de Kalker simplificada. El perfil de los carriles es el UIC54 y el de las ruedas el AV9\_20 que corresponde a un nivel de desgaste de conicidad efectiva en la posición de equilibrio de 0.2. Se ha considerado que el trazado está libre de defectos. Los cálculos se han realizado sobre una vía de ancho RENFE.

#### 4.2.2. *EXCITACIONES CONOCIDAS.*

Durante la circulación en curva, las excitaciones que intervienen en el modelo son las fuerzas de inercia y las fuerzas asociadas al contacto rueda - carril.

Las fuerzas de inercia quedan determinadas a partir del conocimiento de la geometría de la curva y de la velocidad de marcha.

Las excitaciones debidas al trazado son función de la velocidad de marcha, de las características geométricas y dinámicas de ruedas y carriles y de la posición relativa entre unas y otros. Como el cálculo inverso, ecuación (3.8), se realiza con las ecuaciones del sistema linealizadas en torno a la posición de equilibrio inicial, conocida ésta, la velocidad de marcha y las características de ruedas y carriles, las reacciones en los puntos de contacto están determinadas.

#### 4.2.3. FUNCIÓN OBJETIVO.

La función objetivo empleada en esta tesis reúne en una expresión sencilla las recomendaciones de confort indicadas en el capítulo 1°.

Siendo  $a_{caja}(t)$  la aceleración lateral no compensada en caja y  $p(t)$  un perfil de aceleración conocido a priori, la función objetivo se expresa como sigue:

$$z_{OBJ}(t) = a_{caja}(t) - p(t) = 0 \quad (4.1)$$

El cumplimiento de la función objetivo (4.1) exige que la aceleración lateral no compensada en caja sea en todo instante igual al perfil deseado.

El perfil de aceleración elegido se corresponde con la aceleración lateral cuasiestática esperada en una curva con transiciones clotoideas. Se trata, como se indica en la figura 4.4, de un perfil de tipo trapezoidal análogo a los ya vistos para la curvatura y el ángulo de peralte y con un valor máximo expresado por  $a_{OBJ}$ . Este es un parámetro de diseño fijado en  $0.65 \text{ m/s}^2$ . Los tiempos de duración de las transiciones de entrada y salida se expresan respectivamente por  $t_{TE}$  y  $t_{TS}$ .

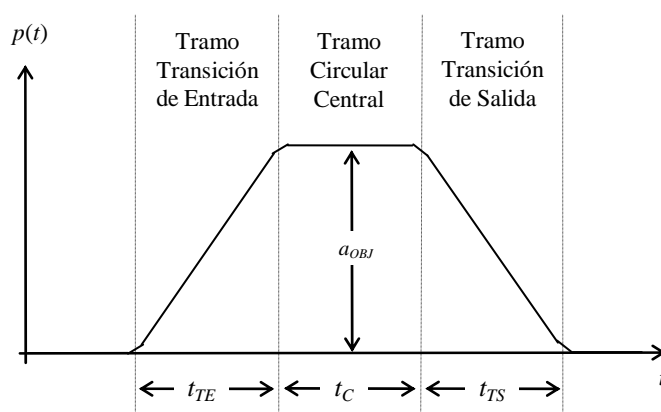


Figura 4.4: Perfil objetivo de aceleración lateral no compensada en caja.

La satisfacción de la función objetivo implica que la aceleración lateral en caja durante la curva tenga las siguientes características.

Durante el tramo de curvatura constante:

- su valor cuasiestático no supere el límite de  $0.8 \text{ m/s}^2$ , recomendado en los estudios de confort citados en el capítulo 1°.

Durante las transiciones:

- no se supere el valor máximo de  $0.65 \text{ m/s}^2$ ,
- no existan discontinuidades y
- la aceleración crezca y decrezca por las transiciones de forma monótona, de una forma análoga a como varían el peralte y el radio de curvatura.

Por otro lado, el perfil de tipo trapezoidal limita el máximo nivel de *jerk* (variación de la aceleración lateral) a un valor de  $0.65/t_{TE}$  y  $0.65/t_{TS}$   $\text{m/s}^3$  en las transiciones de entrada y de salida respectivamente. Así mismo, la variación de aceleración no posee oscilaciones bruscas, aunque sí discontinuidades como las asociadas a los extremos de los tramos de transición clotoideas.

La función objetivo no impone directamente ninguna restricción a la forma de la velocidad de balanceo de caja que condiciona en gran medida el confort de marcha, como se indicó en el capítulo 1°. El balanceo de caja obtenido será una combinación de la inclinación del sistema de basculación y de la respuesta dinámica de la suspensión. Como se mostrará en los apartados siguientes, la solución obtenida aplicando el método de Dinámica Inversa a la función objetivo (4.1) conduce a un movimiento de balanceo de caja conforme a las recomendaciones de confort ya referidas (Higaki et al., 1991; Konayagi et al., 1989). Éstas son:

- la velocidad de balanceo de la caja debe ser inferior a los  $5 \text{ }^\circ/\text{s}$ ,
- el perfil de la velocidad de balanceo de la caja en ambas transiciones debe tener aspecto semisenoidal y simétrico
- y la aceleración de balanceo de la caja no debe exceder los  $15 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ .

Por tanto, el cumplimiento de la función objetivo asegura que el movimiento de inclinación de la caja que se obtendrá tiene las características de los que en los estudios de confort se reconocen como confortables.

Finalmente, el problema de Dinámica Inversa a resolver puede ser enunciado como sigue: “Determinación de la ley de movimiento de los actuadores de basculación de modo que la aceleración lateral no compensada siga un perfil

predeterminado”. Este perfil tiene un aspecto trapezoidal, está sincronizado con los diferentes tramos de la curva y su valor máximo es de  $0.65 \text{ m/s}^2$ .

#### 4.2.4. EJEMPLO DE APLICACIÓN.

En el apartado anterior, se ha planteado un problema de Dinámica Inversa para resolver con el procedimiento iterativo expuesto en el capítulo 3°. Sin embargo, no se ha obtenido una solución general susceptible de ser discutida. En estas circunstancias, el análisis de los resultados obtenidos en casos representativos permite extraer conclusiones útiles para la posterior aplicación en un sistema de control real. A continuación se presentan los resultados obtenidos en una curva concreta que servirán como base de discusión.

La curva está compuesta por dos transiciones de tipo clotoide con un tramo central circular. Su geometría se detalla a continuación:

- radio de curvatura  $R = 700 \text{ m}$
- ángulo de peralte máximo  $\alpha = 0.092 \text{ rad}$  (que corresponde a un peralte de 160 mm en vía de ancho RENFE)
- longitud del tramo de transición de entrada  $L_{TE} = 125 \text{ m}$
- longitud del tramo circular central  $L_C = 200 \text{ m}$
- longitud del tramo de transición de salida  $L_{TS} = 125 \text{ m}$

La velocidad de marcha se ha fijado en  $40 \text{ m/s}$  ( $144 \text{ Km/h}$ ). La curva se supone a izquierdas.

En estas condiciones de circulación y sin compensación por basculación, el vehículo modelizado registraría un máximo de aceleración lateral no compensada a nivel de caja de  $2.20 \text{ m/s}^2$ .

La actuación del sistema de basculación reduce la aceleración a un máximo de  $a_{OBJ}$  de  $0.65 \text{ m/s}^2$  ( $0.066 \text{ g}$ ).

El perfil objetivo de aceleración lateral no compensada en caja se muestra en la figura 4.5. Al ser la curva a izquierdas, el perfil impuesto es negativo.

A continuación se muestran los resultados obtenidos tras la aplicación del procedimiento iterativo de Dinámica Inversa. La figura 4.6 muestra la solución

alcanzada tras dos iteraciones. Concretamente, se han representado el desplazamiento  $y(t)$  de los actuadores y su derivada, la velocidad  $v(t)$ .

En todas las figuras presentadas a continuación, las líneas verticales en trazo continuo indican los límites de los diferentes tramos de la curva.

Se observa que la actuación se inicia con antelación a la entrada en curva y finaliza un tiempo después de que el coche haya salido de la curva. Esto permite calificar a la solución obtenida como no causal. Los actuadores realizan un movimiento continuo y suave, a pesar de la oscilación que afecta a la velocidad, ya que no se produce en ella cambio de signo alguno.

El proceso de inclinación se inicia con una fase de extracción del vástago del cilindro durante la transición de entrada principalmente, que eleva el apoyo del resorte, provocando la correspondiente inclinación de la caja. Durante parte del tramo circular central, los actuadores mantienen la posición inclinada. El proceso finaliza con la recogida del vástago, que ocurre esencialmente durante la transición de salida.

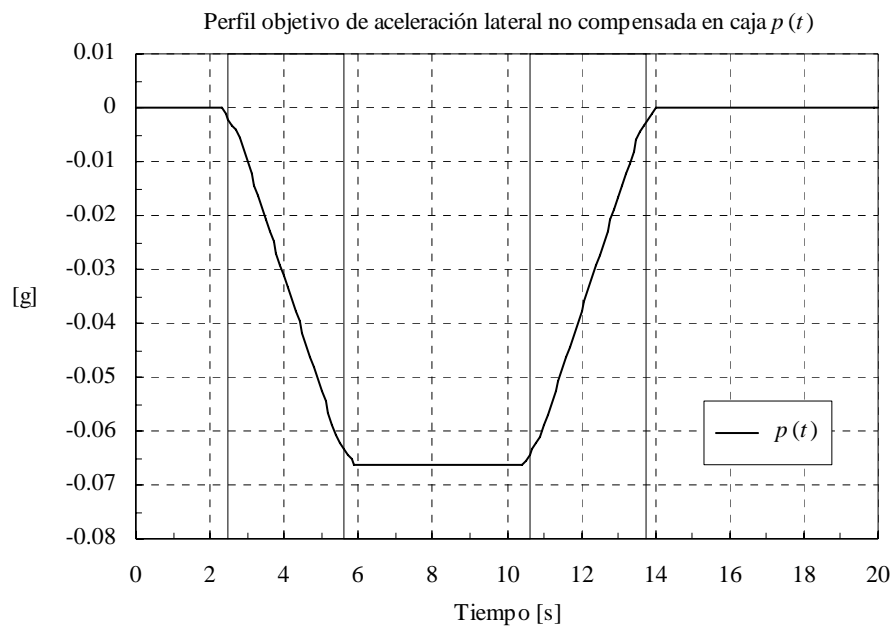


Figura 4.5: Dinámica Inversa.

El desplazamiento máximo del actuador, figura 4.6, es de 233 mm lo que equivale a un ángulo de basculación de  $6.67^\circ$  respecto del plano de la vía. Sin



embargo, el ángulo que realmente se inclina la caja respecto del plano de la vía es de sólo  $4.21^\circ$ . Por tanto, 86 mm de la carrera del actuador se emplean en compensar la elevada *souplesse* o flexibilidad al balanceo del vehículo.

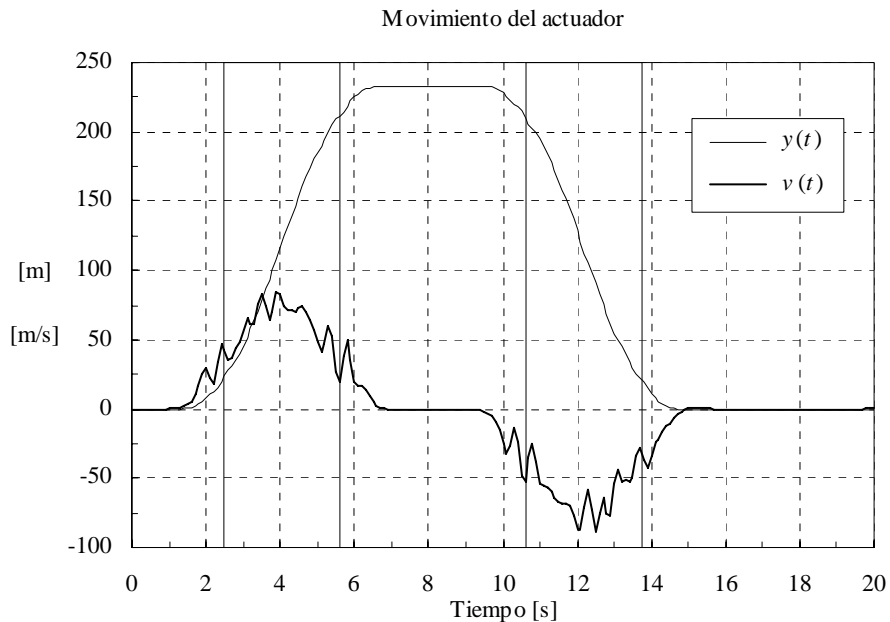


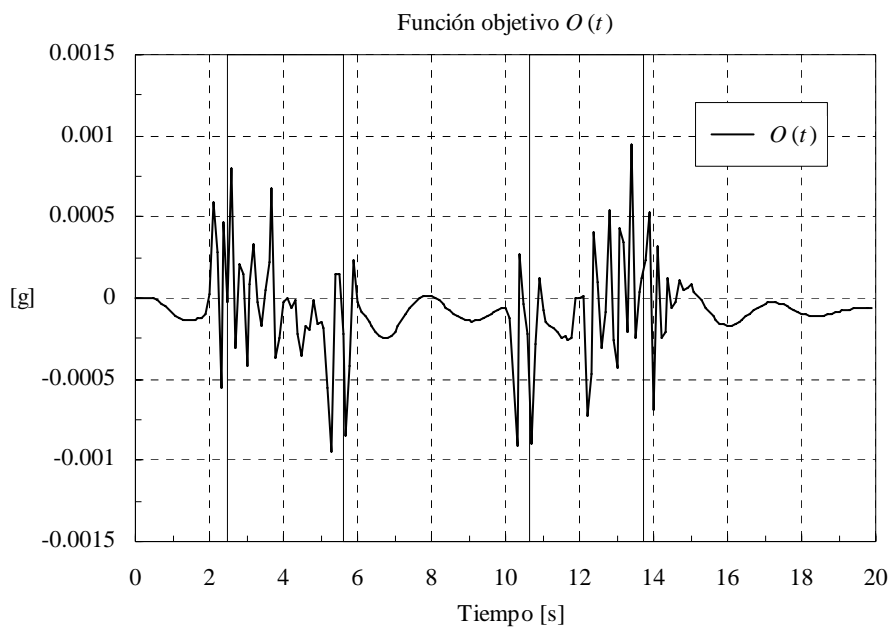
Figura 4.6: Dinámica Inversa.

La satisfacción de la función objetivo puede observarse en la figura 4.7.

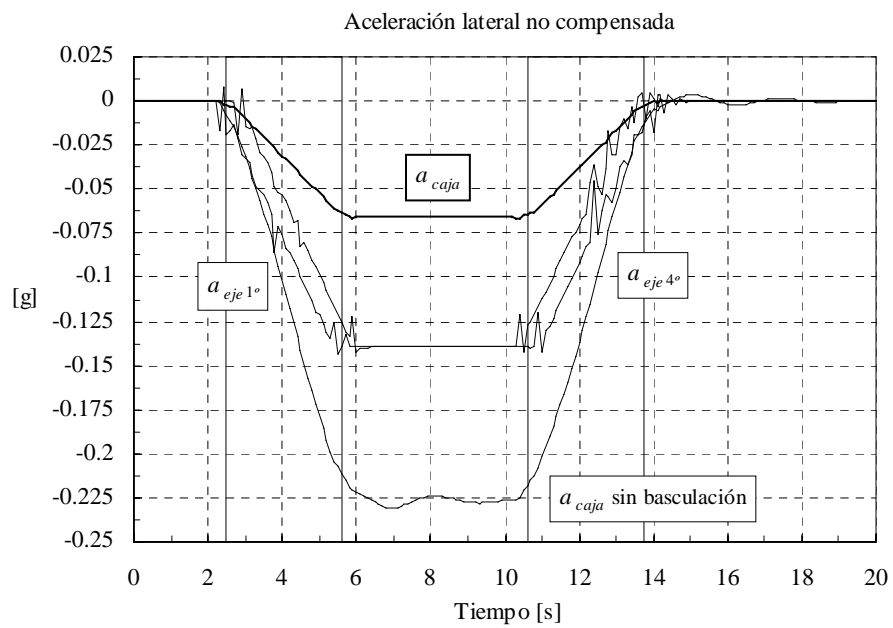
La simulación dinámica de los resultados anteriores permite la verificación del cálculo de Dinámica Inversa. En la figura 4.8 se representa la evolución de la aceleración lateral no compensada en la caja así como en el primer y cuarto eje montado. La figura también muestra el perfil de aceleración que se hubiera obtenido sin actuación de basculación. La forma trapezoidal de la aceleración en caja demuestra el adecuado cumplimiento de la función objetivo.

El ángulo y la velocidad de balanceo absolutos de la caja se representan en la figura 4.9. La aceleración de balanceo de la caja se muestra en la figura 4.10.

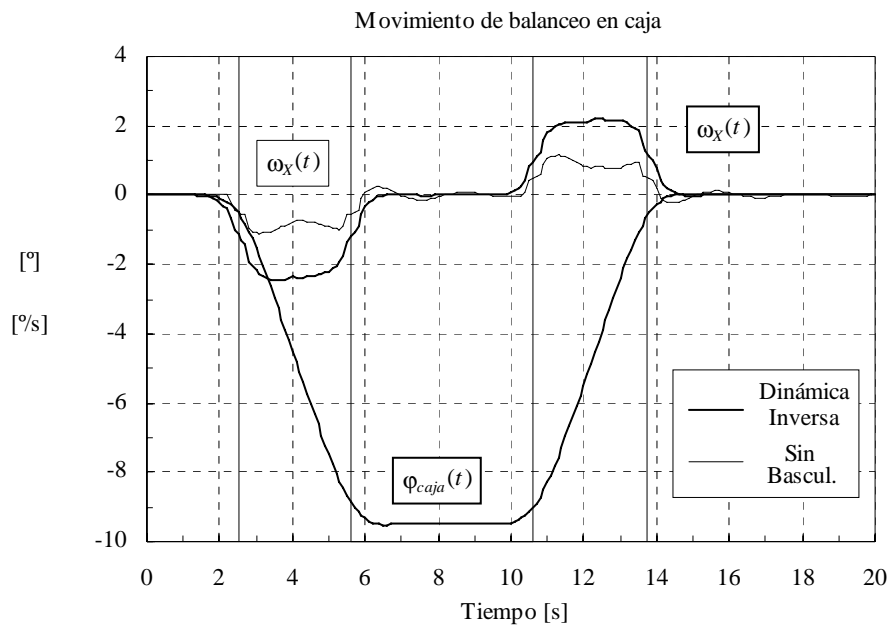
La caja se inclina hacia el interior de la curva un total de  $9.5^\circ$ . La figura 4.9 también muestra en trazo más fino la velocidad de balanceo que se obtendría sin basculación. En este caso, debido a la *souplesse* o flexibilidad al balanceo de la suspensión la caja tiende a inclinarse hacia el exterior de la curva, si bien no se contrarresta completamente el giro que impone el peralte.



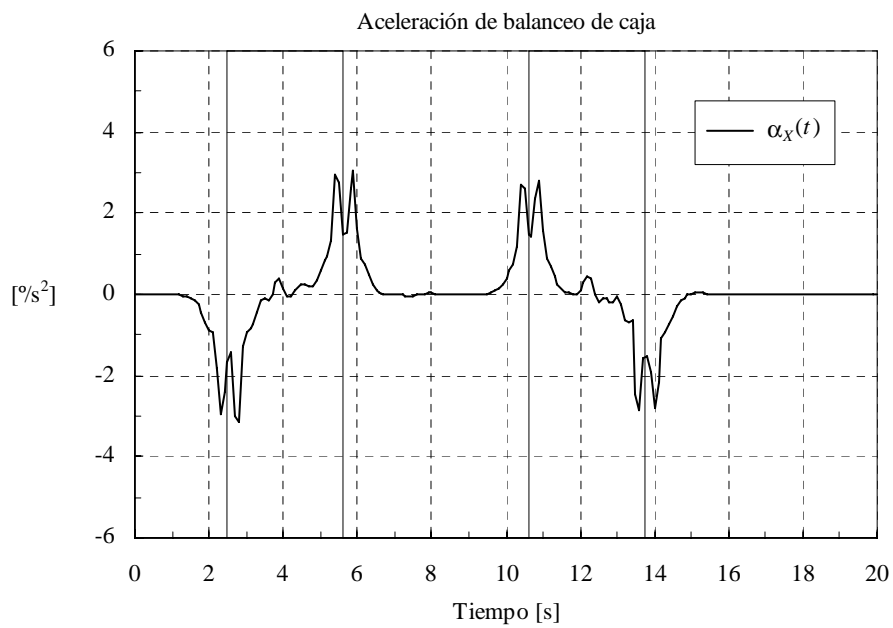
*Figura 4.7: Dinámica Inversa.*



*Figura 4.8: Simulación dinámica.*



*Figura 4.9: Simulación dinámica.*



*Figura 4.10: Simulación dinámica.*

Como se ha mencionado previamente, las curvas que representan el movimiento del actuador, sobretodo la de velocidad, están caracterizadas por un rizado cuya misión es eliminar movimientos oscilatorios en la caja. El paso de los cuatro ejes montados del coche por las transiciones de la curva y el propio movimiento de basculación excitan el modo de balanceo inferior de la caja de frecuencia 0.42 Hz y amortiguamiento 16.73 % (véase anexo A para más detalles). Es esta una deficiencia estructural del vehículo basculante modelizado, que corresponde con un vehículo convencional cuya suspensión secundaria se ha modificado para albergar el sistema de basculación y que se muestra más flexible al balanceo y a una frecuencia de oscilación menor por tener desmontada la barra de torsión. Una discusión de las implicaciones que supone la inhabilitación de la barra de torsión en el incremento de la *souplesse* y la disminución de la frecuencia natural del modo de balanceo inferior puede encontrarse en la contrastación teórico experimental realizada en el capítulo 5°.

La oscilación mencionada se observa en la curva de velocidad de balanceo en la pasada sin basculación, figura 4.9. La oscilación, que aparece durante y al final de las transiciones, se amortigua a lo largo del tramo de curvatura constante y de la recta siguiente a la transición de salida.

En el caso con basculación, esta oscilación no se produce debido al correspondiente rizado que presenta la velocidad de movimiento del actuador. La Dinámica Inversa neutraliza por tanto las deficiencias de la suspensión, adaptando para ello la consigna de movimiento del mecanismo de basculación obteniéndose, por tanto, un aspecto de la velocidad de balanceo es de tipo semisenoidal como se aconseja en Higaki (1991).

Así mismo el valor máximo obtenido es inferior a 3 °/s, por debajo del límite de los 5 °/s recomendado en la misma referencia.

Por otro lado, la satisfacción de la función objetivo asegura que la aceleración lateral no compensada y el *jerk* se comportan adecuadamente.

Así mismo, el valor máximo de la aceleración de balanceo es también inferior al límite de 15 °/s<sup>2</sup>, como muestra la figura 4.10.

Por todo ello se afirma que la aplicación de la consigna de movimiento de los actuadores obtenida por Dinámica Inversa proporciona al viajero un nivel de confort plenamente satisfactorio atendiendo a los criterios aceptados en la práctica ferroviaria.

Finalmente, se recogen las siguientes conclusiones que resultarán útiles para la aplicación práctica posterior de los resultados:

- El proceso de balanceo debe comenzar aproximadamente 1 s antes de iniciarse la transición de entrada de la curva con objeto de compensar el retraso asociado a la respuesta dinámica de la suspensión, ya que los actuadores de basculación trabajan en serie con los resortes de la secundaria. El análisis de los modos y frecuencias naturales de vibración del modelo permite identificar dos modos con una gran participación de la suspensión secundaria en frecuencias cercanas a 1 Hz. Éstos son el modo vertical a 1.01 Hz y el modo de balanceo superior de la caja a 1.02 Hz. La frecuencia natural de estos modos determina por tanto el tiempo que se debe anticipar el inicio de la inclinación. A este tiempo de anticipación se le denomina  $t_a$ .
- Lo expresado anteriormente se puede detallar. La operación de extracción del vástago del actuador se anticipa al inicio de la transición de entrada y finaliza estando ya el vehículo en el tramo circular central. Análogamente, la operación de recogida del vástago comienza antes de iniciarse la transición de salida y finaliza cuando el vehículo ha salido ya de ella.
- El movimiento del actuador está sincronizado con los tramos de la curva. Esto es, el tiempo de anticipación y de demora en iniciar y terminar las transiciones es en todos los casos  $t_a$ .

#### **4.3. Parametrización de las consignas de basculación.**

La aplicación práctica de los resultados anteriores requiere poder reproducir los resultados de la Dinámica Inversa a partir de la información disponible de la geometría de la curva, la velocidad de marcha y las características dinámicas del vehículo. Para ello se tienen en cuenta las conclusiones del apartado anterior. Se pretende, en definitiva, determinar el movimiento que debe realizar el mecanismo de basculación, sin tener que rehacer los cálculos de Dinámica Inversa.

Se emplean funciones polinómicas por tramos, ajustadas a cada una de las fases de la operación de basculación. Se estudian por separado el proceso de extracción del vástago del actuador, el de mantenimiento de la inclinación y el

de recogida del vástago, que corresponden principalmente con la circulación por la transición de entrada, el tramo circular central y la transición de salida respectivamente.

4.3.1. EXTRACCIÓN DEL VÁSTAGO.

En la figura 4.11 se muestra el aspecto de los polinomios propuestos para el desplazamiento y la velocidad del actuador durante la extracción del vástago.

Como ya se indicó en apartados anteriores, la duración de la operación de extracción es superior a la duración de la transición de entrada pues se inicia antes que ésta y termina más tarde. En la figura 4.11, la carrera máxima necesaria del actuador se designa como  $L_B$  y la velocidad máxima durante la extracción del vástago como  $v_{TE}^{max}$ .

Se distinguen en el proceso una primera fase de aceleración, seguida de otra de velocidad constante para finalizar con una fase de deceleración. En cada una de ellas se ajusta el polinomio de grado menor que asegure la continuidad del desplazamiento, la velocidad y la aceleración del actuador.

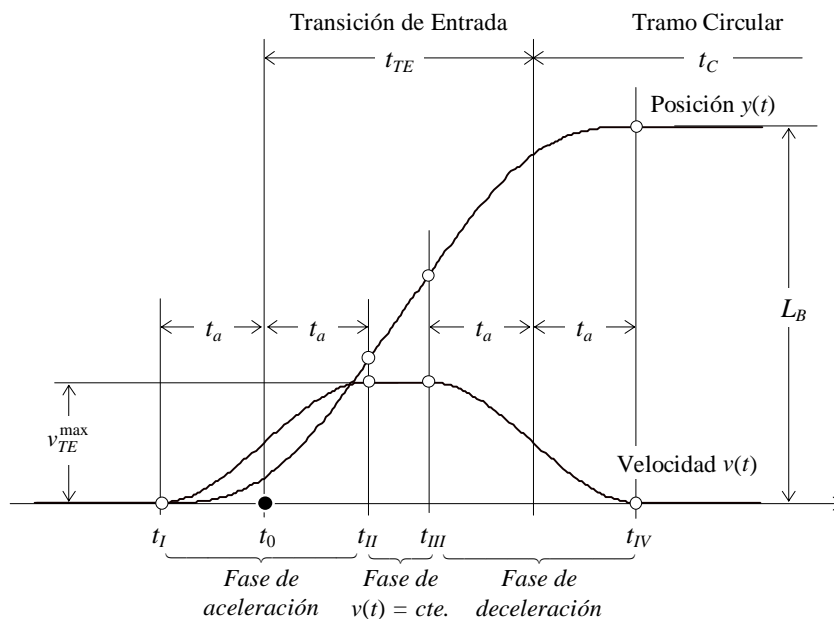


Figura 4.11: Extracción del vástago del actuador.

Los puntos frontera  $t_I$ ,  $t_{II}$ ,  $t_{III}$  y  $t_{IV}$  delimitan cada fase:

$$\begin{aligned} t_I &= t_0 - t_a & t_{II} &= t_0 + t_a \\ t_{III} &= t_0 + t_{TE} - t_a & t_{IV} &= t_0 + t_{TE} + t_a \end{aligned} \quad (4.2.a)$$

Siendo  $t_0$  el instante en que se inicia el tramo de transición de entrada y por tanto el correspondiente al momento exacto en que comienza la curva. Las condiciones de contorno impuestas para la consigna de velocidad son las siguientes:

$$\begin{aligned} v(t_I) &= 0 & \dot{v}(t_I) &= 0 \\ v(t_{II}) &= v_{TE}^{\max} & \dot{v}(t_{II}) &= 0 \\ v(t_{III}) &= v_{TE}^{\max} & \dot{v}(t_{III}) &= 0 \\ v(t_{IV}) &= 0 & \dot{v}(t_{IV}) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3.a)$$

De esta manera, la función polinómica por tramos determinada para la consigna de velocidad del vástago durante el proceso de extracción es la siguiente:

$$v(t) = \begin{cases} v_{TE}^{\max} \left( -2x^3 + 3x^2 \right) & t_I \leq t \leq t_{II} & x = \frac{t-t_I}{2t_a} \\ v_{TE}^{\max} & t_{II} \leq t \leq t_{III} \\ v_{TE}^{\max} \left( 2x^3 - 3x^2 + 1 \right) & t_{III} \leq t \leq t_{IV} & x = \frac{t-t_{III}}{2t_a} \end{cases} \quad (4.4.a)$$

Como se observa en (4.4.a), se emplean polinomios de tercer grado para las fases de aceleración y deceleración, mientras que durante la fase de velocidad constante basta con un polinomio de grado cero, esto es, una constante  $v_{TE}^{\max}$ .

