



TESIS DOCTORAL

Modelo de contacto neumático-calzada a baja
velocidad

Autor:

Daniel García-Pozuelo Ramos

Directores:

Dr. Vicente Díaz López

Dra. María Jesús López Boada

Leganés, 2008



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

TESIS DOCTORAL

Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad

Autor:

D. Daniel García-Pozuelo Ramos

Director/es:

Dr. D. Vicente Díaz López

Dra. Dña. María Jesús López Boada

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Leganés, noviembre 2008

TESIS DOCTORAL

Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad

Autor: D. Daniel García-Pozuelo Ramos

Directores: Dr. D. Vicente Díaz López
Dra. Dña. María Jesús López Boada

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:

Leganés, de de

Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas aquellas personas que directa o indirectamente han colaborado en los trabajos presentados en esta Tesis.

En primer lugar, a mis directores, Vicente Díaz López y María Jesús López Boada, por su apoyo e inapreciable ayuda en la elaboración de esta Tesis. Agradecerles también la oportunidad de formar parte de este grupo, los consejos recibidos durante todo este tiempo y el compartir conmigo sus conocimientos y su experiencia. Gracias por transmitirme ilusión en cada proyecto abordado. Gracias por contar conmigo. Espero haber sido, y seguir siendo, merecedor de vuestra confianza.

Agradezco al *Centro de Experiencias Michelin Almería* (C.E.M.A) el seguimiento y aportación de material y conocimiento para la ejecución de esta Tesis Doctoral.

A la *Comisión Interministerial de Ciencia y Tecnología*, por la ayuda concedida, con la cual se han financiado los distintos elementos y ensayos que han permitido desarrollar la Tesis.

A todos los compañeros del Área de Ingeniería Mecánica por su desinteresada colaboración a lo largo de estos años. A José Luis por su colaboración, por transmitir tranquilidad y reflexión. A Ester, Beatriz y Carolina por su complicidad y aliento, por saber decir la frase adecuada en el momento oportuno, por enternderme tan bien. A José Antonio por su tiempo y su paciencia, por ser *la fuente* y no ceñirse a convencionalismos. A Antonio, por su ayuda, por su *asesoramiento* lingüístico y porque ya son muchos años compartiendo Universidad. A Alejandro y Walter por dar paridad de género a la hora de la comida y ayudarme a *equilibrar la balanza*. A María por su tiempo y apoyo técnico. A Susana por preocuparse tanto por los demás, por su prudencia, por aportar mucho sin hacerse notar. A Miguel Ángel y Fernando por su colaboración. A Silvia y Gloria por esos momentos tan divertidos. Y a Virginia, Nuria, David, Raúl, Alberto, Dapica, Josete, Carlos, Santi y Ricardo por ese buen humor que hace que los momentos duros de trabajo sean mucho más livianos, por la constante ayuda con el *trabajo sucio*. Gracias a vosotros que compartís conmigo el día a día, por hacer que cada jornada de trabajo sea un reto que afrontar con ilusión y no un sacrificio.

A mis amigos de tantos años, Israel Estrada, Israel Pérez y Álvaro. *Mis*

Israeles y el abuelo. Por su incondicional apoyo y amistad, por estar ahí siempre. Gracias por esas conversaciones filosóficas, por esas quedadas *degradatus* en la Plaza Mayor.

A Miguel, Mig, mi *hermano putativus*, por descubrirme un mundo paralelo, irreal y divertido hasta no poder más. Por *apadrinarme* en esas quedadas cuando yo era aún un pobre estudiante con pocos recursos.

A mis amigos de la Escuela, que ahora son mucho más que eso..., y se multiplican. A Luis, Alfonso y Alex por estar dispuestos a compartir sus vacaciones, sus inquietudes y sus vidas conmigo. También a Yoli, Marta y Elena, por ser más que las novias de mis amigos, por ser un regalo para ellos y para mí. Esteis en España, Bélgica o cualquier otra parte del mundo, siempre os tengo presentes.

Gracias a Viorica, Alice y Bogdan, por la cálida acogida y hacerme sentir *de la familia de toda la vida*.

Por último, agradecer a mi familia, a la que va dedicada esta Tesis, su apoyo constante y su confianza en mí. A mis padres, Celedonio y Rosina, que me han dado su dedicación y su esfuerzo, su amor y su ejemplo, por darme una vida llena de oportunidades, por su comprensión y por creer en mí.

A mis hermanos, Cele, Ángel, José, Rosi y David, por toda una vida juntos, compartiendo y disfrutando. Gracias por la comida de los viernes, por las celebraciones multitudinarias, por ser mis confidentes, mis mejores amigos.

Y a Daniela, por estar siempre a mi lado, por alegrar cada instante de mi vida, por ser mi *refugio*.

Muchas gracias a todos por hacer esta Tesis posible.

Resumen

Las fuerzas generadas en el contacto neumático-calzada influyen de manera importante en las características dinámicas del vehículo. Es, por este motivo, que resulta fundamental el desarrollo de modelos de neumáticos precisos para el estudio del comportamiento de un vehículo automóvil.

La mayor parte de estos modelos han sido desarrollados y optimizados para elevadas velocidades, solicitaciones combinadas, etc. Sin embargo, los vehículos automóviles durante gran parte de su vida útil circulan a velocidades bajas (inferiores a 60 km/h) y en condiciones estacionarias. Además, en pruebas de inspección y mantenimiento realizadas en vehículos automóviles, como pueden ser las del sistema de dirección o del sistema de frenos, se miden las fuerzas transmitidas por los neumáticos. La totalidad de estas pruebas tiene lugar a baja velocidad. Por estos motivos resulta interesante desarrollar un modelo de contacto neumático-calzada específico para baja velocidad, sin la complejidad de modelos desarrollados para un amplio rango velocidades y con mayor precisión a bajas velocidades.

La placa dinamométrica ha demostrado ser un equipo de ensayo idóneo para la caracterización del contacto neumático-calzada a baja velocidad. Su capacidad para realizar ensayos en todo tipo de neumáticos montados en los propios vehículos permite operar con gran flexibilidad y rapidez. Es por ello que se ha seleccionado como equipo de medida.

En la presente Tesis Doctoral se presenta el desarrollo de un modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad basado en la medida de esfuerzos longitudinales y laterales.

El estudio experimental realizado mediante placa dinamométrica ha permitido establecer relaciones entre las variables de influencia y las fuerzas longitudinal y transversal en el contacto neumático-calzada a baja velocidad en régimen estacionario. A partir del estudio de sensibilidades se ha comprobado que las variables que más influyen sobre las fuerzas en el contacto neumático-calzada son la presión, la fuerza vertical y el ángulo de convergencia. Por el contrario, la influencia de la temperatura y el ángulo de caída ha resultado ser mucho menor en las condiciones fijadas para el desarrollo del modelo. Para llevar a cabo los ensayos experimentales, se ha propuesto una metodología de ensayo que permita realizar los ensayos de un modo sistemático y controlado en placa dinamométrica.

Asimismo, se propone un nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección basado en la aplicación del modelo desarrollado mediante placa dinamométrica. A partir de la medida de fuerzas longitudinales, transversales y verticales se proponen límites de rechazo para dicho procedimiento de inspección. Dichos límites han sido evaluados experimentalmente a partir de un número estadísticamente significativo de vehículos.

Abstract

The behaviour of the tyre plays an important role in the vehicle handling. Thus for the analysis of vehicles and road safety it is necessary to take into account the forces and moments generated at contact patch. An accurate tyre model that estimates these forces and moments it is highly essential for the studies of vehicle dynamics and control.

Most of the tyre models have been developed for high speed, combined forces, etc. But, usually, automobile vehicles run at low speeds during an important part of their operating life (less than 60 km/h) and in steady state conditions. Furthermore, during vehicle inspection and maintenance of the steering and brake system, the forces transmitted by the tyres are measured. All of these inspections are carried out at low speeds. Therefore, it is particularly interesting to develop a model of the contact patch tyre-pavement for low speeds without the complexity of models that cover a wide speed range but with a bigger precision at low speeds.

The dynamometer plate has proved to be an appropriate test equipment to characterise the tyre-pavement contact patch at low speed. It has the feature of being able to carry out tests for any type of tyre allowing to test with a great flexibility and operating speed. For this reason, the dynamometer plate has been chosen as test equipment.

In this Thesis a contact model between tyre and pavement at low speed, based on the measurement of longitudinal and lateral forces, is presented.

The experimental tests carried out by means of the dynamometer plate have allowed to establish a relationship between influence variables and the longitudinal and lateral forces in the contact patch for steady state low speeds. A sensibility study has shown that the most influential variables in the forces of the contact patch are the pressure, the vertical force and the toe angle. However, the influence of temperature and camber angle are lower for the defined model conditions. A test methodology that allows to carry out the experimental tests in a systematic and controlled way in the dynamometer plate is suggested.

Likewise, a new procedure to inspect the steering system based on the developed model on the dynamometer plate, is proposed. From the measurement of longitudinal, lateral and vertical forces a reject value for the inspection procedure is suggested. These reject values have been evaluated by

means of experimental tests over a statistically significant number of vehicles.

Índice general

<i>Agradecimientos</i>	I
<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	v
<i>Lista de símbolos</i>	XXI
1. <i>Introducción</i>	1
1.1. <i>Introducción</i>	1
1.2. <i>Estructura de la Tesis Doctoral</i>	4
2. <i>Estado del arte</i>	7
2.1. <i>Modelos de contacto neumático-calzada</i>	7
2.1.1. <i>Principios de modelización de neumáticos: formulaciones básicas</i>	8
2.1.1.1. <i>Fuerza vertical</i>	8
2.1.1.2. <i>Fuerza longitudinal</i>	9
2.1.1.3. <i>Fuerza transversal</i>	10
2.1.1.4. <i>Solicitud combinada</i>	11
2.1.2. <i>Clasificación general de modelos de neumático</i>	12
2.1.3. <i>Modelos de neumático</i>	14
2.1.4. <i>Modelo de Comportamiento de Placa Alineadora</i>	18
2.2. <i>Procedimientos experimentales de ensayo de neumáticos</i>	20
2.2.1. <i>Sistemas de ensayo de exterior</i>	21
2.2.1.1. <i>Vehículo instrumentado</i>	21
2.2.1.2. <i>Llantas dinamométricas</i>	22
2.2.1.3. <i>Remolque dinamométrico</i>	23
2.2.1.4. <i>Procedimientos para la caracterización del pavimento</i>	24
2.2.2. <i>Procedimientos de ensayo de interior o laboratorio</i>	27
2.2.2.1. <i>Equipos de tambor externo o interno</i>	28
2.2.2.2. <i>Equipos de disco de rotación plana</i>	31
2.2.2.3. <i>Equipos de rodillos gemelos</i>	32
2.2.2.4. <i>Equipos de correa plana</i>	33
2.2.2.5. <i>Sistemas para la obtención de distribución de presiones</i>	34
2.2.2.6. <i>Equipos de plataforma plana</i>	36

3. Objetivo	43
4. Fases	45
5. Metodología de ensayo del contacto neumático-calzada	47
5.1. Instrumentación empleada	47
5.1.1. Placa dinamométrica	47
5.1.2. Sistema de adquisición de datos	50
5.1.3. Calibración y cálculo de incertidumbre de la placa di-	
namométrica	51
5.1.3.1. Esfuerzo vertical	53
5.1.3.2. Esfuerzos longitudinales y laterales	53
5.2. Vehículo de ensayo	53
5.2.1. Neumáticos de ensayo	53
5.3. Metodología de ensayo en placa dinamométrica	55
5.3.1. Medida en placa dinamométrica	55
5.3.2. Ajuste de los ángulos de dirección, presión, fuerza ver-	
tical y temperatura	58
5.3.3. Análisis de datos	60
5.3.4. Condiciones de ensayo	61
6. Estudio experimental	65
6.1. Introducción	65
6.2. Estudio de parámetros de influencia en las condiciones de ensayo	67
6.2.1. Velocidad	68
6.2.2. Dirección de movimiento al atravesar la placa	70
6.2.3. Efectos locales en la huella de contacto	71
6.2.3.1. Modificación de la deformación del neumático	71
6.2.3.2. Longitud de rodadura previa a la entrada en	
la placa	74
6.2.3.3. Periodos transitorios	75
6.2.3.4. Variaciones del coeficiente de adherencia	76
6.3. Estudio de la fuerza transversal	79
6.3.1. Análisis de influencia de la presión	79
6.3.2. Análisis de influencia de la fuerza vertical	83
6.3.3. Análisis de influencia del ángulo de convergencia	86
6.3.3.1. Análisis de influencia del reparto de conver-	
gencia entre las ruedas de un mismo eje	87
6.3.3.2. Análisis de influencia del tipo de neumático	
en la relación entre la fuerza transversal y el	
ángulo de convergencia	97
6.3.3.3. Análisis de influencia de la presión en la re-	
lación entre la fuerza transversal y el ángulo	
de convergencia	99
6.3.3.4. Análisis de influencia de la fuerza vertical en	
la relación entre la fuerza transversal y el	
ángulo de convergencia	103

6.3.4.	Análisis de variación del ángulo de caída	106
6.3.5.	Análisis de influencia de la temperatura	108
6.4.	Estudio de la fuerza longitudinal	114
6.4.1.	Análisis de influencia de la presión	116
6.4.2.	Análisis de influencia de la fuerza vertical	117
6.4.3.	Análisis de influencia del ángulo de convergencia	118
6.4.4.	Análisis de influencia del ángulo de caída y de la temperatura	119
6.5.	Principales variables de influencia	120
7.	<i>Modelo experimental de contacto neumático-calzada a baja velocidad</i>	121
7.1.	Introducción	121
7.2.	Fuerza transversal	123
7.2.1.	Convergencia	123
7.2.2.	Presión	123
7.2.3.	Fuerza vertical	128
7.2.4.	Expresión general de la fuerza transversal	134
7.2.5.	Validación de la expresión general de la fuerza transversal	134
7.3.	Fuerza longitudinal	135
7.3.1.	Presión	135
7.3.2.	Convergencia	137
7.3.3.	Fuerza vertical	140
7.3.4.	Expresión general de la fuerza longitudinal	143
7.3.5.	Validación de la expresión general de la fuerza longitudinal	144
7.4.	Resultante de fuerzas en el plano de contacto neumático-calzada	144
7.5.	Validación del modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad	146
7.6.	Comparación con el modelo de comportamiento de placa alineadora	148
8.	<i>Aplicación del modelo para el análisis del sistema de dirección de un vehículo automóvil</i>	151
8.1.	Procedimientos de inspección disponibles en la actualidad	153
8.1.1.	Medida directa de los ángulos de dirección	153
8.1.2.	Placa alineadora o alineador al paso	154
8.2.	Análisis experimental de la relación entre adherencia longitudinal y adherencia lateral solicitadas	156
8.3.	Ensayos con otros vehículos	162
8.4.	Propuesta de nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección	163
9.	<i>Conclusiones</i>	167
9.1.	Principales aportaciones	169
10.	<i>Desarrollos futuros</i>	171

Índice de figuras

1.1. Reparto porcentual de velocidades a lo largo de la vida útil de un vehículo perteneciente al parque automovilístico español . . .	3
2.1. Principales entradas y salidas de un modelo de neumático . . .	8
2.2. Deformación vertical del neumático en dos instantes consecutivos	9
2.3. Comportamiento longitudinal idealizado	10
2.4. Comportamiento lateral idealizado	11
2.5. Representación de la elipse de adherencia de un neumático . .	11
2.6. Clasificación de modelos de neumáticos (Pacejka, 2006)	14
2.7. Geometría de dirección	19
2.8. Llanta dinamométrica con sistema de transmisión de datos por telemetría	22
2.9. Esquema de un remolque para ensayo de neumáticos	24
2.10. Remolque dinamométrico para el estudio de fricción en el contacto neumático suelo en dirección longitudinal	25
2.11. Cuadro resumen de los principales equipos de ensayo de pavimentos	26
2.12. Esquema de los equipos empleados en laboratorio: De tambor externo (a) e interno (b), de disco de rotación plana (c), de plataforma plana (d), de rodillos gemelos (e), de correa plana (f)	27
2.13. Máquina de ensayo de tipo tambor externo	29
2.14. Fuerza lateral frente a ángulo de <i>deriva</i> para diferentes ángulos de caída	30
2.15. Fuerza lateral frente a ángulo de <i>deriva</i> para diferentes velocidades	30
2.16. Fuerza lateral frente a ángulo de <i>deriva</i> para diferentes neumáticos	31
2.17. Fotografía de un frenómetro de rodillos gemelos	32
2.18. Fotografía de un equipo de correa plana	33
2.19. Imágenes obtenidas mediante <i>piel inteligente</i> . Muestra de tres huellas de contacto, de diferentes vehículos, con la distribución de presiones representada mediante escala de colores	34
2.20. Esquema de funcionamiento del banco de ensayo basado en el método F.T.R.I.	35
2.21. Esquema de un equipo de placa plana móvil (Kageyama & Kuwahara, 2002)	37

2.22. Sistema de bastidor en que se posiciona y se instrumenta un neumático, para hacerlo rodar sobre una superficie plana mediante raíles (Raheman & Singh, 2004)	37
2.23. Esquema constructivo de un equipo de placa plana donde el bastidor es el elemento móvil (Raheman & Singh, 2004)	38
2.24. Placa dinamométrica comercial desmontada	39
2.25. Análisis de los procedimiento de ensayo	41
4.1. Etapas de desarrollo de la Tesis Doctoral	46
5.1. Esquema de montaje de la placa dinamométrica	48
5.2. Esquema de dimensiones de la placa dinamométrica	49
5.3. Placa dinamométrica con los ejes del sistema de coordenadas	50
5.4. Vista frontal del vehículo de ensayos entrando en la placa dinamométrica	54
5.5. Conexión entre: placa dinamométrica, sistema de adquisición de datos y ordenador	56
5.6. Fotografía del vehículo avanzando por la placa durante un ensayo	56
5.7. Entrada del neumático en la placa dinamométrica	56
5.8. Fotografía del sistema de tracción empleado	57
5.9. Fotografía del vehículo movido por el sistema de tracción con la célula de carga	57
5.10. Vehículo en el elevador hidráulico, con los medidores de ángulos instalados	58
5.11. Ordenador que procesa la información de los elementos de medida de ángulos	59
5.12. Fotografía de la tuerca del brazo de dirección que permite variar la convergencia	59
5.13. Imagen de la centralita y una de las mantas térmicas montada en el neumático	60
5.14. Metodología de ensayo	63
6.1. Curvas experimentales de las fuerzas transmitida por los neumáticos obtenidas mediante placa dinamométrica	68
6.2. Fuerzas registradas en placa dinamométrica al efectuar cambios de sentido de traslación dentro de la placa	71
6.3. Fuerzas registradas en placa dinamométrica al efectuar giros de volante con el vehículo parado dentro de la placa	72
6.4. Fuerzas registradas en placa dinamométrica al elevar y posteriormente bajar el vehículo parado dentro de la placa	73
6.5. Medida de fuerza lateral con distintas longitudes de rodadura previa a la entrada del neumático en la placa	74
6.6. Transitorios de entrada y salida. En la figura se puede observar como la fuerza longitudinal sufre bruscas variaciones en los periodos de entrada y salida de la placa	76
6.7. Fotografía del ensayo con papel de lija en el centro de la placa dinamométrica	77

6.8. Fotografía del ensayo con lubricante en el centro de la placa dinamométrica	77
6.9. Fuerzas registradas en placa dinamométrica al hacer rodar el neumático sobre un charco de lubricante de aproximadamente 30 cm de diámetro	78
6.10. Fuerzas transversales experimentales. Condiciones de ensayo: $P=0.7, 1.5, 2.1, 3,$ y 3.5 bar; $\alpha=-0.8^\circ$; $F_z=4250$ N; Neumático II	79
6.11. Fuerzas transversales experimentales. Condiciones de ensayo: $P=1, 1.5, 2, 2.5, 3,$ y 3.5 bar; $\alpha=1.4^\circ$; $F_z=4250$ N; Neumático II	80
6.12. Relación experimental entre fuerza transversal y presión para diferentes ángulos de convergencia. Neumático I	80
6.13. Relación experimental entre fuerza transversal y presión para diferentes ángulos de convergencia. Neumático II	81
6.14. Relación experimental entre fuerza transversal y presión para diferentes ángulos de convergencia. Neumático III	81
6.15. Relación experimental entre fuerza transversal y presión ajustada mediante polinomios de segundo grado con y sin término independiente. Condiciones de ensayo: $\alpha=1.4^\circ$, $F_z=4250$ N, Neumático II	82
6.16. Relación experimental entre fuerza lateral y fuerza vertical. Condiciones de ensayo: $\alpha=2.5^\circ$, $P=2$ bar, Neumático II	83
6.17. Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical para diferentes ángulos de convergencia. Neumático I	84
6.18. Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical para diferentes ángulos de convergencia. Neumático II	84
6.19. Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical para diferentes ángulos de convergencia. Neumático III	85
6.20. Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical ajustada mediante un polinomio de segundo grado. Con- diciones de ensayo: Neumático II, $P=2$ bar, $\alpha=2.5^\circ$	86
6.21. Relación experimental entre fuerza transversal y ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: $F_z=3750$ N, $P=2$ bar, Neumático I	87
6.22. Representación de las fuerzas actuantes durante el ensayo con $\alpha=0^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=0^\circ$ en la izquierda	88
6.23. Dibujo esquemático de las fuerzas actuantes durante el ensayo con $\alpha=1^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=1^\circ$ en la izquierda	89
6.24. Representación esquemática de las fuerzas registradas en el momento de iniciar el movimiento, (a), y un instante después, (b), para una distribución de convergencia asimétrica: $\alpha=2^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=0^\circ$ en la izquierda	90
6.25. Representación esquemática de las fuerzas existentes en el mo- mento de iniciar el movimiento, (a), y un instante después, (b), para una distribución de convergencia: $\alpha=-1^\circ$ en la rueda de- recha y $\alpha=1^\circ$ en la izquierda	92

6.26. Fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia total igual a 0°. Datos obtenidos mediante simulación	94
6.27. Representación de las fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia total igual a 2°, repartida por igual en ambas ruedas. Datos obtenidos mediante simulación	94
6.28. Representación de las fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia igual a 2° en la rueda izquierda y 0° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación	95
6.29. Trayectoria del vehículo. Convergencia de 2° en la rueda izquierda y 0° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación	95
6.30. Representación de las fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación	96
6.31. Trayectoria del vehículo. Convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación	96
6.32. Fuerza lateral frente a ángulo de convergencia para los tres juegos de neumáticos ensayados. Condiciones de ensayo: $P=2$ bar, $F_z=3250$ N	98
6.33. Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático I, $F_z=3250$ N, $P=1, 1.5, 2, 2.5$ y 3 bar .	99
6.34. Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático II, $F_z=3250$ N, $P=1, 1.5, 2, 2.5$ y 3 bar	101
6.35. Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático III, $F_z=3250$ N, $P=1, 1.5, 2, 2.5$ y 3 bar	102
6.36. Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250, 3600, 3750$ y 4000 N	103
6.37. Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático II, $P=2$ bar, $F_z=3250, 3600, 3750$ y 4000 N	104
6.38. Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático III, $P=2$ bar, $F_z=3250, 3600, 3750$ y 4000 N	105
6.39. Fuerzas laterales frente al tiempo al variar la convergencia. Datos obtenidos mediante simulación	107
6.40. Modelo de relación <i>Fuerza lateral vs. Ángulo de convergencia</i> para tres temperaturas diferentes, bajo la hipótesis de influencia limitada exclusivamente a condiciones de elevada sollicitación dinámica	110
6.41. Modelo de relación <i>Fuerza lateral vs. Ángulo de convergencia</i> para tres temperaturas diferentes, bajo la hipótesis de influencia en cualquier condición de sollicitación	110
6.42. Fotografía del pirómetro empleado en los ensayos	111

6.43. Fuerza lateral en función de la temperatura. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250$ N, $\alpha=3^\circ$	111
6.44. Fuerza lateral en función de la temperatura. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250$ N, $\alpha=2^\circ$	112
6.45. Fuerza longitudinal máxima en función de la temperatura. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250$ N, $\alpha=2^\circ$	112
6.46. Evolución de la temperatura del neumático con el tiempo en condiciones de circulación convencionales	113
6.47. Evolución de la temperatura del neumático con el tiempo en condiciones de circulación convencionales	114
6.48. Fuerza longitudinal registrada junto a la curva de resistencia a la rodadura aproximada para un coeficiente de resistencia a la rodadura: $f_r=0.015$	115
6.49. Fuerza longitudinal. Condiciones de ensayo: Neumático I partiendo de velocidad nula, $F_z=3600$ N, $\alpha=2^\circ$, $P=1.5$ bar	116
6.50. Fuerza longitudinal máxima y estabilizada frente a la presión de inflado de los juegos de neumáticos I, II y III. Condiciones de ensayo: $F_z=3600$ N, $\alpha=2^\circ$	117
6.51. Fuerza longitudinal máxima y estabilizada frente a la fuerza vertical para los juegos de neumáticos I, II y III. Condiciones de ensayo: $F_z=3600$ N, $\alpha=2^\circ$	118
6.52. Fuerza longitudinal frente al ángulo de convergencia para los juegos de neumáticos I, II y III. Condiciones: 3250 N de fuerza vertical y 1.5 bar de presión	119
7.1. Relación entre la pendiente de la ecuación (4.4) y la presión de inflado de los neumáticos para el juego de neumáticos I . . .	124
7.2. Relación entre la pendiente y la presión de inflado para el juego de neumáticos II	126
7.3. Relación entre la pendiente y la presión de inflado para el juego de neumáticos III	127
7.4. Relación entre la ordenada en el origen y la fuerza vertical para el juego de neumáticos I	129
7.5. Relación entre la ordenada en el origen y la fuerza vertical para el juego de neumáticos II	131
7.6. Relación entre la ordenada en el origen y la fuerza vertical para el juego de neumáticos III	132
7.7. Comparación de ajuste mediante distintas funciones de los datos experimentales de fuerza longitudinal, obtenidos para el juego de neumáticos I, con 2° de convergencia total y 3250 N de fuerza vertical	136
7.8. Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático I, $F_z=3250$ N	138

7.9.	Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático II, $F_z=3250$ N	139
7.10.	Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático III, $F_z=3250$ N	139
7.11.	Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a fuerza vertical para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático I, $\alpha=2^\circ$	141
7.12.	Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintas fuerzas verticales. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático II, $\alpha=2^\circ$	142
7.13.	Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintas fuerzas verticales. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático III, $\alpha=2^\circ$	142
7.14.	Sistema de referencia elegido para la placa dinamométrica (SRPD)	145
8.1.	Fotografía de uno de los captadores del medidor del ángulo de dirección instalado en una rueda	153
8.2.	Fotografía de una placa alineadora	154
8.3.	Esquema de funcionamiento de la placa alineadora (Abella, 2001)	155
8.4.	Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos I	157
8.5.	Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos II	157
8.6.	Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos III	158
8.7.	Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos I, II y III	159
8.8.	Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para los tres juego de neumáticos ensayados. Límites de aceptación/rechazo propuestos mediante rectángulos naranja y rojo	160
8.9.	Adherencia lateral solicitada frente a ángulo de convergencia para 67 vehículos ensayados. Límite de aceptación propuesto mediante rectángulo naranja y rectángulo de valores óptimos con rectángulo verde	163
9.1.	Etapas de desarrollo de la Tesis Doctoral	170

Índice de tablas

2.1. Características de la rugosidad superficial de los pavimentos	25
5.1. Características técnicas de la placa dinamométrica utilizada en los ensayos	49
5.2. Ejemplo de tabla de resultados. Condiciones de medida: Convergencia total 1°, presión 2 bar y fuerza vertical 3250 N	61
5.3. Variables y rangos de medida analizados.	62
6.1. Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 0° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior derecha	88
6.2. Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 0° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior izquierda	89
6.3. Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 1° en la rueda derecha y 1° en la izquierda. Rueda anterior derecha	89
6.4. Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 1° en la rueda derecha y 1° en la izquierda. Rueda anterior izquierda	90
6.5. Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 2° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior derecha	91
6.6. Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 2° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior izquierda	91
6.7. Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 0° en la rueda derecha y 2° en la izquierda. Rueda anterior derecha	91
6.8. Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 0° en la rueda derecha y 2° en la izquierda. Rueda anterior izquierda	91
6.9. Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la derecha. Rueda anterior derecha	92
6.10. Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica, con convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la derecha. Rueda anterior izquierda	93

6.11. Máximos ángulos de caída y fuerza lateral generada por dichos ángulos. Datos obtenidos mediante simulación	108
7.1. Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas presiones. Neumático I	124
7.2. Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático I	125
7.3. Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas presiones. Neumático II	125
7.4. Precisión de los ajustes proporcionados por otras funciones. Neumático II	126
7.5. Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas presiones. Neumático III	127
7.6. Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático III	128
7.7. Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas fuerzas verticales. Neumático I	129
7.8. Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático I	130
7.9. Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas fuerzas verticales. Neumático II	130
7.10. Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático II	131
7.11. Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas fuerzas verticales. Neumático III	132
7.12. Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático III	133
7.13. Análisis de errores asociados a las estimaciones del modelo completo (MC) y del modelo simplificado (MS), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza longitudinal	147
7.14. Análisis de errores asociados a las estimaciones del modelo completo (MC) y del modelo simplificado (MS), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza transversal	147
7.15. Análisis de errores asociados a las estimaciones del <i>modelo de comportamiento de placa alineadora</i> (MPA) y del modelo propuesto en la presente Tesis (TD), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza longitudinal	149

7.16. Análisis de errores asociados a las estimaciones del *modelo de comportamiento de placa alineadora* (MPA) y del modelo propuesto en la presente Tesis (TD), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza transversal 150

Lista de símbolos

f_r	Coeficiente de resistencia a la rodadura	[-]
i	Índice de deslizamiento	[-]
i_{fc}	Índice de deslizamiento crítico en frenada	[-]
i_{tc}	Índice de deslizamiento crítico en tracción	[-]
l	Longitud de la mangueta	[m]
r	Radio de la rueda	[m]
t	Tiempo	[s]
C_z	Amortiguamiento radial	[Ns/m]
F_t	Fuerza total en el plano de contacto neumático-calzada	[N]
F_x	Fuerza longitudinal en el contacto neumático-calzada	[N]
F_y	Fuerza transversal, o lateral, en el contacto neumático-calzada	[N]
F_z	Fuerza vertical en el contacto neumático-calzada	[N]
$F_{x\text{máx}}$	Fuerza longitudinal máxima	[N]
$F_{y\text{máx}}$	Fuerza transversal, o lateral, máxima	[N]
K_i	Rigidez al deslizamiento	[N]
K_{zn}	Rigidez vertical del neumático	[N/m]
K_{α^*}	Rigidez a deriva	[N/°]
L_r	Longitud de relajación	[m]
M_t	Momento tractor	[Nm]
M_x	Momento respecto al eje longitudinal (SAE 76)	[Nm]
M_y	Momento respecto al eje transversal (SAE 76)	[Nm]
M_z	Momento respecto al eje vertical (SAE 76)	[Nm]
P	Presión de inflado del neumático	[bar]
R^2	Coeficiente de determinación	[-]
R_r	Resistencia a la rodadura	[N]
T	Temperatura	[°C]
V_z	Velocidad de deformación vertical	[m/s]
α	Ángulo de convergencia	[°]
α^*	Ángulo de deriva	[°]
α^*_c	Ángulo de deriva crítico	[°]
β	Ángulo de avance	[°]
γ	Ángulo de caída	[°]
δ	Ángulo de salida	[°]

μ	Adherencia	[-]
μ_d	Adherencia en deslizamiento	[-]
μ_{xdf}	Adherencia dinámica, o en deslizamiento, en frenada	[-]
μ_{xdt}	Adherencia dinámica, o en deslizamiento, en tracción	[-]
$\mu_{máx}$	Adherencia máxima	[-]
$\mu_{máxf}$	Adherencia máxima en frenada	[-]
$\mu_{máxt}$	Adherencia máxima en tracción	[-]
μ_t	Adherencia total en el plano de contacto neumático-calzada	[-]
μ_x	Adherencia longitudinal	[-]
μ_y	Adherencia transversal	[-]
μ_d	Adherencia en deslizamiento	[-]

CAPÍTULO 1

Introducción

1.1. Introducción

Las fuerzas generadas en el contacto neumático-calzada influyen de manera importante en las características dinámicas del vehículo. Es, por este motivo, que resulta fundamental el desarrollo de modelos de neumáticos precisos para el estudio del comportamiento de un vehículo automóvil (Guo & Lu, 2007).

A lo largo de las últimas décadas ha cobrado gran interés el desarrollo de modelos de neumáticos que permiten modelar y predecir las fuerzas y momentos que se generan en el contacto neumático-calzada a partir de variables de influencia como son: el ángulo de deriva, el índice de deslizamiento, etc. Asimismo, la mayoría de los sistemas de control propuestos para mejorar el comportamiento longitudinal del vehículo durante el frenado y la tracción y mantener la estabilidad lateral requieren modelos de neumático precisos que estimen el estado del vehículo (MSirdi et al., 2005),(Harned et al., 1969).

Es por este motivo que dependiendo del tipo de aplicación para el que se desarrolla un modelo se seleccionan unas u otras variables de influencia.

El estudio del contacto neumático-calzada comenzó a cobrar importancia en los años 30, con investigaciones como las de Bradley y Allen que estudiaron las propiedades dinámicas de los neumáticos (Bradley & Allen, 1931), o

Koesler y Klaue que identificaron la dependencia entre la fuerza de frenado y el índice de deslizamiento (Koesler & klaue, 1937). A partir de aquellos estudios surgieron los primeros modelos de neumáticos, que permitían representar matemáticamente el comportamiento de los neumáticos o de alguna de sus principales características dinámicas. Hasta la década de los 90 se han propuesto diversos modelos, siendo los de dicha década los más precisos y completos desarrollados hasta la fecha. En 1991 Gim y Nikravesh plantearon un modelo analítico de neumático basado en la deformación del mismo en las tres direcciones del espacio (Gim & Nikravesh, 1990). En 1993 Bayle, Lafón y Forissier propusieron un modelo puramente empírico basado en una modificación de la *Fórmula Mágica* (Bayle et al., 1993). Por último, en 1996, después de varias versiones de la *Fórmula Mágica* y adoptando partes de la investigación desarrollada por Bayle, los investigadores Pacejka y Besselink plantearon una de las versiones más actuales de la *Fórmula Mágica* llamada *Delft Tyre* (Pacejka & Besselink, 1996).

Se pueden extraer una serie de rasgos comunes a todos los modelos planteados hasta este momento. Todos ellos comparten una importante base experimental, ya sea en la propia formulación de las relaciones entre variables o en la obtención de determinados parámetros de expresiones analíticas. Por otra parte, todos estos modelos procuran representar el comportamiento del neumático en condiciones de elevada velocidad, regímenes combinados de esfuerzos transversales y longitudinales, etc. Esto hace que sean especialmente útiles para estudiar situaciones dinámicas exigentes. Sin embargo, limita su campo de aplicación en situaciones más convencionales como la circulación en ciudad, con continuas detenciones e inicios de marcha y funcionamiento a baja velocidad. En general, los modelos de neumáticos propuestos no se adecuan al estudio del comportamiento del neumático a baja velocidad y requieren una complejidad teórica y experimental considerable, que podría reducirse en gran medida delimitando el ámbito de aplicación.

Estimaciones extraídas de distintas fuentes (DGT, 2007) establecen que los vehículos automóviles, en un parque automovilístico como el español, circulan a velocidades inferiores a 50 km/h un 60 % de su vida útil, ver figura 1.1. Esto implica que una parte muy importante del tiempo de funcionamiento de un vehículo se da en condiciones de baja velocidad. En dichas condiciones los neumáticos generan la mayor parte de la resistencia que debe vencer el

vehículo para desplazarse, siendo responsables directos de buena parte del consumo de combustible y de la generación de emisiones contaminantes y ruido.

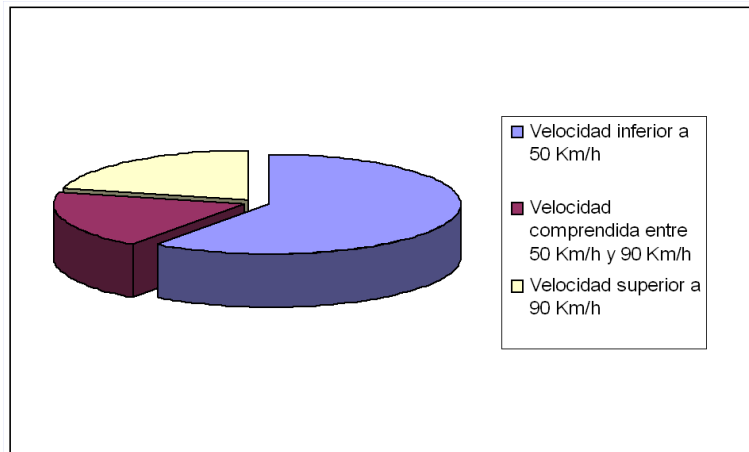


Figura 1.1: Reparto porcentual de velocidades a lo largo de la vida útil de un vehículo perteneciente al parque automovilístico español

Por otra parte, en muchos de los procedimientos de inspección propuestos para la evaluación de diferentes componentes del vehículo se toman medidas de las fuerzas transmitidas por los neumáticos a baja velocidad (ITV, 2006). Este sería, por ejemplo, el caso de la diagnosis del sistema de frenado mediante frenómetro, o de la evaluación de las cotas de dirección mediante placa alineadora. Dado que los esfuerzos transmitidos por el neumático condicionan el resultado de distintas pruebas de inspección, parece particularmente interesante analizar la capacidad del neumático para transmitir fuerzas y momentos al pavimento, en condiciones de inspección, a partir de diversas variables. Por otra parte, las condiciones que tienen lugar en el proceso de inspección del estado de un vehículo son muy específicas, dándose velocidades muy bajas y condiciones cuasiestacionarias.

Como ya se ha indicado, la mayor parte de los modelos de neumáticos no resultan adecuados para la caracterización de su comportamiento a baja velocidad ya que han sido desarrollados para analizar el comportamiento del neumático en condiciones de velocidad elevada y grandes solicitaciones.

En definitiva, todos estos condicionantes hacen necesario el estudio pormenorizado del contacto neumático-calzada a baja velocidad. El conocimien-

to detallado de los esfuerzos a los que se encuentra sometido el neumático y qué fuerzas resultan de los mismos en la interfase entre el neumático y el pavimento en dichas condiciones permite seguir aportando mejoras en ámbitos tan relevantes como son la seguridad y la emisión de contaminantes.

1.2. Estructura de la Tesis Doctoral

La presente Tesis Doctoral consta de 10 capítulos, siendo el primero de ellos la presente Introducción.

En el capítulo 2 se elabora un Estado del Arte acerca del análisis del neumático, como componente mecánico, y su modelización. Asimismo, se describen los diferentes procedimientos experimentales que permiten caracterizar el comportamiento neumático-calzada y sus posibilidades en el desarrollo de modelos. A partir de este análisis es posible seleccionar un procedimiento de ensayo adecuado a las características del modelo a desarrollar

En el capítulo 3 se plantea el objetivo de la Tesis y la necesidad de un modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad.

En el capítulo 4 se enuncian las fases para la consecución del objetivo de la presente Tesis Doctoral.

En el capítulo 5 se presenta la metodología de ensayo en placa dinamométrica, así como la instrumentación empleada en el proceso de medida.

En el capítulo 6 se realiza el estudio experimental que permite establecer las relaciones entre variables de análisis y transmisión de fuerzas. El estudio experimental hace posible analizar la influencia de las diferentes variables y seleccionar las más importantes.

En el capítulo 7, a partir del estudio experimental y las variables seleccionadas, se desarrolla el modelo experimental de contacto neumático-calzada, y la validación del mismo.

En el capítulo 8 se propone una aplicación del modelo como sistema de

inspección técnica de sistemas de dirección de vehículos automóviles.

Las principales conclusiones obtenidas son presentadas en el capítulo 9 y, a partir de estas, en el capítulo 10 se plantean las posibles vías de investigación abiertas en la presente Tesis Doctoral.

CAPÍTULO 2

Estado del arte

En el presente capítulo se describe brevemente la necesidad de establecer modelos de contacto neumático-calzada, así como los principales modelos desarrollados. Del mismo modo, se detallan los principales procedimientos de ensayo de neumáticos y se valoran las ventajas e inconvenientes que su uso conlleva en la modelización de neumáticos.

2.1. Modelos de contacto neumático-calzada

Las características dinámicas de un vehículo dependen en gran medida de las fuerzas y momentos generados en el contacto neumático-calzada. Por este motivo, resulta fundamental el desarrollo de modelos de neumáticos precisos para el estudio de la dinámica vehicular (Guo & Lu, 2007).

El objetivo de la modelización de neumáticos es encontrar expresiones matemáticas que relacionen los esfuerzos que aparecen en el contacto neumático-calzada con diferentes variables. Mediante un modelo de neumático es posible cuantificar el comportamiento del mismo: la fuerza longitudinal y lateral, así como el momento autoalineante; a partir de variables como el ángulo de deriva, el índice de deslizamiento o la fuerza vertical; ver figura 2.1.

La modelización de los neumáticos ha sido objeto de gran atención por parte de un buen número de investigadores. No obstante, el neumático puede considerarse como un sistema no lineal de gran complejidad, lo que hace difícil el análisis teórico de dicho sistema. Esta complejidad ha forzado a los investigadores a idealizar características del neumático y desarrollar modelos

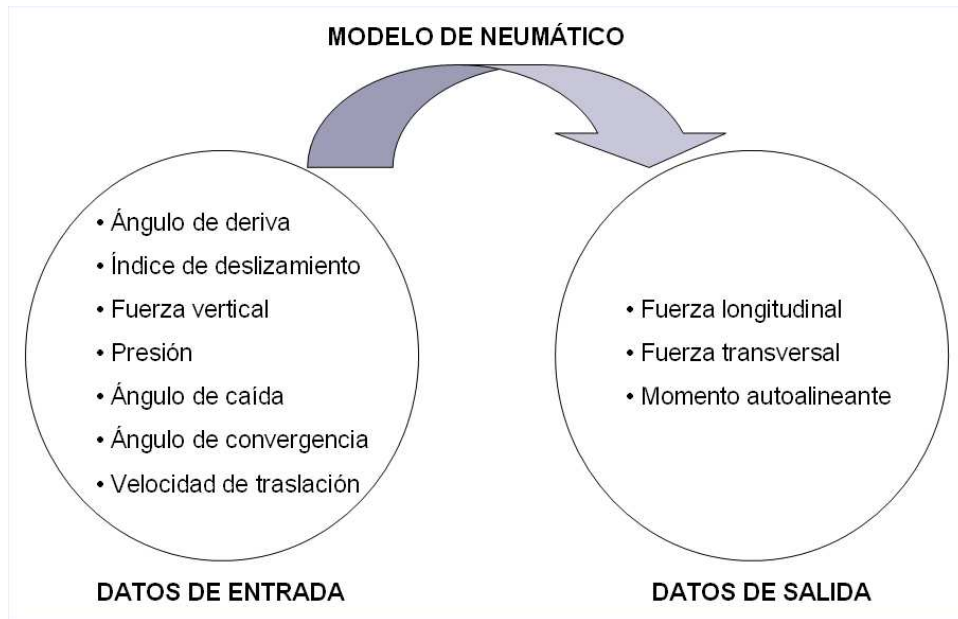


Figura 2.1: Principales entradas y salidas de un modelo de neumático

matemáticos simplificados, cada uno para un propósito específico y un uso limitado. La gran mayoría de los modelos de neumáticos existentes permiten calcular las características fundamentales a partir de datos experimentales (Fernández, 2005).

2.1.1. Principios de modelización de neumáticos: formulaciones básicas

Una primera aproximación al cálculo del comportamiento dinámico de los neumáticos pasa por la utilización de modelos simplificados, generalmente linealizados, de las curvas características, tanto de fuerzas como de momentos (Smith, 2004). A continuación, se describen brevemente las formulaciones básicas de las fuerzas vertical, longitudinal y transversal.

2.1.1.1. Fuerza vertical

La fuerza vertical, o fuerza normal a la superficie de contacto, se puede calcular de modo simplificado en función de la deformación del neumático y su variación:

$$F_Z = K_{zn} \cdot z + C_z \cdot V_z \quad (2.1)$$

donde K_{zn} es la rigidez vertical del neumático, C_z la constante de amortiguamiento radial, z la deflexión de la rueda y V_z la velocidad de deformación vertical, ver figura 2.2.

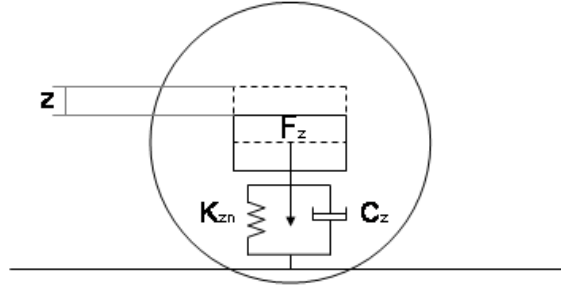


Figura 2.2: Deformación vertical del neumático en dos instantes consecutivos

El cálculo de la deformación del neumático se puede abordar desde un planteamiento simplificado, en el que se considere un contacto puntual en el plano medio de la rueda, o, con mayor precisión, analizando la geometría de la superficie de rodadura y la deformación tridimensional del neumático.

2.1.1.2. Fuerza longitudinal

Para el cálculo de las fuerzas longitudinales, tanto de tracción como de frenado, hay que determinar el valor del índice de deslizamiento (i), tal y como muestra la figura 2.3. El comportamiento se caracteriza por los valores de adherencia máxima, tanto en tracción (μ_{maxt}) como en frenada (μ_{maxf}), valores de adherencia dinámica o en deslizamiento en tracción (μ_{xdt}) y frenada (μ_{xdf}) y los valores del índice de deslizamiento críticos, correspondientes a la máxima adherencia en tracción (i_{tc}) y en frenada (i_{fc}). Según esto, las expresiones simplificadas de las fuerzas longitudinales son, tanto en tracción como en frenado:

$$F_x = K_i \cdot i \quad si \quad i \leq i_c \quad (2.2)$$

$$F_x = \mu_{xd} \cdot F_z < \mu_{x\max} \cdot F_z \quad si \quad i > i_c \quad (2.3)$$

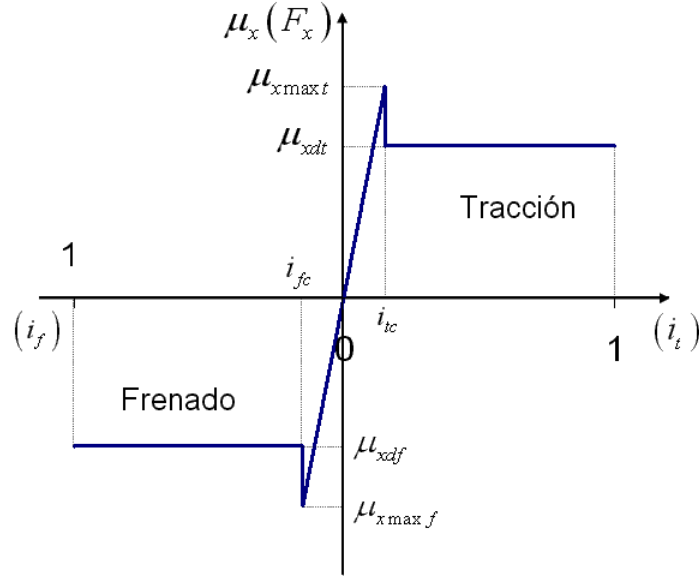


Figura 2.3: Comportamiento longitudinal idealizado

2.1.1.3. Fuerza transversal

El modelo más sencillo para el cálculo de la fuerza transversal, o lateral, considera únicamente la influencia lineal del ángulo de deriva, α^{*1} , hasta llegar a un valor crítico, a partir del cual la fuerza lateral presenta un valor constante, ver figura 2.4:

$$F_y = K_{\alpha^*} \cdot \alpha^* \quad \text{si } \alpha^* \leq \alpha^*_c \quad (2.4)$$

$$F_y = \mu_{x \text{ máx}} \cdot F_z \quad \text{si } \alpha^* > \alpha^*_c \quad (2.5)$$

Existen algunas aplicaciones en las que una aproximación linealizada no es fiable y se opta por aproximar la fuerza lateral máxima como una función exponencial:

$$F_y = \mu_{y \text{ máx}} \cdot F_z \cdot (1 - e^{-K_{\alpha^*} \cdot |\alpha^*|}) \quad (2.6)$$

¹Aunque en la bibliografía aparece el término deriva para referirse a cualquier deslizamiento transversal, habría que diferenciar entre los deslizamientos laterales debidos a una imposición geométrica (como la convergencia en un vehículo) y los debidos a solicitudes dinámicas, como podría ser la carga lateral debida a la fuerza centrífuga o al viento. Por este motivo se ha procurado diferenciar con claridad uno de otro mediante los símbolos α y α^* , respectivamente.

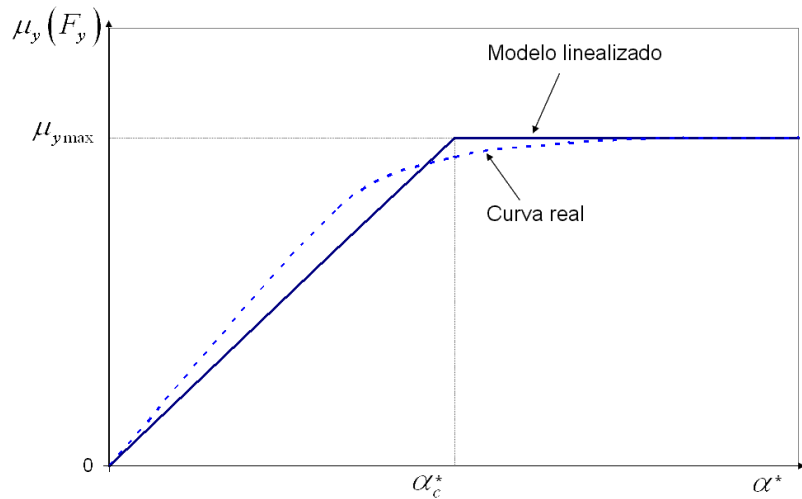


Figura 2.4: Comportamiento lateral idealizado

2.1.1.4. Solicitación combinada

Las fuerzas longitudinal y transversal no son independientes entre sí. Por este motivo, los límites de adherencia están definidos por una curva semejante a una elipse, tal y como muestra la figura 2.5.