La consigna de posición puede ser calculada en este momento a partir de la expresión analítica de la velocidad dada en (4.4.a) mediante su integración definida, la cual asegura además la continuidad de desplazamientos:

$$y(t) = \begin{cases} 2t_a v_{TE}^{\max} \left( -\frac{1}{2}x^4 + x^3 \right) & t_I \leq t \leq t_{II} & x = \frac{t-t_I}{2t_a} \\ 2t_a v_{TE}^{\max} \left( x + \frac{1}{2} \right) & t_{II} \leq t \leq t_{III} & x = \frac{t-t_{II}}{2t_a} \\ 2t_a v_{TE}^{\max} \left( \frac{1}{2}x^4 - x^3 + x + \xi_{TE} \right) & t_{III} \leq t \leq t_{IV} & x = \frac{t-t_{III}}{2t_a} \end{cases} \quad (4.5.a)$$

Siendo  $\xi_{TE}$  una constante de integración dependiente de la duración de la transición de entrada y del tiempo de anticipación según la expresión:

$$\xi_{TE} = \frac{t_{TE}}{2t_a} - \frac{1}{2} \quad (4.6.a)$$

Teniendo en cuenta que los polinomios de aceleración y deceleración tienen simetría impar respecto de los puntos de inicio y final de la transición de entrada respectivamente se deduce que:

$$v_{TE}^{\max} = \frac{L_B}{t_{TE}} \quad (4.7.a)$$

Resultado que podía intuirse de la figura 4.11. De esta manera, los polinomios quedan completamente determinados.

#### 4.3.2. MANTENIMIENTO DE LA INCLINACIÓN.

Durante el mantenimiento de la posición inclinada, según se indica en la figura 4.12, los valores del desplazamiento y velocidad del actuador permanecen constantes.

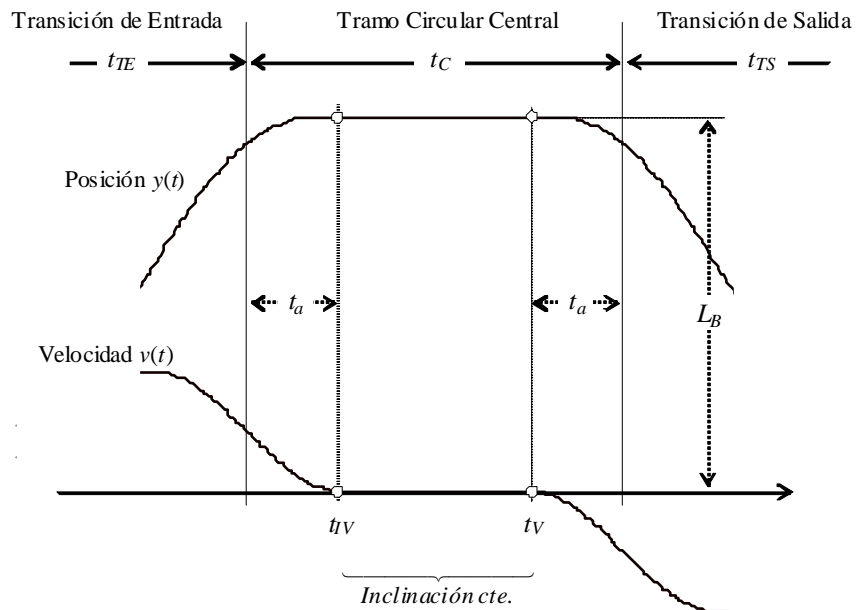


Figura 4.12: Mantenimiento de la inclinación.

Para asegurar la continuidad del movimiento se impone nuevamente:



$$\begin{aligned} y(t_{IV}) &= L_B & v(t_{IV}) &= 0 & \dot{v}(t_{IV}) &= 0 \\ y(t_V) &= L_B & v(t_V) &= 0 & \dot{v}(t_V) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3.b)$$

La consigna de movimiento es por tanto:

$$v(t) = 0 \quad t_V \leq t \leq t_{VI} \quad (4.4.b)$$

$$y(t) = L_B \quad t_V \leq t \leq t_{VI} \quad (4.5.b)$$

#### 4.3.3. INTRODUCCIÓN DEL VÁSTAGO.

El aspecto de las funciones polinómicas por tramos propuestas para la introducción del vástago se muestra en la figura 4.13.

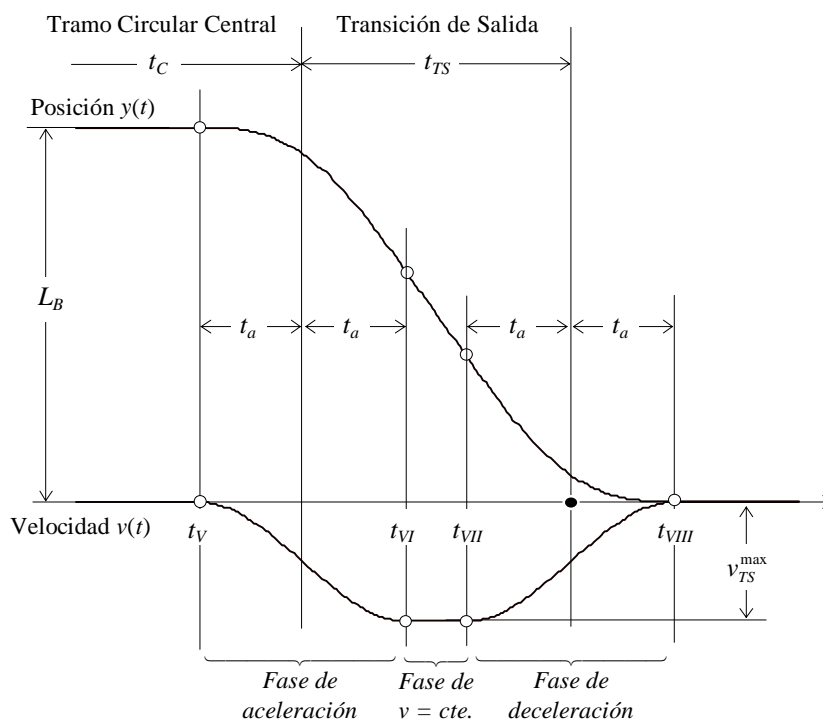


Figura 4.13: Introducción del vástago del actuador.

Nuevamente se reconocen tres fases: una inicial de aceleración (en valor absoluto) seguida de un mantenimiento de velocidad para terminar con una deceleración (en valor absoluto).

Esta vez, los instantes de tiempo que las delimitan son:

$$\begin{aligned} t_V &= t_0 + t_{TE} + t_C - t_a & t_{VI} &= t_0 + t_{TE} + t_C + t_a \\ t_{VII} &= t_0 + t_{TE} + t_C + t_{TS} - t_a & t_{VIII} &= t_0 + t_{TE} + t_C + t_{TS} + t_a \end{aligned} \quad (4.2.c)$$

Siguiendo un razonamiento análogo al empleado para la extracción del vástago, las condiciones de contorno a imponer a la velocidad en este caso son las siguientes:

$$\begin{aligned} v(t_V) &= 0 & \dot{v}(t_V) &= 0 \\ v(t_{VI}) &= v_{TS}^{\max} & \dot{v}(t_{VI}) &= 0 \\ v(t_{VII}) &= v_{TS}^{\max} & \dot{v}(t_{VII}) &= 0 \\ v(t_{VIII}) &= 0 & \dot{v}(t_{VIII}) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3.c)$$

De esta manera, se obtienen otra vez polinomios de tercer grado para la velocidad durante el proceso de introducción. Estos son:

$$v(t) = \begin{cases} v_{TS}^{\max} (-2x^3 + 3x^2) & t_V \leq t \leq t_{VI} & x = \frac{t - t_V}{2t_a} \\ v_{TS}^{\max} & t_{VI} \leq t \leq t_{VII} \\ v_{TS}^{\max} (2x^3 - 3x^2 + 1) & t_{VII} \leq t \leq t_{VIII} & x = \frac{t - t_{VII}}{2t_a} \end{cases} \quad (4.4.c)$$

Como en los cálculos realizados para la extracción del vástago, la integral definida de la expresión de la velocidad proporciona la consigna de posición del actuador:

$$y(t) = \begin{cases} 2t_a v_{TS}^{\max} \left( -\frac{1}{2}x^4 + x^3 \right) + L_B & t_V \leq t \leq t_{VI} & x = \frac{t - t_V}{2t_a} \\ 2t_a v_{TS}^{\max} \left( x + \frac{1}{2} \right) + L_B & t_{VI} \leq t \leq t_{VII} & x = \frac{t - t_{VI}}{2t_a} \\ 2t_a v_{TS}^{\max} \left( \frac{1}{2}x^4 - x^3 + x + \xi_{TS} \right) + L_B & t_{VII} \leq t \leq t_{VIII} & x = \frac{t - t_{VII}}{2t_a} \end{cases} \quad (4.5.c)$$

La constante de integración  $\xi_{TS}$  depende ahora de la duración de la transición de salida:

$$\xi_{TS} = \frac{t_{TS}}{2t_a} - \frac{1}{2} \quad (4.6.c)$$

Siendo también en este caso:

$$v_{TS}^{\max} = -\frac{L_B}{t_{TS}} \quad (4.7.c)$$

Las expresiones (4.2) a (4.7) determinan de forma completa la consigna de movimiento en función de cinco parámetros, que son la carrera máxima necesaria del actuador  $L_B$ , el tiempo de anticipación de la actuación  $t_a$  y la duración de los diferentes tramos de la curva  $t_{TE}$ ,  $t_C$  y  $t_{TS}$ . Sus valores numéricos pueden calcularse partiendo del conocimiento de la geometría de la curva, la velocidad de marcha, así como las características dinámicas de la suspensión. De esta manera:

- La carrera máxima necesaria  $L_B$  se estima a partir del modelo cuasiestático desarrollado en el capítulo 2º, el cual proporciona el ángulo de basculación necesario  $\varphi_B$  para restringir el valor cuasiestático de la aceleración lateral no compensada en caja. Para ello se debe conocer el radio de la curva, el ángulo de peralte, la velocidad de marcha y los coeficientes de *souplesse* que caracterizan la suspensión del vehículo. Teniendo en cuenta la separación lateral entre los resortes de la suspensión secundaria  $2l_{k2}$  (véase anexo A), se obtiene:

$$L_B = 2l_{k2}\varphi_B \quad (4.8)$$

siendo, a partir de (2.38):

$$\varphi_B = \frac{(1+S)\left(\frac{V^2}{R} - g\alpha\right) - a_{OBJ}}{S_X g} \quad (4.9)$$

- La duración de cada tramo se calcula sin más que dividir su longitud por la velocidad de marcha  $V$ .

$$t_{TE} = \frac{L_{TE}}{V} \quad t_C = \frac{L_C}{V} \quad t_{TS} = \frac{L_{TS}}{V} \quad (4.10)$$

- Finalmente, el tiempo de anticipación  $t_a$  se estima de los resultados de Dinámica Inversa.

#### 4.3.4. EJEMPLO.

Aplicando la parametrización al ejemplo resuelto en el apartado 4.2.3, la figura 4.14 muestra la consigna parametrizada de posición, una vez ensamblados los diferentes fragmentos. En la misma figura, el resultado obtenido con el método de Dinámica Inversa se representa en trazo más fino.

Análogamente, en la figura 4.15, se compara la consigna de velocidad resultante del proceso de parametrización con la obtenida del método de Dinámica Inversa que se representa en trazo más fino.

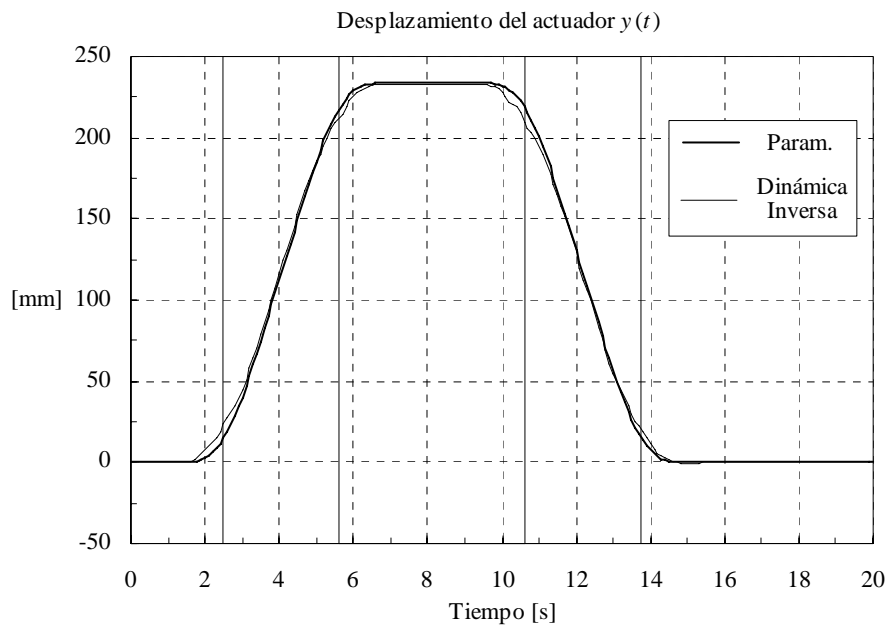
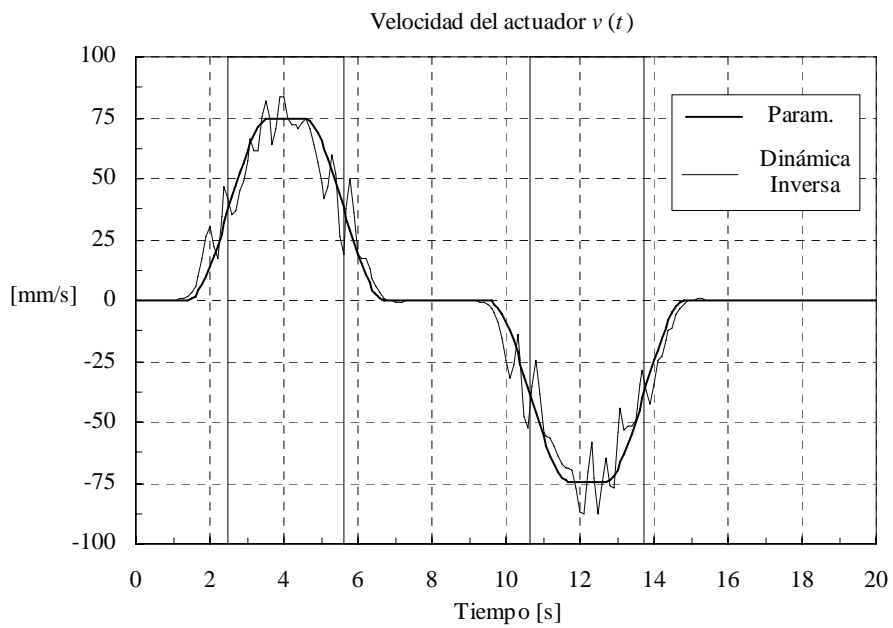
Las diferencias entre los resultados de Dinámica Inversa y las consignas resultantes de la parametrización son sobre todo aparentes en la velocidad. La función paramétrica no reproduce el rizado característico de la solución de Dinámica Inversa que contrarresta la excitación del modo de balanceo inferior de la caja, aspecto ya comentado en el apartado 4.2.4.

La simulación dinámica del modelo de vehículo basculante empleando las consignas parametrizadas para guiar el movimiento del sistema de basculación permite evaluar la efectividad de la parametrización realizada.

La figura 4.16 muestra la aceleración lateral no compensada en la caja y se compara con el perfil objetivo en el cálculo de Dinámica Inversa. Nuevamente se obtiene un perfil de tipo trapezoidal, si bien presenta oscilaciones al terminar tanto la transición de entrada como la de salida. Como era de esperar, las oscilaciones corresponden al modo de balanceo inferior de la caja (0.42 Hz y 17.63%) que se excita por efecto del movimiento de basculación.

En la figura 4.17 se representa la evolución del ángulo y velocidad de balanceo absolutos de la caja durante la simulación. En trazo más fino se muestra también la velocidad de balanceo que se obtendría circulando por la misma curva sin basculación.

La figura 4.18 muestra finalmente la aceleración angular de balanceo en caja.

*Figura 4.14: Parametrización vs Dinámica Inversa.**Figura 4.15: Parametrización vs Dinámica Inversa.*

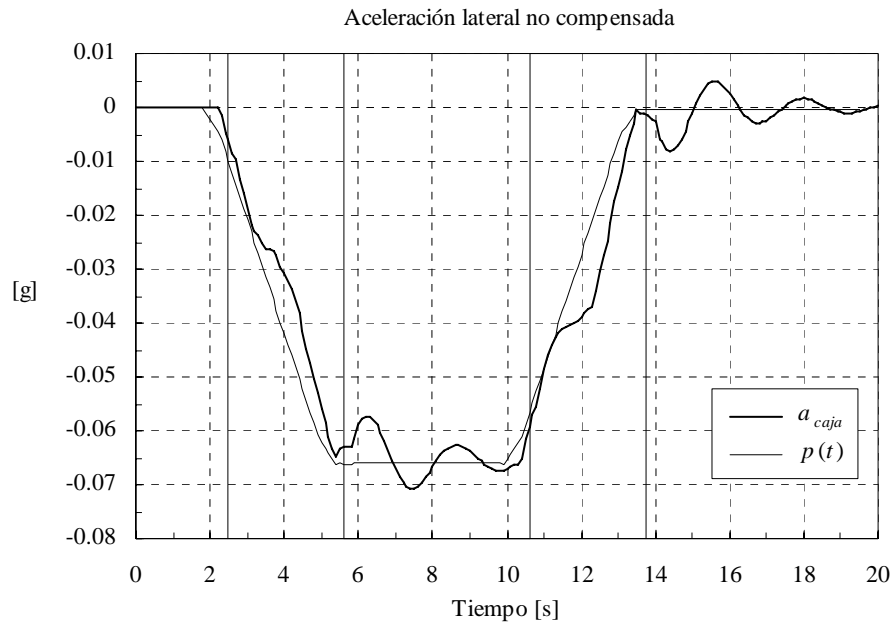


Figura 4.16: Simulación dinámica de las consignas paramétricas.

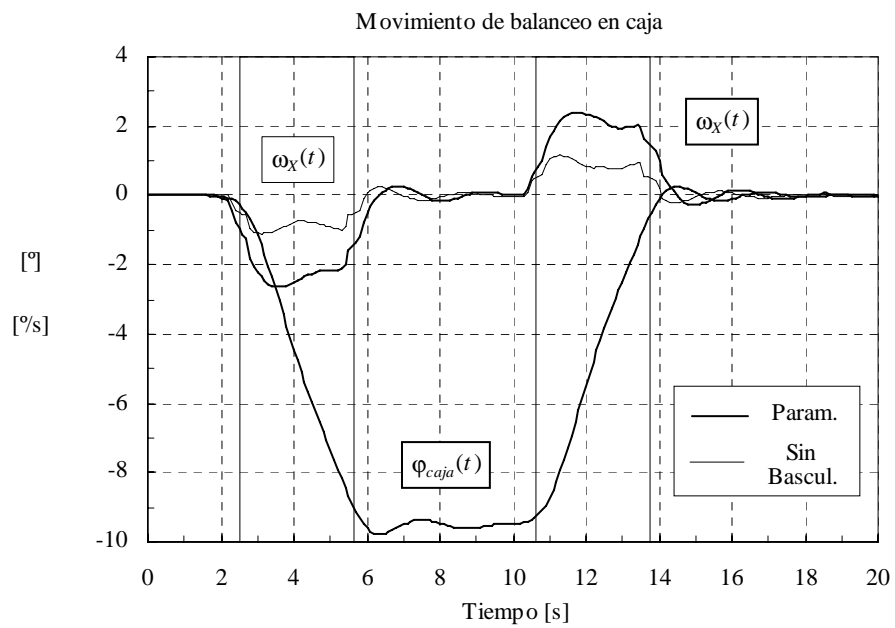


Figura 4.17: Simulación dinámica de las consignas parametrizadas.

Comparando estas curvas con las mostradas en la figura 4.9 y que corresponden a la simulación de las consignas resultantes del método de Dinámica Inversa, se comprueba que la velocidad de balanceo presenta nuevamente el patrón semisenoidal recomendado (Higaki, 1991).

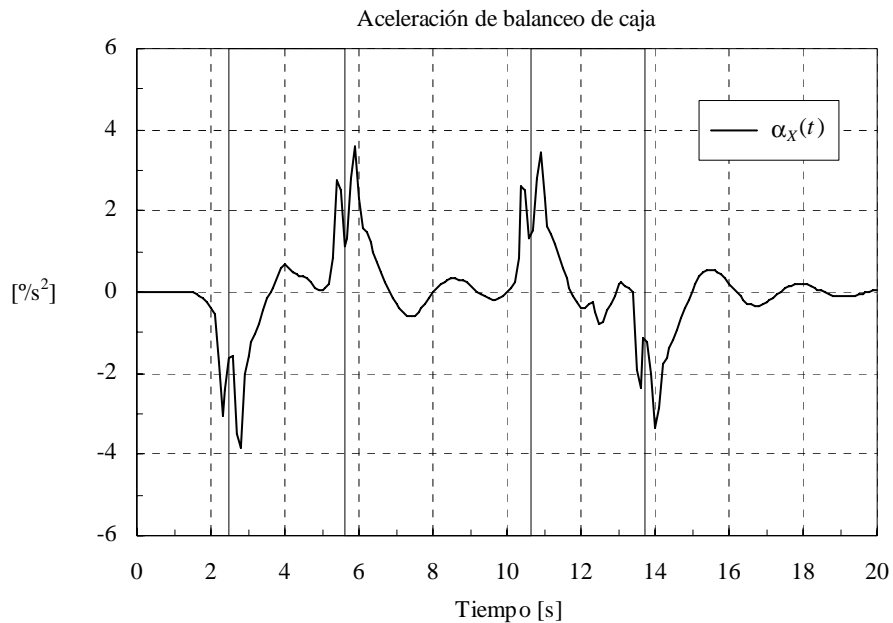


Figura 4.18: Simulación dinámica de las consignas parametrizadas.

A diferencia de la resultante de la Dinámica Inversa, durante el tramo de curvatura constante y al terminar la transición de salida, la velocidad de balanceo de la caja obtenida con las consignas parametrizadas está afectada por la oscilación correspondiente al modo de balanceo inferior. Se comprueba en la figura 4.17 como el aspecto de la oscilación es exactamente igual al que se manifiesta en la pasada sin basculación (trazo fino en la figura 4.17). La razón para ello reside en el aspecto suave y monótono de las consignas parametrizadas: la parametrización no reproduce el rizado característico del resultado del método de Dinámica Inversa, encargado de contrarrestar las causas generadoras de la oscilación.

Por su parte, de nuevo la aceleración angular de balanceo de la caja no supera el valor límite de  $15 \text{ } ^\circ/\text{s}^2$ .

A pesar de no lograr la satisfacción exacta de la función objetivo, los resultados obtenidos en la simulación de las consignas parametrizadas aseguran que la calidad de marcha se mantiene dentro de las recomendaciones de confort:

- El valor cuasiestático de la aceleración lateral no compensada durante el tramo circular central se mantiene en el valor objetivo impuesto de  $0.65 \text{ m/s}^2$ .
- Los valores de aceleración lateral no compensada durante las transiciones son también inferiores a los  $0.65 \text{ m/s}^2$ .
- Los valores máximos del *jerk* lateral durante las transiciones se mantienen en los valores que corresponden al perfil de aceleración objetivo.
- La velocidad de balanceo mantiene un aspecto semisenoidal en cada transición.
- De nuevo, el valor máximo de la velocidad de balanceo durante las transiciones es de aproximadamente  $2 \text{ }^\circ/\text{s}$ , muy inferior a los  $5 \text{ }^\circ/\text{s}$  admitidos como máximo (Higaki et al., 1991).
- La aceleración máxima de balanceo se sitúa también muy lejos del límite de  $15 \text{ }^\circ/\text{s}^2$  recomendado en la misma referencia, como se comprueba en la figura 4.18.

Se afirma por tanto que, atendiendo a los criterios comúnmente aceptados en la práctica ferroviaria, el comportamiento del vehículo proporciona al viajero un nivel de confort satisfactorio cuando el mecanismo de basculación se mueve según las consignas resultantes de la parametrización.





# 5º

## Pruebas en Vía del Sistema de Control de Basculación

### **5.1. Introducción**

En este capítulo se describe el trabajo experimental realizado para evaluar las prestaciones de la estrategia presentada en los capítulos precedentes para el control de la basculación de un vehículo basculante.

Para la realización de las pruebas fue necesaria la construcción de un sistema de basculación experimental susceptible de ser instalado en un vehículo ferroviario convencional. En particular se construyeron:

- un equipo de basculación hidráulico,
- una unidad de control de basculación UCB y
- un sistema de detección de posición SDP.

Las pruebas se realizaron en dos fases. La primera fase tuvo lugar en la fábrica de CAF en Beasain, en junio de 1994. En estos ensayos se estudió en parado el comportamiento de cada componente del sistema de basculación (UCB y equipo hidráulico) y del conjunto completo (UCB, equipo hidráulico y SDP). Se empleó para ello un coche convencional de pasajeros de la serie 10000 de RENFE y un equipo simulador de recorridos basado en PC capaz de generar la información necesaria correspondiente a un recorrido cualquiera para alimentar al sistema de basculación.

En la segunda fase de ensayos se realizaron las pruebas en vía, esto es, en condiciones reales de circulación. Tuvieron lugar entre Baides y Sigüenza (Guadalajara) en abril y mayo de 1995. Se empleó el coche Laboratorio de Ensayos Dinámicos de RENFE que fue equipado con el sistema de basculación ya empleado en la primera fase de ensayos.

Se presentan a continuación los análisis y resultados obtenidos de las pruebas en vía durante la segunda fase de ensayos. Previamente se describe con detalle el sistema de basculación experimental utilizado y el vehículo de pruebas.

## **5.2. Descripción de los medios de ensayo.**

Se describen a continuación los medios utilizados para la realización de las pruebas de basculación.

### *5.2.1. VEHÍCULO DE PRUEBAS.*

Como vehículo de pruebas se empleó el coche laboratorio de Ensayos Dinámicos, propiedad de RENFE. Este es un vehículo convencional de dos bogies y dos etapas de suspensión, adaptado para tareas de laboratorio. Los bogies son de tipo GC4.

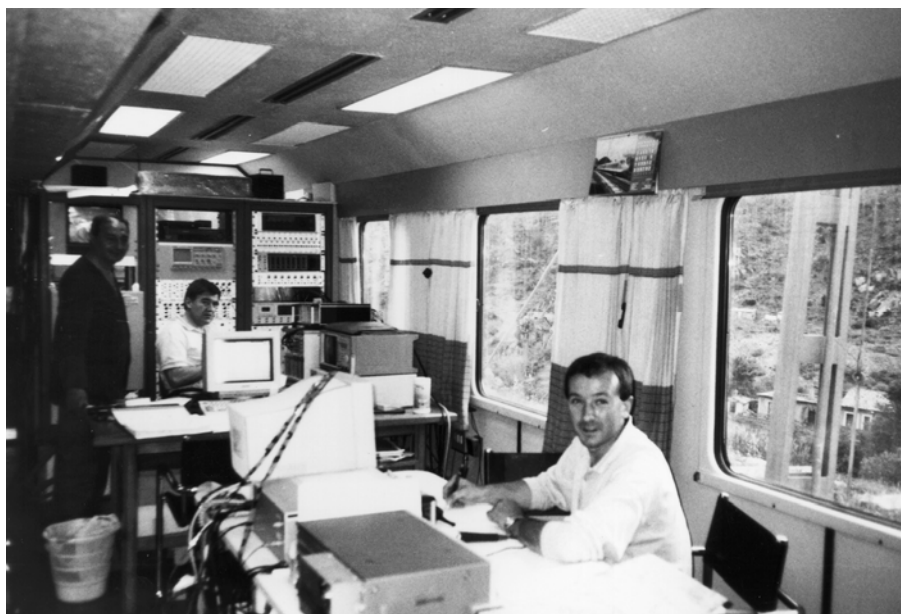
La fotografía 5.1 muestra la unidad de pruebas, compuesta por una locomotora 269 y el coche laboratorio. En la fotografía 5.2 aparecen algunos de los miembros del equipo de pruebas y se observa la disposición interior.

Para convertir el coche laboratorio en un vehículo basculante se instaló un sencillo sistema de basculación. Gracias a un diseño adecuado y a una disposición estratégica de los actuadores de basculación, la transformación no precisó modificación estructural alguna en los bogies ni tampoco en la caja. Como sistema de control de basculación se ha implantado el desarrollado en el capítulo precedente.

Las fotografías 5.3 y 5.4 muestran dos instantes de un ensayo de basculación en parado en la estación de Alsasua. En ellas se observa la inclinación del vehículo hacia el costado del andén.