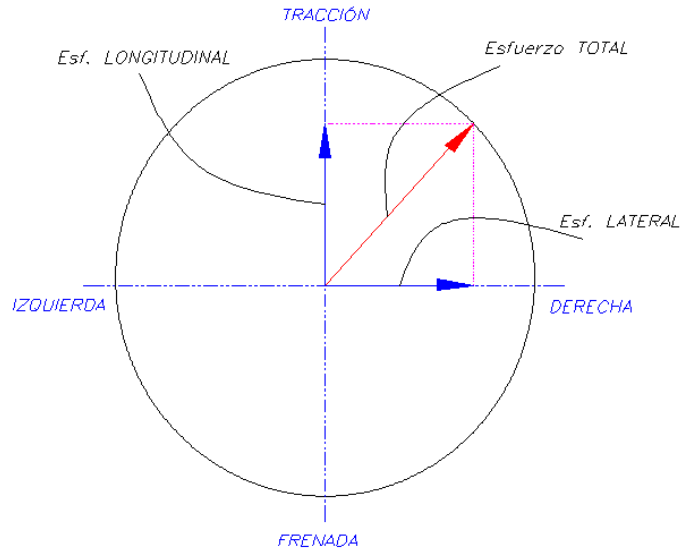


Figura 2.5: Representación de la elipse de adherencia de un neumático

Para grandes valores de la fuerza resultante en el plano de la superficie de rodadura (combinación de longitudinal y transversal) se puede plantear una primera aproximación que consiste en que la elipse de adherencia es, de forma aproximada, una circunferencia. Esto implica que los coeficientes de

adherencia son iguales en cualquier dirección de la resultante de la fuerza. La magnitud de la fuerza total en el contacto rueda-calzada estará limitada por el nivel de fricción entre el neumático y la carretera, y representa la composición de las fuerzas longitudinal y transversal:

$$F_t = \left| \vec{F}_t \right| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_{\text{máx}} \cdot F_z \quad (2.7)$$

En caso de superarse este valor máximo, el neumático únicamente puede realizar una fuerza en función del coeficiente de fricción dinámico, con lo que la circunferencia de adherencia disminuye su radio:

$$F_t = \left| \vec{F}_t \right| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_d \cdot F_z \quad (2.8)$$

2.1.2. Clasificación general de modelos de neumático

Inicialmente, se desarrollaron modelos para comprender fenómenos básicos relacionados con la generación de fuerzas cortantes y momentos en el contacto neumático-calzada (el cambio de la longitud de contacto con la curvatura de la superficie de rodadura, la influencia del proceso de rodadura sobre la rigidez vertical del neumático, etc.) (Fernández, 2005). Más tarde, estos modelos fueron mejorados para estudiar el efecto de ciertos parámetros físicos en el neumático. Y finalmente, los modelos fueron adaptados para usar funciones y factores de forma para aproximar las curvas medidas, tanto como fuera posible, a los datos de ensayo (Li et al., 2006), (Tielking & Mital, 1974).

Diversos grupos de investigación han clasificado los modelos de neumáticos. La clasificación más utilizada establece tres categorías de modelos, atendiendo a su carácter netamente físico o meramente experimental, (Pacejka, 2006), (Koo et al., 2006):

- Modelos empíricos o semiempíricos: Basados, exclusivamente, en experimentos sobre neumáticos y, por tanto, apenas deducidos a partir de la teoría del comportamiento físico de su estructura. Describen el comportamiento del neumático mediante tablas o fórmulas matemáticas. Este tipo de modelos permite calcular fuerzas de forma precisa pero sin la necesidad de integrar ecuaciones. Dentro de estos modelos destaca el propuesto por Pacejka et al. (Bakker et al., 1989) o también conocido como *Fórmula Mágica*.
- Modelos físicos: Son construidos teniendo en cuenta las características

estructurales del neumático y las propiedades del material (Pinnington, 2002). Estos modelos describen de manera detallada el comportamiento del neumático y generalmente se utilizan para el diseño y el análisis de neumáticos, no resultando adecuados para simular la dinámica vehicular, donde se requieren tiempos de simulación cortos. Dentro de estos modelos se encuentran los basados en Elementos Finitos (EF) (Tönük & Ünlüsoy, 2001), (Hall et al., 2004), (Bolarinwa & Olatunbosun, 2004). Un inconveniente que presentan es el coste de tiempo tanto computacional como de definición del modelo.

- Modelos analíticos: Los modelos analíticos calculan las fuerzas generadas en el neumático y predicen sus características elásticas mediante la simplificación de ecuaciones físicas (Shim & Margolis, 2004), (Miyashita & Kabe, 2006). La mayoría de estos modelos se basan en cuatro factores fundamentales: propiedades friccionales en el contacto neumático-calzada, distribución de presiones normales en la huella de contacto, comportamiento de la banda de rodadura y comportamiento de la carcasa/cinturón. Dentro de estos modelos se encuentran el modelo de Dugoff (Dugoff et al., 1970), modelo *Brush* (Pacejka & Sharp, 1991), modelo de Fiala (Fiala, 1954), modelo *Lugre* (Canudas de Wit et al., 1995). El inconveniente de estos modelos es que necesitan resolver ecuaciones diferenciales parciales (EDP's) para conocer el comportamiento del neumático en régimen transitorio, lo que resulta una tarea difícil si se quiere incorporar estos modelos en la formulación para el control de un vehículo.

La figura 2.6 muestra los diferentes enfoques utilizados para desarrollar un modelo de neumático (Pacejka, 2006). En la parte central de la gráfica, se encuentran aquellos modelos más simples de representar pero posiblemente los menos precisos. En la parte izquierda se encuentran los modelos complejos y, por lo tanto, menos adecuados para la simulación del comportamiento dinámico de un vehículo y más adecuados para el análisis detallado del comportamiento del neumático en relación a su construcción. En la parte derecha se encuentran aquellos modelos que describen las características del neumático medidas experimentalmente mediante fórmulas matemáticas.

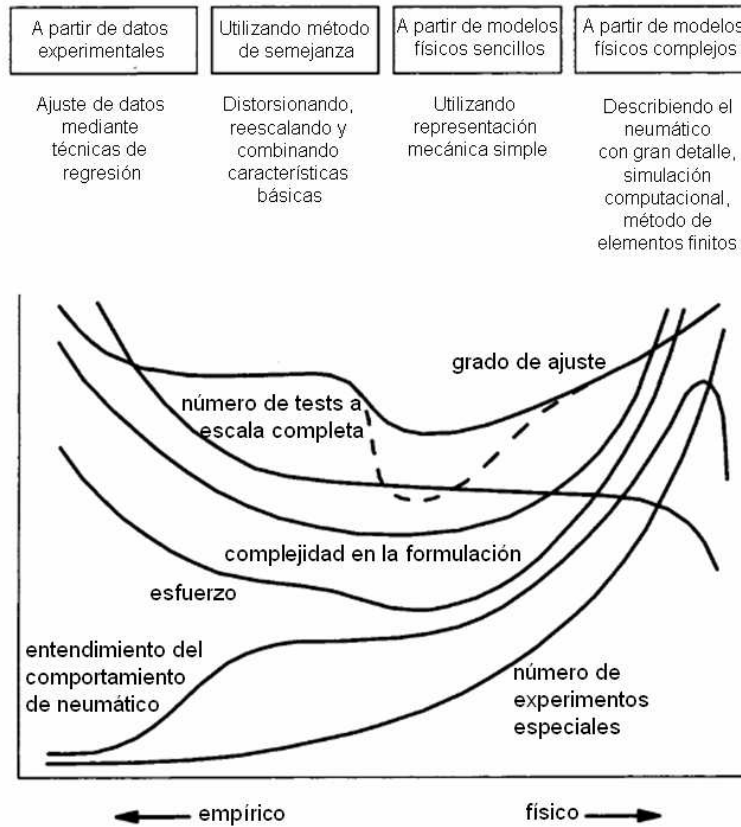


Figura 2.6: Clasificación de modelos de neumáticos (Pacejka, 2006)

2.1.3. Modelos de neumático

Para obtener una panorámica cronológica del desarrollo de diferentes modelos de neumático resulta conveniente comentar brevemente las características fundamentales de los principales modelos.

El modelo *Brush*, o del cepillo, fué inicialmente propuesto por Fromm y Julien en los años 40 (Hadekel, 1952). A lo largo de estos años este modelo ha sido mejorado siendo, hoy en día, uno de los métodos más conocidos para modelar las fuerzas generadas en el contacto neumático-calzada (Pacejka & Sharp, 1991), (Wong, 2001), (Gäfvert & Svendenius, 2005), (Pacejka, 2006). En este modelo se considera que el contacto neumático-calzada se realiza a través de pequeños elementos elásticos, sin masa, denominados *cerdas* (Deur et al., 2004). Cada cerda se deforma de manera elástica e independiente en dirección tanto longitudinal como transversal. Asimismo, se considera que la huella de contacto tiene forma rectangular. Uno de los extremos de la cerda (punto base) está unido al cinturón del neumático mientras que el otro extremo (punta) está unido a la carretera. Cada punto base se mueve en

dirección longitudinal desde la parte delantera hasta la parte trasera de la huella de contacto. El modelo *Brush* más sencillo considera que el flanco del neumático es rígido.

Las modificaciones propuestas en 1981 por el equipo investigador de Pacejka (Pacejka, 1981) permiten concluir una expresión de la fuerza lateral en la zona de contacto entre neumático y calzada en función de los ángulos de deriva y caída y de la carga vertical. Este modelo despreja el resto de ángulos de dirección, pero permite obtener una valiosa información cualitativa del comportamiento de la rueda.

El modelo propuesto por Fiala (Fiala, 1954), (Lacagnina et al., 2002), (Blundell & Harty, 2004) se considera una extensión del modelo original *Brush* en el que la deformación de la carcasa es aproximada por una parábola simétrica. El modelo supone que el desplazamiento lateral de la parte del neumático en contacto con la calzada (*tread*) sólo tiene lugar dentro de la huella de contacto, que la huella de contacto es rectangular y la distribución de presiones normal es uniforme a lo largo de ella. No considera el efecto del ángulo de caída sobre las fuerzas generadas en el neumático. En el modelo de neumático en rodadura pura, que se comporta como una viga soportada elásticamente sometida a una carga lateral concentrada, se desarrollan expresiones para el momento autoalineante y la fuerza lateral para ángulo de deriva constante. La fuerza lateral muestra un buen grado de concordancia con los resultados experimentales, no siendo así para el momento autoalineante.

La principal ventaja que presenta el modelo de Fiala es que únicamente necesita diez parámetros de entradas y que estos parámetros están relacionados con las propiedades físicas del neumático. Sin embargo, también presenta importantes limitaciones ya que el modelo no puede representar el comportamiento del neumático cuando está sometido a sollicitaciones combinadas (longitudinal y transversal), no tiene en cuenta la fuerza transversal ni el momento autoalineante resultantes del ángulo de caída, no considera la variación de la rigidez a deriva cuando el ángulo de deriva es igual a cero con el neumático bajo carga y, principalmente, no considera las asimetrías geométricas del neumático como son la conicidad y el guiado de capas (o *ply steer*) que generan fuerzas laterales y momentos autoalineantes aún cuando el ángulo de deriva y el ángulo de caída son cero.

El modelo de neumático HSRI-I (*Highway Safety Research Institute*) o de Dugoff (Dugoff et al., 1969), (Dugoff et al., 1970), (Tielking & Mital, 1974), (Rajamani, 2006) es un modelo alternativo al modelo propuesto por

Fiala para la generación de fuerzas laterales. Este modelo permite estudiar el comportamiento del neumático frente a esfuerzos longitudinales y laterales combinados. Es un modelo analítico que contempla anisotropía en la rigidez longitudinal y lateral del neumático y que asume la hipótesis de que existe una distribución de presión uniforme en la huella de contacto neumático-calzada. Su fuerte expansión radica en la sencillez final de las expresiones analíticas de la fuerza longitudinal y lateral, aunque estas sólo son válidas para deslizamientos puros. Además, en este modelo se expresa el coeficiente de fricción de la calzada-neumático como una función de la velocidad de deslizamiento. La revisión del modelo dió lugar al HSRI-II (Segel et al., 1972), (Tielking & Mital, 1974), que considera que la deformación del neumático en la zona de deslizamiento depende de las rigideces longitudinal, k_x , y lateral, k_y .

El modelo de Fórmula Mágica (*Magic Formula*) fue desarrollado por el mismo equipo investigador que desarrolló el modelo *Brush* (Bakker et al., 1987), (Pacejka et al., 1989), (Pacejka & Sharp, 1991). Dicho modelo fue propuesto por Bakker, Nyborg y Pacejka en 1987 y tiene diversas versiones (1989, 1991, etc.) que normalmente son denominadas también Fórmula Mágica. Es un ejemplo de modelo semi-empírico donde a partir de las formas de las curvas obtenidas mediante ensayos de neumáticos en condiciones estacionarias, se ha buscado una expresión matemática que sea capaz de ajustarse a estos. Ha tenido fuerte implantación la parte dedicada al desarrollo de deslizamiento puro. Se le considera semi-empírico porque todavía subyace en él algo de descripción de los mecanismos físicos de generación de fuerzas y momentos en neumático. Uno de los aspectos fundamentales de este modelo en relación a esta Tesis es que calcula la fuerza lateral en función de la carga vertical, superficie de contacto, características del neumático y los ángulos de convergencia y caída, pero desprecia el resto de ángulos de la dirección. Tiene en cuenta las propiedades anisotrópicas del neumático, así como la influencia de la conicidad, el guiado de capas y la resistencia a la rodadura. Es el modelo que mejor predice el comportamiento real del neumático actualmente. Sin embargo, requiere un elevado número de coeficientes experimentales que implican un estudio exhaustivo del neumático.

El modelo de Gim, también denominado Modelo Arizona, es un modelo analítico que contempla anisotropía en las rigideces pero con un enfoque distinto al modelo de Dugoff (Gim & Nikraves, 1990), (Gim & Nikraves, 1991), (Gim et al., 2005). La diferencia se encuentra en el tratamiento que se

le da al punto de transición entre la zona de adherencia y deslizamiento en la huella de contacto. Otra característica propia de este modelo es que supone la existencia de una distribución de presiones parabólica en dicha huella. Hace un tratamiento muy sistematizado del deslizamiento puro y combinado para el cálculo de la fuerza longitudinal, lateral y el momento autoalineante.

Entre sus principales ventajas hay que destacar que considera un ángulo de caída no nulo y que requiere conocer pocos datos de entrada que pueden ser determinados mediante simples experimentos reduciéndose, con ello, el coste asociado a los mismos. El modelo puede ser utilizado en aquellas situaciones donde cambian las condiciones de la carretera, esto se consigue ajustando el valor de los parámetros de fricción no siendo necesario el cambio de los valores de las rigideces.

El modelo de Bayle es un modelo netamente empírico (Bayle et al., 1993). Su importancia radica en el modo de calcular las fuerzas generadas en el neumático en situaciones de deslizamiento combinado. Partiendo del enfoque del modelo desarrollado por Bakker y Pacejka para deslizamiento puro e incluyendo unas funciones de peso es capaz de reproducir los datos de ensayo con un ajuste no conseguido hasta el momento. Dichas funciones de peso añaden la influencia que tiene el ángulo de deriva sobre la fuerza longitudinal y que tiene el índice de deslizamiento longitudinal sobre la fuerza lateral en situaciones de deslizamiento combinado. Únicamente modela las fuerzas longitudinal y lateral.

Modelo Delft Tyre 96 (Pacejka, 2006): Es una de las últimas versiones de la *Fórmula Mágica*. Es otro modelo netamente empírico. Surge a partir del modelo de Bayle, modificando la descripción del momento autoalineante e introduciendo nuevos factores que mejoran el comportamiento para grandes deslizamientos. De este modo lo complementa con una precisa representación matemática del momento autoalineante.

Por último, cabe comentar que en la bibliografía propuesta es posible encontrar extensa información de diversos artículos escritos en torno a estos y a otros modelos (Kim et al., 2008), (Liang et al., 2008), (Lutz et al., 2007), (Gallrein & Backer, 2007), (Guo & Lu, 2007), (Hirschberg et al., 2007), (Schmeitz et al., 2007), (Gipser, 2007), (Kuiper & Oosten, 2007), (Gim et al., 2007). También se han incluido algunos modelos de gran relevancia que no se han descrito en detalle en este apartado. Este sería el caso del modelo de Dahl (Dahl, 1976) y del modelo LuGre (Canudas de Wit et al., 1995), (Canudas de Wit et al., 1999), (Canudas de Wit & Tsiotras, 1999), (Canudas de

Wit et al., 2003), que se incluyen por su interés como modelos de fricción. Dichos modelos fueron desarrollados para simular sistemas de control con fricción, pero su importancia radica tanto en su aplicabilidad en el ámbito de la ingeniería de control como en la modelización de neumáticos.

2.1.4. Modelo de Comportamiento de Placa Alineadora

Un elemento común a todos los modelos descritos, es que han sido desarrollados y optimizados para velocidades medias y altas (superiores a 50 Km/h). Esto hace que no se adecuen al estudio del comportamiento del neumático a baja velocidad y que requieran una complejidad teórica y experimental considerable, que podría reducirse en gran medida delimitando el ámbito de aplicación.

V. Díaz, M.B. Ramírez y B. Muñoz (Abella, 2001), (Díaz et al., 2004), (Muñoz et al., 2006) desarrollaron el *modelo de comportamiento de placa alineadora* con el fin de complementar a los modelos citados para baja velocidad.

El objetivo del *modelo de comportamiento de placa alineadora* es calcular la resultante de las fuerzas (vertical, longitudinal y transversal) que aparecen en la zona de contacto entre neumático y calzada en función de las características de la dirección (ángulos de dirección: convergencia, caída, avance y salida), del neumático y de las condiciones de marcha del vehículo (ver figura 2.7). El planteamiento de este modelo se adecua al estudio de neumáticos a baja velocidad, pero carece de la precisión para alcanzar conclusiones representativas de los mismos.

La experiencia adquirida en este modelo, así como la identificación de posibles mejoras en el mismo, ha servido de base para el desarrollo del modelo propuesto en la presente Tesis Doctoral. Es por este motivo que resulta de gran interés para la comprensión de la misma.

Las expresiones propuestas por el *modelo de comportamiento de placa alineadora* para las fuerzas longitudinal y transversal son:

$$F_x = \frac{f_r \cdot F_z \cdot \cos \alpha}{-r \cdot \cos \gamma} + \frac{\left[-r \cdot \text{sen} \alpha \cdot \text{sen} \gamma + \frac{l \cdot \cos \gamma \cdot \text{sen} \alpha}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta + \text{tg}^2 \beta}} - \frac{l \cdot \text{sen} \gamma \cdot \text{tg} \beta}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta + \text{tg}^2 \beta}} \right] \cdot F_z}{-r \cdot \cos \gamma} + \frac{M_t \cdot \cos \alpha}{r} \quad (2.9)$$

$$F_y = \frac{f_r \cdot F_z \cdot \text{sen}\alpha}{-r \cdot \cos \gamma} + \frac{\left[r \cdot \cos \alpha \cdot \text{sen}\gamma - \frac{l \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1+\text{tg}^2\delta+\text{tg}^2\beta}} + \frac{l \cdot \text{sen}\gamma \cdot \text{tg}\delta}{\sqrt{1+\text{tg}^2\delta+\text{tg}^2\beta}} \right] \cdot F_z}{-r \cdot \cos \gamma} + \frac{M_t \cdot \text{sen}\alpha}{r} \quad (2.10)$$

donde:

- f_r - Coeficiente de resistencia a la rodadura
- l - longitud de la mangueta
- r - radio de la rueda
- F_z - Fuerza vertical
- M_t - Momento tractor
- α - Ángulo de convergencia
- γ - Ángulo de caída
- β - Ángulo de avance
- δ - Ángulo de salida

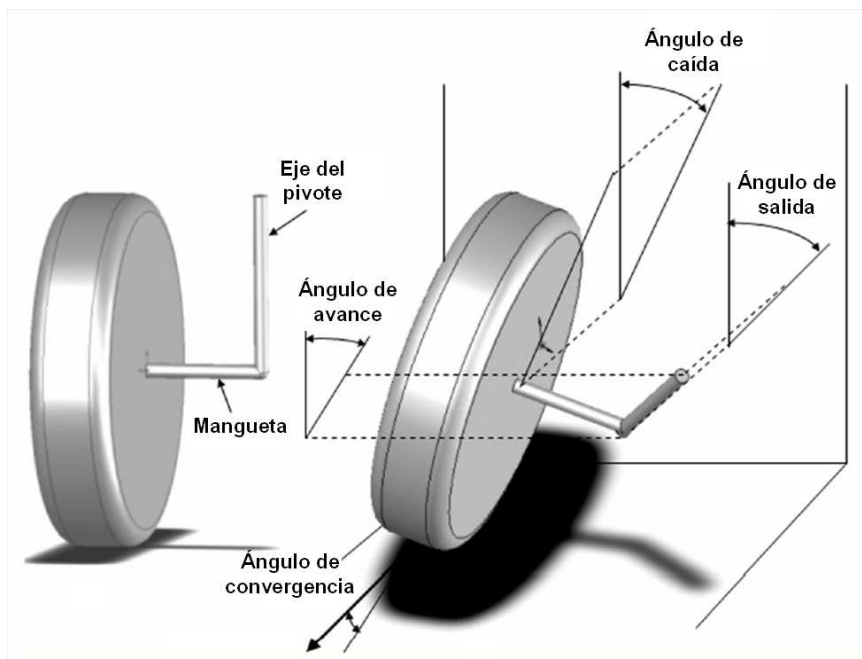


Figura 2.7: Geometría de dirección

En ambas expresiones, (2.9) y (2.10), se identifican tres términos claramente diferenciados. El primer término de F_x es el que corresponde a la resistencia a la rodadura, el último es el correspondiente al par tractor, y el segundo se podría denominar $F_{x\text{estático}}$, porque es el que aparece como consecuencia de la propia geometría de la dirección, y es independiente del movimiento de la rueda.

Para realizar la validación del modelo se compararon los resultados experimentales, obtenidos para dos vehículos automóviles, con los resultados teóricos calculados a partir del modelo (Abella, 2001). Los errores obtenidos para el coeficiente de rozamiento lateral, principal parámetro de análisis del *Modelo de Comportamiento de Placa Alineadora*, quedaron comprendidos entre 1.4% y 39.4%. Se realizaron modificaciones en el procedimiento de medida, consiguiendo reducir los errores máximos del modelo hasta valores de 36.4

Más recientemente, se ha seguido trabajando en el modelo con el fin de mejorar la precisión de sus predicciones. Una de las vías de estudio abiertas para mejorar dicha precisión es el desarrollo de un modelo experimental alternativo. A partir de ambos modelos, uno puramente teórico y otro experimental, se pretende seguir ahondando en el conocimiento del comportamiento neumático-calzada a baja velocidad y, quizá, unificar ambos modelos en uno que mantenga la precisión del modelo experimental y el sentido físico del modelo teórico.

2.2. Procedimientos experimentales de ensayo de neumáticos

En la actualidad son muchos los procedimientos de ensayo empleados para la experimentación con neumáticos. En general, el uso de cada uno de estos sistemas dependerá de los parámetros que interese caracterizar con precisión. De este modo, habrá unos más adecuados para estudiar el área de contacto, otros permitirán conocer con mayor precisión el esfuerzo longitudinal que sufre el neumático en el proceso de rodadura, etc. En cualquier caso, los parámetros que más comúnmente se desea obtener con estos procedimientos son: deslizamiento longitudinal, ángulo de deriva, posición geométrica del neumático sobre la superficie de rodadura, fuerzas y momentos. Es por esto, que en la descripción que a continuación se hace de algunos de los procedimientos de ensayo más representativos, también se analizará su mayor o

menor adecuación para la obtención de los distintos parámetros anteriormente mencionados.

Atendiendo a simular experimentalmente el contacto neumático-calzada existen dos procedimientos diferentes: Uno de ellos hace rodar el neumático sobre un tambor giratorio de gran diámetro y otro en el que el neumático rueda sobre una superficie plana.

Un análisis más general de los distintos procedimientos de ensayo existentes para estudiar el contacto neumático-calzada permite clasificarlos en dos grandes grupos, atendiendo a la localización del propio equipo:

- Sistemas de ensayo de exterior.
- Sistemas de ensayo de interior o laboratorio.

2.2.1. Sistemas de ensayo de exterior

Los métodos de exterior son usados generalmente en circuitos cerrados, lo que supone de partida un coste muy elevado, aunque algunos de estos equipos pueden ser utilizados en vías públicas. Estos métodos plantean una gran ventaja sobre los métodos de laboratorio, y es que son llevados a cabo en condiciones reales de funcionamiento. Sin embargo, la gran desventaja que presentan frente a los métodos de interior es el escaso control que se tiene sobre los parámetros que influyen sobre el sistema, es decir, durante el ensayo resulta complicado fijar valores precisos del deslizamiento, del ángulo de caída, etc. Hay fundamentalmente dos métodos de ensayo utilizados en exteriores, y cada uno de ellos incide positiva o negativamente en la problemática mencionada.

Dentro de este apartado se analizarán también equipos dedicados de un modo más específico a la caracterización de parámetros del pavimento, aunque la mayor diferencia no radica en los sistemas de ensayo, sino donde y como se sitúan los sensores, y especialmente en el modo de abordar los análisis.

2.2.1.1. Vehículo instrumentado

Mediante un vehículo instrumentado se alcanza el mayor grado de realismo posible, al analizar el neumático en condiciones reales de funcionamiento. Sin duda, esta es la gran ventaja que presenta este método frente a cualquier otro. Permite obtener información concreta muy precisa de un determinado

neumático, montado en un vehículo concreto. El problema que esto plantea es que caracterizar y controlar con precisión todos los parámetros de influencia resulta complicado y es, por este motivo, que los estudios realizados en esta forma no siempre son generalizables, y la información, aunque precisa, queda restringida al estudio de sistemas muy concretos (Tuononen, 2008), (Pirjola, 2003).