*Fotografía 5.1: Unidad de pruebas.*



*Fotografía 5.2: Interior del coche laboratorio.*



*Fotografía 5.3: Vista posterior durante un ensayo en parado.*

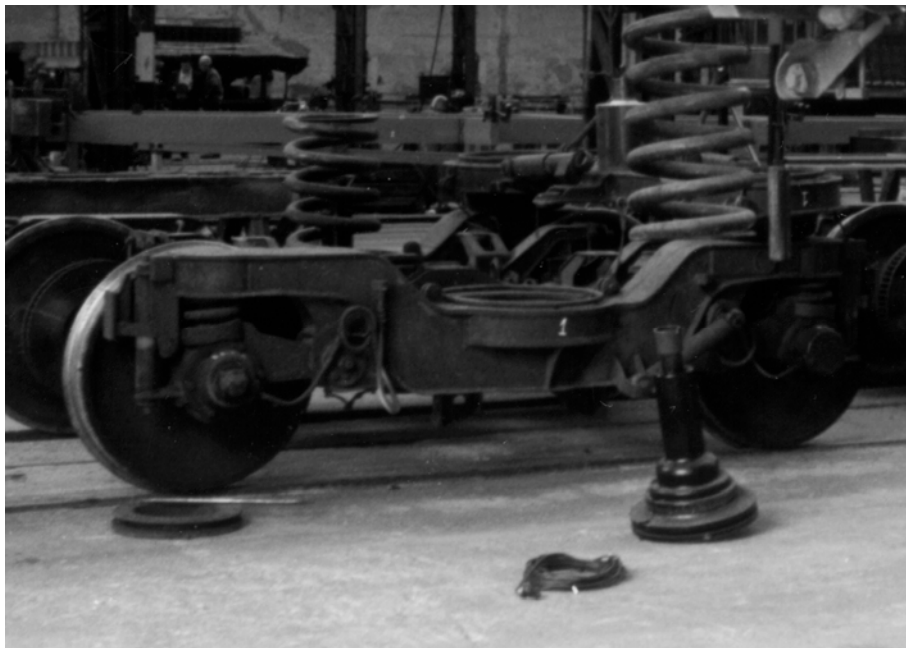


*Fotografía 5.4: Vista superior durante un ensayo en parado.*

### 5.2.2. MECANISMO DE INCLINACIÓN DE LA CAJA.

El mecanismo empleado para la inclinación de la caja consiste únicamente en cuatro actuadores hidráulicos de simple efecto, dos por bogie, instalados en serie y por debajo de los cuatro resortes de la suspensión secundaria. Para permitir el giro relativo de balanceo entre caja y bogie se desmontó la barra de torsión que habitualmente se emplea en estos vehículos para restringir el balanceo de caja.

Los actuadores hidráulicos se diseñaron de forma que pudieran ser albergados en los huecos interiores de los resortes de la suspensión secundaria. En la fotografía 5.5 se observa el aspecto de uno de ellos.



*Fotografía 5.5: Actuador hidráulico.*

En la fotografía 5.6 se muestra la disposición del actuador dentro del resorte durante un instante del desmontaje. Cada actuador hidráulico dispone de un sensor de desplazamiento tipo LVDT para permitir el control del desplazamiento del cilindro. La LVDT está embebida en el actuador, estando situado el conector en la parte superior de la carcasa.

La figura 5.1 esquematiza de forma simplificada el funcionamiento de los actuadores hidráulicos. El actuador dispone de una sola cámara que se conecta

bien al circuito de presión, bien al de escape. El diámetro efectivo de la cámara es de 100 mm. Así, cuando se conecta a escape, la precompresión del resorte, aproximadamente una cuarta parte del peso de la caja, provoca un gradiente de presión de más de 100 bares, suficiente para desalojar el aceite de la cámara. Cuando se conecta a presión, los 180 bares de la bomba permiten superar la precompresión de los resortes introduciendo aceite dentro de la cámara. Por problemas de gálibo, la carrera máxima del actuador se limitó durante las pruebas a 200 mm, si bien la longitud del vástago del actuador es de 250 mm.



*Fotografía 5.6: Disposición de los actuadores.*

La entrada o salida de aceite se regula con una válvula proporcional capaz de gestionar 32 l/min a 10 bares. El aceite se introduce según se indica en la figura 5.1, a través del vástago del actuador. Para ello se aprovecha un orificio

existente en el alojamiento de los resortes de la suspensión 2<sup>aria</sup> en el bastidor del bogie que sirve para aliviar el agua de lluvia.

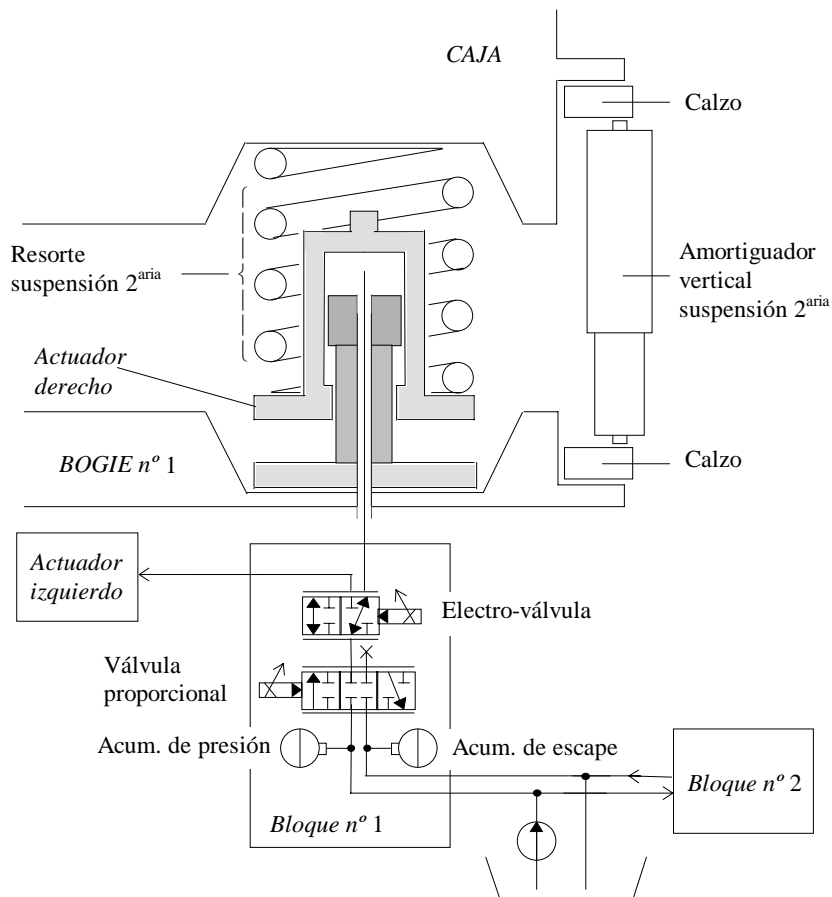


Figura 5.1: Esquema hidráulico simplificado.

La fotografía 5.7 muestra los bajos de uno de los bogies y en ella puede observarse la localización del orificio y el conector del actuador al circuito hidráulico. Así mismo, la fotografía muestra cómo la barra de torsión de ese bogie ha sido inhabilitada.

Cuando el vehículo entra en una curva, los actuadores del lado correspondiente al exterior de la curva se ponen en movimiento, elevando los resortes de ese lado, los cuales transmiten el movimiento a la caja provocando la consiguiente inclinación hacia el interior de la curva. Durante toda la curva los actuadores



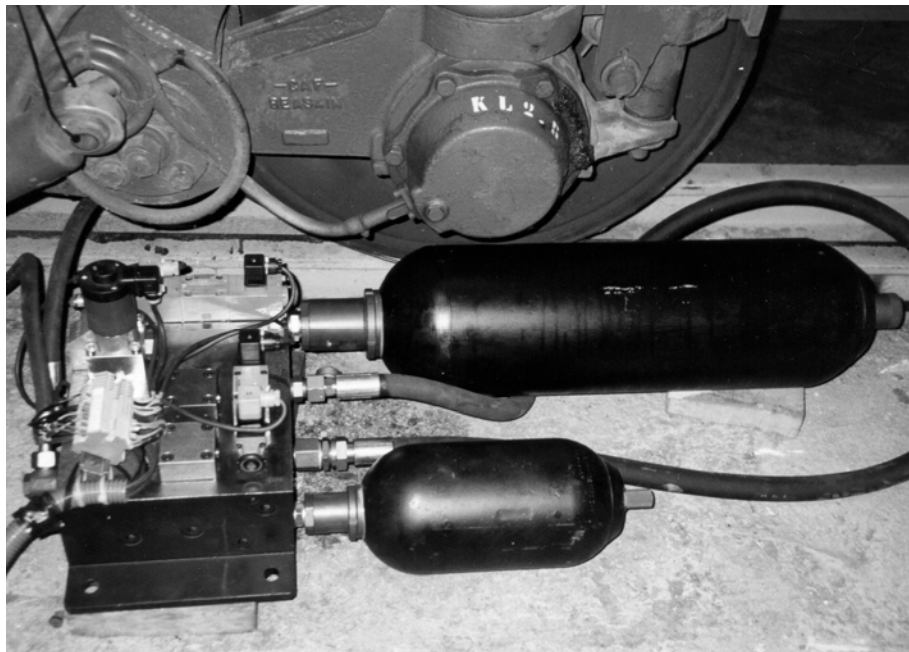
situados en el lado del interior de la curva permanecen desactivados y recogidos. Debido a este modo de funcionamiento, una única válvula proporcional puede regular los dos actuadores de un bogie, sin más que añadir en el circuito una electroválvula bidireccional para la selección del lado oportuno. De esta manera, en cada bogie se ha dispuesto un bloque hidráulico para dar servicio a sus dos actuadores. El bloque incluye la válvula proporcional y la electroválvula ya mencionadas y dos acumuladores (uno de presión y otro de escape). Así mismo, se incluye un circuito de seguridad capaz de garantizar que los actuadores retornan a su posición recogida en caso de fallo eléctrico. La fotografía 5.8 muestra la disposición de las válvulas y los acumuladores en uno de los bloques.



*Fotografía 5.7: Detalle de los bajos del bogie.*

El acumulador de presión tiene una capacidad de 18 litros y está tarado a 160 bares. El acumulador de escape es de 4 litros y está tarado a 4.5 bares.

Los bloques se alimentan mediante un grupo hidráulico, fotografía 5.9, de 30 kVA y capaz de suministrar un caudal de 65 l/min a 200 bares. La presión de trabajo durante las pruebas fue de 180 bares. Tanto el grupo hidráulico como los bloques y el equipo de refrigeración van colgados del bastidor de la caja.



Fotografía 5.8: Bloque hidráulico.

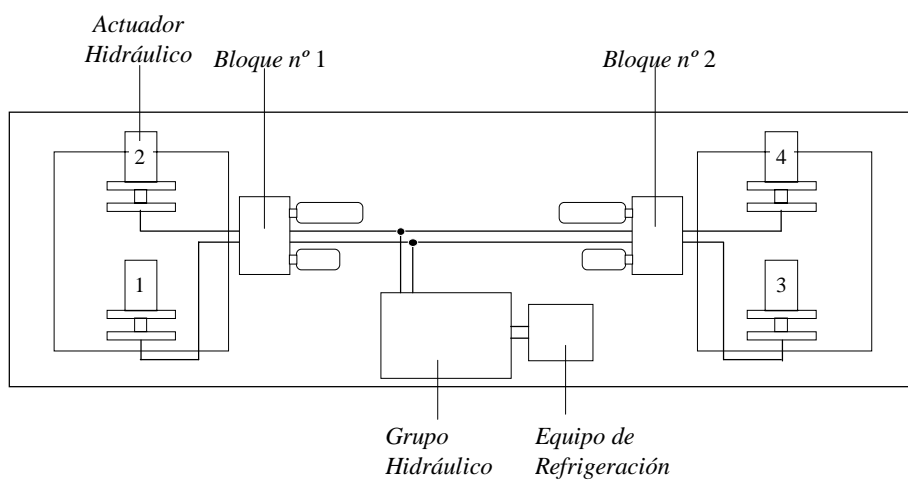


Figura 5.2: Distribución en planta del equipo hidráulico.

La distribución en planta de los elementos del equipo hidráulico se representa de forma aproximada en la figura 5.2.

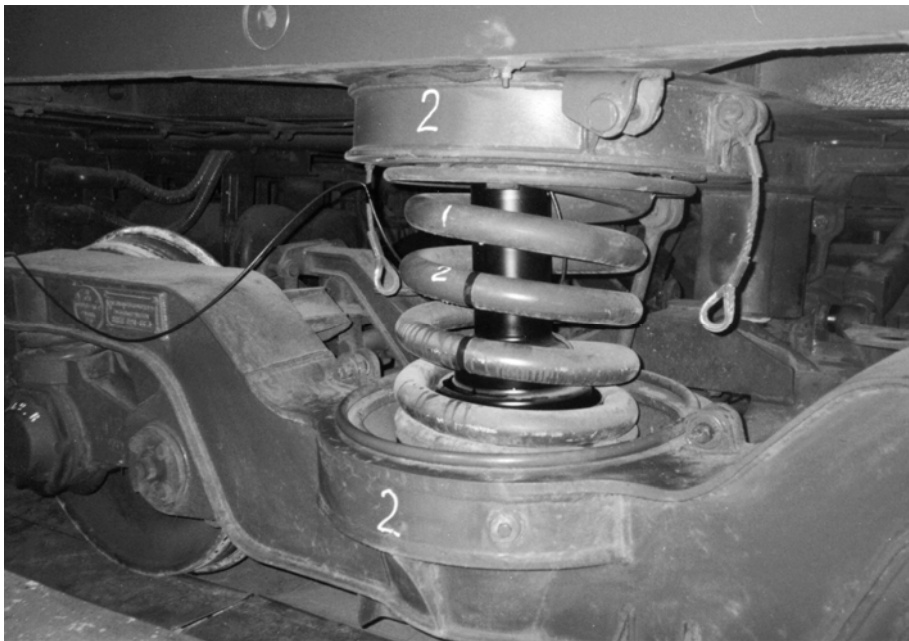


*Fotografía 5.9: Grupo hidráulico.*

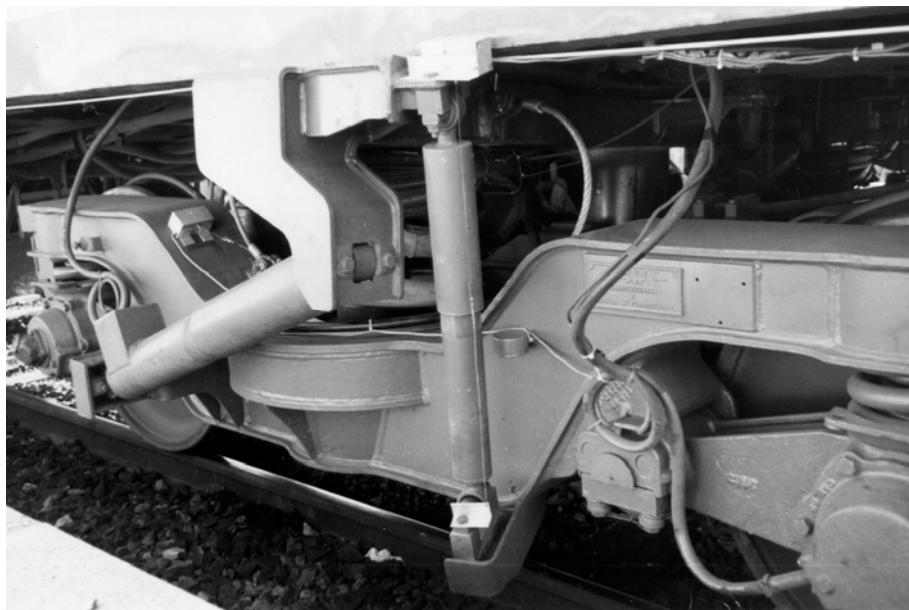
La fotografía 5.10 es una instantánea tomada durante un ensayo de control de inclinación durante las primeras pruebas en fábrica. En ella puede observarse como el actuador hidráulico eleva el apoyo del resorte de la suspensión secundaria provocando la consiguiente basculación de la caja. En la fotografía se observa también como el cable de la LVDT sale entre los anillos del resorte.

Dada la disposición de los actuadores de basculación, los amortiguadores hidráulicos verticales de la suspensión secundaria deben trabajar en paralelo con los conjuntos resorte-actuador. Esto tiene dos implicaciones. Por un lado, como el movimiento del actuador no puede ser amortiguado, durante las transiciones se producirá una rigidización de la suspensión vertical. Por otro lado, los amortiguadores debieron ser montados empleando unos calzos, consiguiendo

con ello un mayor aprovechamiento de su carrera, figura 5.1. En la fotografía 5.11 puede observarse el amarre de uno de los amortiguadores.



*Fotografía 5.10: El actuador hidráulico elevando el resorte de la 2<sup>aria</sup>.*



Fotografía 5.11: Detalle del amarre del amortiguador vertical de la 2ª<sup>aria</sup>.

### 5.2.3. UNIDAD DE CONTROL DE BASCULACIÓN (UCB).

La estrategia de control de basculación desarrollada en esta tesis se emplea para gobernar el sistema de basculación del vehículo de pruebas. En el capítulo 4º se ha presentado un modelo de vehículo basculante que representa con precisión al vehículo empleado durante las pruebas en vía. Las expresiones (4.2) a (4.8) permiten, por tanto, establecer la consigna de movimiento de los cilindros del actuador a partir de la geometría de la curva, la posición del vehículo en el recorrido y su velocidad de marcha.

El esquema de funcionamiento de su unidad de control de basculación se muestra en la figura 5.3.

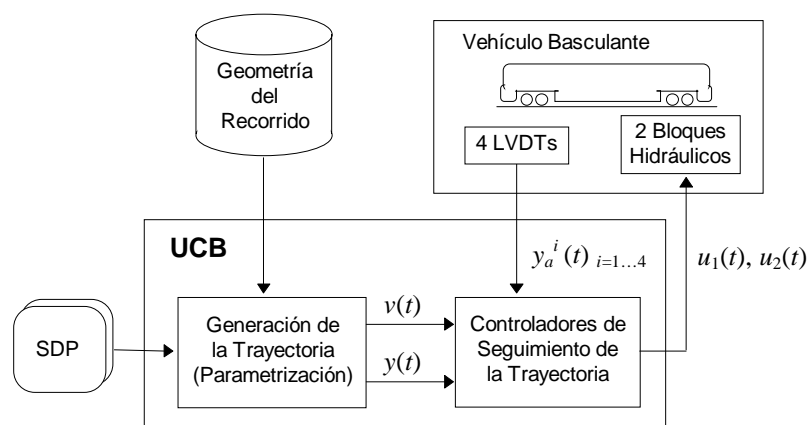


Figura 5.3: Unidad de control de basculación.

Según se muestra en la figura, la UCB realiza básicamente dos funciones: la generación de la consigna de movimiento del mecanismo de basculación y la ejecución del control de seguimiento de ésta.

La UCB está conectada a un sistema detector de la posición (SDP) que informa de la posición del vehículo y de su velocidad. Así mismo, la UCB tiene acceso a una base de datos que almacena la geometría del recorrido. Con la posición proporcionada por el SDP se identifica la curva que el vehículo tiene por delante. De la base de datos se extraen las dimensiones de los diferentes tramos de la curva, su radio de curvatura y su ángulo máximo de peralte. Con toda esta información los resultados de la parametrización permiten disponer de las

expresiones analíticas de la trayectoria de los cilindros de los actuadores, estos, la consigna en posición y la consigna en velocidad.

Estas consignas se introducen en un lazo cerrado de control de seguimiento que asegura que los actuadores realizan el movimiento deseado. Para ello, se realimentan las señales de las LVDTs que informan del desplazamiento real de los actuadores. La evaluación de la ley de control determina, a partir de las consignas y la realimentación, la señal de comando para cada una de las válvulas proporcionales de los bloques hidráulicos. En el apartado 5.2.5 se analiza con más detalle el controlador de seguimiento empleado.

#### 5.2.4. SISTEMA DETECTOR DE POSICIÓN (SDP).

Para la determinación de la posición del vehículo en el recorrido y la velocidad de marcha se ha empleado el sistema detector de posición (SDP) desarrollado por el Servicio de Investigación de CAF.

El sistema está basado en un contador de los pulsos generados por una rueda fónica que gira solidaria a una de las ruedas del vehículo. Para eliminar los errores debidos a la pérdida de pulsos, el patinaje en la rodadura o la inexactitud en el conocimiento del radio de la rueda, el equipo incorpora un sistema de corrección basado en el reconocimiento de balizas pasivas y el análisis de la respuesta dinámica del vehículo. La precisión media del dato de posición es del orden de 10 metros. La frecuencia de recepción de los pulsos de la rueda fónica es directamente proporcional a la velocidad de marcha.

La posición y velocidad de marcha se renueva cada 5 metros aproximadamente. El equipo comunica esta información mediante una puerta serie tipo RS232.

#### 5.2.5. CONTROLADORES DE SEGUIMIENTO.

Los dos actuadores hidráulicos que intervienen durante la basculación en una curva se controlan de forma independiente, si bien la consigna de movimiento es común para ambos.

El controlador de seguimiento empleado se representa en forma de diagrama de bloques en la figura 5.4. Como se observa en ella, la señal de comando a la válvula  $u(t)$  se construye a partir de la contribución de un controlador PI en lazo cerrado, realimentando la posición real del cilindro,  $y_a(t)$ , y de una señal

de adelante, en *feedforward*, calculada a partir de la velocidad  $v(t)$  deseada en el cilindro.

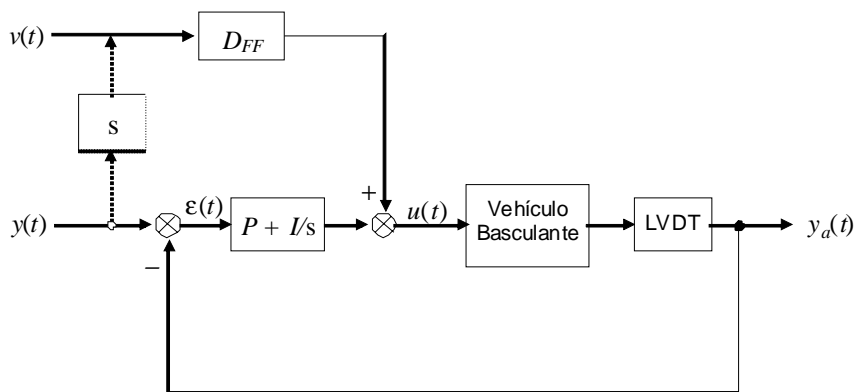


Figura 5.4: Lazo cerrado para el control de seguimiento.

Este controlador puede entenderse como una variante de un controlador PID tradicional, en el que la etapa derivativa de la realimentación se elimina. Así mismo, la etapa derivativa de la consigna se evalúa de forma separada, ya que al disponer de la consigna de velocidad en forma analítica (4.4), se evita el cálculo digital de la derivada.

El empleo de la señal de *feedforward* resulta muy eficiente en la realización de controladores de seguimiento cuando el sistema a dirigir tiene una dinámica similar a un integrador puro (De Schutter y Van Brussel, 1992). Esta condición se satisface en el vehículo de pruebas debido al empleo de un equipo hidráulico sobredimensionado.

#### 5.2.6. EQUIPO INFORMÁTICO: DISPOSITIVOS Y PROGRAMAS.

El equipo informático empleado para realizar el control de la basculación se compone básicamente de los siguientes dispositivos:

- Tarjeta DSP ZPB34 de Burr-Brown, que incluye el procesador digital de señal DSP32C de AT&T. Este es un procesador de coma flotante que funciona a 50 MHz y posee una capacidad de cálculo de 25 Mflops. La tarjeta posee también 256 Kbytes de memoria externa.
- Convertidores analógico-digital (A/D) con 16 canales y digital-analógico (D/A) con 8 canales. Ambos convertidores han sido desarrollados por el

Departamento de Mecánica Aplicada del CEIT y el Servicio de Investigación de CAF. Los canales admiten tensiones de entrada de  $\pm 10$  V empleando 12 bits lo que permite una resolución de 4.88 mV. La frecuencia de muestreo se puede fijar entre 4 y 51200 Hz. El muestreo de los canales es simultáneo.

- Computador personal tipo PC, con procesador Intel 486, en cuyos conectores de expansión se instalan la tarjeta DSP y las tarjetas convertidoras.

El PC recibe por una puerta serie la información suministrada por el SDP. La comunicación entre el procesador del PC y el procesador de señal se realiza a través de bus ISA. La comunicación entre el DSP y los convertidores se realiza a través de dos puertas serie.

El conjunto PC, tarjeta DSP y convertidores constituye físicamente la unidad de control de basculación del vehículo de pruebas, si bien las funciones específicas de control se ejecutan en el procesador de señal. De esta manera, la UCB utiliza dos procesadores, cada uno de los cuales ejecuta un programa diferente de forma simultánea. A continuación se describen brevemente las funciones que realizan estos programas.

- El programa que se ejecuta en el procesador de señal (DSP) realiza las funciones propias del control de basculación: la generación de consignas y el control de seguimiento de los actuadores. Así, en cada instante de muestreo el programa calcula las señales de comando del equipo hidráulico, escribe los resultados en el convertidor D/A y lee del convertidor A/D la realimentación para el siguiente ciclo. La frecuencia de muestreo utilizada es de 400 Hz.
- El programa que se ejecuta en el computador personal (PC) se encarga de gestionar y supervisar el ensayo. Por un lado, se encarga de cargar el programa de control en la memoria de la tarjeta DSP, ponerlo en marcha y detenerlo al finalizar el ensayo. Por otro lado, gestiona la comunicación con el SDP, leyendo de la puerta serie y escribiendo la información en la memoria de la tarjeta DSP, quedando de esta manera a disposición del programa de control. Así mismo, el programa supervisa el estado de funcionamiento del sistema de basculación.



En la figura 5.5 se esquematizan las conexiones entre los componentes de la UCB y la conexión con el SDP:

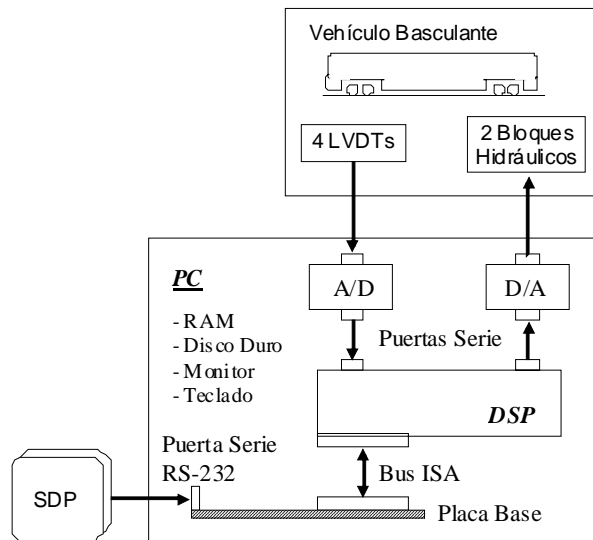


Figura 5.5: Conexiones de los diferentes dispositivos de la UCB.

#### 5.2.7. SENSORES ADICIONALES.

El vehículo de pruebas fue instrumentado para permitir el análisis de los ensayos. Se registraron medidas de las siguientes magnitudes:

- Aceleración lateral en el piso de la caja sobre el pivote delantero  $\ddot{y}_D(t)$ .
- Aceleración lateral en el piso de la caja sobre el pivote trasero  $\ddot{y}_T(t)$ .
- Aceleración lateral en el bogie delantero  $\ddot{y}_{BD}(t)$ .
- Aceleración lateral en el bogie trasero  $\ddot{y}_{BT}(t)$ .
- Velocidad absoluta de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .
- Velocidad de giro de lazo de la caja  $\omega_z(t)$ .

Para medir la aceleración lateral se emplearon acelerómetros piezorresistivos. Las velocidades angulares se midieron con giróscopos.

Las medidas se registraron digitalmente con un equipo de adquisición de datos basado en un ordenador personal. El muestreo de las medidas se realizó a una frecuencia de 100 Hz.

<b>Nº de Curva</b>	<b>PKM [Km]</b>	<b>LTE [m]</b>	<b>LTC [m]</b>	<b>LTS [m]</b>	<b>RC [m]</b>	<b>Peralte [mm]</b>
1	123 <sup>K</sup> 159	148	915	162	+505	160
2	124 <sup>K</sup> 729	168	309	130	-527	160
3	126 <sup>K</sup> 000	158	227	156	-508	160
4	126 <sup>K</sup> 597	135	220	136	+494	160
5	127 <sup>K</sup> 360	138	125	137	-500	160
6	128 <sup>K</sup> 407	130	52	135	+498	160
7	128 <sup>K</sup> 806	140	88	140	-501	160
8	129 <sup>K</sup> 233	151	151	147	+497	160
9	129 <sup>K</sup> 796	133	266	130	-499	160
10	130 <sup>K</sup> 392	185	123	161	+524	160
11	130 <sup>K</sup> 922	140	91	160	-502	160
12	131 <sup>K</sup> 612	157	214	160	-513	160
13	132 <sup>K</sup> 257	81	0	105	+790	118
14	132 <sup>K</sup> 898	155	270	160	-847	107
15	133 <sup>K</sup> 598	138	219	140	+494	160
16	134 <sup>K</sup> 210	162	898	133	+1404	53
17	135 <sup>K</sup> 805	150	370	147	-412	160
18	136 <sup>K</sup> 602	151	114	166	+415	160
19	137 <sup>K</sup> 034	113	106	158	-685	109
20	137 <sup>K</sup> 599	156	343	150	+956	97

*Tabla 5.1: Características geométricas del recorrido Baidés - Sigüenza.*

### **5.3. Localización de las pruebas.**

El recorrido ensayado es una sección de RENFE de 17 Km con 20 curvas entre las poblaciones de Baides y Sigüenza.

Las 20 curvas están compuestas de un tramo circular central y una transición de entrada y otra de salida, ambas de tipo clotoide, salvo la nº 13 que no posee tramo central circular y se compone tan solo de dos transiciones.

Las características del recorrido Baides - Sigüenza se indican a continuación en la tabla 5.1.

En la tabla se ha empleado la siguiente terminología:

- PKM : posición del comienzo de la curva.
- LTE : longitud del tramo de transición de entrada.
- LTC : longitud del tramo circular.
- LTS : longitud del tramo de transición de salida.
- RC : radio de la curva (positivo en curvas a la izquierda y negativo a la derecha).
- Peralte: máxima altura de peralte de la curva.

De un primer análisis de la geometría del trazado destacan las siguientes características:

- La estación de Baides está situada justo al comienzo de la curva nº 1.
- Las primeras doce curvas son prácticamente equivalentes: radio de curvatura entre 494 y 528 metros; peralte idéntico de 160 mm; longitud de transición de entrada entre 130 y 158 metros, si bien la transición de la curva nº 10 mide 185 metros; longitud de la transición de salida entre 130 y 160 metros.
- La curva nº 13 no tiene tramo central circular.
- La curva nº 15 es del tipo de las doce primeras.
- La curva nº 16 tiene un radio de curvatura de 1404 metros y está poco peraltada, tan solo 53 mm.
- Las curvas nº 17 y 18 son prácticamente iguales.

- Las únicas curva y contracurva puras son las n° 18 y 19. Sin embargo, por estar separadas por una recta de sólo 56 m, las curvas n° 3 y 4 se consideran también como curva y contracurva en los análisis que se presentan más adelante.

En la figura 5.6 se representa el perfil de la curvatura del recorrido y se indican también tanto la posición de las estaciones de Baidés y Sigüenza como la numeración de las curvas. En línea discontinua se representa la curvatura que corresponde a una curva de 500 m de radio.

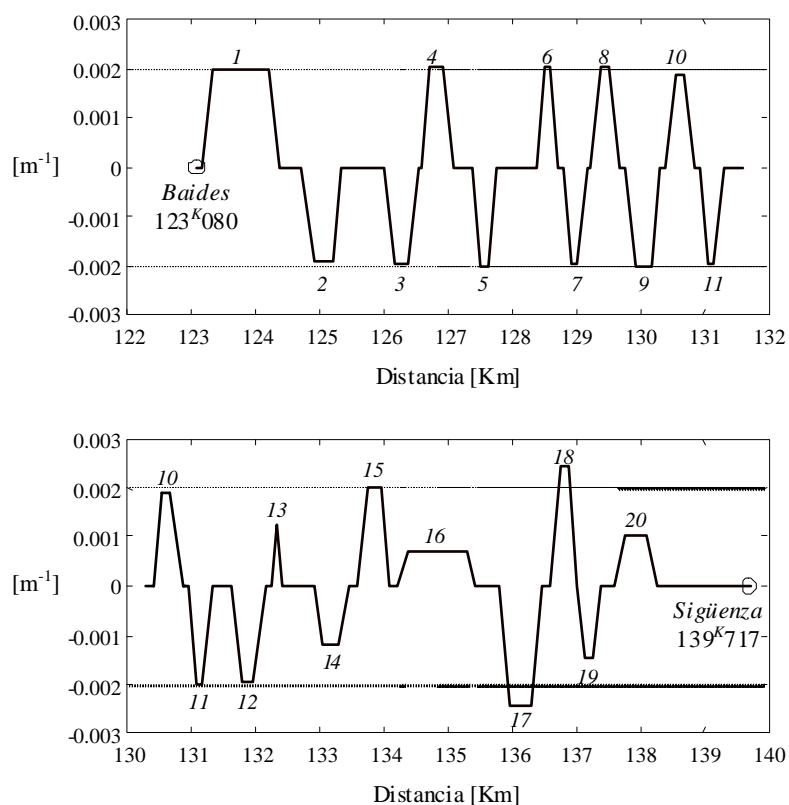


Figura 5.6: Perfil de curvatura del recorrido Baidés ↔ Sigüenza.

#### 5.4. Metodología de los ensayos.

Los ensayos consistieron en recorrer el trayecto de manera sucesiva alterando la velocidad de marcha y/o la condición de servicio del sistema de basculación.

Se realizaron pasadas a velocidades de marcha entre 90 y 120 Km/h. La velocidad se mantuvo prácticamente constante durante toda la pasada, salvo cuando debía reducirse por exigencias de la normativa de circulación: en la primera y última curva por la proximidad de las estaciones y en las curvas nº 17, 18 y 19 por tener las dos primeras menor radio de curvatura que las demás.

Las condiciones de servicio ensayadas se indican a continuación:

- Sin bascular, sistema desconectado.
- La basculación limita la aceleración lateral a un valor máximo de 0.65 m/s<sup>2</sup>.
- La basculación limita la aceleración lateral a un valor máximo del 50% de la aceleración lateral a nivel de vía.
- La basculación limita la aceleración lateral a un valor máximo del 33.33% de la aceleración lateral a nivel de vía.
- La basculación compensa totalmente la aceleración lateral en caja manteniendo un valor cuasiestático de 0 m/s<sup>2</sup>.

Previamente fue necesario identificar la *souplesse* del vehículo experimental y establecer el tiempo de anticipación  $t_a$  a emplear en la generación de las consignas.

En todas las pasadas con basculación analizadas la UCB realizó los cálculos con los siguientes valores de *souplesse*:

$$S = 0.505 \quad S_x = 1.142 \quad (5.1)$$

El comportamiento cuasiestático del vehículo de pruebas fue estimado, por tanto, mediante la siguiente expresión:

$$a_{CAJA} = 1.505 \left( \frac{V^2}{R} - g\alpha \right) - 1.142 g \frac{L_B}{2l_{k2}} \quad (5.2)$$

Se observa en la expresión anterior que el vehículo de pruebas posee un coeficiente total de *souplesse* muy grande, debido a que por necesidades del sistema de basculación instalado ya comentadas, fue necesario retirar la barra de torsión antibalaceo.

Por su parte, el tiempo de anticipación empleado fue el siguiente:

$$t_a = 1 \text{ s.} \quad (5.3)$$

## 5.5. Resultados experimentales.

### 5.5.1. DESCRIPCIÓN.

Se comparan en este estudio las señales registradas durante las curvas n° 3 y 4 en diez pasadas del recorrido Baides a Sigüenza, realizadas a diferentes velocidades y en todas las condiciones de servicio del sistema de basculación. En una de las pasadas se circuló con el sistema desconectado.

Como se comprueba a partir de la información geométrica del recorrido (tabla 5.1), las curvas n° 3 y 4 tienen una geometría muy similar. Ambas tienen 500 m de radio aproximadamente y 160 mm de peralte máximo. Cada curva tiene transiciones de aproximadamente igual longitud, siendo las de la curva n° 3 algo mayores. Las curvas están separadas por una recta de 56 m de longitud por lo que a efectos prácticos pueden considerarse como curva y contracurva.

La elección de las curvas n° 3 y 4 permite el análisis tanto de una curva aislada (considerando la transición de entrada de la curva n° 3 y la transición de salida de la n° 4) como de un par curva - contracurva, siendo este caso una condición más desfavorable para evaluar el rendimiento del sistema de basculación.

Trayecto	N°	Velocidad de marcha	Objetivo del sistema de basculación
Baides⇒Sigüenza	/01	102 Km/h	Sin Basculación
Baides⇒Sigüenza	/02	118 Km/h	0.65 m/s <sup>2</sup>
Baides⇒Sigüenza	/03	107 Km/h	50% de vía
Baides⇒Sigüenza	/04	112 Km/h	50% de vía
Baides⇒Sigüenza	/05	112 Km/h	33.33% de vía
Baides⇒Sigüenza	/06	107 Km/h	33.33% de vía
Baides⇒Sigüenza	/07	100 Km/h	0 m/s <sup>2</sup>
Baides⇒Sigüenza	/08	103 Km/h	0 m/s <sup>2</sup>
Baides⇒Sigüenza	/09	103 Km/h	0 m/s <sup>2</sup>
Baides⇒Sigüenza	/10	102 Km/h	0 m/s <sup>2</sup>

Tabla 5.2: Características de las pasadas analizadas.

La tabla 5.2 recoge las condiciones en las que se realizaron las diez pasadas. La tabla informa de la velocidad media de marcha y de la condición de funcionamiento del sistema de basculación, expresada esta última como objetivo de aceleración lateral no compensada en la caja. Este valor fue empleado para calcular las consignas de basculación.

#### 5.5.2. RESULTADOS: FIGURAS.

Las figuras siguientes muestran los registros tomados durante cinco de las pasadas objeto de análisis (pasadas /01, /02, /03, /05 y /10). Las señales representadas son las siguientes:

- Aceleración lateral no compensada en caja  $\ddot{y}(t)$  en unidades de g.
- Velocidad absoluta de giro de lazo de la caja  $\omega_z(t)$  en rad/s.
- Velocidad absoluta de balanceo de caja  $\omega_x(t)$  en %/s (incluye la velocidad de giro asociada al peralte).
- Consigna de posición  $y(t)$  en mm.
- Consigna de velocidad  $v(t)$  en mm/s.

Todas las señales se representan procesadas según el borrador de la norma europea de confort (“Railway Applications Ride Comfort for Passengers. Measurement and Evaluation”, 1995). Esto es, promediadas durante 1 segundo y remuestreadas a 10 Hz.

El signo de las señales de aceleración y velocidad angular de balanceo es el que corresponde a un sistema de referencia cuyo semieje positivo X esté orientado en la dirección de marcha y tenga el sentido de avance, su semieje positivo Y sea horizontal y apunte a la izquierda, y su semieje positivo Z sea vertical y apunte hacia arriba. La señal de velocidad de giro de lazo ha sido representada con el signo cambiado (giro horario es positivo) para facilitar la comprensión. Atendiendo a este criterio, la curva nº 3 es hacia la izquierda y la curva nº 4 es hacia la derecha.

#### Baides $\Rightarrow$ Sigüenza /01

En primer lugar se muestran las señales registradas en la pasada realizada sin actuación del sistema de basculación.

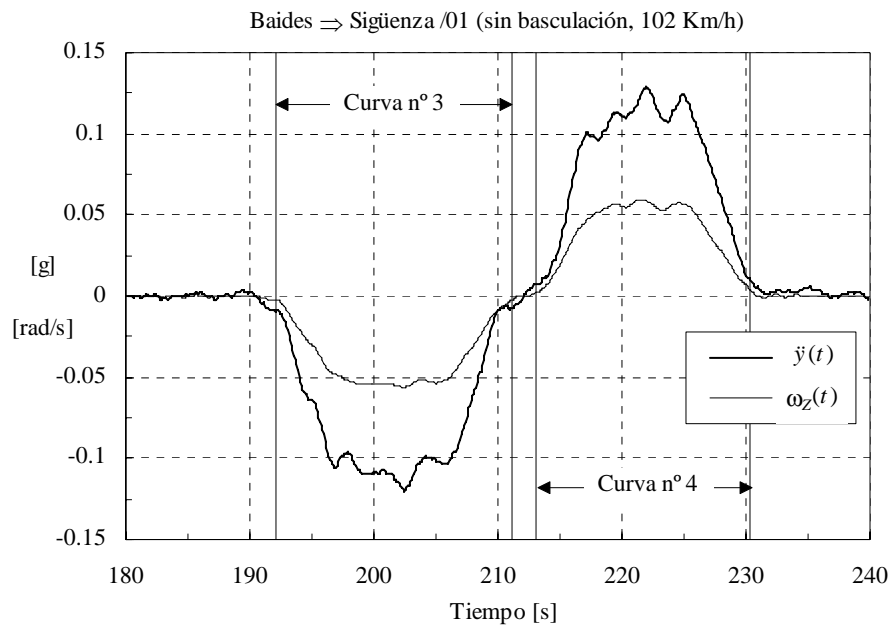


Figura 5.7: Aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo de caja  $\omega_z(t)$ .

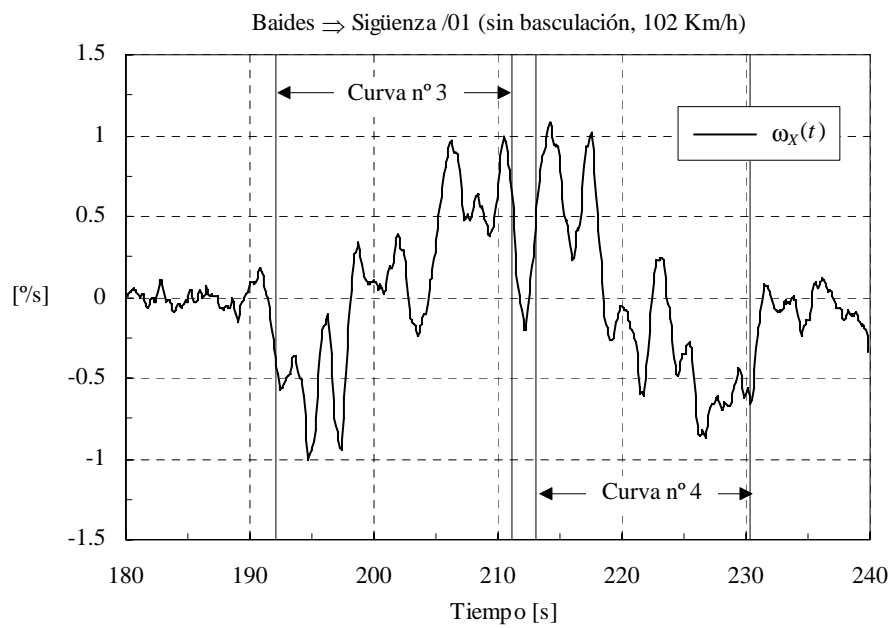


Figura 5.8: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .



En la figura 5.7 se muestra la evolución de la señal de aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  en la pasada sin basculación y a una velocidad de marcha aproximada de 102 Km/h. Para facilitar el reconocimiento de los diferentes tramos de cada curva se representa también la velocidad de lazo de la caja  $\omega_z(t)$ . Los trazos continuos verticales permiten reconocer el comienzo y el final de cada curva.

En la figura 5.7 se observa que el nivel de aceleración lateral en caja durante los tramos de curvatura constante en ambas curvas es del orden de 0.12 g, por encima del límite de  $0.65 \text{ m/s}^2$  (0.066 g) establecido por razones de confort ( $1 \text{ m/s}^2$  para vehículos no basculantes). Así mismo se observan oscilaciones debidas a la respuesta dinámica del vehículo a las irregularidades de vía y a pequeños cambios en la velocidad de marcha.

La velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$  se muestra en la figura 5.8. Como la pasada se realiza sin actuación del sistema de basculación, la caja tiende a inclinarse hacia el exterior de la curva, si bien no tanto como para contrarrestar totalmente al peralte. También en esta figura se observa la oscilación citada. Se comprueba, sin embargo, que apenas se supera la velocidad de 1 °/s.

#### Baides $\Rightarrow$ Sigüenza /02

Las señales de aceleración lateral, velocidad de lazo y velocidad de balanceo de caja registradas se representan de forma análoga en las figuras 5.9 y 5.10. Esta pasada se realizó con un objetivo de  $0.65 \text{ m/s}^2$  (0.066 g) para la aceleración lateral en caja y con una velocidad de marcha aproximada de 118 Km/h.

La figura 5.9 demuestra que el sistema de basculación ha cumplido el objetivo impuesto, ya que ha reducido la aceleración lateral en caja durante los tramos de curvatura constante hasta aproximadamente el nivel establecido, si bien existen algunos picos dinámicos debido a la respuesta dinámica del vehículo.

En la figura 5.10 se observa que, al estar activado el sistema de basculación, la caja se inclina hacia el interior de la curva. Aunque los valores de velocidad de balanceo son superiores que en la pasada sin basculación, en ningún momento se supera el nivel límite de 5 °/s recomendado en la bibliografía (Konayagi, 1985; Konayagi, 1989; Higaki, 1991).

En la figura 5.10 se observan también las oscilaciones por la respuesta dinámica del vehículo.

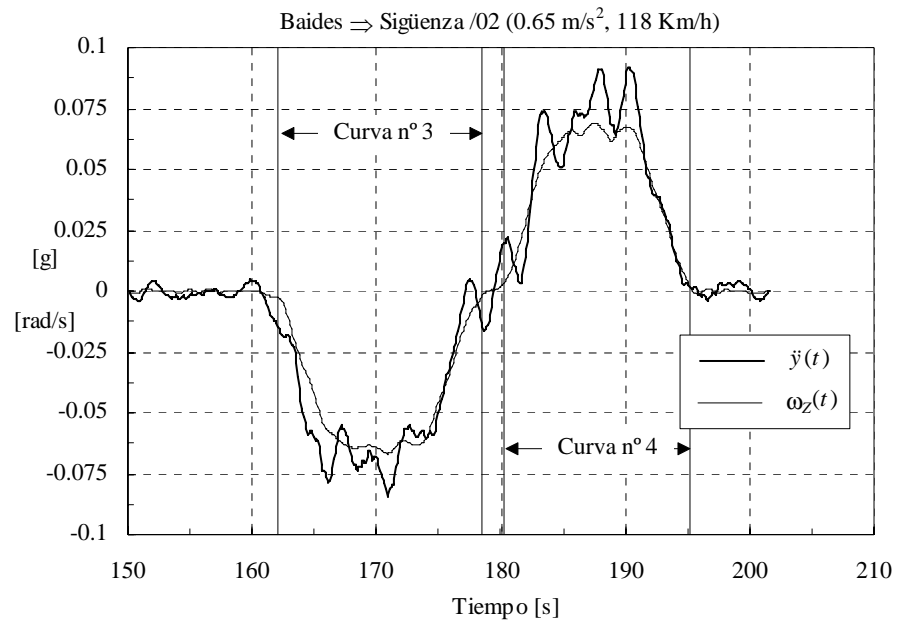


Figura 5.9: Aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo de caja  $\omega_z(t)$ .

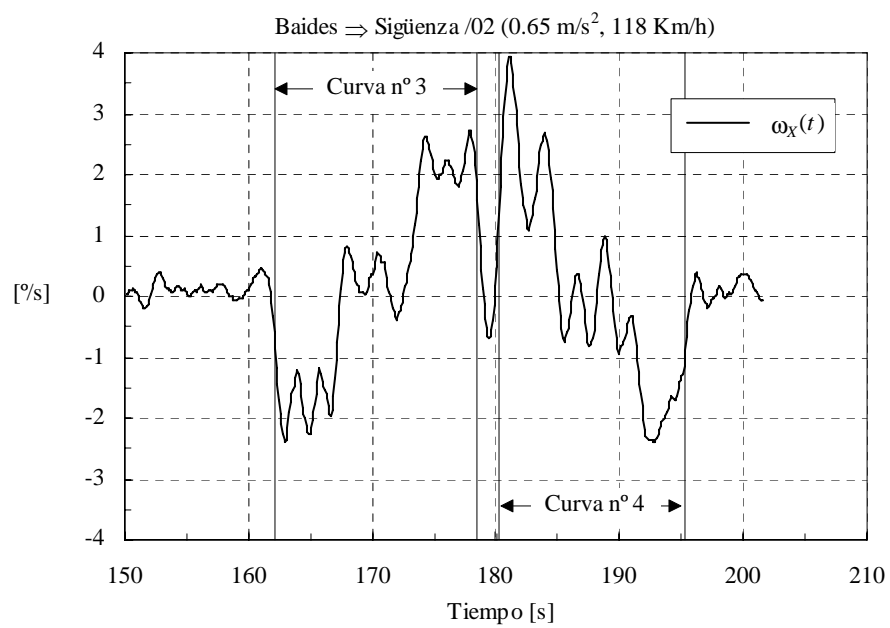


Figura 5.10: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .

La figura 5.11 muestra las consignas de posición y de velocidad generadas por la UCB y enviadas a los controladores de seguimiento de los actuadores hidráulicos durante la circulación por las curvas n° 3 y 4.

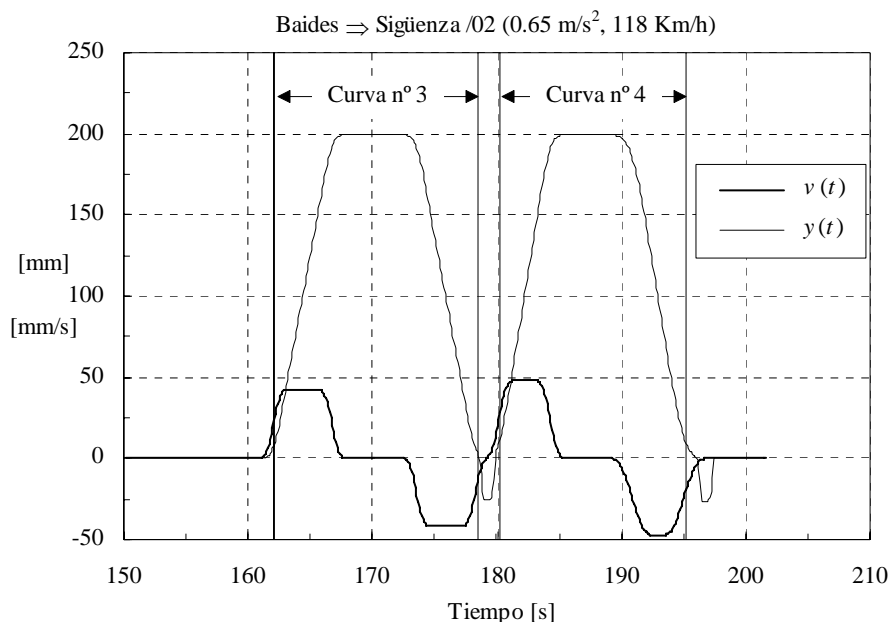


Figura 5.11: Consignas de basculación: posición  $y(t)$  y velocidad  $v(t)$ .

Según se observa en la figura, en ambas curvas la carrera máxima de los actuadores fue de 200 mm. Al estar recorriendo una curva y su contracurva la consigna de basculación se envió a los actuadores del lado derecho durante la curva n° 3 y a los del lado izquierdo durante la curva n° 4.

La figura refleja una de las características fundamentales de la estrategia de control presentada en esta tesis: las consignas de movimiento comienzan con antelación a la entrada en la curva y finalizan con posterioridad a la salida de la curva. Así mismo se destaca que, debido a la proximidad entre las curvas, la consigna de movimiento de la curva n° 3 termina un poco antes de lo que corresponde.

#### Baidés $\Rightarrow$ Sigüenza /03

De manera análoga, en las figuras 5.12, 5.13 y 5.14 se muestran las señales correspondientes a esta pasada.

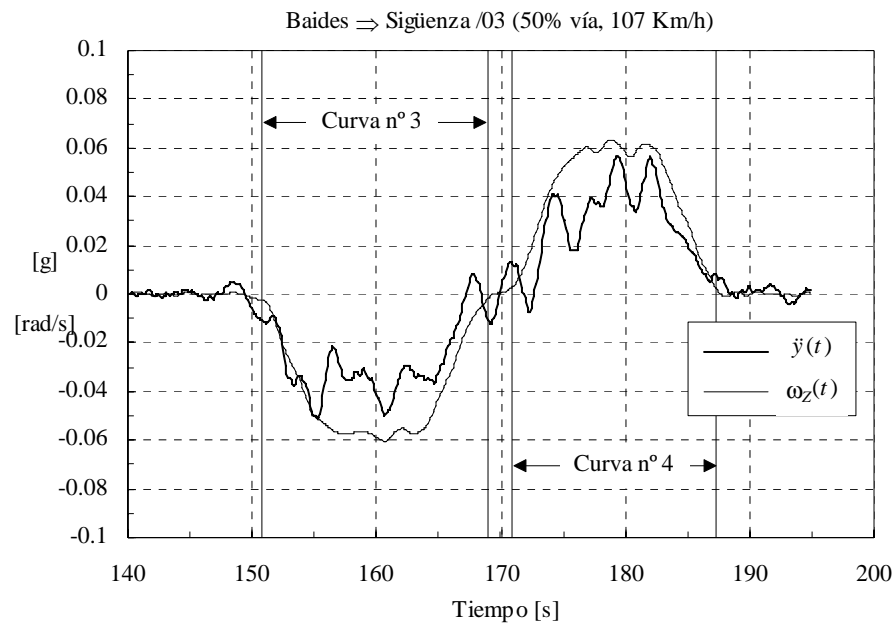


Figura 5.12: Aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo de caja  $\omega_z(t)$ .

Se observa en la figura que el nivel de aceleración lateral se ha reducido de manera importante (véase la figura 5.7 en la pasada sin basculación a una velocidad algo inferior). Nuevamente se ha satisfecho el objetivo de basculación ya que la aceleración lateral durante los tramos de curvatura constante se mantiene en las proximidades del nivel deseado, en este caso 0.043 g (veáanse más adelante las tablas 5.3 y 5.4).

Otra vez aparece la oscilación característica de la respuesta dinámica del vehículo, siendo más aparente en este caso debido al pequeño nivel de la señal de aceleración lateral.

La máxima velocidad de balanceo de caja obtenida está entre -2 y +3 °/s y es en todo momento inferior al límite de 5 °/s.

Según se indica en la figura 5.14, pese a tener una condición de funcionamiento más restrictiva que en la pasada anterior, en este caso fue necesaria una compensación menor (150 mm aproximadamente frente a 200 mm) ya que la velocidad de marcha fue sensiblemente inferior (107 Km/h frente a los 118 Km/h de la pasada precedente).

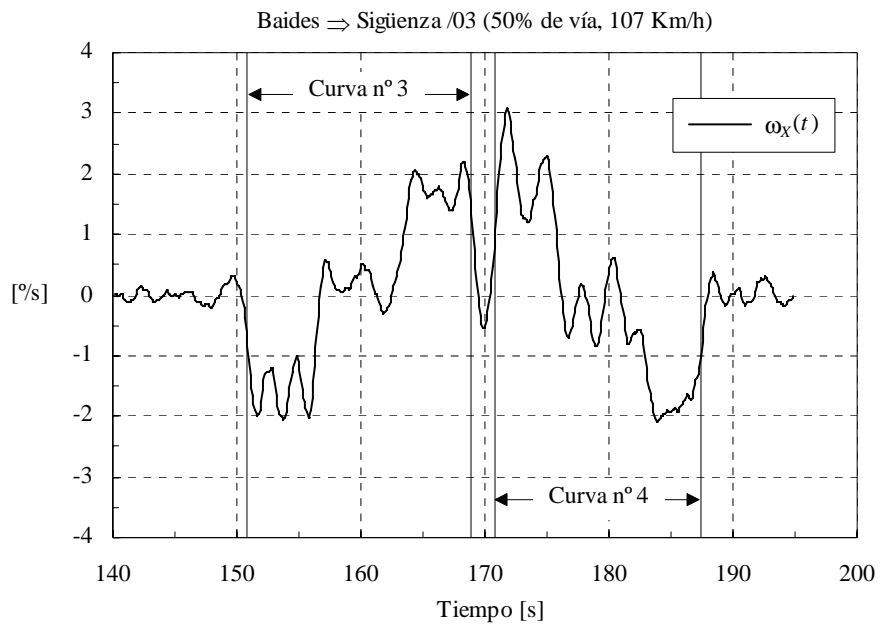


Figura 5.13: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .

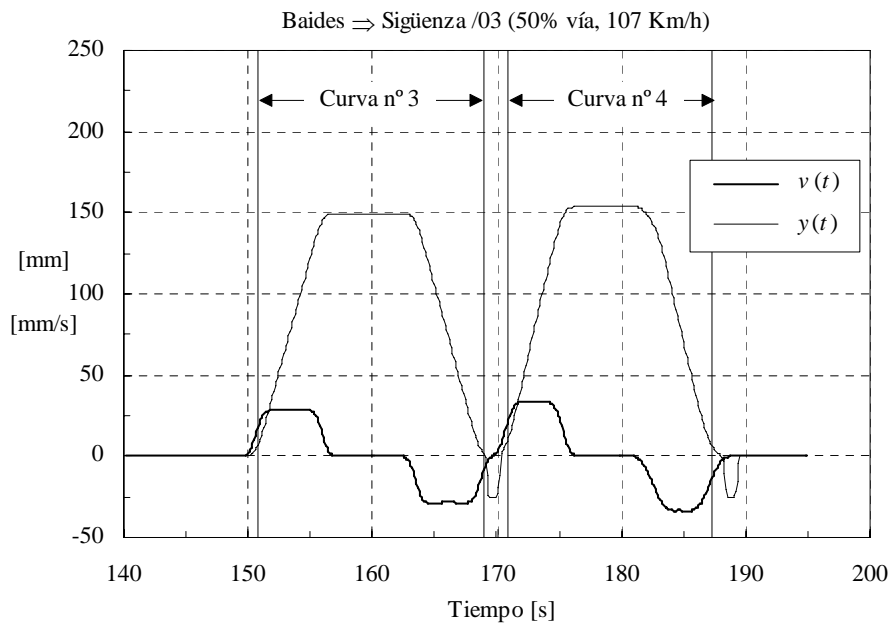


Figura 5.14: Consignas de basculación: posición  $y(t)$  y velocidad  $v(t)$ .