Dentro de las opciones de instrumentación de un vehículo hay multitud de posibilidades, pero los parámetros que más habitualmente interesa obtener son: desplazamientos que permitan conocer el posicionamiento del neumático sobre el pavimento, deslizamientos longitudinales y laterales, y fuerzas y momentos. Para los desplazamientos hay multitud de posibilidades (acelerómetros, posicionamiento por satélite, etc.), siendo la basada en infrarrojos una opción destacada por sencillez y precisión. Medir los deslizamientos es un problema más complejo, habitualmente se hace a través de la medida de la velocidad angular del neumático y de la velocidad de traslación de su eje. Las fuerzas y momentos se pueden medir a través de células de carga, transductores de par o elementos semejantes, pero en la actualidad se suele hacer recaer esta medida sobre llantas dinamométricas.

2.2.1.2. Llantas dinamométricas

La llanta dinamométrica permite obtener la distribución y fluctuación de esfuerzos generados en el contacto neumático-calzada, y transmitidos a través de dicha llanta hasta el vehículo (ver figura 2.8)(Kistler, 2007).



Figura 2.8: Llanta dinamométrica con sistema de transmisión de datos por telemetría

Estos equipos simplifican mucho la medida de esfuerzos, pues son de instalación y manejo relativamente sencillos (PREDIT3, 2006). El reducido espacio que ocupa también hace de este equipo una herramienta muy útil, y por todo ello se utiliza en multitud de sistemas de medida de neumáticos. Son muy comunes los equipos de tambor, correa plana, o plataforma plana que emplean estas llantas dinamométricas como sistema de medida de esfuerzos. Por otra parte, algunas de estas llantas llevan incorporado un sistema de telemetría que permite que no haya ningún cable conectado a la llanta, siendo esta posibilidad especialmente interesante para los ensayos con vehículos instrumentados.

Las llantas dinamométricas están basadas en dos tipos de sensores diferentes:

- Galgas extensométricas resistivas.
- Materiales piezoeléctricos.

Con sistemas de transducción pasiva basados en galgas extensométricas, la fuerza se determina de forma indirecta a través de la deformación elástica de un elemento de geometría conocida. De este modo, la selección del elemento elástico es de gran importancia, pues hay que elegir la ductilidad en función de la sensibilidad deseada para un determinado equipo. La mayor ventaja de esta técnica de medida es que prácticamente carece de frecuencia de corte inferior, lo que permite realizar medidas estáticas con gran precisión. Por el contrario, la técnica basada en sensores piezoeléctricos sí está sujeta a una frecuencia de corte inferior, lo cual limita las medidas a frecuencias alejadas del cero. Con los sensores de fuerza piezoeléctricos, el elemento de medida (transductor) y el elemento sensor son el mismo. De este modo, no es necesario medir fuerza de forma indirecta a través de la deformación. Los elementos piezoeléctricos se caracterizan por una elevada rigidez, y, por tanto, una frecuencia natural elevada (Kistler, 2008).

2.2.1.3. Remolque dinamométrico

El remolque dinamométrico permite ensayar neumáticos sobre pavimentos convencionales. No obstante, al no estar el neumático acoplado al vehículo real, la información que proporciona no es tan representativa como la obtenida con un vehículo instrumentado. Permite un control de los parámetros de influencia bastante preciso, mayor que el del vehículo instrumentado pero menor que los métodos de laboratorio. Es, por tanto, un sistema que concilia

el realismo del ensayo mediante vehículo instrumentado con la posibilidad de obtener datos generalizables a otros neumáticos y vehículos. Por otra parte, esto hace de este equipo de exterior, el más adecuado para optimizar el estudio de parámetros concretos. Con este sistema se miden variables que no pueden ser caracterizadas adecuadamente con otros sistemas, como sería el caso de las medidas de ruido, medidas para caracterizar el pavimento, etc.

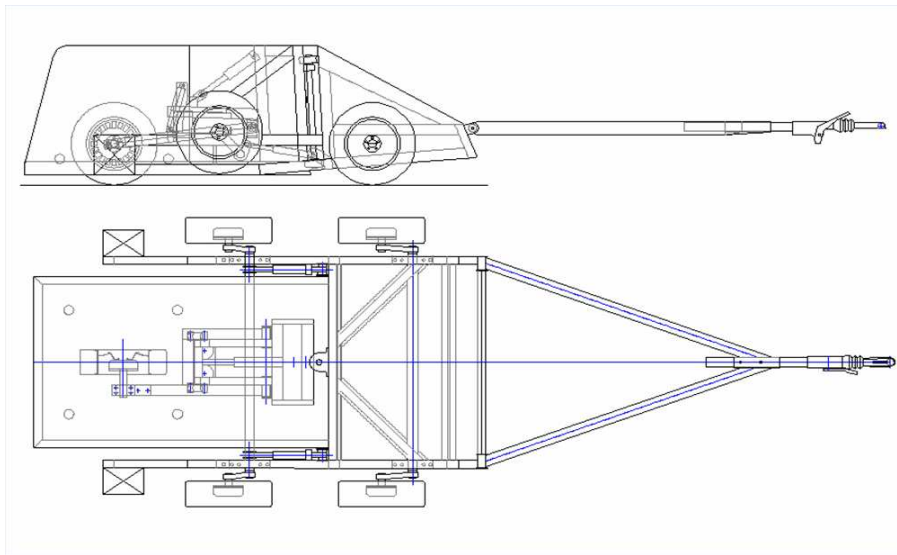


Figura 2.9: Esquema de un remolque para ensayo de neumáticos

En la figura 2.9 se muestra un remolque completo, con cuatro ruedas, que cuenta con una quinta rueda montada sobre un bastidor instrumentado (Pirjola, 2003). Permite controlar la posición del neumático, su velocidad, y las cargas a las que está sometido. Hay sistemas más sencillos que cuentan únicamente con dos ruedas, una de las cuales está montada sobre los elementos de medida (ver figura 2.10). En general este sistema tan sencillo es útil para caracterizar esfuerzos longitudinales y parámetros del pavimento.

Este sistema es uno de los más utilizados para caracterizar el sistema tribológico neumático-pavimento, permitiendo conocer parámetros tanto del neumático como del firme sobre el que este discurre.

2.2.1.4. Procedimientos para la caracterización del pavimento

En los sistemas de ensayo de interior es posible controlar de forma precisa, e incluso seleccionar, la superficie de contacto sobre la que se hace rodar el neumático. Sin embargo, en los procedimientos de exterior es necesario caracterizar dicha superficie con el fin de analizar el contacto tribológico adecuadamente, ver figura 2.11.



Figura 2.10: Remolque dinamométrico para el estudio de fricción en el contacto neumático suelo en dirección longitudinal

La caracterización superficial del pavimento consiste fundamentalmente en la obtención de valores de los coeficientes de rozamiento longitudinales y transversales (por supuesto los valores cuantitativos concretos dependerán del neumático o del tipo de goma utilizado para el ensayo), y valores de la textura (Achútegui, 2001).

Dentro de la textura se distingue entre microtextura, macrotextura, y megatextura, de acuerdo con las longitudes de onda y amplitudes que se reflejan en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Características de la rugosidad superficial de los pavimentos

CLASE DE TEXTURA	LONGITUD DE ONDA, λ	AMPLITUD, A
Microtextura	0-0.5 mm	0.01-0.5 mm
Macrotextura	0.5-50 mm	0.01-20 mm
Megatextura	50-500 mm	0.1-50 mm

Las dos primeras, microtextura y macrotextura, son irregularidades deseables y buscadas por los técnicos de carreteras, por contribuir a la resistencia al deslizamiento y a la prevención de los accidentes. Este mismo tipo de textura es el que permite simular diferentes pavimentos en los procedimientos de ensayo para la medida de neumáticos, siendo por tanto de gran interés.

Las irregularidades de longitud de onda entre 50 mm y 500 mm correspondientes a la megatextura, o a defectos de regularidad superficial si la longitud de onda es superior a 500 mm, no son deseables y deben evitarse en lo posible. Las longitudes de onda mayores de 50 ó 100 m se deben a la configuración del perfil longitudinal.

Para asegurar una buena adherencia neumático-pavimento se necesita siempre una cierta microtextura o aspereza de la superficie del firme. Pero,

además, a velocidades altas y con pavimento mojado, debe tener una macrotextura suficientemente gruesa, para que se pueda evacuar rápidamente el agua.

Para caracterizar la resistencia al deslizamiento del firme se debe proceder de dos formas distintas:

- Midiendo directamente el coeficiente de fricción o rozamiento entre el neumático y el pavimento mojado a una determinada velocidad.
- Midiendo la macrotextura o capacidad de drenaje superficial, para estimar la reducción de la adherencia con el aumento de la velocidad.

	<p>Nombre : Péndulo Británico Medida : BPN (British Péndulum Number) Vel.de Medición : 7 - 10 Km./h Tipo : Estático Norma Asimilable : NLT 175-88 / ASTM E303 - 93</p>
	<p>Nombre : Grip Tester Medida : GN (Grip Number) Vel.de Medición : 20 – 130 Km/h Tipo : Rueda parcialmente bloqueada Bloqueo : 10 – 20 % Norma Asimilable : BS 7941-2:2000</p>
	<p>Nombre : SCRIM Medida : SFC (Side Force Coeficient) Vel de Medición : 20 – 100 Km./h Tipo : Rueda inclinada Inclinación : 12.5 - 20° Norma Asimilable : NLT 336-92 / BS 7941-1:1999</p>

Figura 2.11: Cuadro resumen de los principales equipos de ensayo de pavimentos

El coeficiente de fricción a baja velocidad depende fundamentalmente de la microtextura, ya que una mayor aspereza produce un mayor número de puntos en contacto *en seco*, o contacto *efectivo*, entre el neumático y el pavimento. El coeficiente de fricción proporciona, por tanto, una estimación de la microtextura, que no puede medirse fácilmente de una forma directa.

Al aumentar la velocidad disminuye la fricción. En el caso de pavimento mojado o con polvo, la disminución de fricción al aumentar la velocidad es tanto mayor cuanto menor sea la capacidad de evacuación del agua que

proporciona la macrotextura. Para evitar una gran disminución de la fricción a velocidades altas se requiere una macrotextura gruesa.

Para caracterizar la fricción de un pavimento a cualquier velocidad se necesitan al menos dos medidas: normalmente, una relacionada con la microtextura (que influye sobre todo en el valor de la fricción a baja velocidad) y otra con la macrotextura (que influye en el grado de disminución de la fricción a medida que aumenta la velocidad).

2.2.2. Procedimientos de ensayo de interior o laboratorio

Los sistemas de ensayo de interior responden a una misma filosofía constructiva, instrumentando el neumático y haciéndolo rodar de forma cíclica sobre alguna superficie en movimiento. En algunos casos este esquema se invierte, y el elemento que se instrumenta es la superficie de rodadura y no el neumático. Sea como fuere, todo este conjunto de equipos quedaría esquematizado en la figura 2.12.

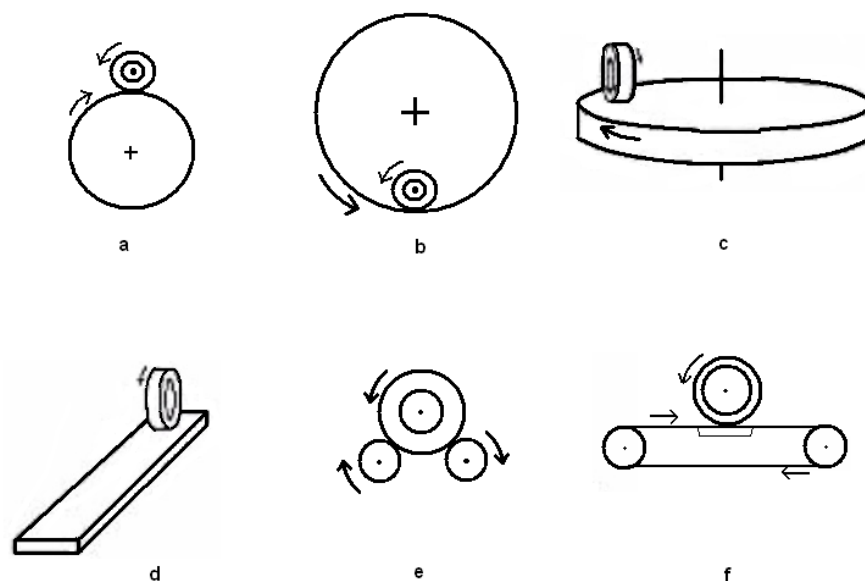


Figura 2.12: Esquema de los equipos empleados en laboratorio: De tambor externo (a) e interno (b), de disco de rotación plana (c), de plataforma plana (d), de rodillos gemelos (e), de correa plana (f)

Además de estos equipos, que sirven para el estudio de neumáticos, hay algunos sistemas muy útiles para analizar la distribución de presiones en el

contacto neumático-calzada. Estos últimos no están orientados exclusivamente a la medida en neumáticos, sin embargo, resultan de gran utilidad en este campo concreto, pues en base a la distribución de fuerza vertical se pueden conocer las fuerzas longitudinal y transversal que se desarrollan a través del coeficiente de fricción. A continuación, se muestran los procedimientos de ensayo de interior más representativos.

2.2.2.1. Equipos de tambor externo o interno

El sistema de tambor externo (ver figuras 2.12.a y 2.12.b) es uno de los sistemas más empleados, mientras que el interno es mucho menos usado por la complejidad que entraña su diseño y su construcción. Teniendo esto en cuenta, y que ambos sistemas están condicionados por capacidades de medida semejantes, a continuación se describen las características del tambor externo siendo estas extensibles de manera inmediata a la configuración de tambor interno.

El procedimiento de ensayo mediante tambor externo (figura 2.13) es uno de los más empleados en el desarrollo de modelos de contacto neumático-calzada. Este equipo, en función de sus propias dimensiones geométricas, resulta adecuado para el ensayo de neumáticos tanto de vehículos de pequeñas dimensiones como de vehículos industriales de todo tipo (Ginn et al., 1962), (Ginn & Marlowe, 1967). Una de sus mayores virtudes reside en la capacidad de realizar ensayos dinámicos hasta una velocidad elevada (máquinas convencionales alcanzan los 200 km/h de velocidad circunferencial). Mediante las medidas de las velocidades del neumático y el tambor es posible obtener el índice de deslizamiento (Pirjola, 2003).

Los sensores que incorporan estos sistemas permiten conocer las tres fuerzas y los tres momentos actuantes, y caracterizarlos de forma precisa y controlada. Es importante resaltar que tanto algunos modelos de este equipo como otros equipos que se describen en este capítulo, hacen uso del sistema denominado llanta dinamométrica, ver apartado 2.2.1.2, para la obtención de los esfuerzos.

Al tambor se le pueden instalar distintas superficies de rodadura, mediante láminas rugosas que permiten simular firmes con distintas características superficiales. También permite ajustar la carga que soporta el neumático hasta valores muy elevados, dependiendo de las características constructivas de la propia máquina. Una de las mayores ventajas de este tipo de equipos es la posibilidad de variar el posicionamiento de la rueda respecto de la superficie



Figura 2.13: Máquina de ensayo de tipo tambor externo

de rodadura. Más concretamente, permite posicionar el neumático con distintos ángulos de caída y *deriva*², parámetros de gran interés para calcular los esfuerzos generados en el contacto neumático-calzada.

El principal problema que presenta este equipo de ensayo es que la huella de contacto no es plana (sería el caso más realista en que trabaja un neumático), sino que debe seguir la forma del tambor, y por tanto una superficie curvada. Esto implica que la distribución de esfuerzos normales a la superficie de rodadura presenta variaciones respecto a la huella de contacto plana y hace, por tanto, que este equipo no sea adecuado para el estudio de dicha distribución de esfuerzos ni en general para el estudio de parámetros geométricos o dinámicos concernientes a la morfología de ese contacto neumático-calzada. Si bien es cierto que este problema queda minimizado al aumentar el diámetro del tambor, también debe ser tenido en cuenta el aumento de la complejidad y del coste del equipo al aumentar las dimensiones del mismo lo suficiente para tener una buena aproximación a dicha superficie plana (figura 2.13).

El sistema de tambor externo es uno de los equipos de ensayo de neumáticos que tradicionalmente más se ha utilizado. Es por esto que a continuación se muestran varias figuras obtenidas a partir de datos obtenidos mediante este equipo, quedando así ejemplificadas muchas de las características descritas.

²En este equipo se impone geomátricamente un determinado ángulo. El hecho de fijarlo geomátricamente, como el ángulo de convergencia en un vehículo, y no dinámicamente, como podría ser el causado por el efecto de la fuerza centrífuga o del viento, hace que los resultados se obtengan en función de α y no de α^* . Aún no se ha demostrado de forma concluyente que ambos ángulos tengan la misma influencia sobre la transmisión de fuerzas en el neumático.

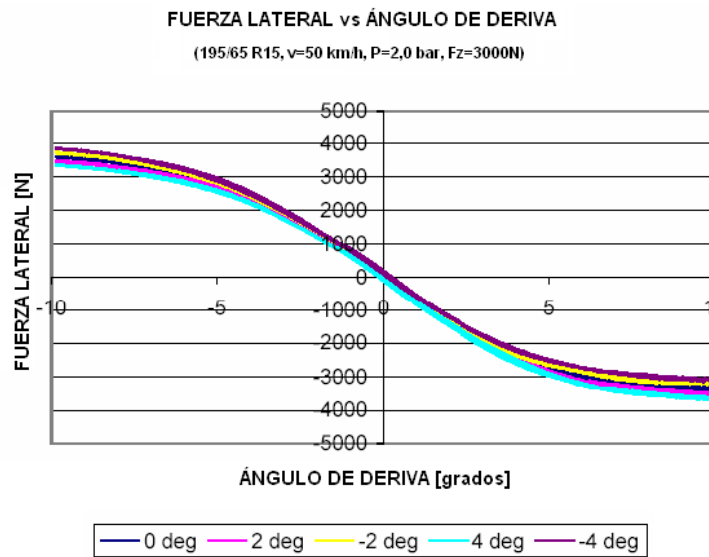


Figura 2.14: Fuerza lateral frente a ángulo de *deriva* para diferentes ángulos de caída

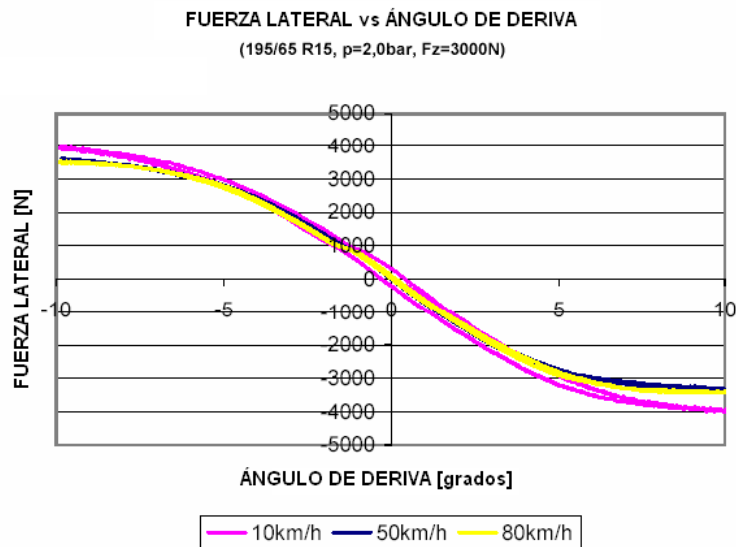


Figura 2.15: Fuerza lateral frente a ángulo de *deriva* para diferentes velocidades

Como se puede observar en las figuras 2.14, 2.15 y 2.16, se establecen relaciones entre la fuerza lateral y el ángulo de *deriva*, α^* , al variar diferentes parámetros. Mediante gráficos semejantes a los mostrados, también se suelen analizar relaciones entre el deslizamiento longitudinal y la fuerza tangencial. En general, los modelos matemáticos de neumáticos van a establecer relaciones entre deslizamiento en una dirección, y esfuerzos sobre esa misma dirección, y algunos modelos generalizan estas relaciones permitiendo

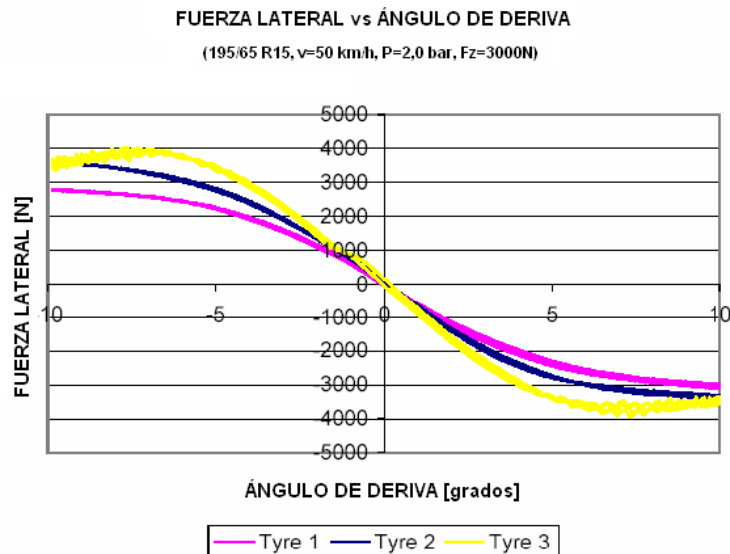


Figura 2.16: Fuerza lateral frente a ángulo de *deriva* para diferentes neumáticos

analizar esfuerzos combinados, sobre varias direcciones.

Por otra parte, haciendo un estudio general de las figuras 2.14, 2.15 y 2.16; se pueden sacar algunas ideas fundamentales que subyacen al comportamiento de todos los neumáticos. Estas figuras ponen de manifiesto la intensa dependencia entre la fuerza lateral y la deriva, que para valores pequeños de ambos parámetros es casi lineal. La influencia del ángulo de caída (figura 2.14) y de la velocidad de giro del neumático (figura 2.15) sobre la fuerza lateral resulta menor, que puede permitir ciertas simplificaciones o aproximaciones a la hora de abordar estudios sobre dinámica lateral del neumático. Por último, la variación del tipo de neumático afecta en gran medida a la fuerza lateral (figura 2.16), sin embargo, dicha influencia afecta muy poco a la función que representa la relación entre las variables de influencia y las fuerzas.

2.2.2.2. Equipos de disco de rotación plana

Los equipos de disco de rotación plana son muy poco utilizados, y el motivo fundamental es que la trayectoria que presenta el neumático no es lineal, como se puede ver en la figura 2.12.c. En este caso, frente al sistema de tambor, la superficie de contacto es plana, pero el hecho de que el neumático esté rodando permanentemente sobre una trayectoria curva genera deformaciones en el neumático que limitan la representatividad de los valores de fuerzas y momentos registrados. En este equipo se hace aún mucho

más drástica la necesidad de utilizar discos de muy elevado diámetro para obtener información precisa de los esfuerzos generados en el contacto neumático calzada, del desgaste del neumático, o de la geometría de la huella. Dado que alcanzar diámetros de disco adecuados para el estudio del neumático requiere un incremento elevado del coste y de la complejidad, es comprensible la escasa difusión de este tipo de equipos (Michelin, 2001a), (Michelin, 2003).

2.2.2.3. Equipos de rodillos gemelos

La idea que subyace al equipo de rodillos gemelos, figura 2.12.e, es semejante a la del sistema de tambor, es decir, hacer rodar el neumático de forma cíclica sobre una superficie circular, pero presenta algunas diferencias. Por un lado, este sistema permite el estudio de neumáticos montados en vehículos, igual que sucedía con la placa dinamométrica, lo que supone una ventaja importante (ITV, 2006). Sin embargo, empeora notablemente la forma de la zona de contacto, pues se generan dos huellas que poco tienen que ver con la huella desarrollada en funcionamiento real.



Figura 2.17: Fotografía de un frenómetro de rodillos gemelos

Este tipo de sistemas tiene su utilidad restringida al estudio de esfuerzos tangenciales, también denominados longitudinales, siendo útil, por ejemplo, para el estudio de resistencia a la rodadura. Además de las dos huella de contacto generadas, hay que tener en cuenta que, dado el pequeño radio de los rodillos (figura 2.17), se dan en el neumático mayores deformaciones que en condiciones reales de funcionamiento. En muchos casos esto implica que las medidas obtenidas no son representativas y tienen que ser corregidas mediante otro sistema complementario, limitando en gran medida su aplicabilidad.

2.2.2.4. Equipos de correa plana

Al igual que sucedía con los sistemas de tambor, el equipo de correa plana (figura 2.12.f) es uno de los más utilizados para el estudio de neumáticos (Bird & Martin, 1973), (Siefkes, 1993), (Carrillo, 2004). Presenta grandes semejanzas con los sistemas de tambor, permitiendo estudiar los mismos parámetros con similar precisión, pero aporta una mejora notable al hacer rodar el neumático sobre una superficie plana (figura 2.18).