Baides  $\Rightarrow$  Sigüenza /05

Análogamente, las señales registradas en esta pasada se muestran en las figuras 5.15, 5.16 y 5.17:

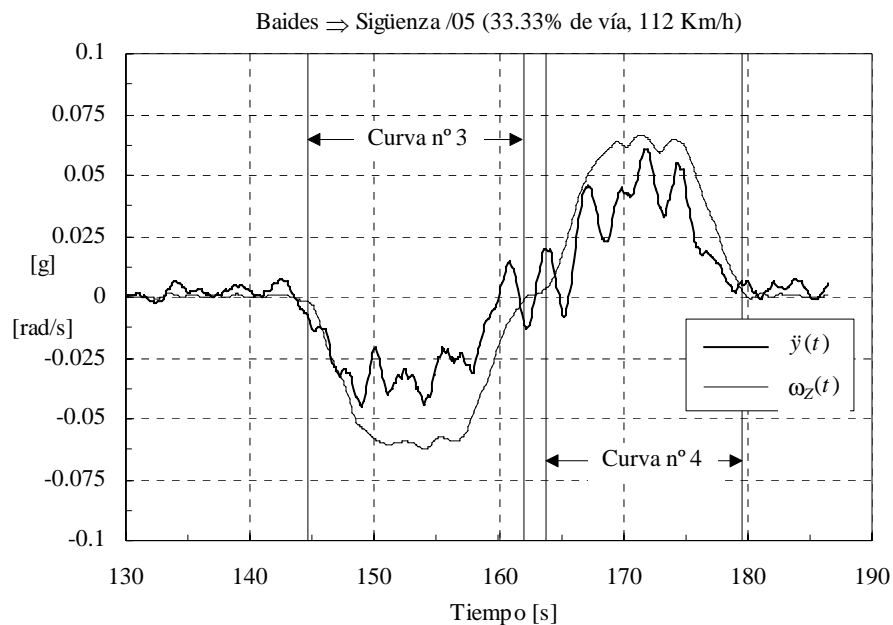


Figura 5.15: Aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo de caja  $\omega_z(t)$ .

De nuevo se obtiene la satisfacción del objetivo de basculación, ya que el nivel de aceleración lateral durante los tramos de curvatura constante se mantiene cerca de los valores establecidos en la condición de servicio del sistema de basculación (véanse las tablas 5.3 y 5.4).

La señal de aceleración es similar a la registrada en la pasada anterior.

Según se observa en la figura 5.16, la velocidad de balanceo de caja obtenida es superior a la de la pasada anterior, como corresponde a un caso de mayor compensación y con velocidad de marcha superior (112 Km/h frente a 107 Km/h en la pasada precedente).

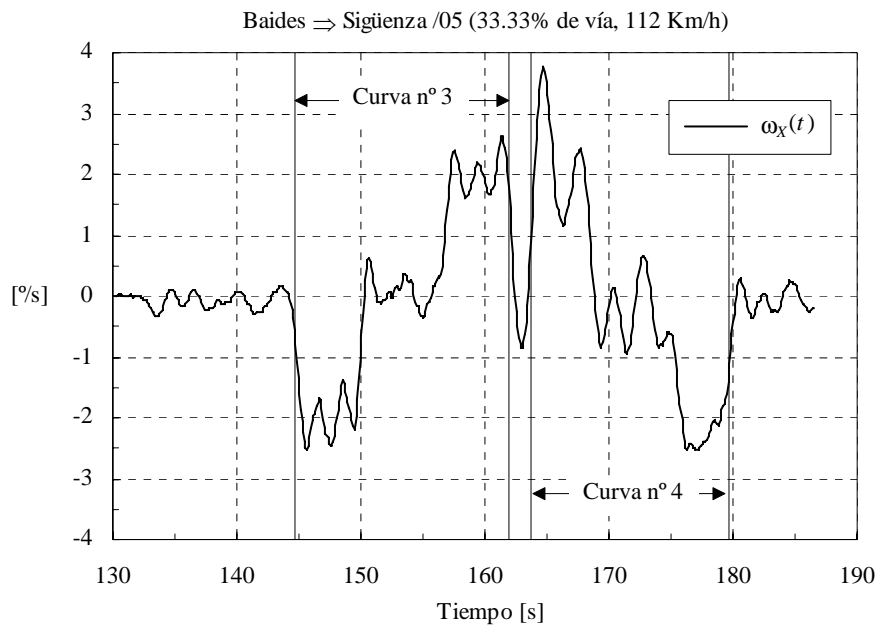


Figura 5.16: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_X(t)$ .

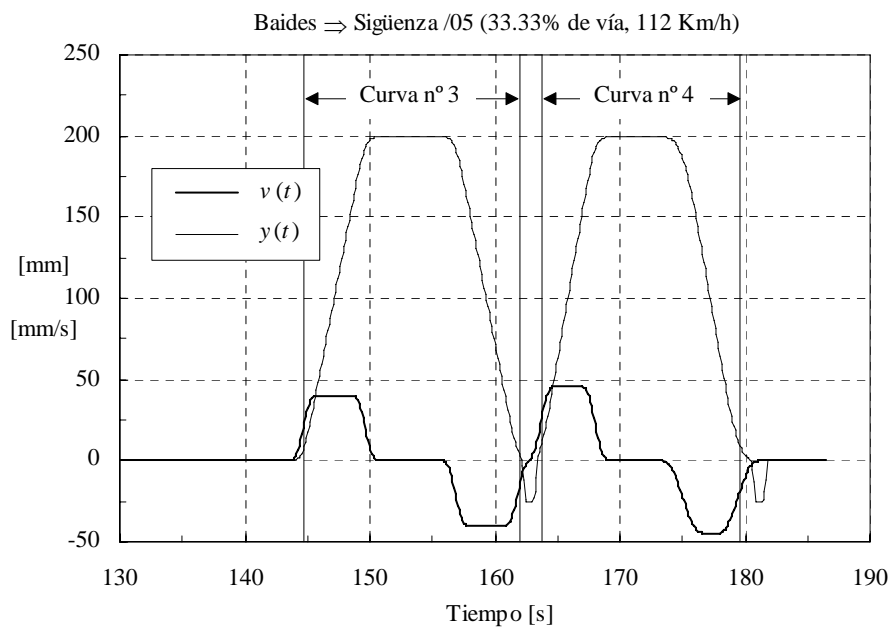


Figura 5.17: Consignas de basculación: posición  $y(t)$  y velocidad  $v(t)$ .

Baides  $\Rightarrow$  Sigüenza /10

Finalmente, las figuras 5.18, 5.19 y 5.20 recogen los registros de la pasada realizada con el objetivo de compensar totalmente la aceleración lateral en caja.

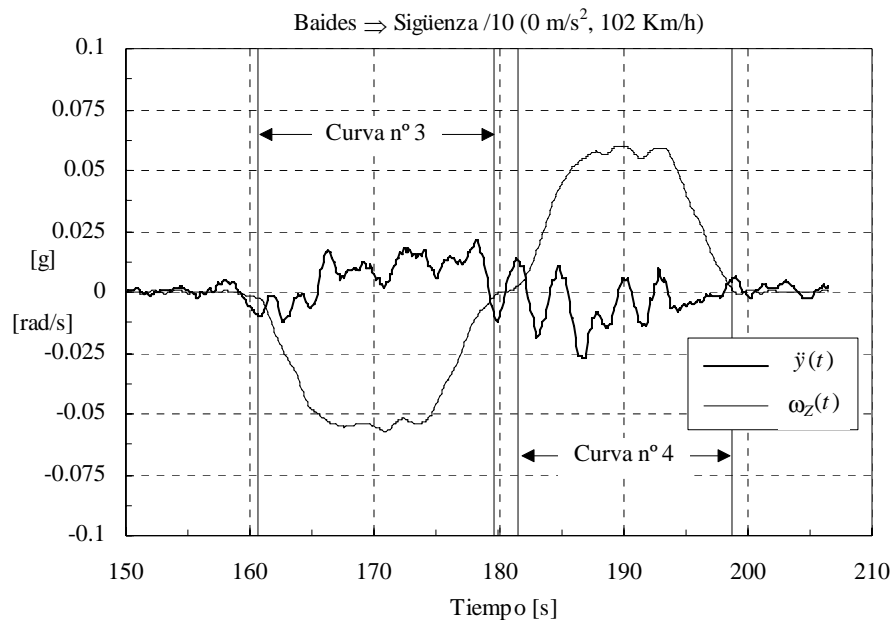


Figura 5.18: Aceleración lateral en  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo en caja  $\omega_z(t)$ .

Se demuestra en la figura 5.18 que el sistema de control de basculación consigue eliminar casi por completo la aceleración lateral en caja.

Comparando esta pasada con la realizada sin actuación de basculación (figura 5.7) se comprueba que la aceleración lateral ha disminuido hasta cero desde un valor cercano a 0.12 g.

Se observa también en la figura 5.18 que se produce un leve exceso de compensación, despreciable a efectos prácticos.

Las figuras 5.19 y 5.20 son similares a las ya comentadas en pasadas precedentes.



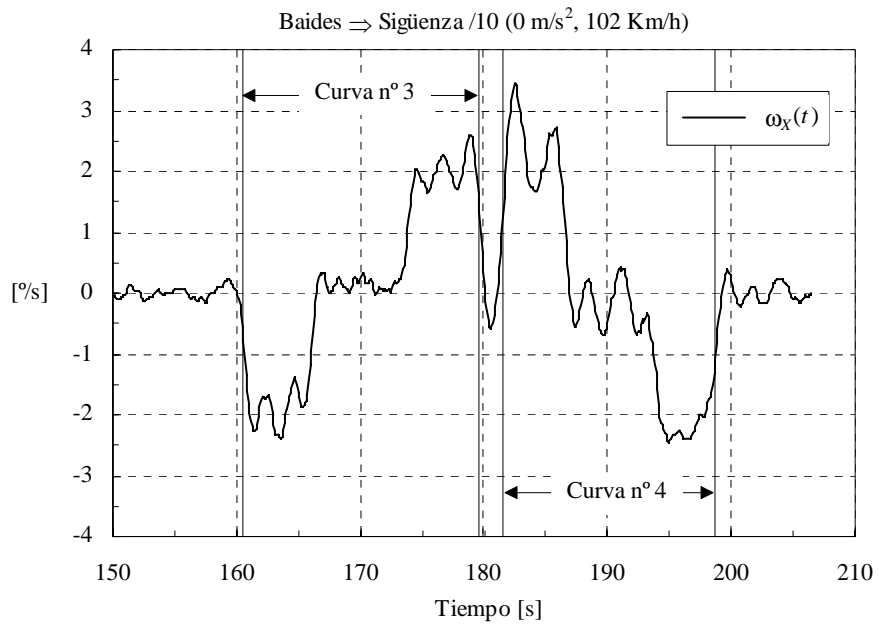


Figura 5.19: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .

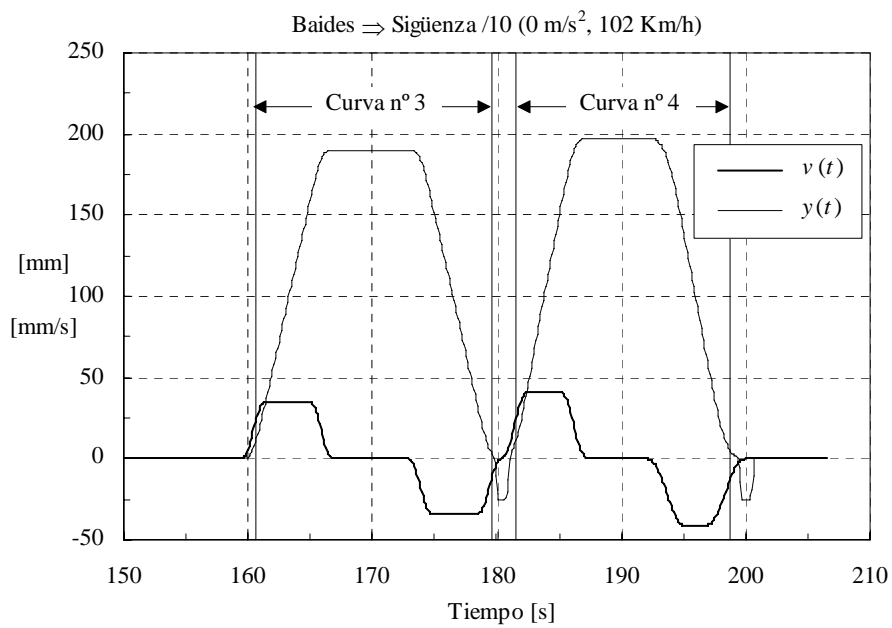


Figura 5.20: Consignas de basculación: posición  $y(t)$  y velocidad  $v(t)$ .

### **5.6. Contrastación teórico experimental.**

En este apartado se comparan las medidas experimentales mostradas anteriormente con resultados de simulación obtenidos con el modelo completo tridimensional de vehículo basculante detallado en el anexo A.

La contrastación entre resultados teóricos y experimentales permite la validación del modelo de cálculo y una explicación razonada de algunas características de las medidas experimentales presentadas en el apartado anterior.

#### *5.6.1. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DINÁMICA.*

A continuación se muestran los resultados de la simulación dinámica del modelo completo tridimensional de vehículo basculante (anexo A) recorriendo las curvas nº 3 y nº 4 en condiciones análogas a las correspondientes a las pasadas Baidés  $\Rightarrow$  Sigüenza /01 y Baidés  $\Rightarrow$  Sigüenza /02.

Previamente, el modelo tridimensional completo de cálculo fue ajustado a las características reales del vehículo experimental para equiparar su *souplesse*.

El trazado simulado corresponde exactamente con los datos geométricos indicados en la tabla 5.1, que fueron así mismo los que empleó la UCB para la ejecución del control de basculación durante los ensayos. El cálculo se realizó sobre un trazado ideal, esto es, en ausencia de irregularidades de vía.

Las simulaciones han sido realizadas con el programa SIDIVE (Giménez et al., 1993; Giménez et al., 1991; Martín et al., 1984).

#### *Simulación de Baidés $\Rightarrow$ Sigüenza /01*

La simulación de esta pasada se realizó en idénticas condiciones a las del ensayo experimental. Esto es, sin actuación del sistema de basculación y a la misma velocidad de marcha de 102 Km/h (28.33 m/s).

En la figura 5.21 se representa la aceleración lateral sin compensar en el centro de gravedad de la caja. La figura 5.22 muestra la velocidad angular de balanceo obtenida de la simulación. Al igual que en las figuras correspondientes a las señales experimentales, los límites de cada curva se indican con trazos continuos verticales.

Como se muestra en la figura 5.21, al no estar activado el sistema de basculación, la aceleración lateral no compensada en caja es superior a los límites convencionalmente admitidos.

La aceleración lateral crece (en valor absoluto) de forma monótona por las transiciones de entrada. Al llegar a los tramos de curvatura constante, la aceleración muestra una leve oscilación amortiguada que prácticamente desaparece al iniciarse las transiciones de salida. A lo largo de éstas, la aceleración decrece (en valor absoluto) también de forma monótona, apareciendo al final de la transición la oscilación amortiguada. Esta oscilación, que corresponde al modo de balanceo inferior de la caja (0.42 Hz, 16.73 %), es la respuesta del vehículo al paso por los tramos de transición.

La velocidad absoluta de balanceo, figura 5.22, permite reconocer las sucesivas fases de la inclinación de la caja en ambas curvas. Al igual que en la pasada experimental, aunque la caja tiende a inclinarse hacia el exterior de cada curva, esta inclinación es inferior a la que le confiere el peralte resultando un giro absoluto hacia el interior de la curva. Así mismo, al igual que la aceleración lateral, la velocidad de balanceo presenta también la oscilación correspondiente al modo de balanceo inferior de la caja.

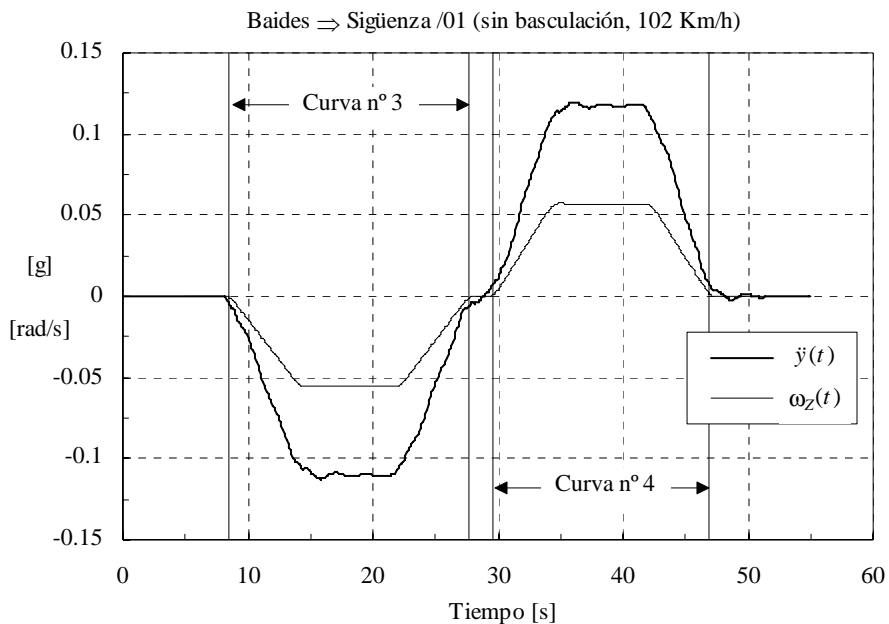


Figura 5.21: Aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo de caja  $\omega_z(t)$ .

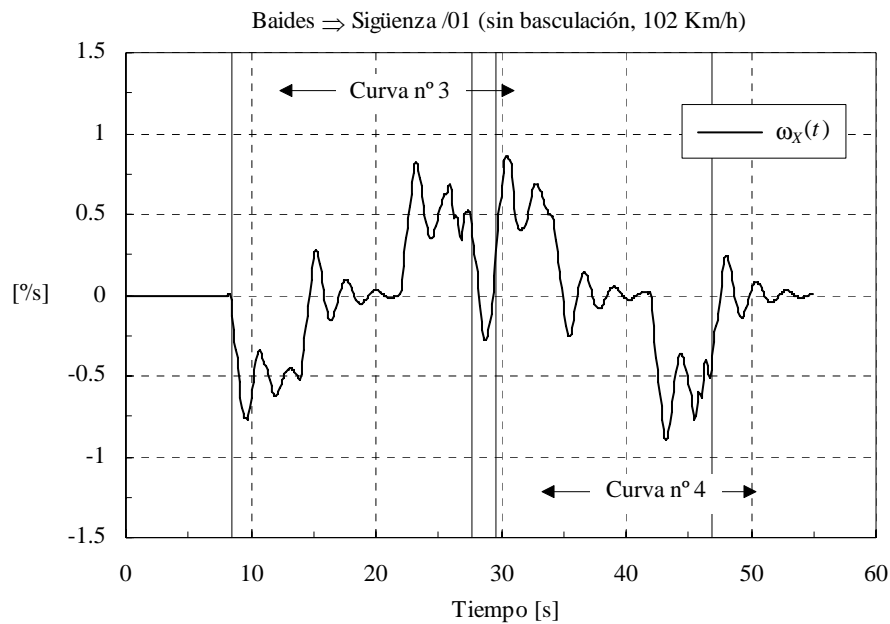


Figura 5.22: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .

#### Simulación de Baides $\Rightarrow$ Sigüenza /02

La simulación de esta pasada se realizó en condiciones análogas a las correspondientes al ensayo experimental. El sistema de basculación funcionó con el objetivo de reducir la aceleración lateral no compensada en caja hasta un valor de  $0.65 \text{ m/s}^2$ , siguiendo el patrón trapezoidal establecido en el capítulo 4°. Durante toda la simulación, la velocidad de marcha se mantuvo en un valor constante de 118.8 Km/h (33 m/s).

En la figura 5.23 se representa la aceleración lateral sin compensar en el centro de gravedad de la caja. La figura 5.24 muestra la velocidad angular de balanceo obtenida. La figura 5.25 presenta el movimiento impuesto a los actuadores de basculación. La figura 5.23 demuestra el adecuado cumplimiento del objetivo de basculación obtenido en ambas curvas.

En la curva n° 3 se alcanza el objetivo de reducir el nivel de aceleración lateral hasta el nivel establecido como objetivo durante los tramos de curvatura constante. En la curva n° 4, la carrera máxima del actuador, 200 mm (figura 5.25), no es suficiente para alcanzar el objetivo y se consigue una reducción de la aceleración hasta el valor de  $0.75 \text{ m/s}^2$ .

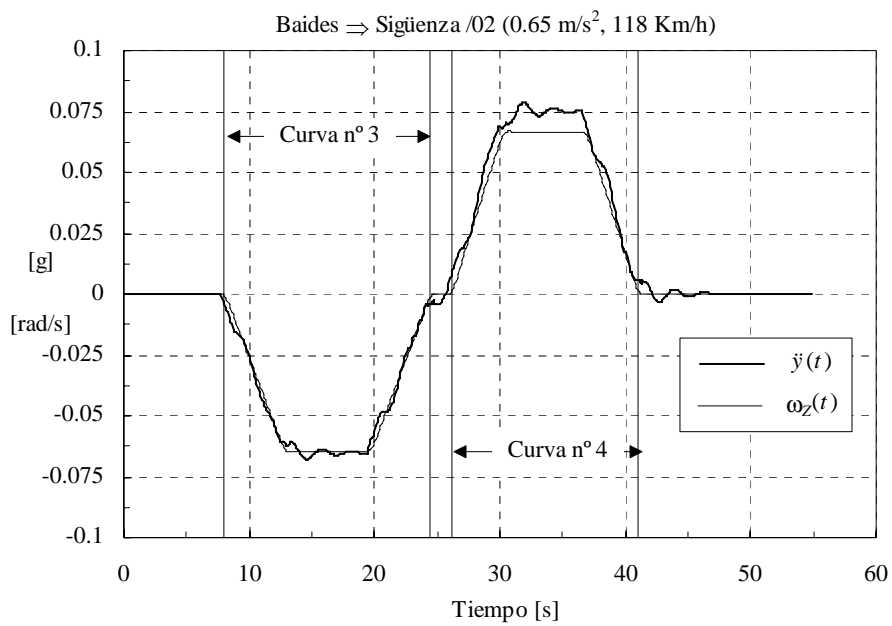


Figura 5.23: Aceleración lateral en caja  $\ddot{y}(t)$  y velocidad de lazo de caja  $\omega_z(t)$ .

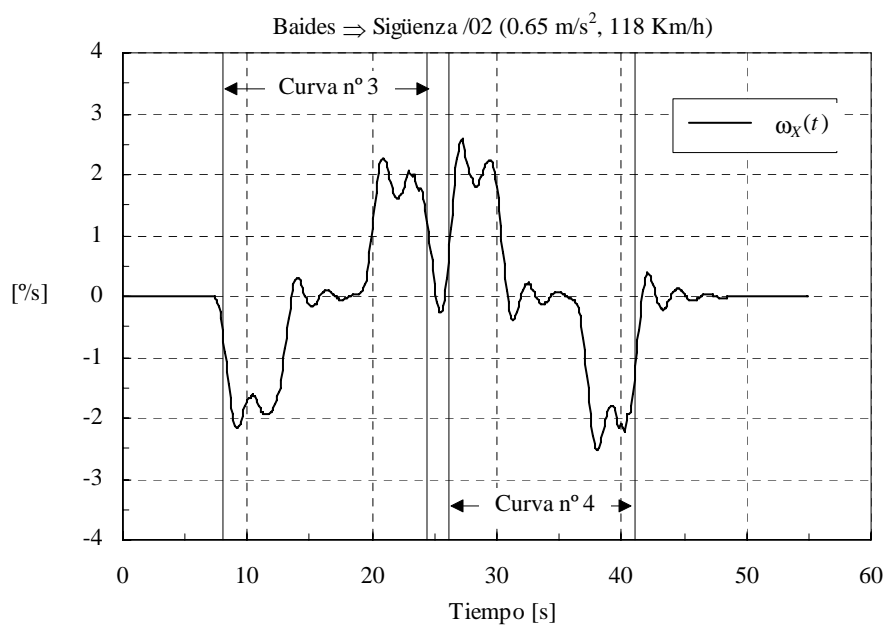


Figura 5.24: Velocidad de balanceo de caja  $\omega_x(t)$ .

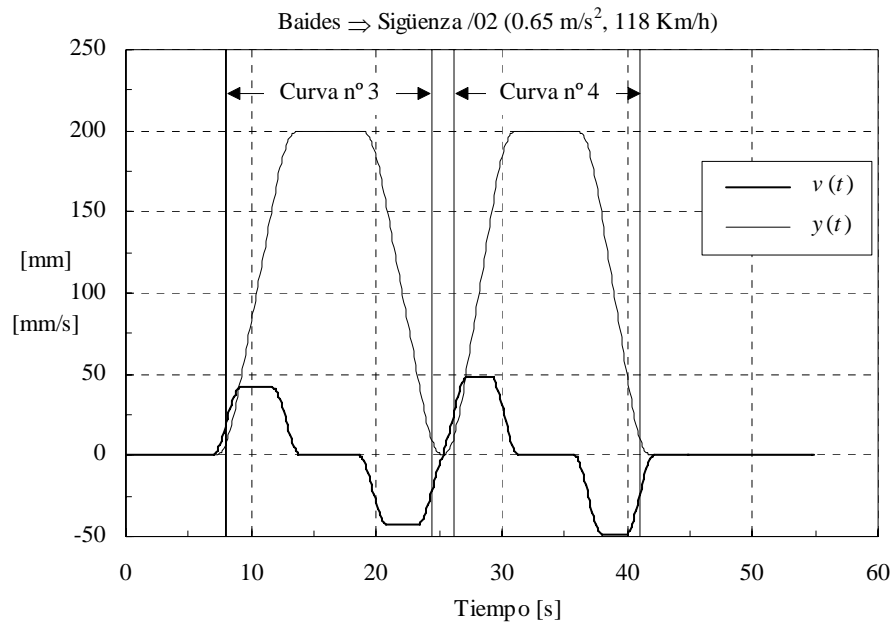


Figura 5.25: Consignas de basculación: posición  $y(t)$  y velocidad  $v(t)$ .

Al igual que en la simulación anterior, la señal de aceleración muestra un crecimiento y decrecimiento monótono, que implica la ausencia de sacudidas o *jerk*. Así mismo, aparece la oscilación asociada al modo de balanceo inferior de la caja, como respuesta dinámica del vehículo al paso por las transiciones. El comportamiento general de la señal de aceleración es análogo al que muestra la figura 5.21, y al obtenido en el ejemplo resuelto en el capítulo 4°, figura 4.16.

La velocidad absoluta de balanceo, figura 5.24, resulta mayor en este caso, ya que, por la actuación del sistema basculación, la caja se inclina hacia el interior de la curva en mayor medida. Al igual que en la simulación anterior, la oscilación de baja frecuencia está también presente.

### 5.6.2. COMENTARIOS.

En todos los casos, se ha obtenido una buena correlación entre las señales experimentales y los resultados de la simulación dinámica. En particular, se hacen los siguientes comentarios.

- En primer lugar se observa que el aspecto general de la aceleración resultante de las simulaciones es similar al que reflejan las medidas

experimentales, presentando además la simulación con basculación el aspecto trapezoidal objetivo inicial de la Dinámica Inversa.

- En la segunda simulación, las similitudes en la aceleración lateral son notables durante la transición de entrada de la curva nº 3 y la de salida de la curva nº 4. En la primera simulación, la pasada sin basculación, la similitud se extiende a todas las transiciones.
- Tanto en los ensayos como en las simulaciones se observan variaciones de aceleración monótonas a lo largo de las transiciones. Así mismo, durante los tramos de curvatura constante, salvo efectos dinámicos, la aceleración lateral no compensada tiende a mantenerse en un valor medio constante.
- Estos valores medios de la aceleración lateral no compensada son prácticamente idénticos en simulaciones y medidas experimentales.
- La relación entre los valores medios de la aceleración durante los tramos de curvatura constante y el desplazamiento máximo de los actuadores de basculación demuestra que el modelo completo tridimensional de simulación se comporta en términos cuasiestáticos como el vehículo experimental, esto es poseen aproximadamente la misma *souplesse*. De esta manera, el modelo de cálculo responde según la siguiente relación cuasiestática:

$$a_{CAJA} = 1.505 \left( \frac{V^2}{R} - g\alpha \right) - 1.19 g \frac{L_B}{2l_{k2}} \quad (5.4)$$

El modelo de simulación tiene, por tanto, coeficientes de *souplesse* muy parecidos a los valores identificados en el vehículo experimental (5.1).

- Como ya se ha expresado en apartados anteriores, las medidas experimentales de aceleración y las resultantes de las simulaciones muestran oscilaciones de baja frecuencia, principalmente durante los tramos de curvatura constante.

En las simulaciones teóricas la oscilación, que corresponde al modo de balanceo inferior de la caja (0.42 Hz, 16.73 %), es la respuesta del vehículo al paso por los tramos de transición de entrada. Cuando actúa

el sistema de basculación, la excitación es también debida al movimiento del sistema de basculación.

La mayor relevancia de las oscilaciones en las medidas experimentales es consecuencia principalmente de la presencia de irregularidades de vía, que provocan la oscilación durante los tramos de curvatura constante. Por esta razón también, la amplitud de la oscilación es siempre algo mayor en las pasadas de mayor velocidad, ya que en estas últimas la frecuencia asociada a los defectos de vía es mayor y por tanto más próxima a la frecuencia natural del modo que gobierna el movimiento de la caja, provocando además mayores aceleraciones (amplitud proporcional al cuadrado de la frecuencia).

Como razones adicionales se apuntan también las variaciones de la velocidad de marcha que ocurren durante las pasadas experimentales. Así mismo, se considera probable un mal funcionamiento de los amortiguadores verticales en los tramos de curvatura constante, durante los cuales, como consecuencia del movimiento de los actuadores de basculación, su posición neutral está muy desplazada de su posición media real, pudiéndose producir una pérdida de amortiguación.

- La velocidad absoluta de balanceo obtenida de las simulaciones tiene también, en general, un aspecto semejante al que muestran los registros experimentales.
- Los niveles medios de velocidad de balanceo son también parejos entre ensayos y simulaciones. Así, en la pasada sin basculación se obtienen en ambos casos aproximadamente  $\pm 0.5$  %/s. En la pasada con basculación se alcanzan valores en torno a  $\pm 2$  %/s.
- Al igual que la aceleración, la velocidad de balanceo también muestra la respuesta dinámica del vehículo al paso por las transiciones. Durante los ensayos la oscilación mostró picos de mayor amplitud que los resultantes de las simulaciones debido a la respuesta dinámica del vehículo a las irregularidades de vía.



152 Consecuencias de las características dinámicas del vehículo de pruebas sobre los resultados experimentales.

### 5.6.3. CONCLUSIONES.

La contrastación teórico experimental realizada ha puesto de manifiesto la buena concordancia entre los resultados de las simulaciones y las medidas experimentales. Esta buena concordancia valida, por tanto, el modelo completo tridimensional de vehículo basculante empleado en esta tesis para la realización de los cálculos teóricos y para la parametrización de las consignas de basculación.

### 5.7. **Consecuencias de las características dinámicas del vehículo de pruebas sobre los resultados experimentales.**

La elevada *souplesse* del vehículo, derivada de la eliminación de la barra de torsión, además de reducir la efectividad del sistema de basculación, una parte importante de la carrera de los actuadores se emplea en contrarrestar la flexibilidad al balanceo de la suspensión secundaria, origina una respuesta dinámica característica del vehículo experimental, que no se presentaría en un vehículo concebido desde su origen como basculante.

Debido a la interacción del sistema de basculación y la suspensión secundaria, es difícil separar la respuesta dinámica al propio movimiento de basculación, de la respuesta dinámica a la excitación proveniente de la vía. La contrastación teórico experimental realizada en el apartado anterior resulta útil para caracterizar el comportamiento dinámico de un vehículo con *souplesse* elevada. Sobre este comportamiento se realizan los siguientes comentarios:

- La eliminación de la barra de torsión produce una reducción de la frecuencia natural del modo de balanceo inferior de la caja desde 0.64 Hz (con barra de torsión) hasta los 0.42 Hz (sin barra de torsión), véanse las tablas A.7, A.8 y A.9 en el anexo A.
- Al acercarse la frecuencia natural a la frecuencia de la excitación introducida por el movimiento de basculación durante los tramos de transición, se produce un aumento de la respuesta dinámica del vehículo a dicha excitación.
- Por la misma razón, la respuesta dinámica del vehículo a las irregularidades de vía presentes en el recorrido de pruebas aumenta. Las señales experimentales presentadas en el apartado 5.5.2, muestran un leve incremento de la magnitud de las oscilaciones con la velocidad.

- Como ya se ha indicado antes, la eficacia del sistema de basculación se ve reducida debido al menor aprovechamiento de la carrera de los actuadores.
- Así mismo, según se muestra en las tablas 5.3 y 5.4 del análisis del valor cuasiestático de la aceleración que se presenta más adelante, la elevada *souplesse* del vehículo de pruebas reduce la precisión del modelo cuasiestático desarrollado en el capítulo 2°.

Se puede concluir, por tanto, que la magnitud y frecuencia de la oscilación que acompaña a las medidas de aceleración lateral en caja y de velocidad de balanceo de caja es consecuencia de las características dinámicas del vehículo de pruebas, en particular de su elevada *souplesse* que aumenta su respuesta dinámica a las irregularidades del trazado de pruebas.

### **5.8. Análisis del comportamiento experimental del sistema de basculación.**

El propósito de los análisis que se presentan consiste en analizar la capacidad del sistema de basculación para lograr una inclinación de la caja según los criterios marcados por las recomendaciones de confort referenciadas en el capítulo 1°.

Para ello se analiza en primer lugar su capacidad para lograr el objetivo de aceleración lateral no compensada. A continuación se estudian las variaciones de la aceleración lateral a lo largo de las transiciones para verificar la ausencia de sacudidas y su sincronismo con el paso por la curva. Por último se analizan las características del movimiento de inclinación de la caja.

#### **5.8.1. ANÁLISIS DEL VALOR CUASIESTÁTICO DE LA ACELERACIÓN.**

En este apartado se compara el valor cuasiestático durante los tramos de curvatura constante obtenido de las medidas de aceleración con los valores de aceleración que la estrategia de control marcaba como objetivo.

Las dos tablas que se presentan a continuación recogen los resultados numéricos del procesamiento de las señales mostradas en las figuras del apartado 5.5.2. El cálculo realizado es análogo al ejecutado por la UCB durante el ensayo para la construcción de las consignas de basculación.

Las magnitudes tabuladas corresponden al valor cuasiestático de la aceleración lateral no compensada en caja, al desplazamiento máximo necesario de los actuadores de basculación y a la velocidad de marcha. Siendo en primer lugar:

$V$  : la velocidad de marcha justo antes de entrar en la curva.

$a_{CAJA}^{OBJ}$  : el objetivo de aceleración lateral no compensada en caja en plena curva. Su valor se determina a partir de la condición de servicio del sistema de basculación.

$L_B$  : el desplazamiento máximo necesario de los actuadores, calculado con el modelo cuasiestático (2.38) del capítulo 2º, una vez ajustado a las características del vehículo experimental.

Como durante las pruebas el desplazamiento máximo  $L_B$  estuvo restringido a un valor límite de 200 mm, en los casos en que se precisa un desplazamiento superior se emplea el valor máximo y se corrige el objetivo de aceleración con la expresión (5.2). Esta corrección fue necesaria en las pasadas /02, /05, /08 y /09.

Para comparar estos resultados con los que realmente se producen durante el ensayo, se calculan también:

$V_{MED}$  : el valor medio de la señal de velocidad de marcha durante el tramo de curvatura constante de la curva.

$\hat{a}_{CAJA}$  : la estimación, según el modelo cuasiestático (5.2), de la aceleración lateral no compensada en caja, considerando la velocidad media real durante el tramo de curvatura constante de la curva.

$a_{CAJA}$  : valor medio de la señal de aceleración lateral no compensada durante el tramo circular central de la curva.

La tabla 5.3 recoge los resultados obtenidos en el análisis de la curva nº 3. En cada pasada, el valor de aceleración lateral objetivo, el estimado por el modelo cuasiestático a partir de la velocidad media real y el medido realmente durante el ensayo han sido destacados en **negrita e itálica**.

En la tabla 5.4 se encuentran los correspondientes a la curva nº 4.

n° 3		PARAMETRIZACIÓN (UCB)				ANÁLISIS		
Reg.	V	$a_{CAJA}^{OBJ}$	$L_B$	$a_{CAJA}^{OBJ}$	$L_B$	$V_{MED}$	$\hat{a}_{CAJA}$	$a_{CAJA}$
N°	[Km/h]	[m/s <sup>2</sup> ]	[mm]	[m/s <sup>2</sup> ]	[mm]	[Km/h]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]
/01	102.90	<b>-1.058</b>	0.0	-	-	102.81	<b>-1.054</b>	<b>-1.089</b>
/02	118.11	-0.650	210.0	<b>-0.706</b>	200.0	119.30	<b>-0.771</b>	<b>-0.717</b>
/03	107.29	<b>-0.422</b>	151.3	-	-	107.62	<b>-0.438</b>	<b>-0.381</b>
/04	113.89	<b>-0.532</b>	191.1	-	-	114.21	<b>-0.549</b>	<b>-0.456</b>
/05	112.12	-0.335	210.0	<b>-0.391</b>	200.0	112.90	<b>-0.431</b>	<b>-0.341</b>
/06	103.93	<b>-0.245</b>	153.8	-	-	104.78	<b>-0.286</b>	<b>-0.139</b>
/07	100.74	<b>0</b>	170.9	-	-	100.28	<b>+0.021</b>	<b>-0.006</b>
/08	102.04	<b>0</b>	181.7	-	-	102.66	<b>-0.029</b>	<b>+0.027</b>
/09	103.68	<b>0</b>	195.5	-	-	103.41	<b>+0.013</b>	<b>+0.042</b>
/10	102.88	<b>0</b>	188.8	-	-	102.10	<b>+0.037</b>	<b>+0.088</b>
IDA	Objetivo de basculación y desplazamiento máximo de los actuadores			Corrección del objetivo de aceleración		Estimación según modelo cuasiestático		Valor experimental

Tabla 5.3: Resultados en la curva n° 3.

Los resultados recogidos en las tablas 5.3 y 5.4 permiten realizar los siguientes comentarios:

- En cada pasada, el valor cuasiestático de la aceleración lateral medida durante el ensayo  $a_{CAJA}$  es muy similar al establecido como objetivo de la pasada  $a_{CAJA}^{OBJ}$ . Así, se obtienen discrepancias pequeñas en todos los casos, si bien las diferencias son mayores en la pasada de compensación hasta el 33.33 % de la aceleración a nivel de vía y en la de compensación total.
- Las pequeñas variaciones entre la velocidad de marcha al inicio de la curva con la velocidad media durante el tramo de curvatura constante provocan discrepancias entre la aceleración objetivo de la pasada,  $a_{CAJA}^{OBJ}$ , y la que puede estimarse con el modelo cuasiestático,  $\hat{a}_{CAJA}$ . Estas discrepancias son pequeñas.

n° 4		PARAMETRIZACIÓN (UCB)				ANÁLISIS		
Reg.	$V$	$a_{CAJA}^{OBJ}$	$L_B$	$a_{CAJA}^{OBJ}$	$L_B$	$V_{MED}$	$\hat{a}_{CAJA}$	$a_{CAJA}$
N°	[Km/h]	[m/s <sup>2</sup> ]	[mm]	[m/s <sup>2</sup> ]	[mm]	[Km/h]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]
/01	101.76	<b>+1.072</b>	0.0	-	-	102.13	<b>+1.090</b>	<b>+1.140</b>
/02	118.13	+0.650	226.4	<b>+0.798</b>	200.0	116.90	<b>+0.730</b>	<b>+0.754</b>
/03	106.40	<b>+0.432</b>	154.9	-	-	106.90	<b>+0.456</b>	<b>+0.419</b>
/04	112.63	<b>+0.538</b>	193.1	-	-	114.15	<b>+0.619</b>	<b>+0.620</b>
/05	112.24	+0.354	222.3	<b>+0.479</b>	200.0	111.77	<b>+0.454</b>	<b>+0.458</b>
/06	108.56	<b>+0.312</b>	195.7	-	-	107.97	<b>+0.282</b>	<b>+0.231</b>
/07	99.85	<b>0</b>	175.2	-	-	99.20	<b>-0.030</b>	<b>+0.008</b>
/08	103.02	0	202.2	<b>+0.012</b>	200.0	102.56	<b>-0.010</b>	<b>-0.110</b>
/09	103.17	0	203.4	<b>+0.019</b>	200.0	102.89	<b>+0.006</b>	<b>-0.085</b>
/10	102.75	<b>0</b>	199.8	-	-	103.37	<b>+0.030</b>	<b>-0.066</b>
IDA	Objetivo de aceleración y desplazamiento máximo de los actuadores			Corrección del objetivo de aceleración		Estimación según modelo cuasiestático		Valor experimental

Tabla 5.4: Resultados en la curva n° 4.

- Se observa una buena correlación entre los valores estimados por el modelo cuasiestático  $\hat{a}_{CAJA}$  considerando la velocidad media de marcha, y la aceleración media medida durante el ensayo  $\hat{a}_{CAJA}$ . Las pequeñas discrepancias encontradas, debidas a la elevada *souplesse* del vehículo experimental, dan idea de la precisión que proporciona el modelo cuasiestático de vehículo basculante.
- Las pequeñas desviaciones del modelo cuasiestático son relativamente más importantes en las pasadas de compensación total, pudiendo provocar un exceso de compensación. Un ejemplo de esto sucedió durante la pasada /10, en la que la aceleración tuvo sentido hacia el interior en ambas curvas.

Los resultados presentados permiten validar el modelo cuasiestático de vehículo basculante para su aplicación en la estrategia de control de basculación propuesta en esta tesis.

Se afirma además que, en el caso de un vehículo concebido desde su origen como basculante y, por tanto, con una *souplesse* moderada, el modelo cuasiestático proporcionará una precisión aún mayor.

#### 5.8.2. ANÁLISIS DE LAS SEÑALES DE ACELERACIÓN DURANTE LAS TRANSICIONES.

A continuación se analiza el aspecto de las señales de aceleración lateral a lo largo de los diferentes tramos de ambas curvas. En este sentido se realizan los siguientes comentarios:

- En todas las pasadas correspondientes a ensayos con basculación, salvo la pasada de compensación total, la aceleración lateral no compensada posee una forma trapezoidal, si bien aparece superpuesta la oscilación de baja frecuencia ya referida anteriormente.
- En todas las pasadas se reconoce, gracias al empleo del SDP, un sincronismo correcto entre la circulación por la curva, representada por la señal de velocidad de lazo de caja, y la inclinación de la caja.
- Se observa en todas las pasadas con basculación un buen comportamiento durante la transición de entrada a la curva nº 3, caracterizado por un crecimiento suave de la aceleración hasta aproximadamente el nivel objetivo y con ausencia de sacudidas.
- La transición de salida de la curva nº 3 se inicia con la caja oscilando por lo que la aceleración se reduce de forma menos suave que en la transición de entrada, si bien tampoco se producen sacudidas importantes. Al terminar la recogida del actuador se vuelven a generar oscilaciones.
- El comportamiento a lo largo de la curva nº 4 es análogo al ya comentado en la curva precedente, si bien la oscilación final de la curva nº 3 repercute en la medida de aceleración durante toda la curva nº4 alcanzándose amplitudes de oscilación superiores.
- A lo largo de la transición de salida de la curva nº 4 la aceleración lateral decrece de forma suave, nuevamente en ausencia de sacudidas, a pesar de

las mayores amplitudes de oscilación que ocurren en esta curva durante el tramo de curvatura constante.

- La transición de salida de la curva nº 4 termina sin generar oscilaciones.

En definitiva, teniendo en cuenta el comportamiento observado durante la transición de entrada en la curva nº 3 y la de salida en la curva nº 4, puede afirmarse que el aspecto de las señales de aceleración durante las transiciones es plenamente satisfactorio ya que se produce una variación suave de la aceleración con ausencia de sacudidas importantes.

La estrategia de basculación ensayada permite obtener medidas de aceleración lateral no compensada a lo largo de las transiciones de curvas aisladas plenamente de acuerdo con las recomendaciones de confort y los objetivos teóricos impuestos en el cálculo inicial de Dinámica Inversa.

Un vehículo basculante con una *souplesse* moderada, y por tanto con una respuesta dinámica menor a las irregularidades de vía presentes en el recorrido ensayado, hubiera aportado una mejora adicional del comportamiento durante los tramos de curvatura constante y las conexiones entre curva y contracurva que el obtenido con el vehículo experimental.

### 5.8.3. ANÁLISIS DE LAS SEÑALES DE VELOCIDAD DE BALANCEO.

Análogamente se analizan las señales de velocidad de balanceo de caja en relación a las recomendaciones de niveles máximos y de aspecto durante las transiciones encontradas en la bibliografía. Las figuras presentadas permiten realizar los siguientes comentarios:

- En todas las pasadas se reconocen claramente las sucesivas fases de inclinación a un lado, restauración, inclinación al otro lado y de nuevo restauración a la posición horizontal en recta.
- Al igual que las señales de aceleración, las señales de velocidad de balanceo están afectadas también por la oscilación de baja frecuencia. Esta oscilación impide obtener las formas semisenoidales recomendadas en los estudios japoneses de confort (Higaki, 1991 y Konayagi, 1989).
- La amplitud de la oscilación es superior en las pasadas con basculación, si bien se mantiene en un valor inferior a 0.5 %/s.

- La velocidad de balanceo no supera en ningún caso el límite máximo de los 5 °/s, recomendado en las mismas referencias.

En cuanto a la aceleración de balanceo, la figura 5.26 presenta la derivada de la velocidad absoluta de balanceo de caja durante la pasada Baides  $\Rightarrow$  Sigüenza /02:

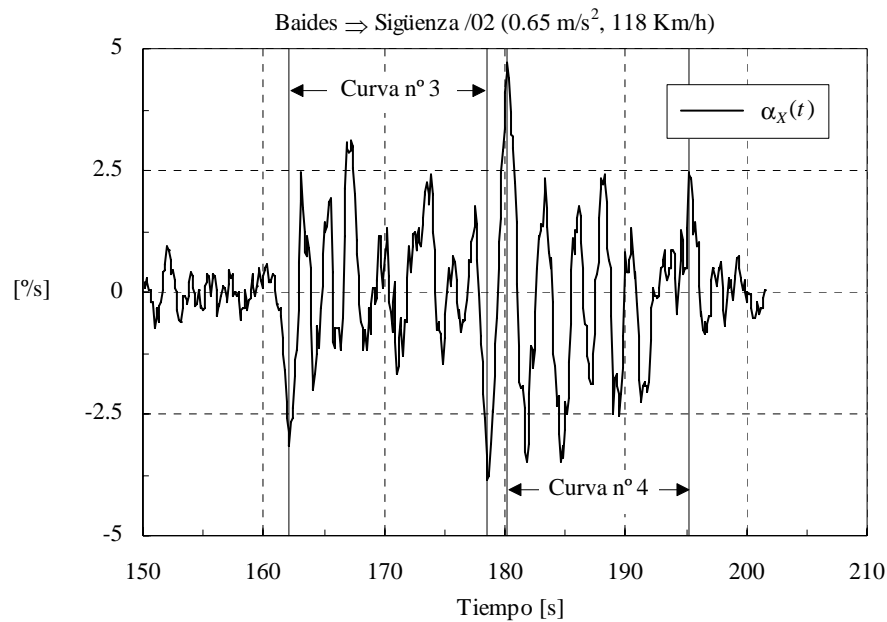


Figura 5.26: Aceleración de balanceo de caja  $\alpha_x(t)$ .

La figura demuestra que en ningún momento se supera el límite de 15 °/s<sup>2</sup> recomendado a su vez en los estudios de confort ya referenciados.

Por tanto se concluye que el movimiento de balanceo obtenido, pese a no alcanzar el patrón semisenoidal durante las transiciones, satisface las demás recomendaciones de confort.

### 5.9. Análisis de Confort.

El análisis de confort realizado ha consistido en el cálculo del índice de confort establecido por el borrador de la norma europea de confort (“Railway Applications Ride Comfort for Passengers. Measurement and Evaluation”, 1995) para la evaluación del confort experimentado por el viajero en los tramos de transición.



Atendiendo a la citada norma, el índice de confort  $P_{CT}$ , que expresa el porcentaje de pasajeros insatisfechos al paso por una transición, se calcula para pasajeros de pie con la siguiente expresión:

$$P_{CT} = (2.80\ddot{y}_{\max} + 2.03j_{\max} - 11.1) + 0.185\omega_{X\max}^{2.283} \quad (5.5)$$

Y para pasajeros sentados:

$$P_{CT} = (0.80\ddot{y}_{\max} + 0.95j_{\max} - 5.9) + 0.120\omega_{X\max}^{1.626} \quad (5.6)$$

Los términos entre paréntesis se incluyen sólo si son positivos y siendo

$\ddot{y}_{\max}$  : máximo valor (medido en % g) de la aceleración lateral en la caja en el intervalo de tiempo entre el principio de la transición y 1.6 segundos después del final de ésta.

$j_{\max}$  : máximo valor (medido en % g/s) del *jerk* lateral, evaluado como la máxima variación entre dos valores de  $\ddot{y}$  separados 1 segundo en el intervalo entre 1 segundo antes del principio de la transición y el instante final de la misma.

$\omega_{X\max}$  : máximo valor absoluto (medido en % /s) de la velocidad de balanceo de caja en el intervalo de tiempo entre el principio y final de la transición.

Las señales de aceleración lateral y de velocidad de balanceo deben ser previamente filtradas mediante un promediado sobre la base de 1 segundo y remuestreadas a 10 Hz.

### 5.9.1. DESCRIPCIÓN.

El análisis se ha realizado sobre 8 registros del recorrido Baides  $\Rightarrow$  Sigüenza. En la tabla 5.5 se reflejan las condiciones físicas relevantes en las que se realizaron las pasadas analizadas.

En el presente análisis se ha calculado el valor medio del índice de confort  $P_{CT}$  en las curvas 2 a 12 del recorrido, distinguiendo entre la transición de entrada y de salida y entre pasajeros de pie y sentados.

El índice se ha calculado tomando como medida de aceleración no compensada en caja las siguientes:

- la señal  $\ddot{y}_D(t)$  del acelerómetro situado en la caja sobre su eje longitudinal, a la altura del pivote delantero (de cabeza).
- la señal  $\ddot{y}_T(t)$  del acelerómetro situado en la caja sobre su eje longitudinal, a la altura del pivote trasero (de cola).
- el promedio de las dos señales anteriores, esto es:  $\frac{1}{2}\ddot{y}_D(t) + \frac{1}{2}\ddot{y}_T(t)$

Trayecto	Nº	Velocidad Media	Condición de Servicio	Objetivo de Aceleración
Baides⇒Sigüenza	/a1	103 Km/h	Sin Basculación	0.112 g
Baides⇒Sigüenza	/a2	103 Km/h	0.65 m/s <sup>2</sup>	0.066 g
-	-	-	50% de vía	0.056 g
Baides⇒Sigüenza	/a4	103 Km/h	33.33% de vía	0.037 g
Baides⇒Sigüenza	/a5	103 Km/h	0 m/s <sup>2</sup>	0 g
Baides⇒Sigüenza	/b1	112 Km/h	Sin Basculación	0.158 g
Baides⇒Sigüenza	/b2	112 Km/h	0.65 m/s <sup>2</sup>	0.066 g
Baides⇒Sigüenza	/b3	112 Km/h	50% de vía	0.052 g
Baides⇒Sigüenza	/b4	112 Km/h	33.33% de vía	0.035 g
-	-	-	0 m/s <sup>2</sup>	0 g

Tabla 5.5: Características de las pasadas analizadas.

### 5.9.2. RESULTADOS.

La tabla 5.6 recoge los resultados obtenidos para viajeros de pie en las pasadas realizadas a 112 Km/h. Los valores correspondientes a las transiciones de entrada y de salida se presentan separados por una barra inclinada. El cálculo se ha realizado con las señales de aceleración registradas sobre ambos pivotes y con el promedio de ambas señales. En la tabla 5.7 se representan los resultados correspondientes a las pasadas recorridas a 103 Km/h.

De manera análoga, las tablas 5.8 y 5.9 recogen los valores correspondientes a viajeros sentados.

Condición de Servicio del Sistema	Medidas en Pivote Delantero [%]	Medidas en Pivote Trasero [%]	Promedio de ambos Pivotes [%]
Sin Basculación	45.58 / 40.14	45.15 / 45.93	44.05 / 41.86
0.65 m/s <sup>2</sup>	19.17 / 13.22	16.15 / 19.30	16.07 / 14.64
50% de vía	15.59 / 8.13	12.37 / 13.51	12.37 / 9.45
33.33% de vía	13.93 / 7.84	10.64 / 12.46	10.69 / 8.69
0 m/s <sup>2</sup>	-	-	-

Tabla 5.6: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice  $P_{CT}$  para viajeros de pie. Ensayos a 112 Km/h.

Condición de Servicio del Sistema	Medidas en Pivote Delantero [%]	Medidas en Pivote Trasero [%]	Promedio de ambos Pivotes [%]
Sin Basculación	27.82 / 25.73	27.38 / 29.66	26.35 / 26.49
0.65 m/s <sup>2</sup>	15.04 / 9.68	14.12 / 16.46	13.21 / 11.34
50% de vía	-	-	-
33.33% de vía	6.68 / 5.02	3.36 / 5.57	3.38 / 3.55
0 m/s <sup>2</sup>	5.51 / 7.74	4.69 / 4.78	3.24 / 4.65

Tabla 5.7: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice  $P_{CT}$  para viajeros de pie. Ensayos a 103 Km/h.

Condición de Servicio del Sistema	Medidas en Pivote Delantero [%]	Medidas en Pivote Trasero [%]	Promedio de ambos Pivotes [%]
Sin Basculación	13.52 / 12.00	13.55 / 14.00	12.98 / 12.50
0.65 m/s <sup>2</sup>	4.73 / 2.99	3.84 / 4.97	3.68 / 3.31
50% de vía	3.55 / 1.70	2.59 / 3.11	2.47 / 1.78
33.33% de vía	3.07 / 1.74	2.09 / 2.81	2.05 / 1.71
0 m/s <sup>2</sup>	-	-	-

Tabla 5.8: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice  $P_{CT}$  para viajeros sentados. Ensayos a 112 Km/h.

Condición de Servicio del Sistema	Medidas en Pivote Delantero [%]	Medidas en Pivote Trasero [%]	Promedio de ambos Pivotes [%]
Sin Basculación	7.43 / 7.08	7.44 / 8.38	6.94 / 7.21
0.65 m/s <sup>2</sup>	3.31 / 2.07	3.12 / 4.14	2.70 / 2.34
50% de vía	-	-	-
33.33% de vía	0.86 / 1.09	0.53 / 1.09	0.49 / 0.97
0 m/s <sup>2</sup>	0.85 / 1.34	0.88 / 1.17	0.69 / 1.05

Tabla 5.9: Valor medio en las curvas 2 a 12 del índice  $P_{CT}$  para viajeros sentados. Ensayos a 103 Km/h.

La figura 5.27 muestra la evolución del valor medio en ambas transiciones del índice de confort para pasajeros de pie (obtenido con el promedio de aceleraciones) respecto del valor establecido como objetivo de aceleración lateral no compensada en caja.

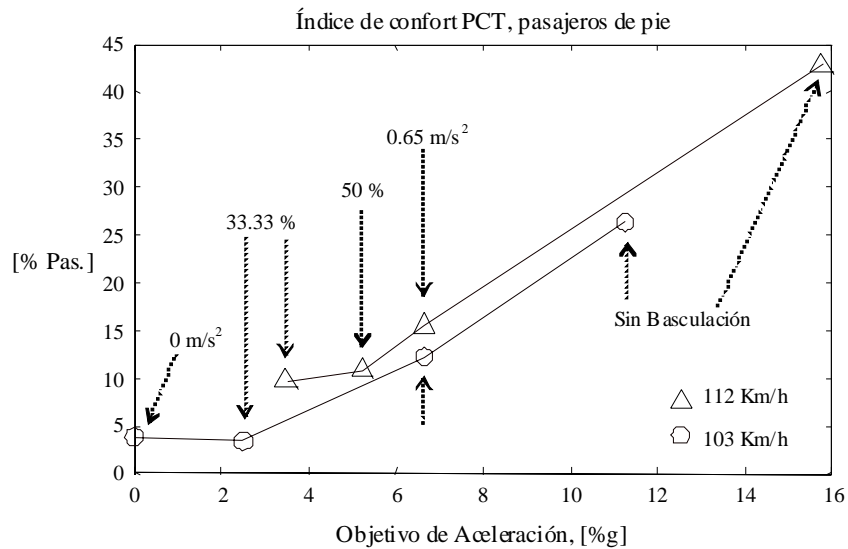


Figura 5.27:  $P_{CT}$  vs Objetivo de Aceleración, pasajeros de pie.

Análogamente, en la figura 5.28 se representan los valores obtenidos para pasajeros sentados.

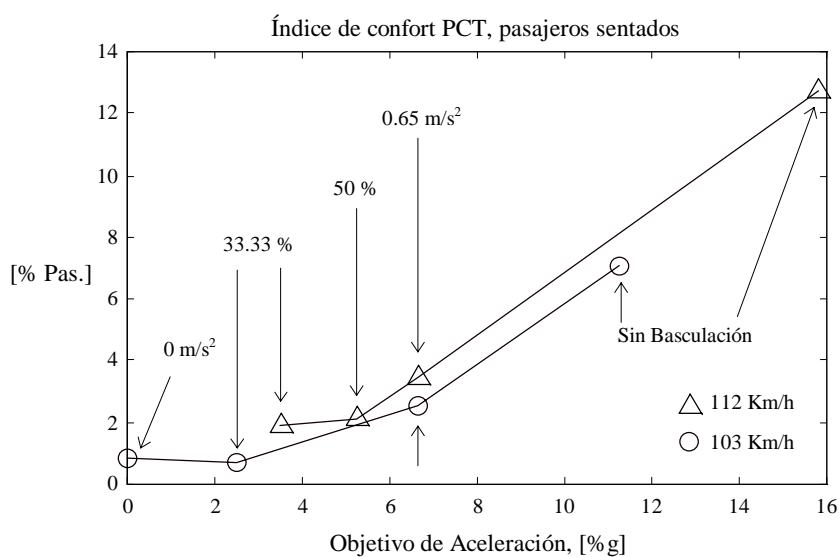


Figura 5.28:  $P_{CT}$  vs Objetivo de Aceleración, pasajeros sentados.