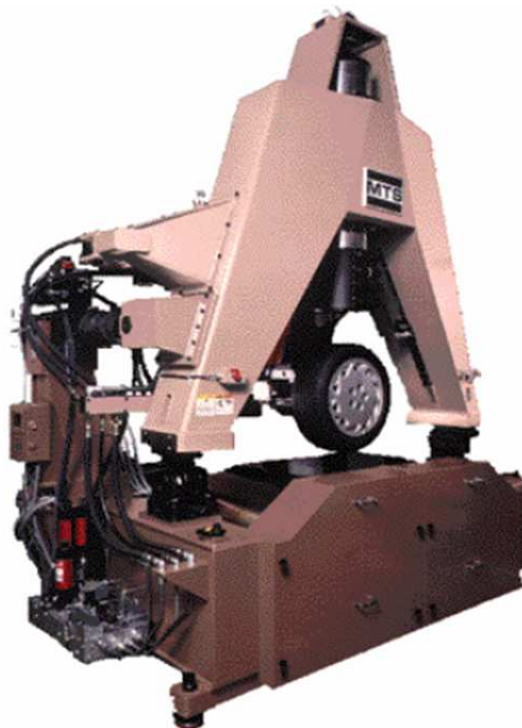


Figura 2.18: Fotografía de un equipo de correa plana

Por otra parte, la complejidad que requiere el sistema para conseguir el funcionamiento adecuado de la correa es superior al del equipo con tambor, y generalmente tiene una menor capacidad para aplicar cargas al neumático. Así pues, permite controlar los ángulos de caída y deriva con gran precisión, del mismo modo que el deslizamiento, lo que complementa la información de fuerzas y momentos, permitiendo hacer estudios dinámicos muy completos de los neumáticos. Sin embargo, el funcionamiento de la correa presenta importantes inconvenientes para la realización de ensayos a muy baja velocidad, ya que se puede producir el bloqueo de la misma y su deterioro prematuro.

2.2.2.5. Sistemas para la obtención de distribución de presiones

Los equipos para la obtención de distribución de presiones no se emplea únicamente para el estudio de neumáticos, por este motivo únicamente se hará mención de los dos sistemas que, probablemente, mejor se adaptan a las características de los ensayos con neumáticos.

Equipo basado en *piel inteligente*

El sistema basado en *piel inteligente* se sustenta en la captación de presiones a través de una matriz de pequeños conductores embebidos en una lámina polimérica, sus fabricantes lo denominan *piel inteligente* (*smart skin*) (Tekscan, 2005). Permite obtener información de la presión ejercida en pequeñas celdas, mediante la variación de conductividad, dando lugar a un *mapa* de distribución de presiones. Dicha *piel* tiene una capacidad muy limitada para soportar esfuerzos, especialmente los esfuerzos cortantes, con lo cual su rango de funcionamiento exige velocidades relativamente bajas, y, fundamentalmente, sollicitaciones dinámicas pequeñas. Estas limitaciones, aunque siguen el patrón descrito, dependen del captador elegido para un determinado ensayo.

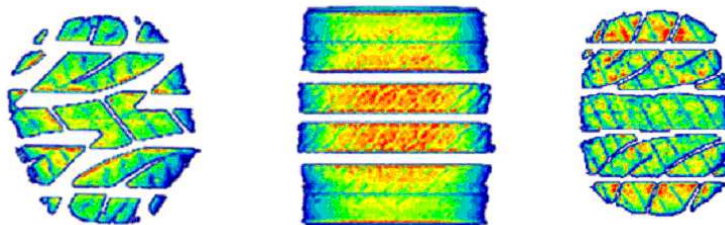


Figura 2.19: Imágenes obtenidas mediante *piel inteligente*. Muestra de tres huellas de contacto, de diferentes vehículos, con la distribución de presiones representada mediante escala de colores

La información que proporciona este sistema es: secuencias con variaciones de la distribución de presiones de una huella a lo largo de un determinado tiempo; fuerza, área y presión frente al tiempo, y módulo y posición de la resultante de la distribución de presiones en tiempo real (ver figura 2.19).

Método F.T.R.I.

El método de la Frustración Total de la Reflexión Interna (F.T.R.I.) de la luz es un método desarrollado por el Grupo de Ingeniería Mecánica de Málaga, que consiste en hacer pasar el neumático sobre una lámina plástica,

que está sobre una placa de cristal que es atravesada por un determinado haz luminoso (Castillo et al., 2006). Dicho haz se ve influido por la deformación de dicha lámina al soportar cargas. El fenómeno físico en que se sustenta establece que cuando la luz atraviesa el cristal esta queda confinada en él mientras el medio que le rodea sea de menor índice de refracción. En el caso de la lámina de plástico, dado que su índice de refracción es mayor que el del cristal, la reflexión interna total no puede mantenerse en puntos de contacto mutuo. Es entonces cuando se produce la frustración de la reflexión interna total. Como consecuencia de esto, el haz lumínico que viaja con ángulo de reflexión constante se ve interrumpido, produciéndose la refracción de la luz hacia fuera del cristal. Esta refracción ilumina el plástico interfase que es de color claro y refleja la luz (ver figura 2.20). Como consecuencia, al observar la huella por debajo del cristal, se puede ver un punto brillante en cada punto de contacto con un nivel que es proporcional a la presión ejercida en dicho punto. Así, permite, mediante el análisis informático de la imagen, obtener información cuantitativa de la distribución de presiones.

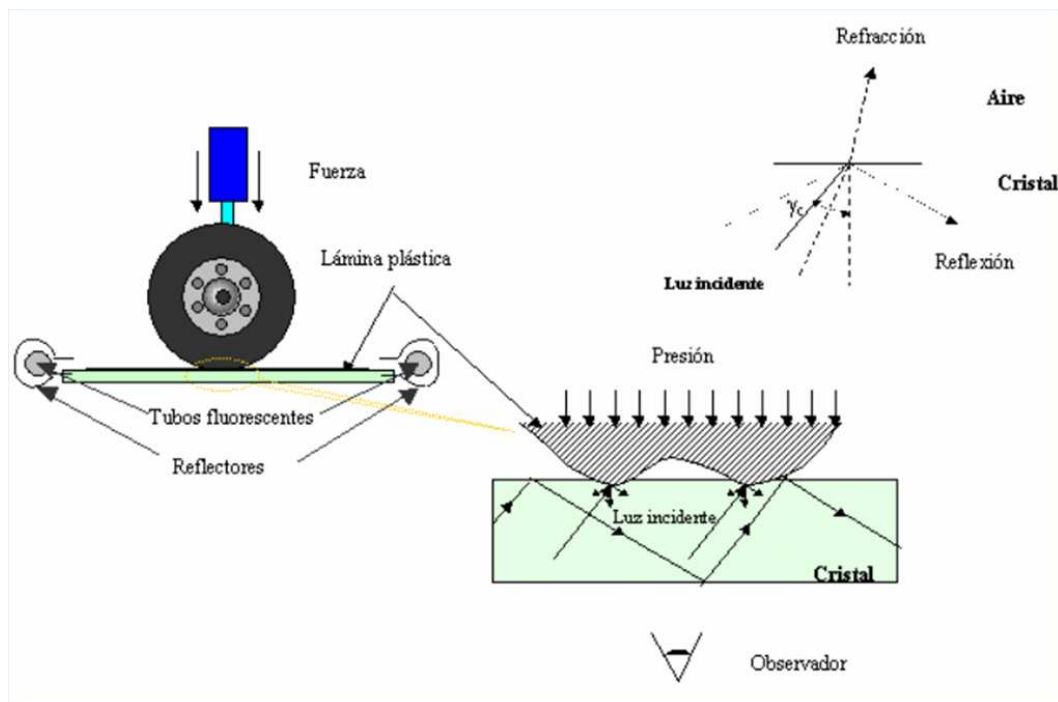


Figura 2.20: Esquema de funcionamiento del banco de ensayo basado en el método F.T.R.I.

La información que se obtiene a partir de este método es un *mapa de presiones* semejante al de la figura 2.19. El resto de la información se puede hallar a partir de dichas presiones, y la medida del área de la huella de

contacto. En este tipo de equipos existe la limitación de tener que restringir los ensayos a bajas velocidades y bajas solicitaciones dinámicas, inferiores a las solicitaciones reales de un neumático montado en un vehículo automóvil.

2.2.2.6. Equipos de plataforma plana

El equipo de plataforma plana, representado en la figura 2.12.d, es, quizás, el sistema con más variantes. Dichas variantes vienen dadas por la adecuación del sistema para la medida de un determinado parámetro, es decir, dependiendo del parámetro a caracterizar, se optimizarán determinadas partes del sistema. Su principal limitación son las reducidas velocidades y distancias que permite analizar, siendo, sin embargo, uno de los sistemas que mayor precisión permite obtener en su rango de utilización.

En base a este tipo de arquitectura es posible encontrar diversos tipos de configuración. Así, por ejemplo, hay sistemas en que se desplaza la placa y el neumático permanece fijo e instrumentado en un bastidor, también hay casos en que los que se desplaza la rueda sobre una placa fija; además algunos de estos equipos disponen de sensores de fuerza o aceleración, así como placas transparentes y cámaras que permiten tomar y tratar imágenes de la huella. Es decir, bajo la denominación de equipo de plataforma plana se encuentra una gran variedad de equipos, con características muy diferentes, de los cuales se han seleccionado los más representativos.

Plataforma plana móvil

En la plataforma plana móvil el neumático se encuentra fijado a un bastidor, donde también se encuentran los sensores, y se hace rodar por una placa móvil con posibilidad de variar los ángulos de posicionamiento de la placa respecto al neumático (figura 2.21)(Kageyama & Kuwahara, 2002).

La información que permite obtener es similar a la de la placa dinamométrica, y la gran diferencia estriba en que la placa dinamométrica permite ensayar neumáticos montados directamente en vehículos automóviles. No obstante, cuando se hacen ensayos con neumáticos montados en vehículos, la capacidad de control sobre los parámetros de influencia disminuye con respecto a la medida sobre un neumático montado en un bastidor. Es por esto que, a priori, la plataforma móvil permite un control mucho más preciso de los parámetros que influyen en el sistema. De hecho, este procedimiento permite obtener información muy precisa de parámetros concretos, pues posibilita optimizar la toma de datos de un cierto parámetro, manteniendo un

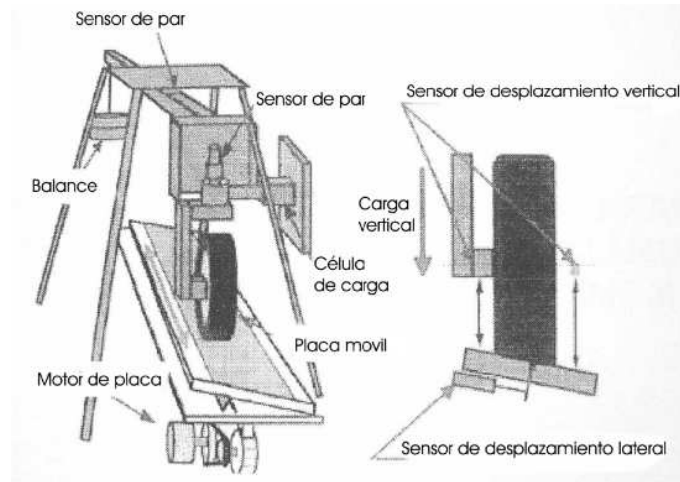


Figura 2.21: Esquema de un equipo de placa plana móvil (Kageyama & Kuwahara, 2002)

gran control de las variables de que depende.

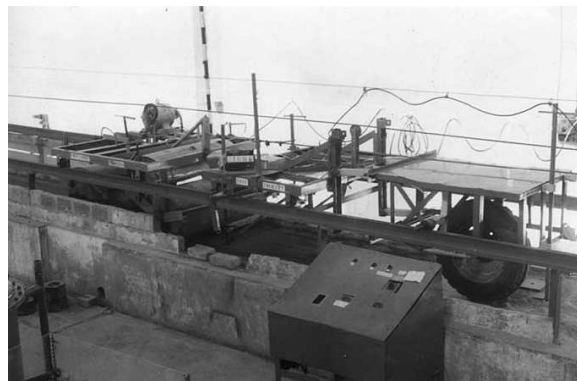


Figura 2.22: Sistema de bastidor en que se posiciona y se instrumenta un neumático, para hacerlo rodar sobre una superficie plana mediante raíles (Raheman & Singh, 2004)

Es posible encontrar equipos de idénticas características a las descritas, pero en los que el bastidor en que se fija la rueda es el elemento móvil, y puede rodar sobre cualquier superficie plana, tal y como muestran las figuras 2.22 y 2.23 (Raheman & Singh, 2004). En este caso, la complejidad del sistema está concentrada en el bastidor, pues es el elemento donde se ha de controlar los parámetros geométricos y dinámicos, y también donde se encuentran los sensores para la obtención de datos.

Plataforma plana transparente

En general, el equipo de placa plana transparente es el más adecuado para el análisis de la forma y la geometría de la huella de contacto, permitiendo

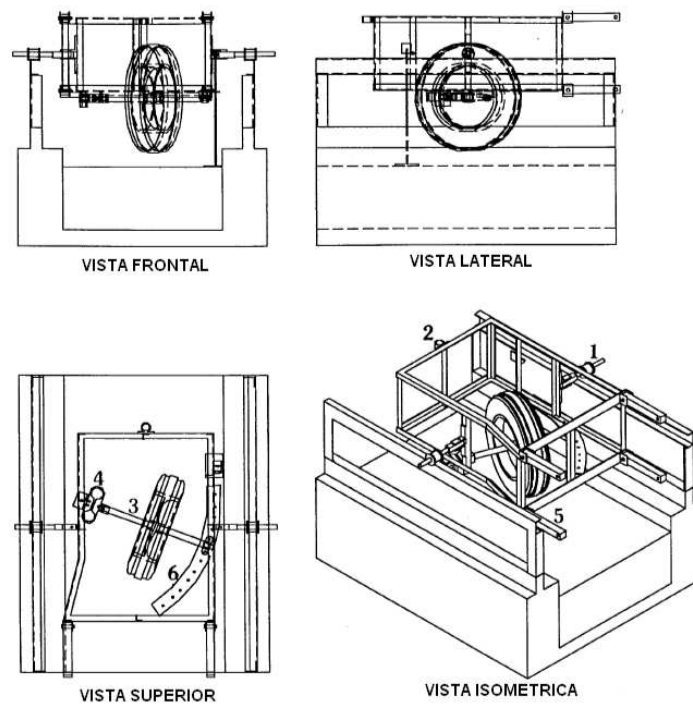


Figura 2.23: Esquema constructivo de un equipo de placa plana donde el bastidor es el elemento móvil (Raheman & Singh, 2004)

conocer variables muy distintas como la temperatura en distintas zonas de la huella, deformaciones, etc. Este sistema puede permitir el movimiento tanto de la rueda como de la placa, y, generalmente, la mayor complejidad reside en el tipo de cámaras o sensores con que se registran las imágenes y las herramientas informáticas con que se analiza dicha información.

Placa dinamométrica

La placa dinamométrica permite caracterizar los esfuerzos en el contacto neumático-calzada. A partir de la información de varias células de carga, que soportan la placa, registra valores de las tres fuerzas y los tres momentos actuantes, permitiendo el paso del neumático a diferentes velocidades y para diferentes cargas y posicionamientos geométricos. La placa apoya sobre células de carga que registran las fuerzas generadas en la huella de contacto. Dichas fuerzas son transmitidas a la placa por fricción, y la placa presenta una elevada rigidez, que garantiza una medida muy directa de los esfuerzos generados en el contacto neumático-calzada. En la figura 2.24, se muestra la imagen de una placa dinamométrica comercial (AMTI, 2003).

Una de las mayores ventajas que presenta este equipo de medida es la posibilidad de realizar el ensayo con el neumático montado directamente en



Figura 2.24: Placa dinamométrica comercial desmontada

un vehículo, en condiciones reales de funcionamiento, que permite obtener datos de cualquier neumático montado en cualquier vehículo, en el momento de su vida útil que se desee. Todo ello, hace de este sistema de ensayo una herramienta muy útil, no sólo en el estudio de neumáticos, sino también para la realización de una posible Inspección Técnica de Vehículos (I.T.V.). Su enorme utilidad para caracterizar neumáticos y sistemas de dirección en vehículos reales, permite evaluar diferentes parámetros en condiciones de circulación normal.

La placa dinamométrica proporciona información semejante a la obtenida con otros equipos, con variables de análisis similares a las mostradas con anterioridad para el sistema de tambor. Una importante limitación frente a otros sistemas es que los valores de velocidad y distancia que permite ensayar la placa dinamométrica son pequeños. Sin embargo, la principal ventaja de la placa dinamométrica es que permite obtener valores reales de un vehículo en orden de marcha. Si bien es cierto que la baja velocidad de ensayo limita las posibilidades de este equipo, en datos obtenidos con otros sistemas de ensayo ha sido posible comprobar que la influencia de la velocidad sobre la fuerza transversal no es tan elevada como cabría esperar. En casos extremos de velocidad, la fuerza transversal puede variar hasta un 25 %, mientras que para análisis a baja velocidad (menos de 20 Km/h) las variaciones apenas alcanzan un 3 %. Esto hace que los datos obtenidos mediante placa dinamométrica sean representativos en un amplio rango de velocidades (0 - 50 Km/h), dentro del ámbito de baja velocidad de circulación. Por otra parte, es en dirección transversal al plano medio del neumático donde el equipo de placa dinamométrica presenta mayores ventajas y se maximizan sus posibilidades. En la dirección longitudinal la placa estará limitada por las dificultades que presenta la obtención de deslizamientos.

A partir de la descripción de los diferentes procedimientos de ensayo de neumáticos, se puede concluir que el sistema de placa dinamométrica es el que mejor se ajusta al desarrollo del modelo de contacto planteado en la presente Tesis Doctoral. Dicho sistema permite medir fuerzas y momentos en el contacto neumático-calzada sin necesidad de modificar nada en el vehículo de ensayo. Esto lo hace adecuado para la medida de un gran número de vehículos y neumáticos. A esto hay que unir una serie de características que se detallan a continuación:

- Adecuación a ensayos a baja velocidad.
- Sencillez y rapidez de medida.
- Toma de datos en neumáticos montados en vehículos (condiciones reales de funcionamiento).
- Durabilidad del equipo.

La figura 2.25 representa el análisis de adecuación de los diferentes procedimientos de ensayo al desarrollo del modelo propuesto.



Figura 2.25: Análisis de los procedimientos de ensayo

CAPÍTULO 3

Objetivo

El principal objetivo que se persigue con el desarrollo de esta Tesis Doctoral es plantear un modelo dinámico de contacto neumático-calzada a baja velocidad.

Dicho modelo ha de permitir calcular los esfuerzos en el contacto neumático-calzada a partir de las principales variables de influencia. Para la selección de las variables de mayor influencia, así como el posterior desarrollo del modelo, se ha establecido la placa dinamométrica como equipo de medida.

El objetivo fundamental de un modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad es permitir cuantificar el comportamiento del neumático en situaciones como la circulación en ciudad, o con tráfico intenso, en régimen estacionario y en las pruebas realizadas durante la Inspección Técnica de Vehículos.

CAPÍTULO 4

Fases

Para la consecución del objetivo planteado se desarrollarán las siguientes fases (ver figura 4.1):

- Se establecerá una metodología de ensayo adecuada para alcanzar el objetivo de la presente Tesis Doctoral. Del mismo modo, se seleccionará la instrumentación y los equipos auxiliares involucrados en el proceso de medida.
- Se aplicará la metodología de ensayo en el estudio experimental que permitirá desarrollar el modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad.

En dicho estudio experimental se establecerán los parámetros de influencia y las condiciones de ensayo. A partir de la definición de las condiciones de ensayo se analizarán y seleccionarán las variables de mayor influencia en las fuerzas transversal y longitudinal.

- A partir de los resultados experimentales obtenidos se desarrollará el modelo experimental de contacto neumático-calzada a baja velocidad.
- Por último, se validará el modelo propuesto, dando un error promedio asociado a las estimaciones obtenidas con el mismo. Como parte de dicha validación, el modelo propuesto se comparará con el *modelo de comportamiento de placa alineadora*.

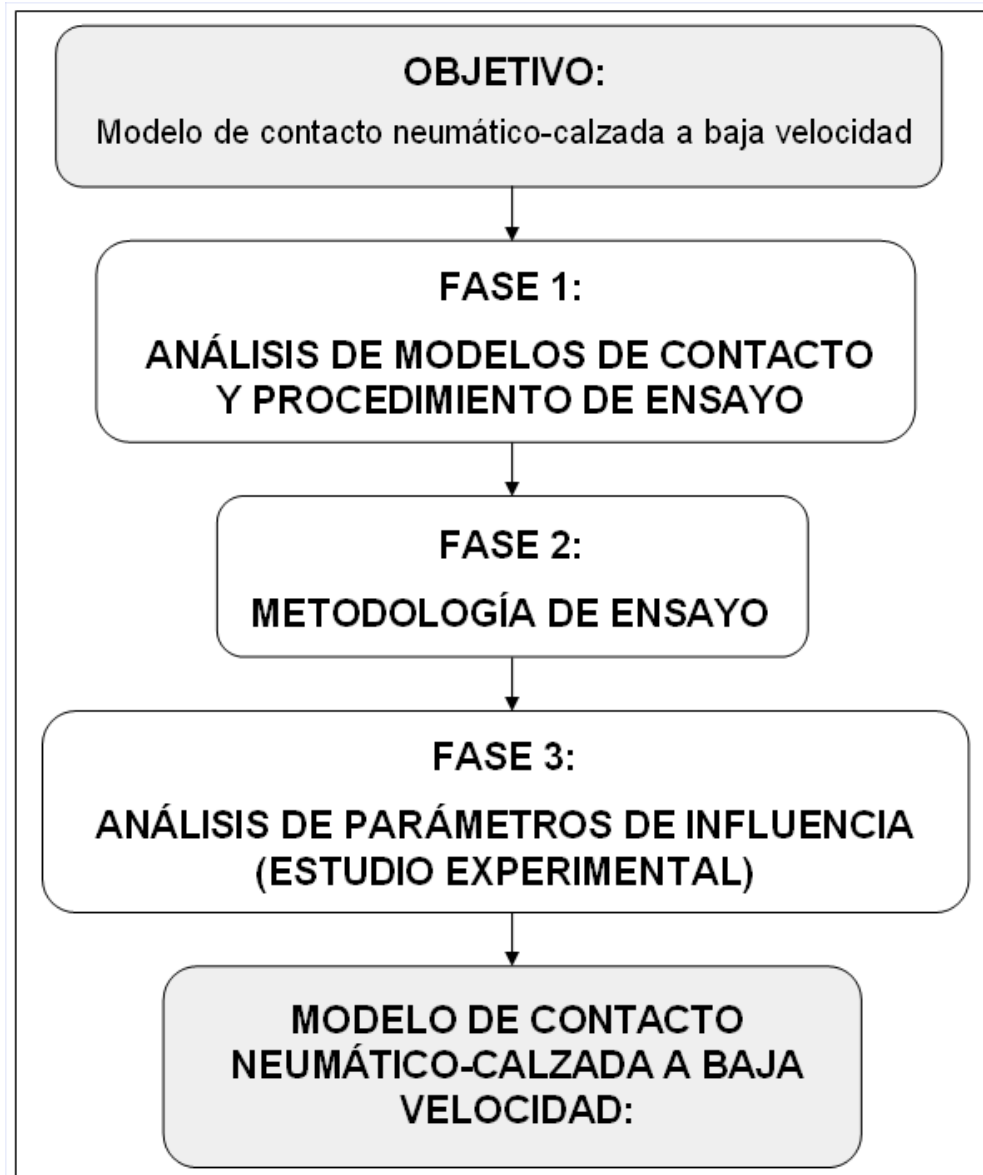


Figura 4.1: Etapas de desarrollo de la Tesis Doctoral

Metodología de ensayo del contacto neumático-calzada

Para el correcto desarrollo experimental de la presente Tesis Doctoral es necesario definir tanto la metodología de ensayo como la instrumentación empleada. A partir de la instrumentación empleada y la calibración de la misma es posible definir con detalle el procedimiento a seguir en la realización de los ensayos, así como las condiciones en que se llevan a cabo los mismos.

5.1. Instrumentación empleada

A continuación se describen los equipos de medida y adquisición de datos, así como la calibración de los mismos.

5.1.1. Placa dinamométrica

La principal herramienta empleada en el desarrollo del estudio experimental es la placa dinamométrica. Este dispositivo permite caracterizar los esfuerzos en el contacto neumático-calzada. A partir de la información de varias células de carga, la placa dinamométrica registra valores de las fuerzas y momentos actuantes en un sistema de referencia tridimensional, permitien-

do el paso del neumático a diferentes velocidades y para diferentes cargas y posicionamientos geométricos. Es importante destacar, que en este equipo la toma de datos se lleva a cabo en la placa, a través de los esfuerzos transmitidos por fricción. Es decir, la placa está anclada al bastidor mediante células de carga que registran las fuerzas generadas en la huella de contacto y dichas fuerzas son transmitidas a la placa por fricción. La placa presenta una elevada rigidez, lo cual garantiza una medida muy directa de los esfuerzos generados en el contacto neumático calzada.

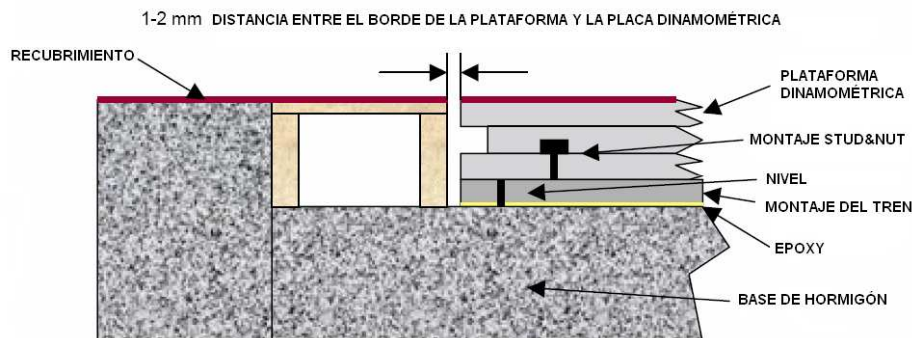


Figura 5.1: Esquema de montaje de la placa dinamométrica

En la figura 5.1 se muestra el esquema de montaje de la placa dinamométrica empleada. Este dispositivo es de sencilla y rápida instalación una vez está preparado el alojamiento adecuado. En la figura 5.1 se puede apreciar el recubrimiento que ha de tener tanto la propia placa como el camino de rodadura previo. Este recubrimiento ha de garantizar un coeficiente de fricción suficiente para que no se produzcan alteraciones en la medida.