### 5.9.3. COMENTARIOS.

Los resultados anteriores permiten por tanto analizar la eficacia del sistema de basculación en diferentes condiciones de funcionamiento en la curva tipo del recorrido. En este sentido se realizan los siguientes comentarios:

- Se obtiene una gran mejora del confort experimentado por el viajero por el empleo del sistema de basculación. Se puede constatar cómo en cualquiera de los ensayos con basculación se obtuvo un porcentaje de pasajeros insatisfechos notablemente menor que en los ensayos sin basculación.

Así por ejemplo, en las pasadas a 112 Km/h, cuando se circula sin basculación se obtiene un porcentaje de insatisfacción en el pasaje de pie superior al 40 %. En las pasadas con basculación este porcentaje se reduce hasta el 10 %, esto es, resulta 4 veces menor.

En cuanto a los pasajeros sentados, el número de pasajeros insatisfechos a esa velocidad es 6 veces menor.

- Por término medio, las transiciones de salida son más confortables que las de entrada. En particular, de las tablas se concluye que sobre el pivote delantero las salidas de curva son más cómodas que las entradas. Lo

contrario ocurre sobre el pivote trasero, aunque la diferencia de confort observada entre las transiciones es menos acusada. Algunos autores ya han destacado en sus estudios que la forma de actuación en la transición de salida no tiene una influencia decisiva en el confort de marcha.

- Las figuras 5.27 y 5.28 muestran que la evolución del índice de confort en las pasadas a 112 Km/h es similar a la obtenida con las pasadas a 103 Km/h. Se observa en las figuras que el porcentaje de insatisfacción se reduce conforme el objetivo de aceleración lateral se hace menor. La reducción es casi lineal hasta el objetivo del 33.33 %.
- Los valores del índice de confort en los ensayos con compensación total son similares, y en algunas ocasiones superiores, a los obtenidos de los ensayos de reducción hasta el 33.33 % de la aceleración a nivel de vía. Esto es una consecuencia de las peculiaridades del índice de confort utilizado, cuya expresión depende principalmente de la velocidad de balanceo de caja cuando la aceleración lateral y el *jerk* tienen valores pequeños. En los vehículos basculantes, esto tiene una importancia fundamental debido a la relación existente entre la reducción de aceleración lateral y la velocidad de balanceo: una mayor reducción de la aceleración implica una mayor velocidad de balanceo, pues en el mismo tiempo de transición, el ángulo de inclinación alcanzado debe ser mayor.

Estos resultados confirman las sensaciones de los pasajeros que tuvieron la oportunidad de viajar en el vehículo experimental, quienes, al contrario de lo que sucede en otros sistemas de basculación, en ningún momento y en ninguna de las condiciones de servicio ensayadas presentaron tendencia alguna a la aparición de síntomas de mareos o malestar.

#### **5.10. Conclusiones de las pruebas en vía.**

Como comentarios finales de este capítulo, se recuerdan a continuación los logros más importantes de las pruebas en vía realizadas y de los análisis presentados:

- Ensayar una ejecución real de la estrategia presentada en esta tesis para el control de la basculación de un vehículo, basada en un sistema que hace uso de la información geométrica del recorrido y de las características dinámicas del vehículo para calcular la consigna de inclinación

conveniente, de acuerdo con un diseño dirigido a la obtención de una elevada calidad de marcha.

- Demostrar la viabilidad de la estrategia de control de basculación presentada.
- Validar el modelo de cálculo completo tridimensional del vehículo basculante mediante su contrastación teórico experimental.
- Validar el diseño realizado en el capítulo 4º de las consignas de basculación, determinadas a partir de unos resultados teóricos obtenidos con el método de Dinámica Inversa No Lineal mostrado en el capítulo 3º y parametrizadas mediante tramos polinómicos.
- Validar el modelo cuasiestático desarrollado en el capítulo 2º que permite determinar el ángulo de basculación necesario en cada curva.
- Cuantificar la influencia de una *souplesse* elevada en el comportamiento del vehículo basculante experimental, especialmente durante los tramos de curvatura constante y en la conexión curva - contracurva.
- Verificar que el sistema de control propuesto asegura el confort de marcha, al mostrar un comportamiento de acuerdo a las recomendaciones de los estudios publicados sobre el confort durante la circulación en curva y el proyecto de norma europea.
- Cuantificar la ganancia de confort que supone el empleo del sistema de basculación en el vehículo de pruebas con arreglo a la futura norma europea de confort.

# 6°

## Conclusiones

Como conclusión más importante puede afirmarse que se han alcanzado los objetivos que se plantearon al inicio de esta tesis. Esto es, se ha establecido una nueva estrategia para el control activo de vehículos ferroviarios basculantes que, como se justifica a continuación, presenta importantes ventajas respecto de otros sistemas utilizados hasta la fecha.

En este sentido, ha podido constatarse por los resultados de las pruebas en vía que la estrategia de control expuesta conduce a un sistema de control de basculación que permite superar las limitaciones de los sistemas de basculación tradicionales ya que:

- establece la consigna de basculación según un diseño basado en las recomendaciones de confort, manteniéndose libre de las perturbaciones debidas a la respuesta dinámica del vehículo,
- evita que el sistema responda a otros eventos diferentes de las curvas,
- asegura el sincronismo del movimiento de basculación con el paso por las transiciones, a partir del conocimiento de la posición del vehículo en el recorrido, y
- permite obtener un movimiento de basculación de la caja que satisface plenamente los criterios de confort aceptados en la práctica ferroviaria.

Todo ello ha sido posible por la consecución de los siguientes logros parciales:

- Se ha desarrollado un modelo tridimensional completo de vehículo basculante, con dos bogies y doble etapa de suspensión. El modelo incluye la modelización tanto de los actuadores del sistema de basculación, como del contacto rueda carril.



El modelo de cálculo ha sido validado mediante su contrastación con resultados experimentales.

- Se ha aplicado el método de Dinámica Inversa No Lineal sobre el modelo completo de vehículo basculante para determinar el movimiento del mecanismo de basculación más adecuado respecto de una determinada función objetivo de confort.
- Para la aplicación práctica de los resultados, el movimiento del sistema de basculación obtenido ha sido ajustado mediante funciones polinómicas por tramos cuyos coeficientes dependen de ciertos parámetros dinámicos del vehículo, de la geometría de la curva y de la velocidad de marcha. El pequeño grado de los polinomios utilizados permite un ajuste sencillo de los parámetros.
- El modelo tridimensional completo del vehículo basculante ha permitido valorar a priori la precisión respecto de los objetivos de confort que permite alcanzar la parametrización realizada, demostrándose que una parametrización de los resultados de la Dinámica Inversa mediante funciones polinómicas conduce a una satisfacción suficiente de los objetivos de confort.
- Se ha establecido, además, un modelo simplificado del comportamiento cuasiestático del vehículo basculante que permite determinar el ángulo de basculación necesario para alcanzar un determinado nivel de aceleración lateral no compensada en función de las características dinámicas del vehículo, de la geometría de la curva y de la velocidad de marcha.

Se ha confirmado que proporciona una precisión suficiente a efectos de su utilización en la estrategia de control de basculación presentada en esta tesis.

- La realización de pruebas en vía ha demostrado que un sistema de control de basculación de tales características es físicamente realizable.
- Los resultados experimentales, expresados mediante el índice de confort establecido en el proyecto de norma europea, han constatado la eficacia de la estrategia de control desarrollada.

- Las señales de aceleración lateral en caja registradas durante las pruebas con el vehículo experimental reflejan la eficacia del sistema de control de basculación durante la circulación por las transiciones de entrada y salida.

Por otro lado cabe destacar que, frente a los sistemas de basculación tradicionales, el equipo electrónico necesario para el sistema de control derivado de la estrategia presentada en esta tesis es más sencillo y más robusto pues no requiere señales de acelerómetros ni de giróscopos. Sí requiere, sin embargo, el empleo de un sistema detector de la posición del vehículo en el recorrido (SDP), sistema que, por otra parte, se considera será de utilización común en los trenes de los próximos años.



## 7°

# Futuras Líneas de Investigación

Como resultado de los trabajos realizados en el marco de la presente tesis se consideran abiertas las siguientes líneas de investigación:

- Empleo de la metodología “Dinámica Inversa y parametrización más sistema detector de posición (SDP)” en otros problemas ferroviarios como son el guiado de ejes y el centrado de caja en curva.
- Desarrollo de sistemas detectores de la posición del vehículo.
- Establecimiento de una función objetivo de confort que tenga en cuenta la influencia esencial de la velocidad de balanceo de caja.
- Desarrollo del equipo electrónico de control específico para un tren basculante de varios coches susceptible de cambios de configuración.
- Mejora de los modelos de simulación de vehículos ferroviarios circulando por un trazado no recto.
- Utilización directa de los resultados de Dinámica Inversa obtenidos a partir de un modelo de vehículo basculante de elevada precisión.
- Utilización *on-line* en la UCB de modelos inversos adaptativos del vehículo basculante. Estos modelos proporcionarían en cada instante y de manera directa la consigna de movimiento necesaria, teniendo en cuenta, además de la geometría de la curva, la velocidad de marcha y las características dinámicas del vehículo, las posibles variaciones que se produzcan en éste y en el trazado por razones de desgastes, averías, etc



## Referencias

- Abete, J. M., "Estrategias para el control activo de la suspensión lateral en vehículos ferroviarios. Análisis, desarrollo y experimentación en vía.", Tesis Doctoral, E.S. de Ingenieros Industriales de San Sebastián, Universidad de Navarra, 1994.
- "Active tilting tested as JNR plans narrow gauge speed-up", *Railway Gazette International*, April, pp. 268-272, 1985.
- "AEG-Neicontrol-E das neue System zur aktiven Wagenkastenneigung (AEG-Neicontrol-E, nuevo sistema para la basculación activa de la caja", AEG Bahnsysteme.
- Alexandersson, J., "X2: Sweden's Curve-Dependent Tilting Body High-Speed Train", *Rail International*, May 1991.
- Andersson, E., "Der Hochgeschwindigkeitszug X2 für die Schwedischen Staatsbahnen SJ (El tren de alta velocidad X2 para los Ferrocarriles Estatales Suecos SJ)", *ZEV-Glas. Ann.* 113, Nr. 8, pp. 355-356, 1989.
- "Asea builds Scandinavia's fastest train", *Railway Gazette International*, January 1987.
- Bayo, E., "A Finite-Element Approach to Control the End-Point Motion of a Single-Link Flexible Robot", *Journal of Robotics Systems*, 4(1), 63-75, 1987.
- Bayo, E. and Moulin, H., "An Efficient Computation of the Inverse Dynamics of Flexible Manipulators in the Time Domain", *Proceedings, IEEE, Conference on Robotics and Automation*, pp. 710-715, 1989.
- Bayo, E., Papadopoulos, P., Stubbe, J. and Serna, M. A., "Inverse Dynamics and Kinematics of Multi-Link Elastic Robots: An Iterative Frequency

- Domain Approach”, The International Journal of Robotics Research, Vol. 8, No. 6, Dec. 1989.
- “Beschreibung de Wankstützen-Neigesystems von TALBOT (Descripción del sistema de basculación TALBOT”, TALBOT.
- Boon, C., Hayes, W., Kesler, J. and Whitten, B., “High-Speed Rail Tilt Train Technology: a State of the Art Survey”, U. S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration. NTIS, 1992.
- Brand, N. and Lucas, M., “Operating and Maintenance Losses of the TGV High Speed System”, Journal of Transportation Engineering, Vol 115, no. 1, 1989.
- Cardini, E., Casini, M., Cavagnaro, G. et Piro, G., “Le train des FS pour les parcours à très grande vitesse de années 90”, Rail International, Octubre 1988.
- Carrera, E., “Dinámica Inversa en Robots Flexibles: un Nuevo Método en el Dominio del Tiempo.”, Tesis Doctoral, ESII de San Sebastián, Universidad de Navarra, 1994.
- “Development of New Carbody Tilt System for Speedup of Curving and Improving Riding Quality”, Japanese Railway Information, Railway Systems and Components, Sept. 1993.
- De Schutter J., Van Brussel, H., “Lecture notes of the short course on Computer Controlled Motion”, Universidad Católica de Lovaina, Facultad de Ciencias Aplicadas, PMA, Junio 1992.
- Di Majo, F., “Sviluppo della tecnica dei veicoli ad assetto variabile”, Ingegneria Ferroviaria, N. 5, pp. 3-15, 1975
- “Elettrotreno ad assetto variabile a 4 casse per RENFE. Descrizione e Caratteristiche.”, FIAT Divisione Materiale Ferrotranviario, 4/27/II, Julio 1972.
- Evans, J. R., “An Investigation into the Interaction Between Vehicle Ride and Tilt Systems”, 10th. IAVSD Symposium, 1987.
- “First ETR 450 to be ready this year”, Railway Gazette International, January, pp. 55, 1987.

- García de Jalón, J. y Bayo, E., "Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems: the Real-Time Challenge.", Springer-Verlag, 1994.
- Giménez, J.G., Martín, L.M., Pascal, J.P., Maupu, "IAVSD Rail Benchmark #2, SIDIVE and VOCO solutions", IAVSD Symposium, 1991.
- Giménez, J.G., Martín, L.M. and Sobejano, H., "Dynamic Vehicle Simulation. SIDIVE Program", Multibody Computer Codes in Vehicle System Dynamics, Supplement to V.S.D., Vol. 22, 1993.
- Harborough, P. R., "Passenger Comfort during High Speed Curving. Summary Report", British Rail Research, 1986.
- Higaki, H., Fujimori, S., Horike, Y., Yasui, T., Koyanagi, S., Okamoto, I. and Terada, K., "An Active Pneumatic Tilting System for Railway Cars", 12th. IAVSD Symposium, 1991.
- "High Speed Rail Systems in the United States", Journal of Transportation Engineering, Vol. 111, No. 2, March 1985.
- Kirat, R., "Simulation and Control Design of a Railway Vehicle System by Differential Pulse Width Modulation Control of Air Springs", 14th. IAVSD Symposium, 1995.
- Konayagi, S., "Ride Quality Evaluation of a Pendulum Car", Quaterly Reports of the Railway Technical Research Institute, Japanese National Railways, Vol. 26, No. 3, 1985.
- Koyanagi, S., Okamoto I., Fujimori, S. and Terada, K., "An Active Tilting System for Railway Cars", JSME International Journal, Series III, Vol. 32, No. 2, pp. 316-322, 1989.
- Kuhla, E., "Der Advanced Passenger Train: Programm und Innovation", ZEV-Glas. Ann. 102 Nr. 5, Mai 1978.
- "Limited Express Tilting Electric Railcar Series 8000 for Shikoku Japan Railway Company", Japanese Railway Information, Rolling Stock in Japan, Sept. 1993.
- Losa, P. und Elia, A., "Wagenkastenreinigung in Schienenfahrzeugen, Entwicklungsprobleme und Anwendungen (Basculación de la caja en vehículos ferroviarios, problemas de desarrollo y aplicaciones)", ZEV-Glas. Ann. 113, Nr 6/7, pp. 186-192., 1989.



- Luh, J. Y. S., Walker, M. W. and Paul, R. C. P., "On-Line Computational Scheme for Mechanical Manipulators", *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control.*, Vol 102, pp. 69-76, June 1980.
- Lundgren, J., "Der Hochgeschwindigkeitszug X2 für die Schwedischen Staatsbahnen (El Tren de Alta Velocidad X2 para los Ferrocarriles Estatales Suecos)", *ZEV-Glas. Ann.* 111, Nr. 11/12, Nov./Dec. 1987.
- Martín, L.M., Giménez, J.G., "Railway Vehicle Modelling by the Constraint Equation Method", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 13, 1984.
- Moron, P., ""("La compensación del peralte insuficiente de la vía para la mejora del confort de viaje así como para el aumento de la velocidad de los trenes de viajeros"), *ZEV-Glas. Ann.* 97, Nr. 2/3., 1973.
- Moure, Erin, Customer Relations, VIA Rail Canada, Comunicación Personal, Nov. 1995.
- "Pendulum Cars for the Santa Fe, Great Northern and Burlington", *Railway Age*, Vol. 112, No. 4, pp. 248-252, 1942.
- Pollard, M. G., "Passenger Tolerance of High-Speed Curving", *Railway Gazette International*, Nov. 1984.
- Polvara, A., "Velocità nuove su vecchi tracciati", *Ingegneria Ferroviaria*, nº 19, Ottobre 1968.
- Portefaix, A., "L'inclinaison des caisses des véhicules - Problèmes et perspectives", *Revue Générale des Chemins de Fer*, Juin, pp. 435-445, 1972.
- "Railway Applications Ride Comfort for Passengers. Measurement and Evaluation", Final Working Draft for Official CEN-Enquiry European Pre-Standard, 1995.
- Soon, E., "Querneigevorrichtung zum schenelleren Befahren enger Gleisbogen (Equipo de inclinación transversal para la circulación más rápida por curvas cerradas)", *Technica*, 4 / 1976.
- Terrasse, R. et Joly, R., "Circulation en courbe des voitures ferroviaires à caisse inclinable - Considérations générales. Essais récents de la voiture pendulaire de la S.N.C.F.", *Revue Générale des Chemins de Fer*, pp. 297-319, Mai 1970.

- “Tilt leads DB regional upgrade”, Revista PRm, July/August 1993.
- “Tilt speeds X2 through the forest”, Railway Gazette International, Dec. 1989.
- “Tilting Train is SJ’s Survival Tool”, International Railway Journal , April 1990.
- “Tilting Talgo tested in USA”, International Railway Journal, July 1994.
- Torán, A., “Aplicación práctica del principio de pendulación natural a la técnica TALGO”, DYNA nº 1, 1978.
- Torán, A., “El sistema TALGO de pendulación natural”, Revista A.I.T., No. 51, Marzo-Abril 1983.
- “Voitures à caisse inclinable: la rame suédoise X2000 conclut les essais des CFF”, Ingénieurs et Architectes Suisses, N° 18, 21 août 1991.
- Weber, H., “Schnelleres Bafahren enger Gleisbogen durch lokbespannte Züge. Theorie, Messung, Berechnung (Circulación más rápida por curvas cerradas con trenes remolcados por locomotora. Teoría, medición y cálculo)”, Technica 4/, 1976.



# A.

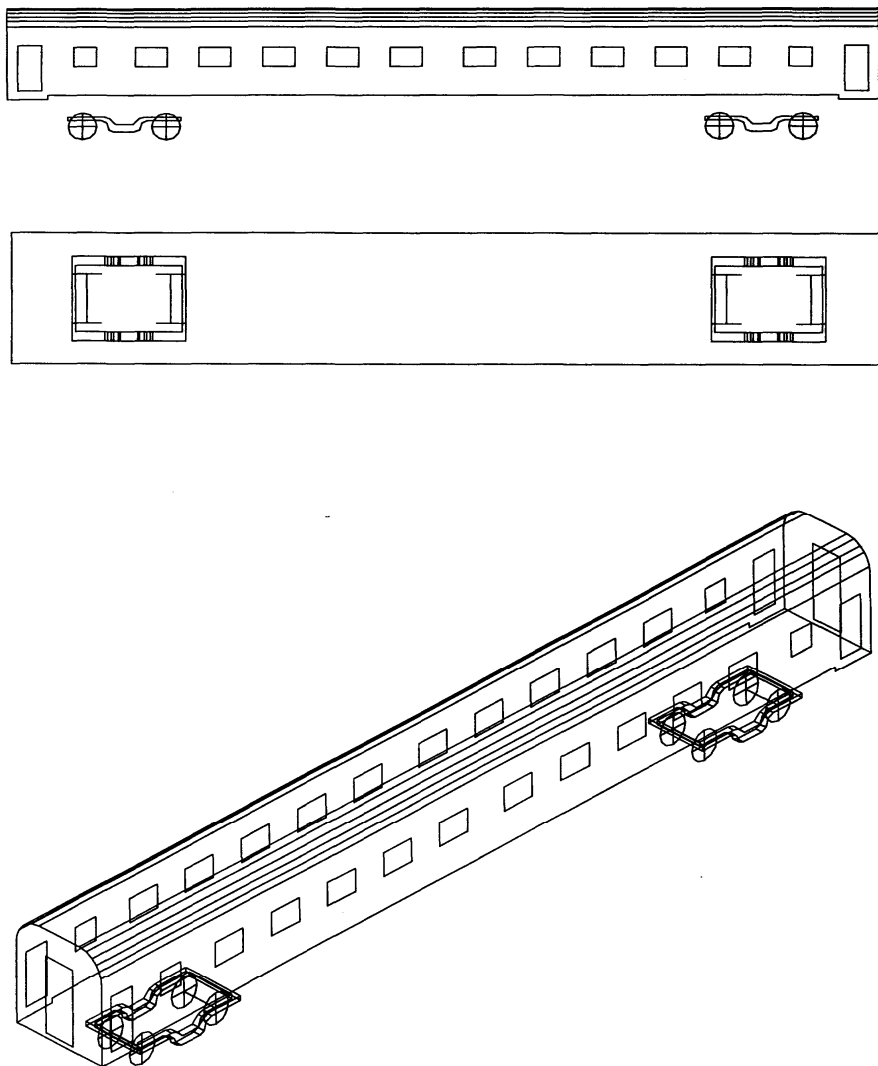
## Anexo: Modelo Completo del Vehículo Basculante

### **A.1. Sistema de referencia. Posición de los sólidos.**

El vehículo modelizado está compuesto de 6 sólidos rígidos: una caja, dos bogies y cuatro ejes montados. La figura A.1 muestra una representación del vehículo.

La posición de cada sólido queda determinada con las coordenadas del cdg de cada sólido respecto de un sistema de referencia unido al vehículo cuyo eje X corresponde a la dirección de marcha del vehículo con el semieje positivo en el sentido de marcha. El eje Y corresponde a la dirección transversal al vehículo con el semieje positivo apuntando hacia el lado izquierdo del vehículo desde el punto de vista de un pasajero mirando en la dirección X+. El semieje Z+ será vertical con el sentido positivo hacia arriba. El plano XY se sitúa en el plano del carril y contiene a los puntos de contacto rueda-carril, cuando el vehículo está en equilibrio y centrado en recta.

Tras la figura A.1, se indican en la tabla A.1 las coordenadas parametrizadas de los cgd de cada sólido.



*Figura A.1: Modelo completo de vehículo. Vistas lateral, en planta e isométrica.*

<b>Sólido</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>
Caja	0	0	$h_{gc}$
Bogie 1	S2	0	hgb
Bogie 2	-S2	0	hgb
Eje 1	S2 + S	0	he
Eje 2	S2 - S	0	he
Eje 3	-S2 + S	0	he
Eje 4	-S2 - S	0	he

Tabla A.1: Coordenadas parametrizadas de los cdg de los sólidos.

### A.2. Masas y momentos de inercia de los sólidos.

Los momentos de inercia de cada sólido, indicados en la tabla A.2, se refieren a un sistema de referencia local, paralelo al de referencia del vehículo, cuyo origen está en el cdg del sólido correspondiente.

	<b>Masa</b>	<b>I<sub>x</sub></b>	<b>I<sub>y</sub></b>	<b>I<sub>z</sub></b>
Caja	33500	70000	1703025	1703025
Bogie	3000	1650	1000	2900
Eje	1500	911	100	911

Tabla A.2: Datos de los sólidos. Unidades S.I.

### A.3. Suspensión primaria.

La figura A.2 muestra la disposición y las características dinámicas de los elementos de la suspensión primaria. Los parámetros geométricos se recogen en la tabla A.3. Los valores de rigidez y amortiguamiento aparecen en la tabla A.4.

$S_{k1}$	0.825
$S_{c1}$	0.825
$S$	1.25
$l_{k1}$	1.085
$l_{c1}$	1.085
$d_{k1}$	1.085
$d_{c1}$	1.085
$h_{gb}$	0.52
$h_{k1}$	0.46
$h_{c1}$	0.46
$h_e$	0.46

Tabla A.3: Parámetros de posicionamiento de la suspensión primaria.

$K_{x1}$	35000000
$K_{y1}$	7500000
$K_{z1}$	912500
$C_{x1}$	10000
$C_{y1}$	3000
$C_{z1}$	4460

Tabla A.4: Rigideces y amortiguamientos de la suspensión primaria. Datos S.I.

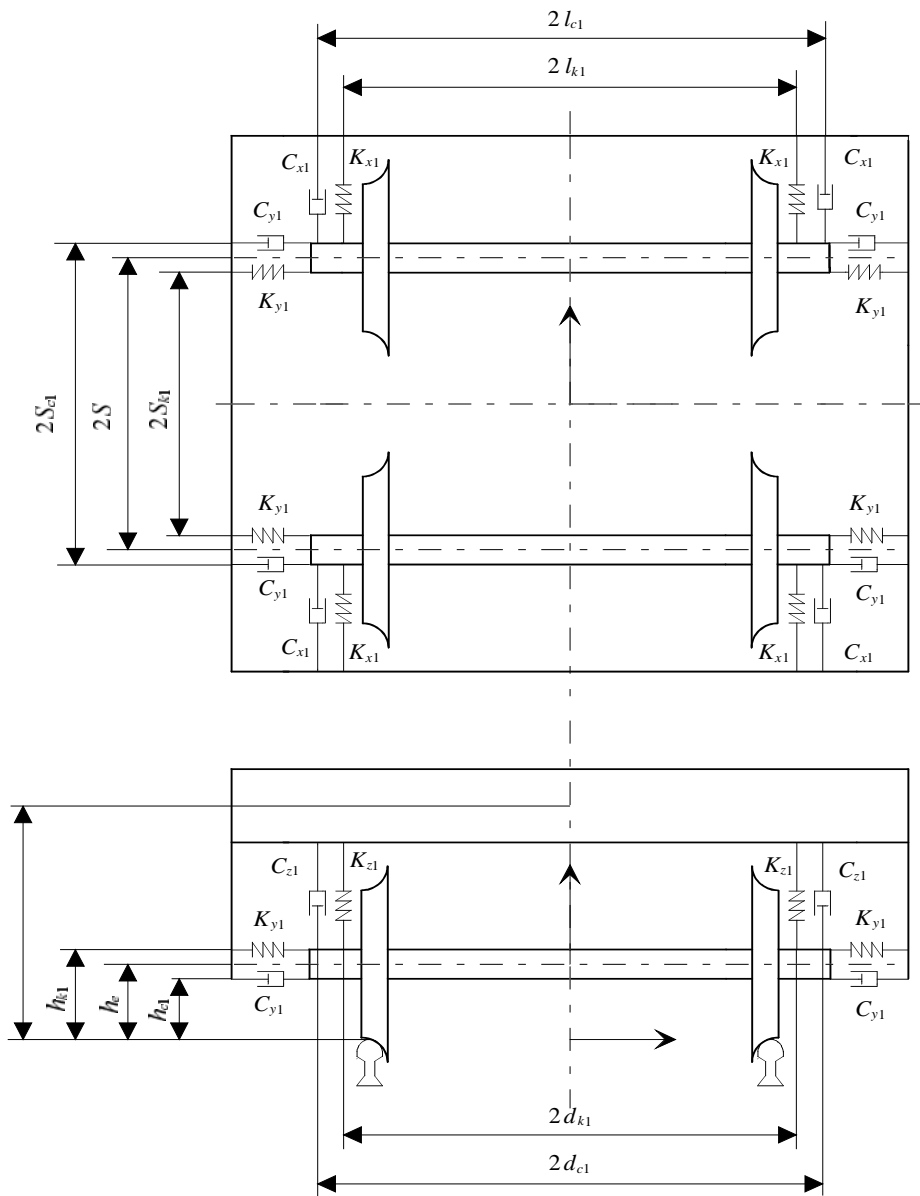


Figura A.2: Disposición de la suspensión primaria.



**A.4. Suspensión secundaria.**

En las figuras A.3 y A.4 se representan los elementos de la suspensión secundaria. Los parámetros geométricos que determinan su disposición se recogen en la tabla A.5. Los valores de rigidez y amortiguamiento aparecen en la tabla A.6.

$S_2$	9.4
$S_{v2}$	0.38
$S_{t2}$	0.27
$l_{k2}$	1.0
$l_{c2}$	1.0
$l_{t2}$	1.0
$l_{v2}$	1.34
$h_{gc}$	1.4
$h_2$	0.5
$h_{k2}$	0.251
$h_{v2}$	0.46
$h_{t2}$	0.315

Tabla A.5: Parámetros de posicionamiento de la suspensión primaria.

$K_{x2}$	35000000
$K_{y2}$	7500000
$K_{z2}$	912500
$C_{x2}$	10000
$C_{t2}$	3000
$C_{v2}$	4460

Tabla A.6: Rigideces y amortiguamientos de la suspensión secundaria. Datos S.I.