La plataforma de fuerzas empleada es de la compañía AMTI (*Advanced Mechanical Technology, Inc.*), serie BP6001200 modelo 4000. La plataforma consta de varias bandas extensométricas montadas sobre elementos elásticos dando lugar a una configuración de células de carga patentada por el fabricante (U.S. Patent # 4493220). Incorpora los puentes de excitación y amplificadores de señal necesarios para obtener una precisión óptima, siendo cada placa dinamométrica inspeccionada y calibrada en fábrica. A partir de dicho proceso de calibración se proporciona una matriz de transformación o sensibilidad, que permite relacionar la señal en tensión con las fuerzas o momentos registrados, y una completa caracterización de los distintos componentes del sistema, así como del amplificador y del cable de conexión. Las especificaciones se detallan en la tabla 5.1.

En la figura 5.2 se muestran las dimensiones y la geometría completas

Tabla 5.1: Características técnicas de la placa dinamométrica utilizada en los ensayos

Parámetros placa BP6001200-4000	Especificaciones
Material de la superficie:	Composite de elevada microrrugosidad
Capacidad F_x , F_y :	8900 N
Capacidad F_z :	17800 N
Capacidad M_x :	10800 Nm
Capacidad M_y :	5400 Nm
Capacidad M_z :	4000 Nm
Frecuencia natural F_x , F_y , F_z :	500 Hz
Sensibilidad F_x , F_y :	$0.17 \mu V/V \cdot N$
Sensibilidad F_z :	$0.04 \mu V/V \cdot N$
Sensibilidad M_x :	$0.195 \mu V/V \cdot Nm$
Sensibilidad M_y :	$0.288 \mu V/V \cdot Nm$
Sensibilidad M_z :	$0.416 \mu V/V \cdot Nm$
Rango de temperatura:	$-17^\circ C$ a $52^\circ C$

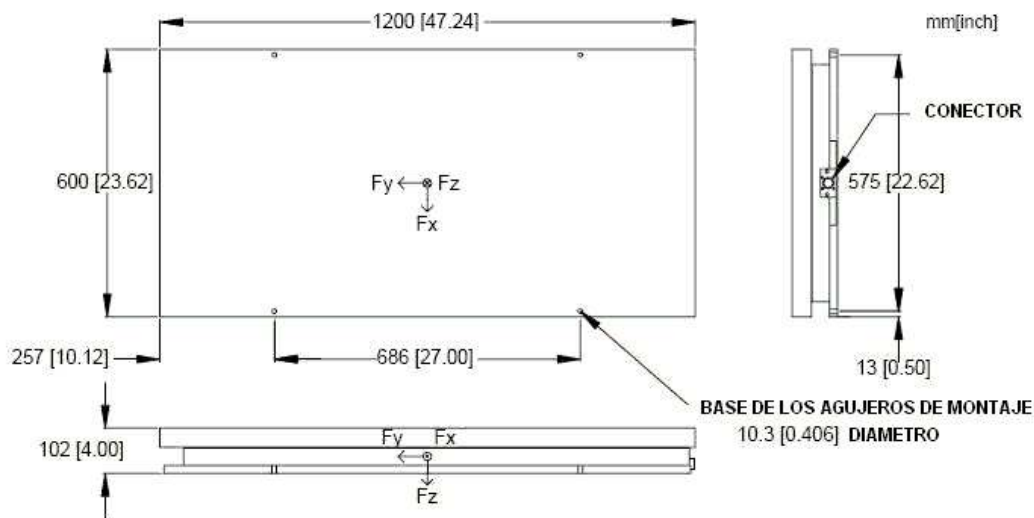


Figura 5.2: Esquema de dimensiones de la placa dinamométrica

de la placa dinamométrica empleada, así como el sistema de coordenadas propuesto en fábrica y que será el que emplee la matriz de transformación. Sobre este sistema de coordenadas se ha efectuado un giro de 90° en torno al eje OZ y sentido horario respecto del sistema mostrado, quedando tal y como se muestra en la figura 5.3. En ella se han dibujado únicamente los ejes de referencia que han sufrido modificación, F_x y F_y , ya que antes y después de la modificación F_z es ortogonal a los otros dos ejes y de sentido descendente. El cambio llevado a cabo se ha realizado para hacer coincidir el sistema de

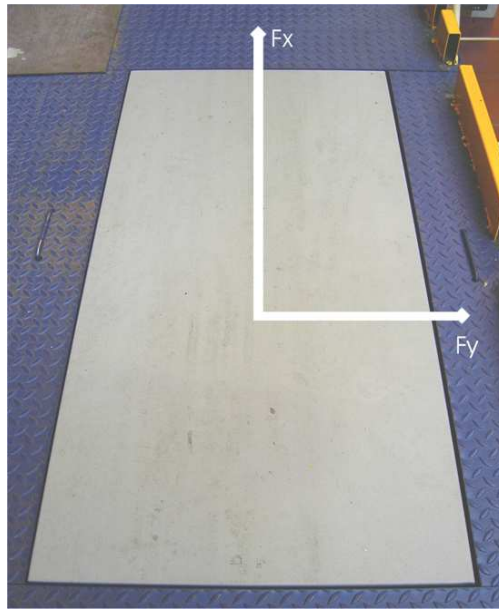


Figura 5.3: Placa dinamoétrica con los ejes del sistema de coordenadas

referencia de la placa con el del neumático definido por la SAE, *Society of Automotive Engineers* (SAE, 1976).

5.1.2. Sistema de adquisición de datos

La señal proporcionada por la placa dinamoétrica es adquirida y acondicionada para su posterior tratamiento en un ordenador. El sistema de adquisición de datos System 5000, es el sistema electrónico que recogerá los datos obtenidos mediante las galgas extensométricas durante la realización de ensayos. El modelo utilizado consta de 35 canales y tiene una frecuencia de muestreo de 10 Hz.

El sensor se conecta a las tarjetas en la parte posterior del escáner. Estas permiten incorporar un puente completo, un 1/4 ó 1/2 puente, y una fuente de alimentación del voltaje constante para la excitación del puente.

El hardware del System 5000 está diseñado para incorporar todas las características requeridas para la medida de la tensión de la precisión bajo carga estática. Los componentes del sistema 5000 se pueden configurar fácilmente con el software de strainsmart para cada proceso.

A través del software, se incorpora la información apropiada de la disposición, ya sea calibrar los factores, incluir las características de los materiales, las sensibilidades del transductor, etc. Usando estos parámetros, el sistema de adquisición de datos obtiene los resultados de los datos del ensayo de

forma automática. La información de los ensayos y los datos de medida se pueden también conservar permanentemente para la exportación de datos a hojas de textos y a las hojas de cálculo.

Antes del comienzo de los ensayos se calibra el sistema de adquisición de datos. Para ello, se utiliza un sistema de resistencias calibradas (sistema 2100). La calibración se realiza para la configuración de puente que se utiliza, es decir, en cuarto de puente. Además, se realiza el análisis a tracción y a compresión. Se selecciona un rango de deformación comprendido desde $0\mu m/m$ hasta la máxima deformación que corresponda al límite elástico del material sobre el que se mide.

Se toman diez puntos del rango anteriormente calculado de forma aleatoria y no consecutiva. En cada punto del rango se realizan diez medidas consecutivas, midiendo automáticamente con un intervalo de tiempo igual entre cada medida. Se calcula la media de los valores de cada punto y la desviación típica. Se calcula también el valor de la incertidumbre de medida de cada punto. Dicho valor es igual a:

$$I = 2 \cdot \sigma \quad (5.1)$$

donde:

I: Incertidumbre de medida de cada punto

σ :Desviación típica de las diez medidas de cada punto

Se toma como incertidumbre de medida el máximo valor de incertidumbre que resulta de los diez puntos analizados. Se obtiene una incertidumbre de $0.01401\mu\epsilon/\epsilon$ para la medida de deformación a tracción y $0.011595\mu\epsilon/\epsilon$ para la medida de deformación a compresión.

5.1.3. Calibración y cálculo de incertidumbre de la placa dinamométrica

Antes de proceder a la calibración de la placa dinamométrica se ha realizado una verificación previa del comportamiento del conjunto aplicando las indicaciones proporcionadas por el fabricante. Se quiere conocer la relación entre fuerza registrada por el sistema de adquisición de datos (se aplica la matriz de sensibilidad al voltaje de salida en el sistema de medida) y el esfuerzo real. Después se ha realizado la calibración, asignando una incertidumbre de medida asociada al valor del esfuerzo medido. La asignación y expresión

de incertidumbres se ha realizado siguiendo los criterios de la guía EA-4/02 (EALR2, 2001). Según la ley de propagación de incertidumbres la expresión de la incertidumbre típica combinada tiene la forma:

$$u^2 = u_0^2 + u^2(rep) + u^2(res) \quad (5.2)$$

siendo:

- u_0 : Incertidumbre debida al patrón
- $u(rep)$: Incertidumbre debida a la repetitibilidad de las medidas

$$u(rep) = \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_1^{nc} (F_{ij} - \bar{F}_j)^2} \quad (5.3)$$

donde:

F_{ij} es la fuerza registrada en la medida "i" del punto de calibración "j"

\bar{F}_j es el valor medio de las nc medidas tomadas en el punto de calibración j

- $u(res)$: Incertidumbre debida a la resolución del equipo de medida. Esta incertidumbre puede describirse por una distribución rectangular siendo su valor:

$$u(res) = \frac{res}{2\sqrt{3}} \quad (5.4)$$

El resto de contribuciones a la incertidumbre se consideran despreciables frente a esta última.

La expresión final de la incertidumbre, incertidumbre expandida, U , tiene la forma:

$$U = k \cdot u = k \cdot \sqrt{u_0^2 + u^2(rep) + u^2(res)} \quad (5.5)$$

siendo $k = 2$ el factor de cobertura, que corresponde a una probabilidad del 95 %.

Como incertidumbre asociada al instrumento se asigna el valor máximo de las incertidumbres calculadas en cada uno de los puntos de calibración.

Se han realizado tres calibraciones diferentes, una para los esfuerzos verticales, otra para los laterales, y la última para los longitudinales.

5.1.3.1. Esfuerzo vertical

Con el sistema de medida en condiciones reales de realización de los ensayos, se coloca una masa calibrada en el centro de la placa y se compara el valor de dicha masa con el valor de fuerza registrado tras la aplicación de la matriz de sensibilidad proporcionada por el fabricante.

Para calibrar el esfuerzo vertical se han tomado $i = 10$ medidas para $j = 5$ puntos de calibración, en el rango de funcionamiento normal del equipo.

La incertidumbre obtenida para la medida de esfuerzos verticales, efectuando redondeos al alza de los errores implicados en el cálculo, es:

$$U = k \cdot \sqrt{u_0^2 + u^2(rep) + u^2(res)} = 2 \cdot \sqrt{0,1^2 + 0,5^2 + 0,01^2} = 0,51N \quad (5.6)$$

5.1.3.2. Esfuerzos longitudinales y laterales

Para calibrar los esfuerzos longitudinales y laterales se ha utilizado una célula de carga calibrada de incertidumbre conocida y un tensor. La incertidumbre obtenida para la medida de esfuerzos longitudinales y laterales, efectuando redondeos al alza de los errores implicados en el cálculo es:

$$U = k \cdot \sqrt{u_0^2 + u^2(rep) + u^2(res)} = 2 \cdot \sqrt{0,5^2 + 0,5^2 + 0,01^2} = 0,71N \quad (5.7)$$

5.2. Vehículo de ensayo

Para la realización de los ensayos experimentales se dispone de un vehículo Mazda 2 1.2 Active, mostrado en la figura 5.4. Es un pequeño utilitario diseñado para uso habitual en ciudad, a bajas velocidades de circulación.

5.2.1. Neumáticos de ensayo

Para la medida de fuerzas en el contacto neumático-calzada se ha dispuesto de diferentes neumáticos, que han sido montados sobre el vehículo de ensayo. A partir de las diversas pruebas realizadas se han seleccionado tres juegos de neumáticos por su representatividad, ya que permiten analizar las mayores diferencias experimentales. Los demás juegos de neumáticos



Figura 5.4: Vista frontal del vehículo de ensayos entrando en la placa dinamométrica

ensayados previamente han dado lugar a resultados fácilmente asimilables a alguno de estos tres juegos de neumáticos. Dos de los juegos de neumáticos (neumáticos II y III) presentan idénticos valores geométricos, siguiendo las recomendaciones del fabricante del vehículo, mientras que el juego de neumáticos I tiene diferente geometría, índice de carga e índice de velocidad. Esto permite contemplar diferentes condiciones, que hacen posible generalizar las principales conclusiones alcanzadas.

Neumáticos I:

El modelo utilizado es el MICHELIN ENERGY 185/65 R15 88H. Este juego de neumáticos es completamente diferente al proporcionado por el fabricante del vehículo, ya que no se ajusta ni a la geometría ni a las cargas y velocidades recomendadas por el mismo. El juego de neumáticos ensayado está en buen estado de conservación y escaso desgaste. Con ello se ha procurado comparar un neumático nuevo de medidas muy diferentes a las recomendadas por el fabricante del vehículo con los otros dos juegos de neumáticos.

Neumáticos II:

El modelo utilizado es el BRIDGESTONE B391 175/65 R14 82T. Este juego de neumáticos es el proporcionado por el fabricante del vehículo. El juego de neumáticos ensayado está en perfecto estado ya que ha rodado muy pocos kilómetros y ha sido conservado en condiciones de almacenamiento adecuadas. Con ello se ha procurado comparar un neumático nuevo, de medidas recomendadas por el fabricante, con los otros dos juegos de neumáticos.

Neumáticos III:

El modelo utilizado es el HANKOOK RADIAL RA14 175/65 R14 86T. Este juego de neumáticos es de geometría recomendada por el fabricante del

vehículo. El juego de neumáticos ensayado está en avanzado estado de desgaste ya que ha rodado más de 50.000 km en condiciones severas (conducción deportiva moderada). Con ello se ha procurado comparar un neumático usado, de medidas recomendadas por el fabricante, con los otros dos juegos de neumáticos.

5.3. Metodología de ensayo en placa dinamométrica

La metodología de ensayo empleada en la presente Tesis Doctoral consta fundamentalmente de tres etapas:

- Medida en placa dinamométrica.
- Ajuste de las condiciones de ensayo: Ángulos de dirección, presión, fuerza vertical y temperatura.
- Análisis de datos

5.3.1. Medida en placa dinamométrica

La metodología seguida para el ensayo en placa dinamométrica consta de los siguientes pasos:

1. Se realiza la conexión del equipo de adquisición de datos a las células de carga, identificando claramente cada una de ellas con el canal de adquisición correspondiente (ver figura 5.5).
2. Se efectúa el proceso de autocalibración y toma de ceros del sistema, con el vehículo colocado encima del banco de ensayo pero fuera de la placa dinamométrica.
3. A partir de los ajustes iniciales del sistema es posible comenzar la toma de datos.
4. El vehículo avanza a velocidad constante, aproximadamente 0.3 km/h, hasta que la rueda derecha atraviesa longitudinalmente la placa dinamométrica (ver figuras 5.6 y 5.7).
5. Se detiene la toma de medidas.

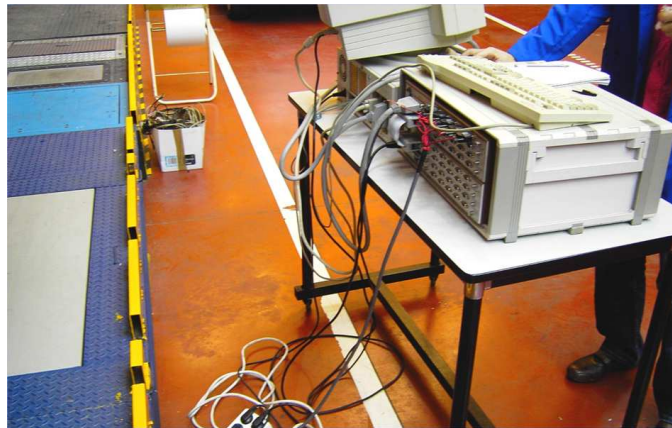


Figura 5.5: Conexión entre: placa dinamométrica, sistema de adquisición de datos y ordenador

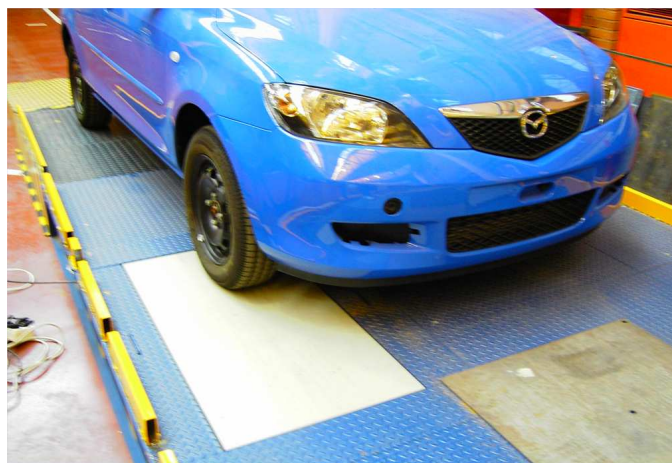


Figura 5.6: Fotografía del vehículo avanzando por la placa durante un ensayo



Figura 5.7: Entrada del neumático en la placa dinamométrica

Para la medida de fuerzas longitudinales ha sido necesario utilizar un sistema específico de tracción, en lugar de hacer pasar el vehículo movido por su propio motor, con el fin de garantizar una velocidad suficientemente constante. Para ello se ha utilizado un polipasto tal y como se muestra en la figura 5.8.



Figura 5.8: Fotografía del sistema de tracción empleado

Además del sistema de tracción se ha empleado una célula de carga para la realización de algunos de los ensayos de fuerza longitudinal, ver figura 5.9. De este modo, ha sido posible registrar la fuerza longitudinal en el contacto neumático-calzada mediante placa dinamométrica y la fuerza longitudinal de tracción mediante la célula de carga.



Figura 5.9: Fotografía del vehículo movido por el sistema de tracción con la célula de carga

5.3.2. Ajuste de los ángulos de dirección, presión, fuerza vertical y temperatura

Una vez que el coche abandona la placa dinamométrica, avanza hasta la posición adecuada para la medición de los ángulos de dirección.

El procedimiento de ajuste de los ángulos de dirección es el siguiente:

1. Se enciende el alineador y se selecciona el modelo de vehículo que se desea ajustar, accediendo previamente a la base de datos del equipo.
2. El vehículo se guía hasta unas plataformas móviles, que están fijadas mediante ganchos. Una vez que las ruedas delanteras están apoyadas sobre dichas plataformas, se sueltan los ganchos y se colocan los respectivos soportes sobre las llantas donde irán colocados cada uno de los cabezales o captadores (ver figura 5.10). Además, se colocará una barra que mantendrá pisado el pedal del freno.



Figura 5.10: Vehículo en el elevador hidráulico, con los medidores de ángulos instalados

3. Una vez que los captadores han sido nivelados, el equipo muestra a través de la pantalla, las operaciones que hay que realizar sobre el volante para que los captadores sean capaces de realizar todas las medidas. Al finalizar esta operación se fija el volante mediante un útil específico facilitado por el fabricante.
4. Con el medidor de ángulos instalado es posible ver, en tiempo real, el valor de todos los ángulos en el monitor del equipo y esto permite variarlos de forma controlada (ver figura 5.11).



Figura 5.11: Ordenador que procesa la información de los elementos de medida de ángulos

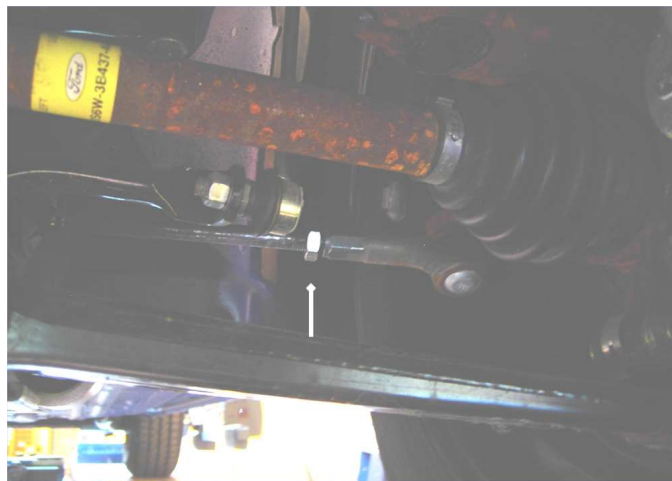


Figura 5.12: Fotografía de la tuerca del brazo de dirección que permite variar la convergencia

5. Una vez finalizado el proceso de medición, se puede imprimir los ángulos medidos, así como las correcciones necesarias para el ajuste de la dirección.
6. A continuación, se procede a comprobar y ajustar la presión de inflado de los neumáticos y la carga que permitirá variar la fuerza vertical. Del mismo modo, se calentarán los neumáticos en aquellos ensayos que sea preciso, ver figura 5.13.



Figura 5.13: Imagen de la centralita y una de las mantas térmicas montada en el neumático

5.3.3. Análisis de datos

A lo largo del desarrollo experimental de la tesis se ha seguido siempre una misma metodología de análisis de datos. Cada ensayo realizado mediante placa dinamométrica para unas condiciones de ensayo concretas (presión, fuerza vertical, convergencia y temperatura fijas) ha sido repetida diez veces con el fin de obtener un valor medio de los esfuerzos. De cada una de estas medidas se han tomado los datos estabilizados (eliminando los transitorios) y se han calculado las medias y desviaciones típicas de: fuerza longitudinal, fuerza transversal, fuerza vertical, coeficiente de adherencia solicitada longitudinalmente y coeficiente de adherencia solicitada transversalmente. El análisis pormenorizado de datos se realiza en los siguientes capítulos de la presente Tesis Doctoral, no obstante, con el fin de ilustrar la metodología seguida en dichos análisis se muestra la tabla 5.2, con los datos estadísticos obtenidos para una medida concreta en placa dinamométrica tal y como quedan al finalizar dicho proceso de análisis.

A partir de los datos obtenidos para las diez repeticiones de cada medida se han calculado datos estadísticos globales de media y desviación típica para cada uno de los parámetros estudiados.

Al ver los datos mostrados en la tabla 5.2 se aprecia que la desviación típica es muy superior a la incertidumbre asociada a la medida con placa di-

Tabla 5.2: Ejemplo de tabla de resultados. Condiciones de medida: Convergencia total 1°, presión 2 bar y fuerza vertical 3250 N

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-36.75 N	1125.15 N	3253.32 N	0.01	0.26
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
12 N	15.5 N	35.48 N	0.0053	0.0048

namométrica. Esto es debido a que la medida es dinámica y la transmisión de esfuerzos por parte del neumático a lo largo de la rodadura es variable y compleja. En la huella de contacto existen zonas de adherencia y deslizamiento que varían continuamente durante la rodadura, produciéndose una transmisión de esfuerzos variable que se caracteriza mediante una serie temporal. A pesar de esta variabilidad intrínseca al proceso de transmisión de esfuerzos, la repetibilidad de las medidas ha resultado ser elevada, produciéndose variaciones en las medias y desviaciones típicas de las diez repeticiones de cada medida inferiores al 3%.

5.3.4. Condiciones de ensayo

Las condiciones de ensayo en que ha sido desarrollado el estudio experimental están orientadas a la aplicación de los resultados en tareas de inspección y mantenimiento de vehículos, así como el funcionamiento del vehículo en régimen estacionario a baja velocidad. Es por ello que no se ha hecho especial incapié en los regímenes transitorios (excepto en aquellos casos en que ha permitido mejorar la metodología de ensayo) ni valores extremos de las variables de influencia. Valores muy elevados o demasiado pequeños de presión y/o fuerza vertical son fácilmente identificables a simple vista y deberán ser corregidos para el correcto desempeño del neumático y, desde luego, antes de cualquier proceso de inspección o mantenimiento del vehículo. Ocurre algo parecido con los defectos en el ajuste del ángulo de convergencia que, además de poder identificarse en ocasiones a simple vista, produce elevado ruido y vibraciones (a partir de 0.6° en cada rueda aproximadamente) que ponen de manifiesto defectos importantes sin necesidad de realizar análisis complementarios.

Una vez acotadas las condiciones de ensayo y desarrollo del modelo se ha analizado la influencia de las siguientes variables en los rangos indicados en la tabla 5.3.

Tabla 5.3: Variables y rangos de medida analizados.

Variable	Mínimo	Máximo	Incremento
Convergencia:	-3°	3°	0.5°
Fuerza vertical:	3250 N	4000 N	250 N
Presión:	1 bar	3 bar	0.5 bar
Temperatura:	20° C	80° C	10° C

Como se detalla en el estudio experimental, capítulo 6, además de los valores de convergencia indicados se ha incluido en el análisis el valor de 0.3° de convergencia total ya que es la convergencia propuesta por el fabricante del vehículo. Se denomina convergencia o convergencia total a la suma de convergencias de ambas ruedas del eje delantero, siendo esta la variable de análisis. Del mismo modo, se hace un análisis pormenorizado de las convergencias parciales de cada rueda en el estudio experimental, pero esto se circunscribe a un solo apartado y se detallan los valores de convergencia parcial y convergencia total.

Por otra parte, al analizar la influencia de la fuerza vertical ha resultado muy complicado fijar el valor de 3500 N. Para variar la fuerza vertical se han utilizado bidones de agua distribuidos en el interior del vehículo, con el fin de simular la presencia de pasajeros en distintas posiciones del habitáculo. Este procedimiento, aunque muy realista desde el punto de vista de la distribución de pasajeros en el vehículo, no ha permitido fijar 3500 N de fuerza vertical. Por este motivo se han realizado medidas con el valor más próximo técnicamente accesible: 3600 N.

La figura 5.14 muestra esquemáticamente la metodología completa seguida para el ensayo en placa dinamométrica.

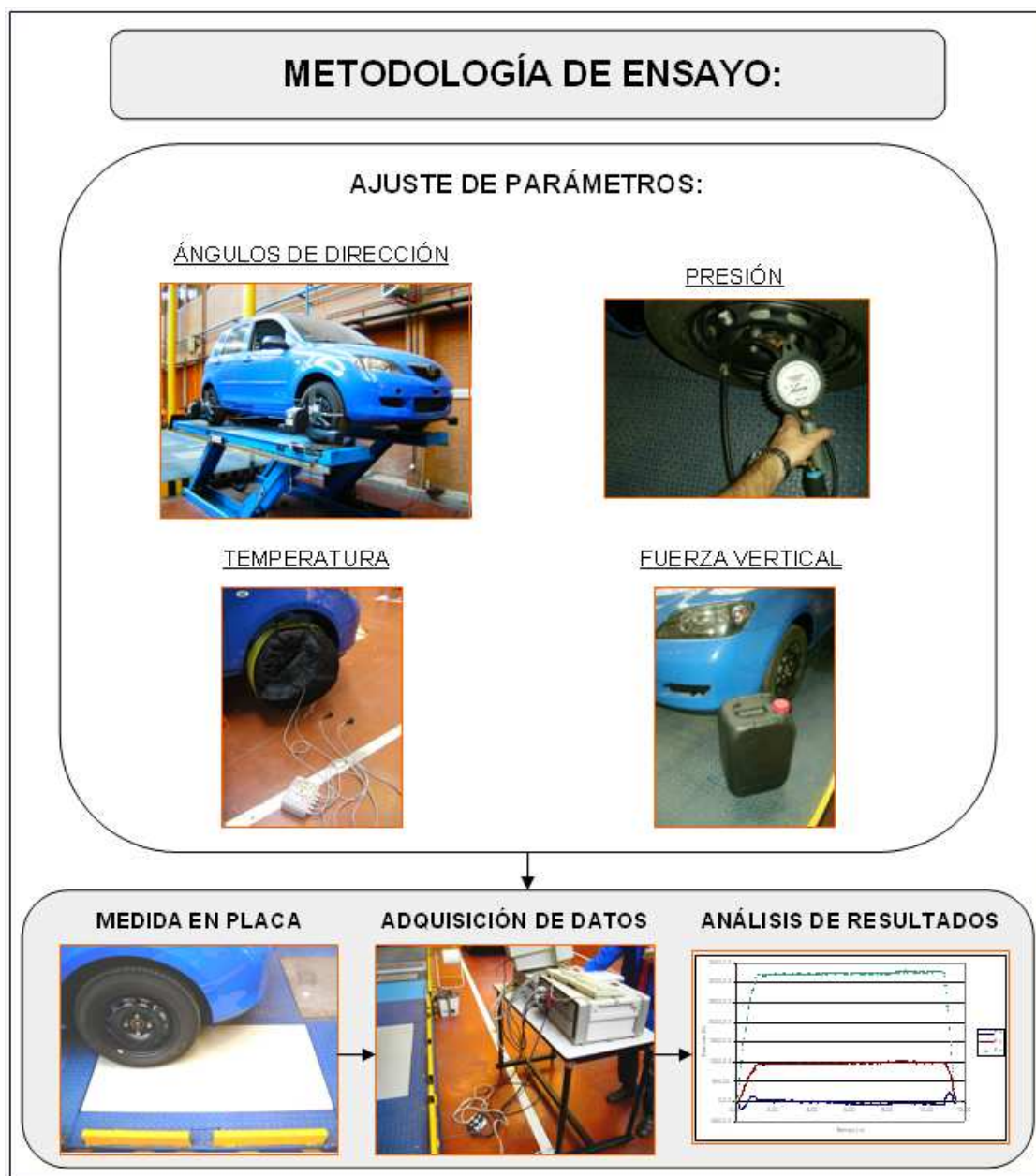


Figura 5.14: Metodología de ensayo

Estudio experimental

6.1. Introducción

En el desarrollo de cualquier modelo de contacto neumático-calzada resulta imprescindible una importante base experimental. En el caso del modelo desarrollado en la presente Tesis Doctoral resulta especialmente interesante comenzar exponiendo el estudio experimental que ha permitido alcanzar las conclusiones en que se sustenta el mismo. Las diferentes pruebas experimentales realizadas permiten delimitar las principales variables de influencia en el contacto neumático-calzada a baja velocidad, así como determinar las condiciones para la realización de ensayos. En dichas pruebas se toman datos efectuando diferentes variaciones en parámetros con el fin de evaluar cómo afectan al muestreo y de estudiar la tasa de variación que inducen. Algunos de los apartados incluyen una parte de simulación o de breve revisión bibliográfica que, si bien es cierto que no puede ser considerada parte del estudio experimental, permite completar y aclarar conclusiones alcanzadas a partir de datos experimentales. No obstante, se diferenciará claramente entre estudios experimentales y estudios mediante simulación en cada caso.

El primer punto abordado en el presente capítulo es el análisis de parámetros de influencia en las condiciones de ensayo. Una vez estudiadas las condiciones de ensayo se han planteado las bases del modelo de contacto neumático-calzada a partir de los siguientes análisis:

- Análisis de influencia de la velocidad. En este apartado se estudia y valora la representatividad de los datos extraídos en el contacto

neumático-calzada a baja velocidad, premisa fundamental de la presente Tesis, caracterizando de modo preciso la influencia de dicha variable a partir de ensayos y de una profunda revisión bibliográfica.

- Análisis de influencia de la dirección de movimiento al atravesar la placa. De este modo, se valoran las capacidades de la placa dinamométrica para ser aplicada en un sistema convencional de inspección, y la repetibilidad de los datos que proporciona.
- Análisis de influencia de efectos locales en la huella de contacto. En este apartado se comprueban distintos efectos debidos a variaciones en la deformación de la huella de contacto como son: movimientos de volante, la rodadura previa, entrada y salida de la placa y variaciones en el coeficiente de adherencia.
- Estudio de la fuerza transversal. Es en este punto donde se comienza a plantear el modelo de contacto neumático-calzada. Para ello, se analiza la influencia de la presión, la fuerza vertical, el ángulo de convergencia, el ángulo de caída y la temperatura sobre la fuerza transversal.
- Estudio de la fuerza longitudinal. En este apartado se continúa el estudio que permite establecer las bases del modelo, analizando la influencia de la presión, la fuerza vertical, el ángulo de convergencia, el ángulo de caída y la temperatura sobre la fuerza longitudinal.

El índice de deslizamiento (o pseudodeslizamiento, dependiendo de la bibliografía consultada) es también una variable de gran importancia en la transmisión de esfuerzos por parte del neumático, especialmente en dirección longitudinal. Diversos modelos de neumáticos muestran la dependencia de las fuerzas longitudinal y transversal con el índice de deslizamiento, denominándose por ello modelos combinados. Los ensayos en que se fundamentan dichos modelos indican que para índices de deslizamiento pequeños la fuerza lateral alcanza valores elevados, mientras que la fuerza longitudinal muestra valores pequeños y relación linealmente proporcional. No obstante, en las condiciones de ensayo en que ha sido desarrollado el modelo que da lugar a la presente Tesis Doctoral se ha comprobado que el índice de deslizamiento además de ser de pequeño valor es prácticamente constante, por lo que afecta muy poco o nada a los resultados obtenidos. Para analizar la influencia del deslizamiento es necesario tomar medidas en condiciones de aceleración o frenado, transitorios en la transmisión de fuerzas y condiciones dinámicas

exigentes. Todo ello resulta ajeno a los rangos de medida que delimitan la validez del modelo.

6.2. Estudio de parámetros de influencia en las condiciones de ensayo

En la figura 6.1 se observa el tipo de datos registrados por la placa dinamométrica al paso del neumático sobre esta y el modo en que se efectúa la lectura de los mismos. En las curvas de las tres fuerzas registradas: longitudinal, F_x , lateral (o transversal), F_y , y vertical, F_z ; se aprecian los transitorios de entrada y salida a la placa. En estos transitorios se producen dos fenómenos fundamentalmente, como se comentará con más detalle en sucesivos apartados. En primer lugar, se produce la progresiva entrada -o salida- de la huella de contacto en la placa, con el aumento -o disminución- lineal de fuerza vertical y lateral que ello conlleva. Esto da lugar a las rampas inicial y final en las fuerzas lateral y vertical que se aprecian en la figura 6.1. En segundo lugar, el paso del neumático por el pequeño huelgo existente entre la placa dinamométrica y la plataforma que la rodea, da lugar a oscilaciones de la fuerza longitudinal en la entrada y salida de la placa. Dichas oscilaciones en la fuerza longitudinal coinciden con las rampas mencionadas para las fuerzas lateral y vertical, ya que ambos fenómenos se producen al entrar y salir el neumático de la placa. En la zona central, comprendida entre los transitorios de entrada y salida de la placa, con el neumático completamente dentro de la placa, se observan valores mucho más constantes de las tres fuerzas. La transmisión de esfuerzos en régimen estacionario viene dada por dichos valores centrales, siendo por tanto la región más importante para caracterizar el comportamiento del neumático en función de distintos parámetros. Es por ello que todos los valores de media y desviación típica de las fuerzas se calculan para esta región, eliminando la contribución de los transitorios de entrada y salida a la placa dinamométrica.

Un detalle de gran relevancia en los datos obtenidos es la variabilidad intrínseca del tipo de ensayo, tal como fue comentado en el apartado 5.2.6. Se ha podido comprobar a lo largo de los ensayos de la presente Tesis Doctoral que los valores estabilizados de fuerza vertical y longitudinal oscilan dentro de una franja de ± 15 N, mientras que los valores de fuerza lateral oscilan entre ± 10 N respecto del valor promedio. Estos valores afectan considerablemente a las medidas de fuerza lateral próximas a cero, ya que

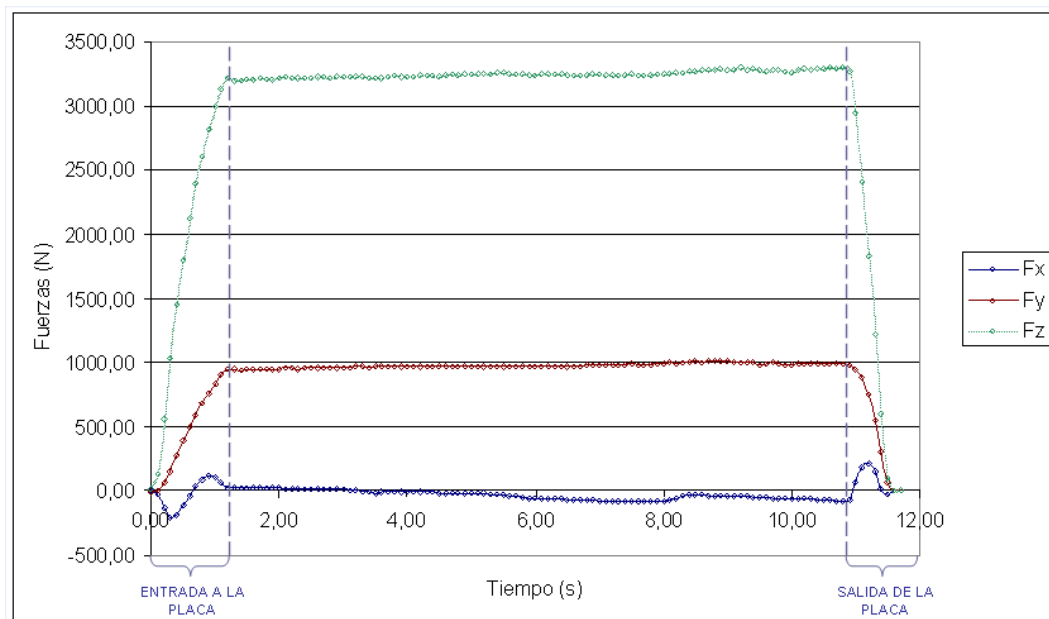


Figura 6.1: Curvas experimentales de las fuerzas transmitida por los neumáticos obtenidas mediante placa dinamométrica

dificultan la obtención de conclusiones claras. Sin embargo, dado que es una franja aproximadamente constante, afecta mucho menos a medidas con valores elevados. Así, por ejemplo, supone un error inferior al 1% en la medida de la fuerza vertical e inferior al 3% de la fuerza lateral cuando las medidas se producen para ángulos de convergencia total superior a 1.5° . A esta variabilidad, propia de las condiciones de ensayo, hay que añadir la incertidumbre asociada a la placa dinamométrica calibrada, ya indicada en el capítulo 5, Metodología de ensayo. Sin embargo, el valor de esta incertidumbre es pequeño, inferior a 1 N en cualquier caso, frente a la variabilidad descrita y, por tanto, perfectamente despreciable. En los sucesivos apartados se analizan diferentes variables y fenómenos físicos con el fin de definir las condiciones de ensayo más adecuadas.

6.2.1. Velocidad

Respecto al análisis de la influencia de la velocidad, hay un gran número de estudios acerca de este tema cuyas conclusiones es interesante resumir antes de exponer los resultados experimentales.

Existen diferentes trabajos (Bull, 1939), (Evans, 1935), (Forster, 1935), (Gough, 1958), (Smiley, 1956) en los que se establece la influencia escasa o nula del rango de la velocidad del neumático durante el ensayo en las carac-

terísticas de las fuerzas y momentos en neumáticos de vehículos automóviles. Sin embargo, en posteriores estudios, donde los avances tecnológicos han permitido el desarrollo de equipos de ensayo más modernos (Bird & Martin, 1973) y un conocimiento más avanzado del comportamiento dinámico del neumático (Bird & Martin, 1973), (Ellis, 1969) se hace referencia a la influencia de la velocidad sobre las fuerzas y momentos medidos en el neumático (Pottinger et al., 1976).

Ginn y Marlowe (Ginn et al., 1962), concluyen que el efecto de aumentar la velocidad de ensayo origina básicamente un incremento de la fuerza lateral. En sus trabajos se demuestra que el incremento llega a ser de hasta un 15 % en el rango de velocidad de 0-25 m/s (90 km/h), manteniendo constante el ángulo de *deriva* ($\alpha^* = 2^\circ$) y la presión de inflado (1.7 bar).

Pottinger et al. (Pottinger et al., 1976) apunta una serie de hechos reveladores acerca de las mediciones en distintos tipos de bancos de ensayos, de rodillo y banda plana, sobre la interpretación de las propiedades del momento y de fuerza en un neumático y su influencia sobre la maniobrabilidad de un vehículo. Discute el efecto que la velocidad de ensayo tiene sobre la fuerza lateral y el momento autoalineante normalizados, para un ángulo de *deriva* de 1° , 2° y 4° , usando dos máquinas de ensayo diferentes, la *Calspan TIRF FLAR Belt* y la *B.F. Goodrich Flat Surface Tire Dynamics Machine*. A partir de dichos ensayos concluye que la velocidad de ensayo produce sobre las características de la fuerza y del momento un efecto fácilmente reconocible. La fuerza lateral para ángulos de *deriva* pequeños está particularmente afectada y se incrementa linealmente con el logaritmo de la velocidad. Este incremento es del orden del 8 % al 9 % en el rango de velocidad de 2.8 a 30.5 m/s (10 a 110 km/h) aproximadamente, mientras que de 0 a 5.6 m/s (20 km/h) la variación es inferior al 4 %. Este resultado es especialmente significativo debido a la importancia de la rigidez de deriva, K_{α^*} , del neumático ya que de corroborarse estas afirmaciones, la rigidez de deriva sería una característica intrínseca del neumático dependiente de los parámetros operativos de ensayo del neumático. En cuando al momento autoalineante, este se mostró insensible a los cambios en la velocidad.

En 1973, Bird y Martin (Bird & Martin, 1973) aportan información cuantitativa sobre el efecto de la velocidad. Para ángulos de deriva constante y en el rango de los 0° - 6° se observa cómo la fuerza lateral crece mientras que lo hace la velocidad de ensayo. Sin embargo, para mayores ángulos de deriva la fuerza lateral decrece cuando la velocidad de ensayo crece. Cuantitativamen-

te se observa un incremento de la rigidez lateral del orden del 10 % cuando la velocidad de ensayo va de los 2.5 m/s (9 km/h) hasta los 30.5 m/s (110km/h). Para el momento autoalineante no se observa variación de la pendiente en el origen para ángulos de deriva pequeños conforme crece la velocidad, sin embargo hay una reducción del par máximo desde los 42 Nm a 2.5 m/s hasta los 41 Nm a 30.5 m/s. El ángulo de deriva que corresponde con el máximo par autoalineante pasa de valer 4.6° a 2.5 m/s a valer 4.1° a 30.5 m/s.

Todo esto indica que existe dependencia entre las fuerzas en el contacto neumático-calzada y la velocidad de ensayo. Para concluir, y concretando todo lo expuesto al caso de placa dinamométrica, se detalla la variabilidad de los resultados extraídos de la misma, así como las condiciones en que debe ser realizada la medida. Partiendo de las limitaciones geométricas de la placa (sus dimensiones son 1.2 x 0.6 m) y la frecuencia de muestreo disponible, 10 Hz, se tiene que el rango de velocidades de ensayo es pequeño y aproximadamente de 0.028 m/s a 0.56 m/s (0.1 a 2 km/h). Mediante la realización de diversos ensayos experimentales se comprueba que la variación de las fuerzas lateral y longitudinal al variar la velocidad es inferior al 2%. Es decir, inferior a la variabilidad intrínseca al ensayo, siendo por tanto inapreciable. La influencia de la velocidad en la transmisión de esfuerzos del neumático es despreciable para velocidades de ensayo comprendidas entre 0.028 y 2.8 m/s (0.1 y 10 km/h), quedando el ensayo con placa dinamométrica incluido en este rango de velocidades. Para velocidades de ensayo comprendidas entre 0.028 y 8.4 m/s (0.1 y 30 km/h) la influencia de la velocidad es inferior al 5%. Estos resultados indican que, dentro del rango de velocidad en que permite trabajar la placa dinamométrica, la influencia de la velocidad es despreciable, además de permitir extraer conclusiones representativas para todo el rango de baja velocidad.

6.2.2. Dirección de movimiento al atravesar la placa

Al igual que ocurre con la velocidad, y como consecuencia de las reducidas dimensiones de la placa, el rango de variación de la dirección de movimiento es muy limitado. La máxima desviación respecto del eje longitudinal de la placa es inferior a 12°. De este modo, la variación en la fuerza lateral es inferior a la propia variabilidad del ensayo, siendo de aproximadamente ± 10 N.

6.2.3. Efectos locales en la huella de contacto

6.2.3.1. Modificación de la deformación del neumático

A lo largo de los diferentes ensayos realizados ha sido posible identificar la importancia de la deformación del neumático en la huella de contacto. Resulta imprescindible dejar al neumático un periodo de rodadura mínimo para desarrollar y estabilizar la deformación en la huella de contacto y eliminar así los periodos transitorios. De otro modo, no es posible caracterizar el comportamiento del neumático en régimen estacionario. El cambio de sentido de movimiento del vehículo conlleva cambios en la deformación de la huella de contacto y, por tanto, de las fuerzas F_x y F_y . En la figura 6.2 se aprecia el fenómeno descrito, habiendo sido realizada con varios cambios de sentido de traslación del vehículo dentro de la placa.

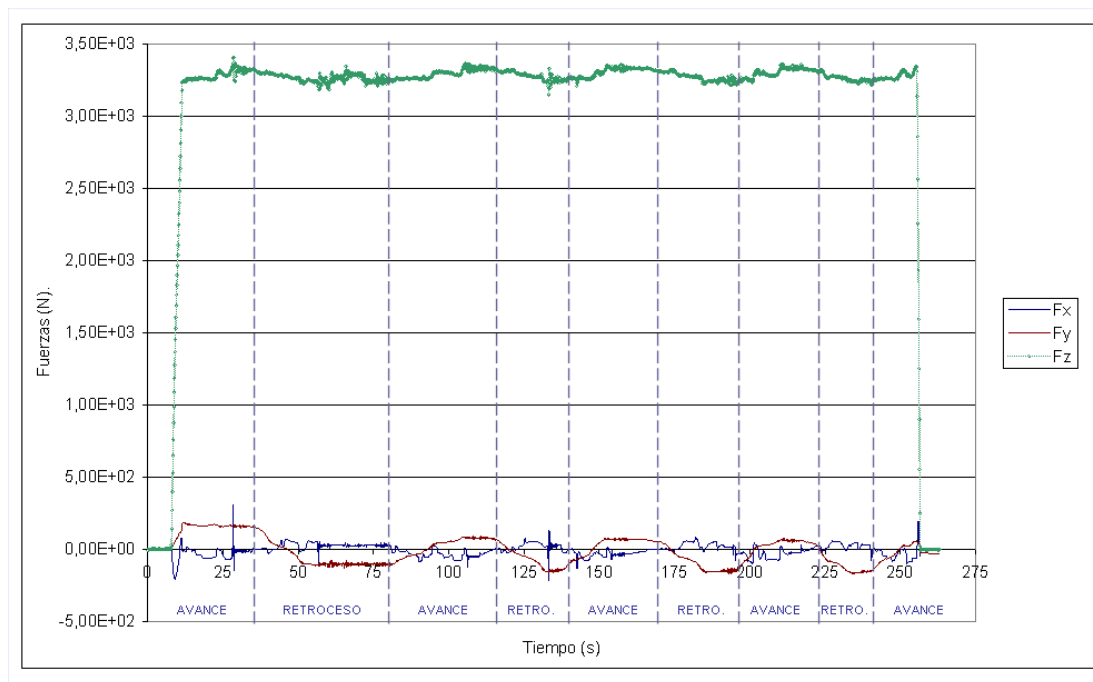


Figura 6.2: Fuerzas registradas en placa dinamométrica al efectuar cambios de sentido de traslación dentro de la placa

En la figura 6.2 se observa cómo la fuerza lateral es positiva al avanzar sobre la placa y negativa al retroceder, así como los periodos de transición entre los valores estables positivos y negativos. La fuerza longitudinal presenta picos causados por las aceleraciones necesarias para parar y reanudar la marcha dentro de la placa.

A partir de las experiencias anteriores se decidió comprobar qué ocurre con las fuerzas al actuar de diferentes maneras sobre la deformación del

neumático dentro de la placa.

El primer ensayo realizado es el que permite estudiar el efecto causado al girar el volante con el vehículo dentro de la placa dinamométrica.

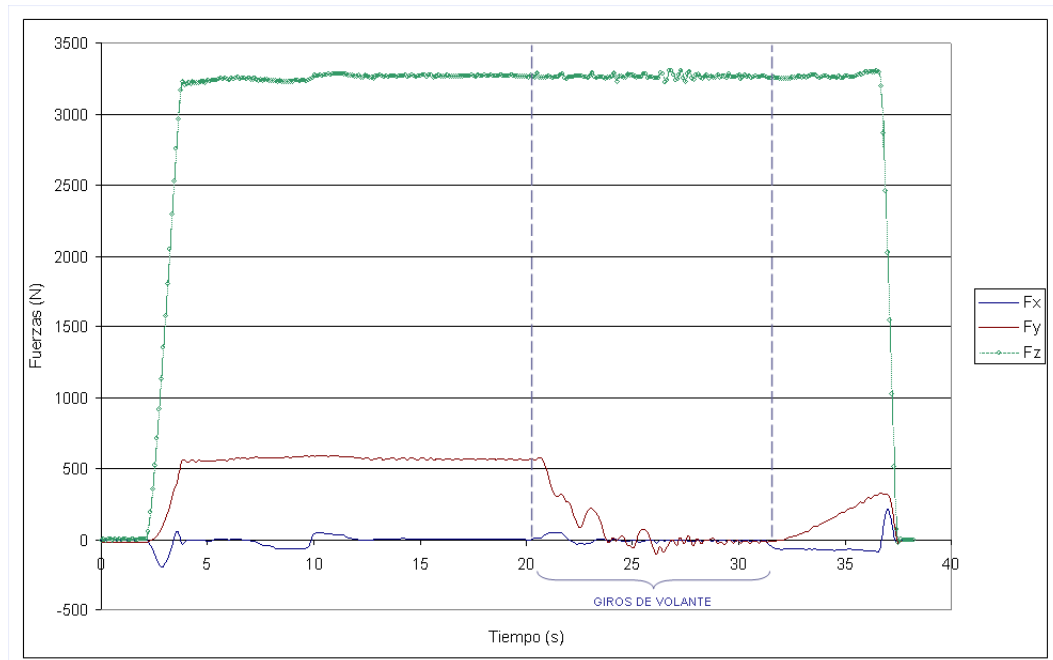


Figura 6.3: Fuerzas registradas en placa dinamométrica al efectuar giros de volante con el vehículo parado dentro de la placa

Tal y como se observa en la figura 6.3, a partir del segundo 12, aproximadamente, el coche queda detenido dentro de la placa. A partir del segundo 20 comienzan los giros de volante en un sentido y otro, y tras tres giros de 90° de amplitud en cada sentido se estabiliza el valor de la fuerza lateral en cero. Esto permanece así aunque se siga haciendo girar el volante. Al reanudar el movimiento, en el segundo 32, comienza de nuevo a crecer el valor de la fuerza transversal hasta salir de la placa.