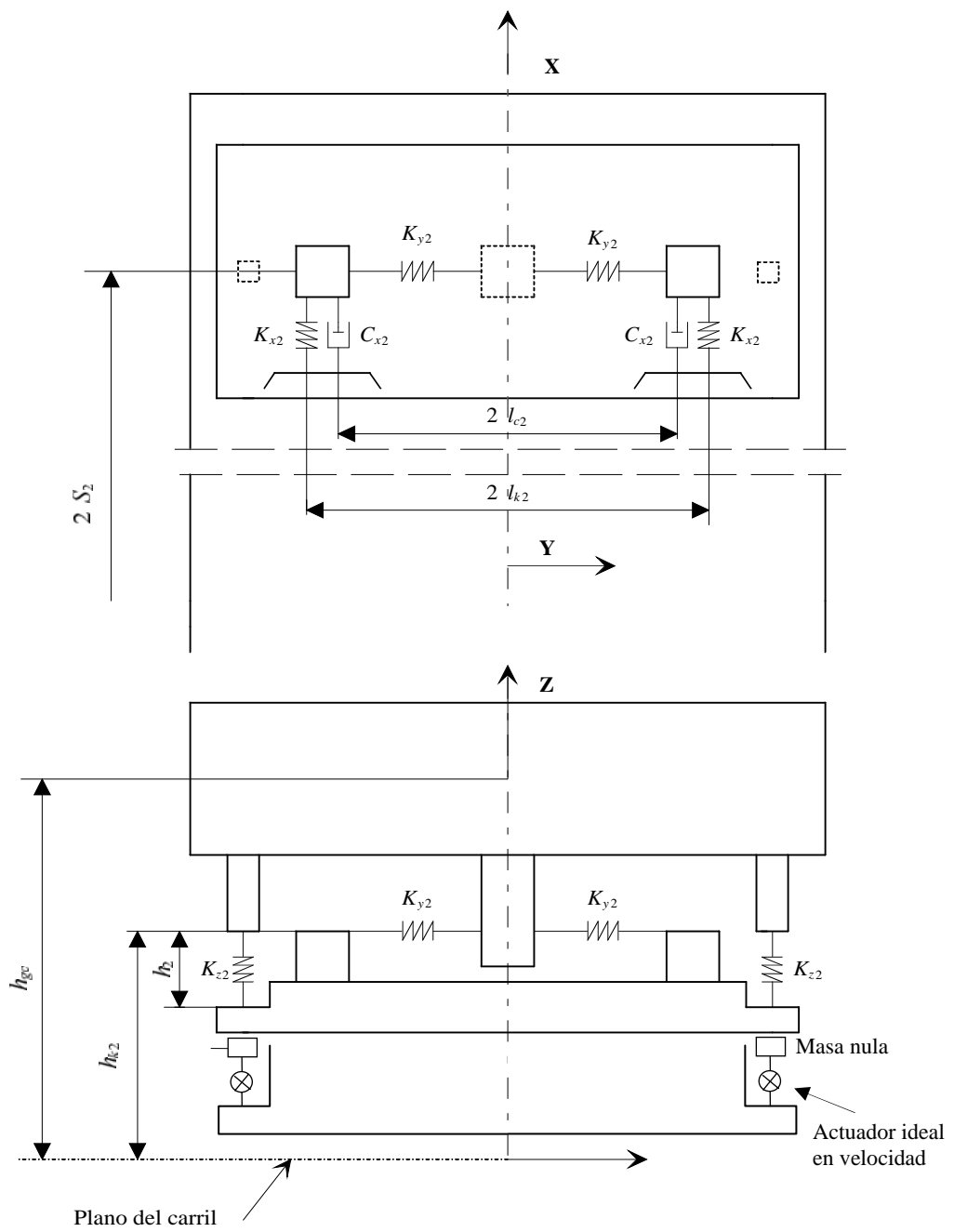


Figura A.3: Disposición de la suspensión secundaria.

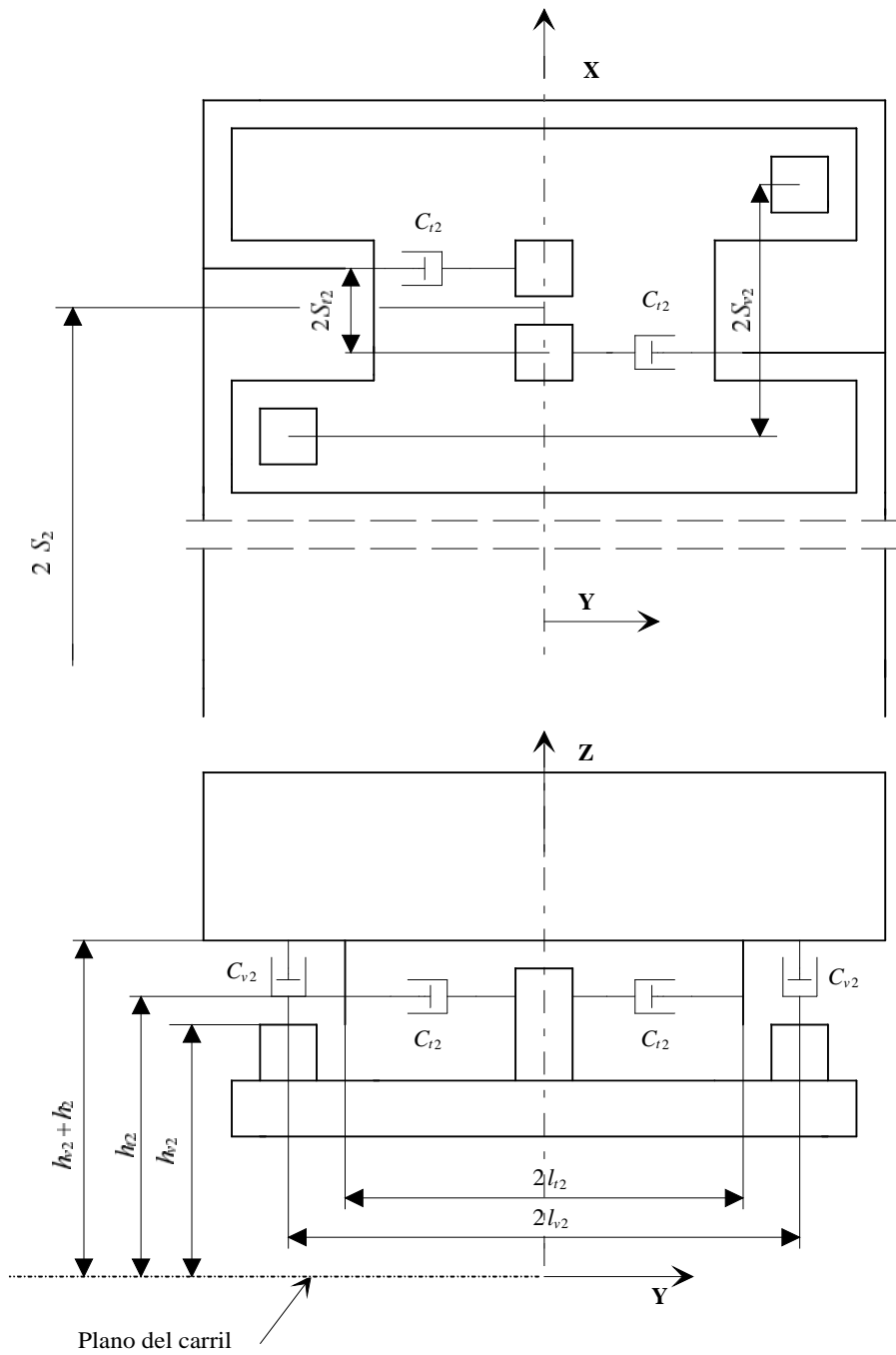


Figura A.4: Disposición de amortiguadores verticales y transversales de la suspensión secundaria.

La suspensión secundaria del vehículo está desprovista de las barras de torsión encargadas de limitar el giro relativo de balanceo entre la caja y los bogies.

#### A.5. Parámetros modales significativos.

Los parámetros modales de los modos más significativos en el balanceo del vehículo se recogen en la tabla A.7.

n°	$\omega_n$ [Hz]	$\xi$ [%]	Descripción
1	1.01	15.59	Modo vertical de caja
2	1.32	19.90	Modo de cabeceo de caja
3	0.93	32.61	Modo de lazo de caja
4	0.42	16.73	Modo de balanceo inferior
5	1.02	36.44	Modo de balanceo superior
6	8.97	66.02	Modo de balanceo de bogies en fase
7	9.06	64.87	Modo de balanceo de bogies en oposición

Tabla A.7: Parámetros modales significativos del modelo.

Estos modos corresponden a un modelo de vehículo desprovisto de las barras de torsión. Las variaciones más significativas respecto de un modelo que incluya las barras de torsión se encuentran en los modos n° 4, 5, 6 y 7 como se muestra en la siguiente tabla:

n°	$\omega_n$ [Hz]	$\xi$ [%]
4	0.64	17.51
5	1.05	21.46
6	9.70	62.03
7	9.75	60.82

Tabla A.8: Parámetros modales con barras de torsión.

Comparando las tablas A.7 y A.8 se comprueba como la pérdida de rigidez al giro relativo entre caja y bogies que implica la ausencia de las barras de torsión conduce a una disminución de la frecuencia natural en los cuatro modos

reseñados. El amortiguamiento, sin embargo, se hace ligeramente mayor en los cuatro, siendo más acusado el incremento en el modo nº 5.

#### **A.6. Deformadas modales.**

A continuación se muestran las deformadas modales de los modos anteriormente citados.

#### **A.7. Datos del contacto rueda carril.**

Se han considerado los siguientes datos para definir el contacto rueda-carril.

- Radio de rodadura,  $r_0 = 0.46$  m
- Inclinación del carril,  $\delta_0 = 0.05$  %.
- Radio de curvatura del carril,  $r_p = 0.3$  m.
- Radio de curvatura de la rueda (perfiles circulares), siendo  $\gamma_e$  la conicidad efectiva:

$$r_c = \frac{\gamma_e r_p}{\gamma_e - \delta_0 \frac{e_0 + r_p \delta_0}{e_0 - r_0 \delta_0}}$$

- Semidistancia nominal entre puntos de contacto,  $e_0 = 0.867$  (ancho RENFE).
- Semidistancia entre caras internas de rueda,  $a_1 = 0.834$  m.
- Coeficiente de rozamiento rueda carril,  $\nu = 0.3$ .

Para los cálculos no lineales se han empleado los datos siguientes :

- Perfil del carril UIC54.
- Perfil de rueda CAF-AV9\_20 perfil de desgaste.

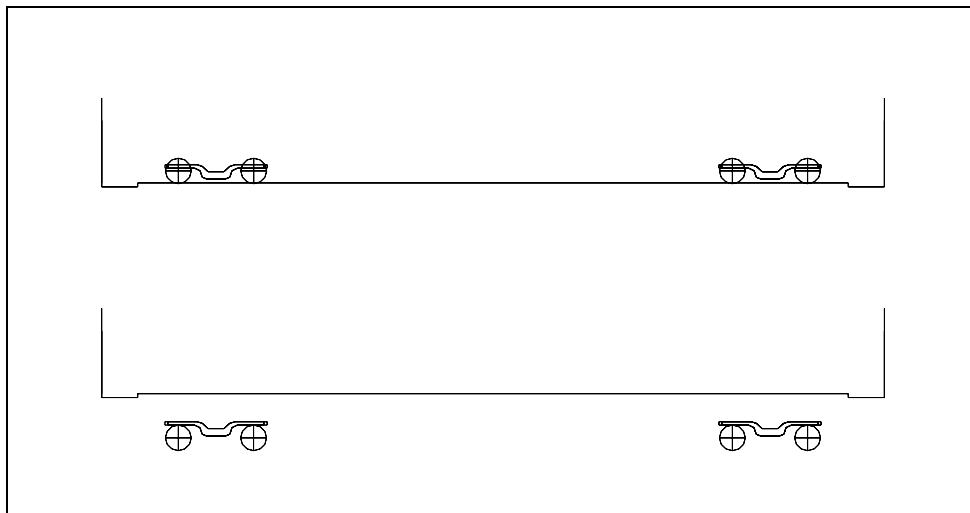


Figura A.5: Modo vertical de caja (n° 1, 1.01 Hz, 15.59 %).

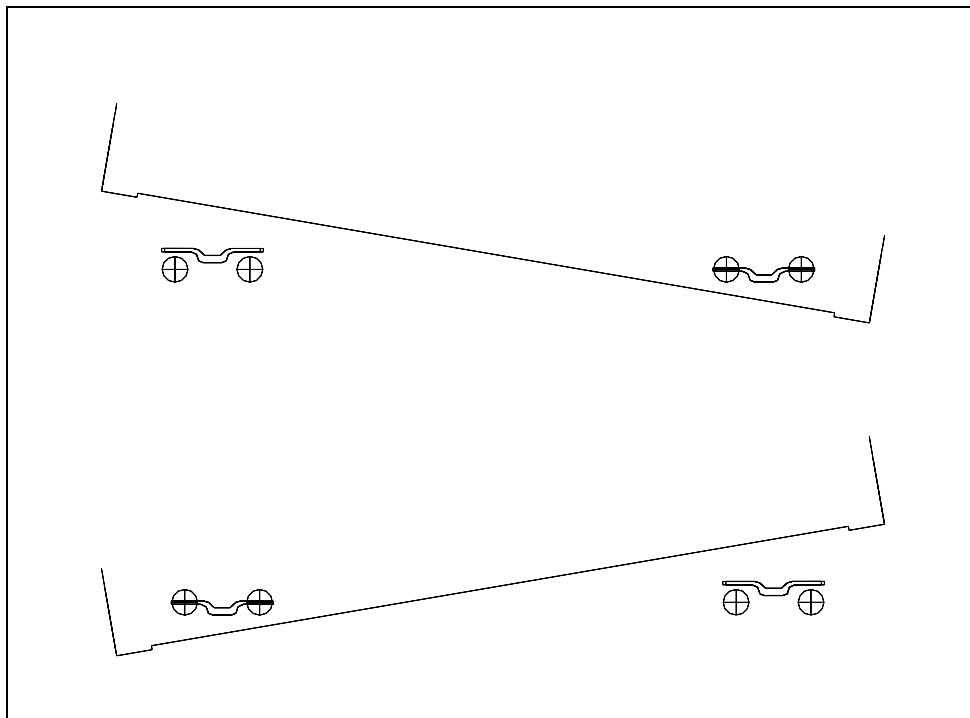


Figura A.6: Modo de cabeceo de caja (n° 2, 1.32 Hz, 19.90 %).

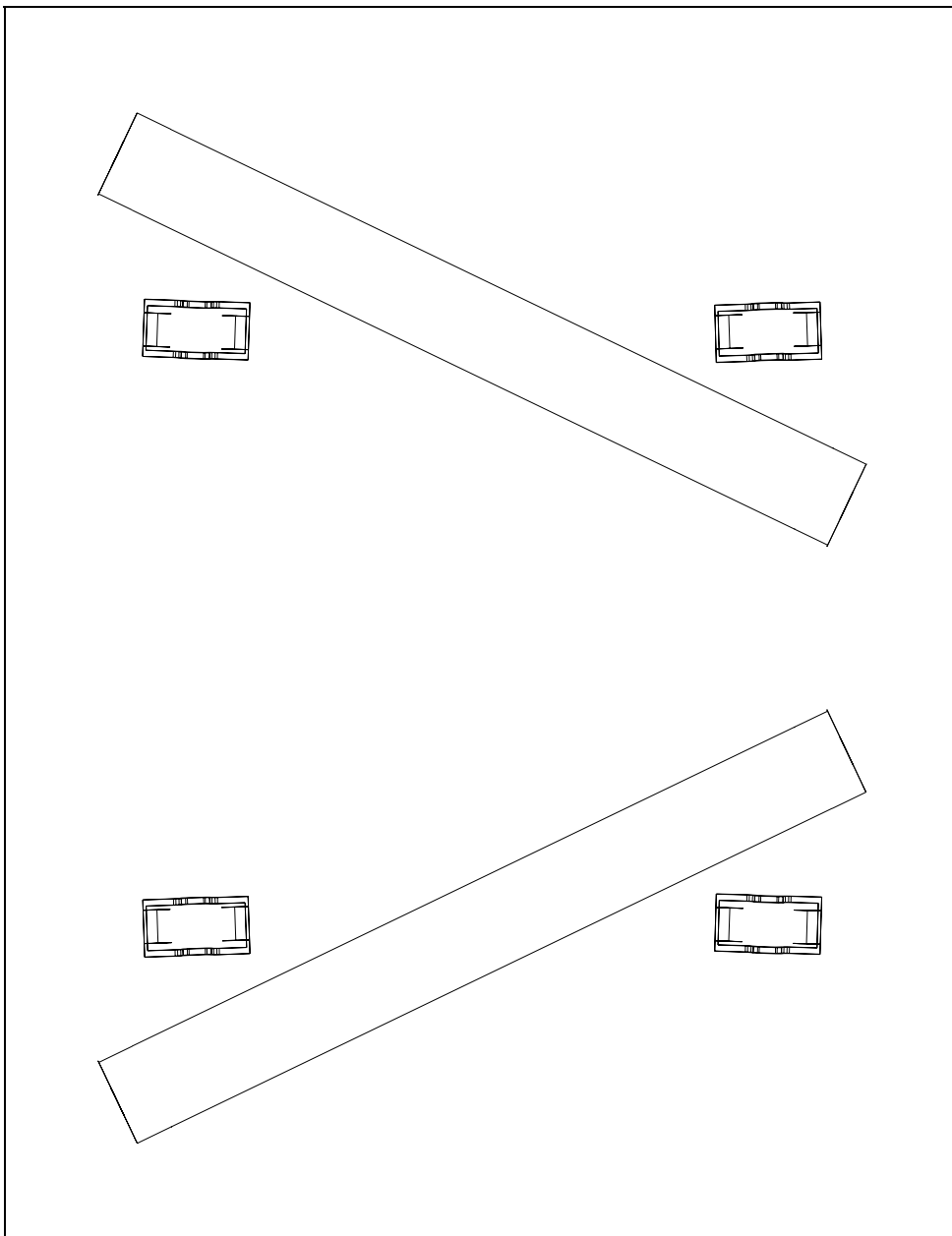
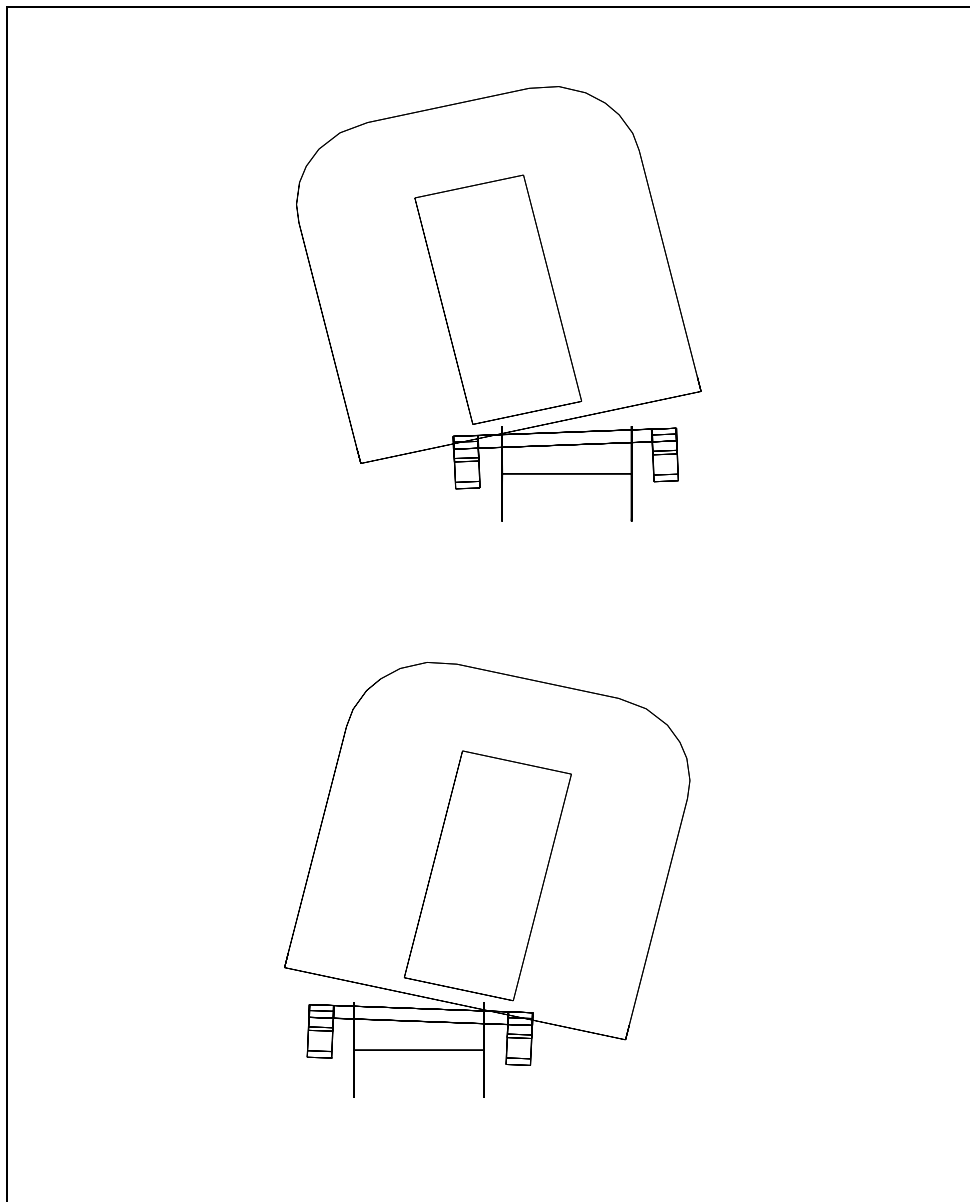


Figura A.7: Modo de lazo de caja ( $n^{\circ}$  3, 0.93 Hz, 32.61 %).



*Figura A.8: Modo de balanceo inferior (n° 4, 0.42 Hz, 16.73 %).*



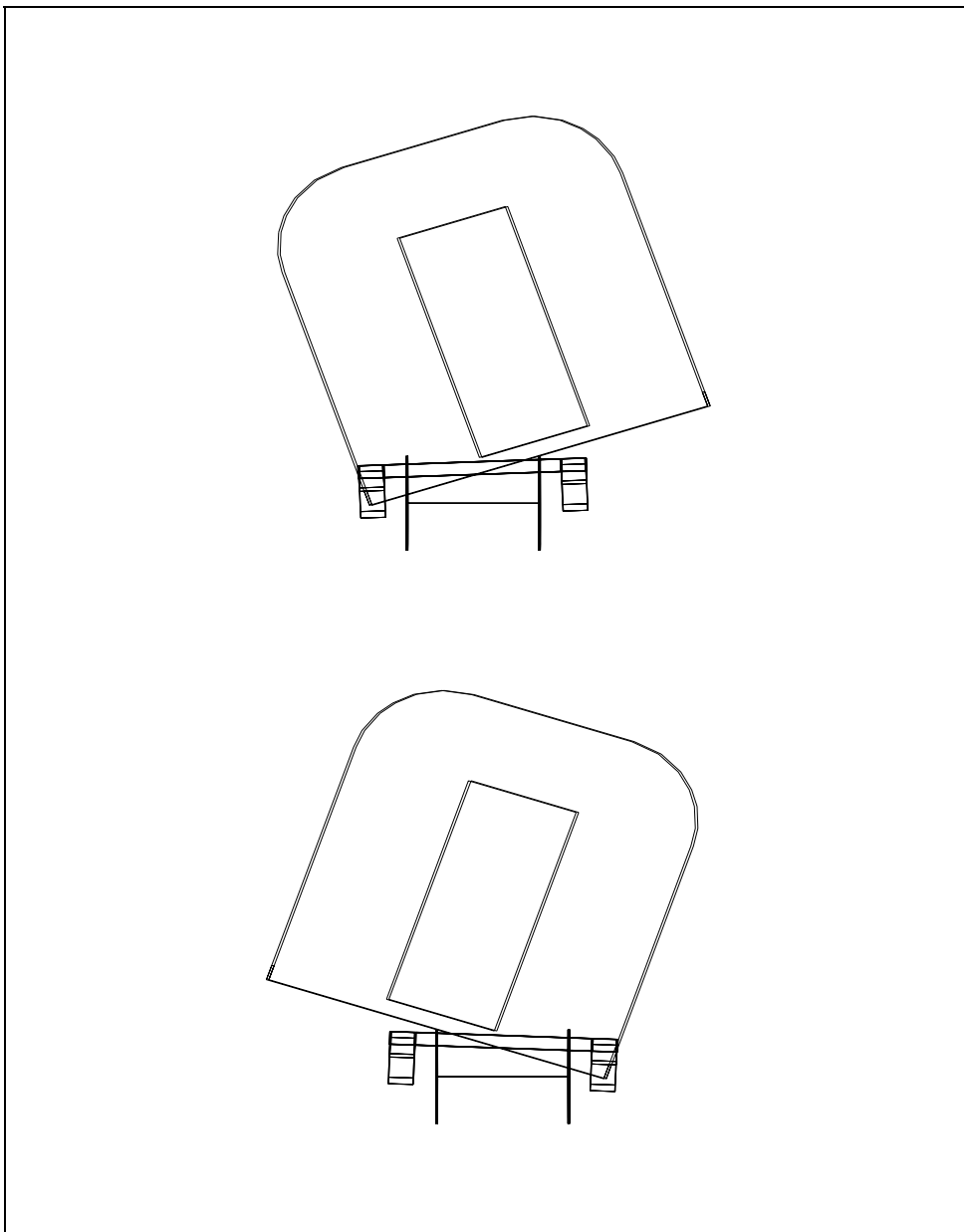
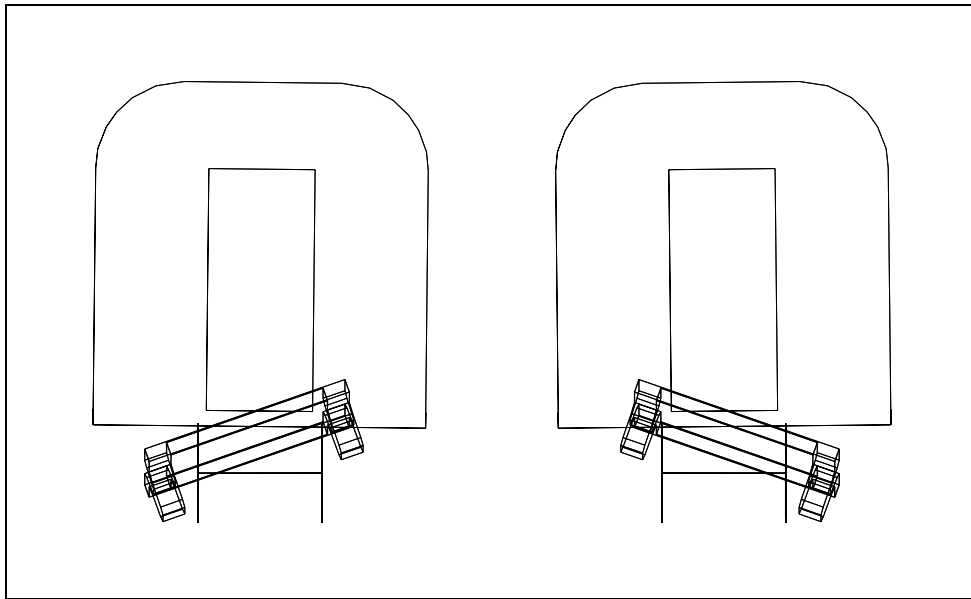
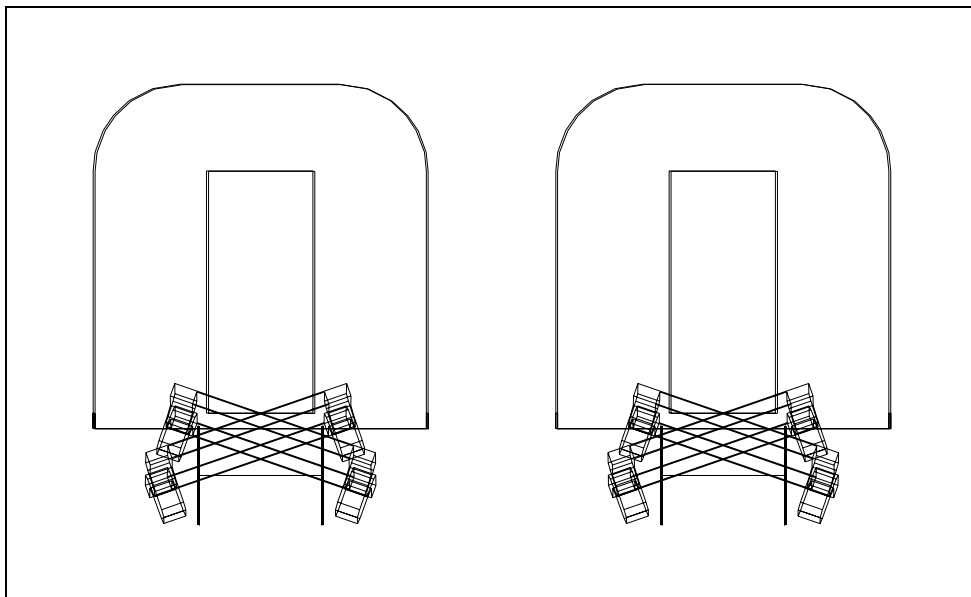


Figura A.9: Modo de balanceo superior (n° 5, 1.02 Hz, 36.44 %).



*Figura A.10: Modo de balanceo de bogies en fase (n° 6, 8.97 Hz, 66.02 %).*



*Figura A.11: Modo de balanceo de bogies en oposición (n° 7, 9.06 Hz, 64.87 %).*



MEMORIA presentada para optar al grado de Doctor Ingeniero Industrial

UNA NUEVA ESTRATEGIA PARA EL CONTROL ACTIVO  
DE LA BASCULACIÓN EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS  
ANÁLISIS, DESARROLLO Y EXPERIMENTACIÓN EN VÍA

ÁNGEL SUESCUN CRUCES

Tesis defendida el 21 de mayo de 1996.

Edición en formato pdf de febrero 2012.