Se comprueba que al girar el volante en un sentido y otro (90° en cada sentido) repetidas veces y devolviéndolo finalmente a una posición neutra se alcanza un valor nulo de fuerza lateral. Al deshacer la deformación que acumula el caucho en la huella de contacto también se está eliminando la fuerza transversal. Al reanudar el movimiento vuelve a desarrollarse dicha deformación y crece de nuevo el valor de la fuerza transversal. A partir de este ensayo es posible concluir que cuando se obliga a girar a un neumático respecto a la mangueta habiendo fijado en este un cierto ángulo de convergencia, la huella de contacto del neumático ha de deformarse para seguir la dirección de movimiento del vehículo, y es esta deformación la responsable

de buena parte de la fuerza transversal transmitida a la calzada.

Con la intención de comprobar, además de la influencia de la deformación en la huella de contacto, la influencia de la suspensión sobre la fuerza transversal, se ha procedido a levantar el vehículo, una vez está este dentro de la placa, y volver a bajarlo. La prueba realizada se detalla en la figura 6.4. Como cabía esperar, se encuentra influencia de la suspensión sobre las fuerzas transmitidas al pavimento.

El mecanismo de suspensión se diseña para modificar los ángulos de convergencia y caída en condiciones dinámicas. Es este fundamentalmente el efecto caracterizado en esta prueba, ya que al elevar una rueda (disminuir la carga vertical hasta hacerla cero) la caída pasa de valores negativos a valores positivos ejerciendo fuerza lateral en todo el proceso.

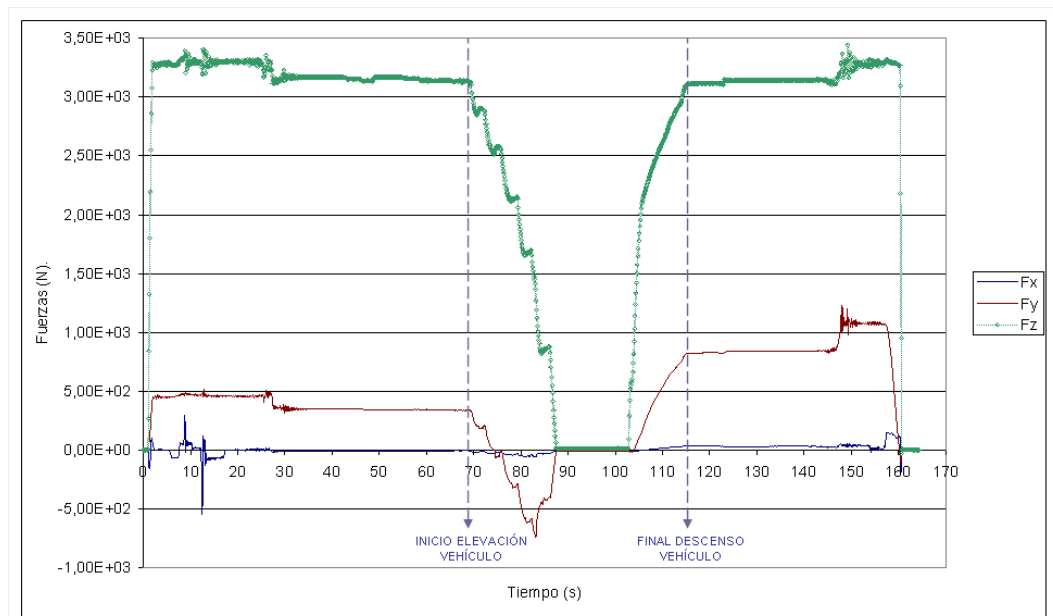


Figura 6.4: Fuerzas registradas en placa dinamométrica al elevar y posteriormente bajar el vehículo parado dentro de la placa

En la figura 6.4 se observa que en el segundo 28, aproximadamente, el conductor se baja del vehículo y a partir del segundo 70 se comienza a elevar el vehículo mediante un gato hidráulico. Durante este proceso los amortiguadores se estiran, y las ruedas se cierran hacia el chasis, pasando el ángulo de caída de valores negativos a valores positivos. La fuerza lateral evoluciona hasta valores negativos. Se hace descender el vehículo a partir del segundo 83, observándose como al apoyar las ruedas se comprime nuevamente la amortiguación y las ruedas varían su caída empujando a la placa (alejándola del eje longitudinal del vehículo). En el segundo 116 el vehículo se encuentra

totalmente apoyado, y el conductor se sube en el segundo 147 para reanudar la marcha en el segundo 158. En este ensayo se aprecia la influencia de la suspensión en el ángulo de caída y de este sobre la fuerza transversal, especialmente cuando las variaciones se dan en ausencia de rodadura (la deformación en la huella de contacto, y por tanto en la fuerza transversal, es diferente).

A partir de estas gráficas no se obtienen resultados cuantitativos significativos del comportamiento viscoelástico del neumático y de la influencia del mismo sobre las fuerzas que transmite a la calzada, pero sí permiten una aproximación cualitativa a la influencia de algunos parámetros sobre el sistema estudiado.

6.2.3.2. Longitud de rodadura previa a la entrada en la placa

En el apartado anterior ha quedado indicada la necesidad de efectuar una rodadura previa a la entrada del neumático en la placa dinamométrica. El neumático manifiesta un comportamiento viscoelástico que introduce ciertos valores transitorios. Tal y como se ha descrito, figura 6.2, al cambiar el sentido de giro del neumático, este sufre un cambio muy importante en la deformación y esto induce un cambio también sustancial en la fuerza transversal.

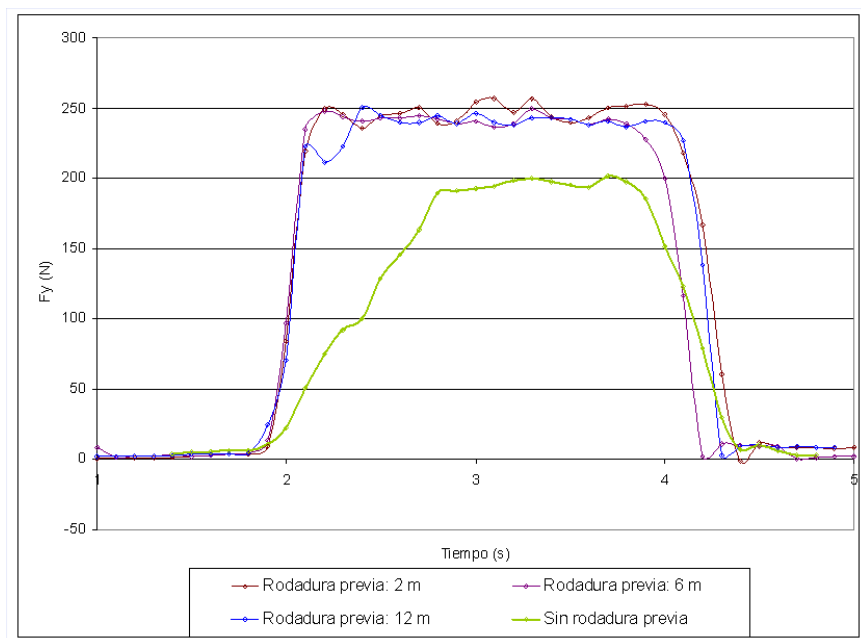


Figura 6.5: Medida de fuerza lateral con distintas longitudes de rodadura previa a la entrada del neumático en la placa

Si se circula marcha atrás con el vehículo, parando cerca del borde de la

placa, y se modifica el sentido de marcha para realizar el ensayo, se observa que el valor de la fuerza lateral se va incrementando hasta un cierto valor (ver figura 6.5). Si por el contrario dicho cambio de sentido de marcha se realiza al menos un metro antes de entrar en la placa se observa que la deformación del caucho en la huella de contacto está totalmente desarrollada y que la fuerza transversal tiene un valor constante y mayor del que se alcanzaba con anterioridad. Al ensayar diferentes neumáticos se ha comprobado que, para eliminar periodos transitorios, el neumático debe recorrer al menos tres cuartos de vuelta (270°) en el sentido de giro en que se realiza el ensayo antes de entrar en la placa y empezar la toma de datos. Al recorrer una distancia previa superior a la indicada no se encuentra diferencia alguna en los datos obtenidos, tal y como queda indicado en la figura 6.5. Esto concuerda con diversas referencias encontradas en la literatura. En el artículo *Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal interaction* (Canudas de Wit et al., 2003) se menciona un cierto parámetro que indica la extensión del periodo transitorio que marca el cambio entre dos condiciones de ensayo. Este parámetro se denomina longitud de relajación (relaxation length), L_r , y a muy baja velocidad (condiciones de ensayo con placa dinamométrica) toma un valor próximo a $3/4$ de la longitud circunferencial del neumático, l_c :

$$L_r \simeq \frac{3}{4} \cdot l_c \quad (6.1)$$

6.2.3.3. Periodos transitorios

A causa de los periodos transitorios en los que el neumático entra y sale de la placa se producen unas rampas inicial y final en las fuerzas vertical y transversal, tal y como se puede observar en la figura 6.6. Las ruedas entran y salen progresivamente de la placa, lo que implica que parte de la huella de contacto no está en el interior de la placa en este proceso de entrada y salida. En el momento en que apoya la rueda totalmente dentro de la placa los valores de fuerzas vertical y transversal pasan a tomar un valor estable y aproximadamente constante en la figura 6.6. La fuerza vertical es prácticamente constante y de valor 340 kg (peso que gravita sobre la rueda derecha del eje delantero del vehículo vacío), excepto en estas rampas de entrada y salida. Por su parte, la fuerza lateral total transmitida depende linealmente de la fuerza vertical y de la longitud de huella medida, por lo que también presenta estas rampas en la entrada y salida del neumático.

En cuanto a la fuerza longitudinal, esta presenta una variación notable en

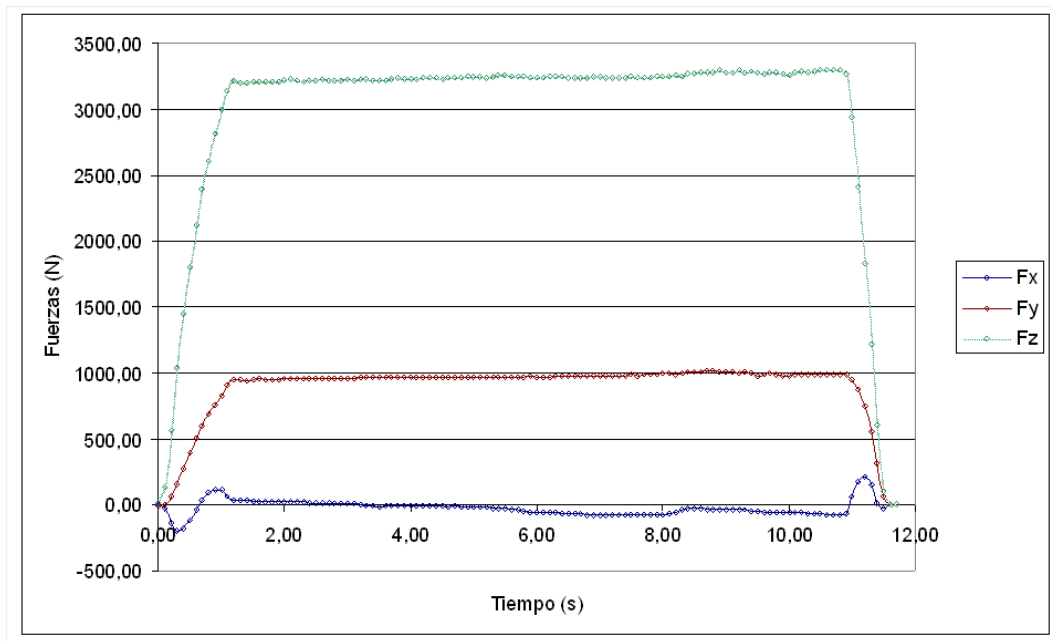


Figura 6.6: Transitorios de entrada y salida. En la figura se puede observar como la fuerza longitudinal sufre bruscas variaciones en los periodos de entrada y salida de la placa

esas mismas zonas de entrada y salida del neumático. Esto es debido a la separación entre la placa y la superficie que la rodea, por donde viene circulando el vehículo. El neumático, al girar, soporta unos esfuerzos de compresión y tracción en las zonas donde comienza y termina la huella de contacto. Al llegar el caucho comprimido durante el proceso de rodadura hasta un huelgo en el borde de placa, dicha goma se suelta en ese pequeño espacio libre de coacciones dando lugar a un movimiento sinusoidal (propio de un elemento elástico que está sometido a compresión y manifiesta un amortiguamiento subcrítico) que recoge la placa cuando comienza la entrada del neumático sobre esta. De modo equivalente sucede a la salida de la placa. En la figura 6.6 se observa que en el primer segundo tiene lugar la entrada del neumático en la placa y entre el segundo 11 y el segundo 11,5, aproximadamente, la salida.

6.2.3.4. Variaciones del coeficiente de adherencia

Al realizar pruebas en placa dinamométrica con papeles de lija de diferente granulometría pegados en su superficie, figura 6.7, se ha comprobado que no se producen variaciones en las fuerzas. La microrrugosidad superficial de la placa utilizada garantiza suficiente adherencia para transmitir las fuerzas

generadas en el contacto neumático-placa para las condiciones de ensayo en que tiene lugar la presente Tesis y es, por este motivo, que no existe variación alguna en los datos experimentales registrados.



Figura 6.7: Fotografía del ensayo con papel de lija en el centro de la placa dinamométrica



Figura 6.8: Fotografía del ensayo con lubricante en el centro de la placa dinamométrica

Por el contrario, al impregnar la superficie de fricción con algún líquido lubricante se aprecian variaciones en la transmisión de fuerzas. Como se puede ver en la figura 6.8, se ha realizado un ensayo introduciendo un charco de lubricante en el centro de la placa dinamométrica. Al realizar dicho ensayo es posible apreciar con claridad, ver figura 6.9, cómo al llegar el neumático al charco éste sufre un brusco movimiento lateral y cae la fuerza transversal registrada, estabilizándose en el valor de fuerza lateral que se ha identificado como el valor límite que puede transmitir en esas condiciones de fricción. Al salir del charco se aprecia que la fuerza lateral vuelve a crecer lenta y progresivamente.

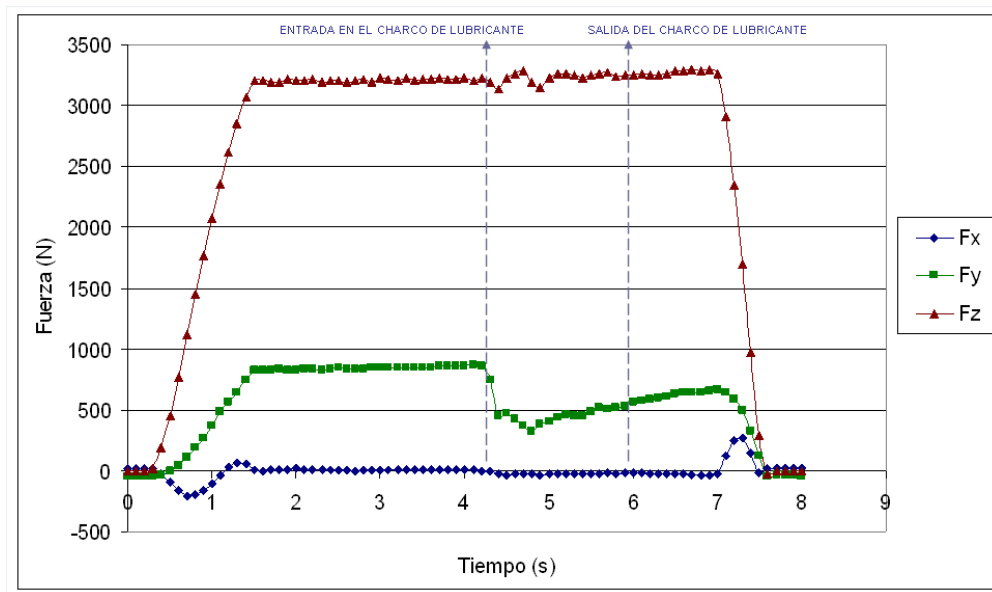


Figura 6.9: Fuerzas registradas en placa dinamométrica al hacer rodar el neumático sobre un charco de lubricante de aproximadamente 30 cm de diámetro

El análisis del contacto neumático-calzada ante variaciones de adherencia (Blab, 1999) ha permitido comprobar que al darse un cambio brusco en dicho parámetro las fuerzas transversales en el contacto neumático-calzada sufren un cambio también brusco, manifestando un cierto periodo transitorio.

Cabe concluir que las variaciones bruscas del coeficiente de fricción, al entrar el neumático en la placa dinamométrica, no producen un transitorio que afecte de modo relevante a la medida. Sin embargo, hay que garantizar un coeficiente de fricción en el contacto neumático-placa en régimen estacionario suficientemente elevado para que las fuerzas medidas no estén limitadas por dicho parámetro. Para la correcta medida de fuerzas se propone fijar una superficie de rodadura adecuada, que garantice elevados valores de fricción, en la placa dinamométrica y desde, aproximadamente, 1 m antes de la entrada en la misma.

De todo lo expuesto a lo largo del presente apartado se concluye que para el análisis del neumático en régimen estacionario es necesario garantizar unas condiciones iniciales de ensayo determinadas. Es decir, se tienen que mantener constantes: el sentido de marcha, la fuerza vertical, la presión y los ángulos de dirección.

6.3. Estudio de la fuerza transversal

A continuación, se estudia experimentalmente la influencia que diversas variables (presión, fuerza vertical, ángulo de convergencia, ángulo de caída y temperatura) tienen sobre la fuerza transversal transmitida por el neumático. Dicha influencia tiene gran repercusión sobre la dinámica lateral del vehículo.

6.3.1. Análisis de influencia de la presión

Resulta evidente que la presión de inflado desempeña un papel fundamental a la hora de transmitir esfuerzos a la calzada desde el neumático, y que su variación aporta cambios importantes en las fuerzas registradas.

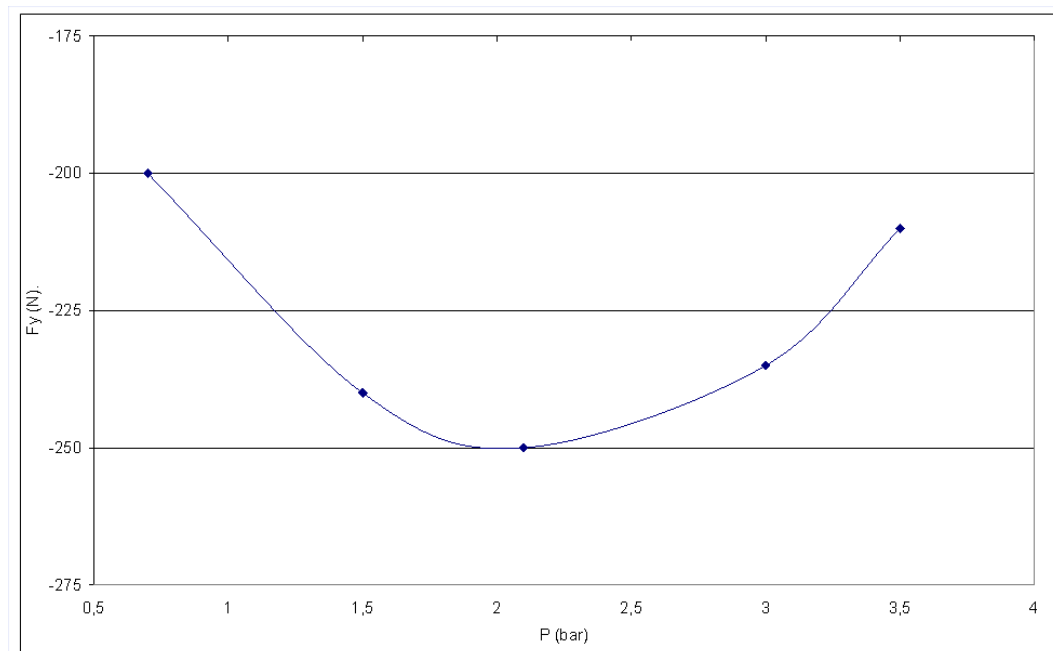


Figura 6.10: Fuerzas transversales experimentales. Condiciones de ensayo: $P=0.7, 1.5, 2.1, 3, \text{ y } 3.5$ bar; $\alpha=-0.8^\circ$; $F_z=4250$ N; Neumático II

En las figuras 6.10 y 6.11 se observa que la fuerza lateral se transmite al pavimento en mayor medida cuando la presión está próxima al valor recomendado por el fabricante del vehículo de ensayo (2.2 bar) para las condiciones de carga indicadas y que dicha fuerza irá disminuyendo al apartarse de dicho valor. En caso de tener convergencia negativa, divergencia, se observa que también se produce este fenómeno pero con signo contrario, es decir, el principio descrito se cumple en valor absoluto. Otra característica observada en estos ensayos es que la transmisión de esfuerzos cae más rápidamente al bajar la presión de inflado que al aumentarla.

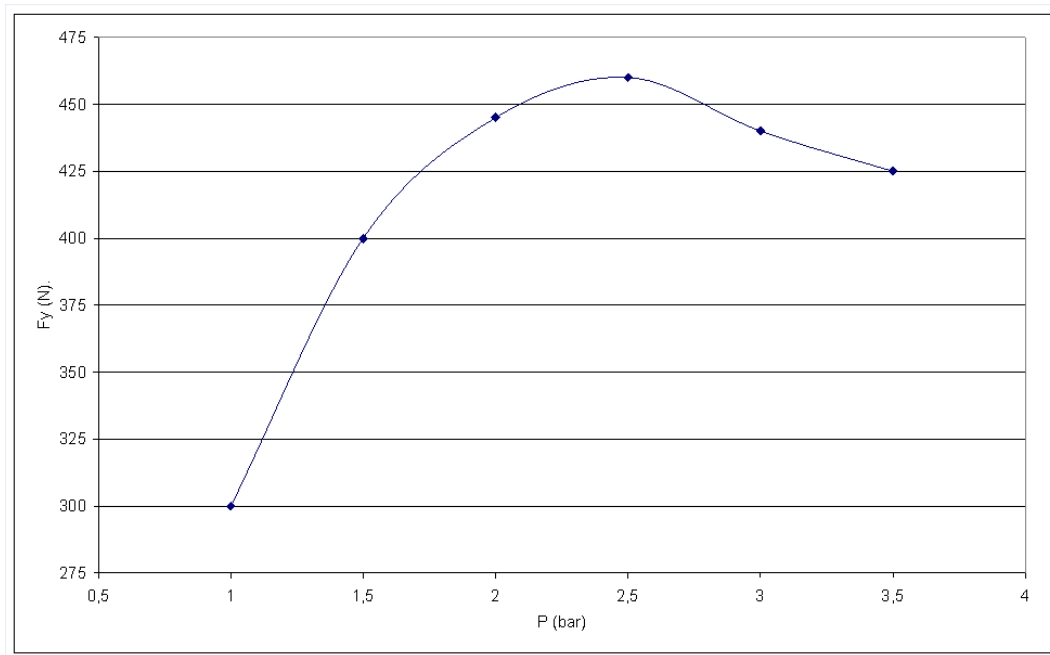


Figura 6.11: Fuerzas transversales experimentales. Condiciones de ensayo: $P=1, 1.5, 2, 2.5, 3, \text{ y } 3.5$ bar; $\alpha=1.4^\circ$; $F_z=4250$ N; Neumático II

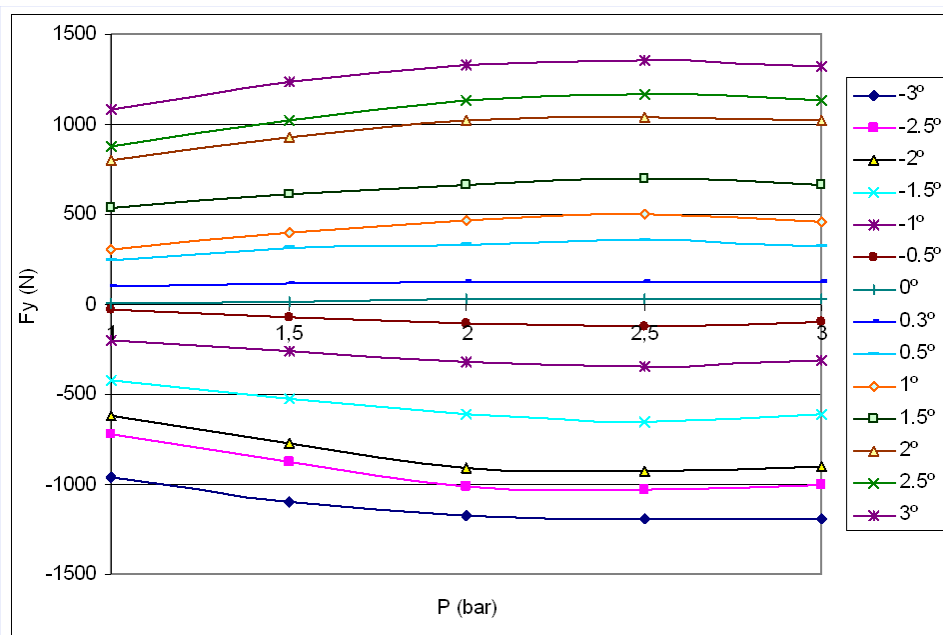


Figura 6.12: Relación experimental entre fuerza transversal y presión para diferentes ángulos de convergencia. Neumático I

La presión ha sido estudiada en detalle por su elevada influencia sobre la fuerza transversal. Se han tomado medidas de fuerza para cada neumático con convergencias totales comprendidas entre -3° y 3° y presiones comprendidas entre 1 y 3 bar tal y como se indica en las figuras 6.12, 6.13 y 6.14.

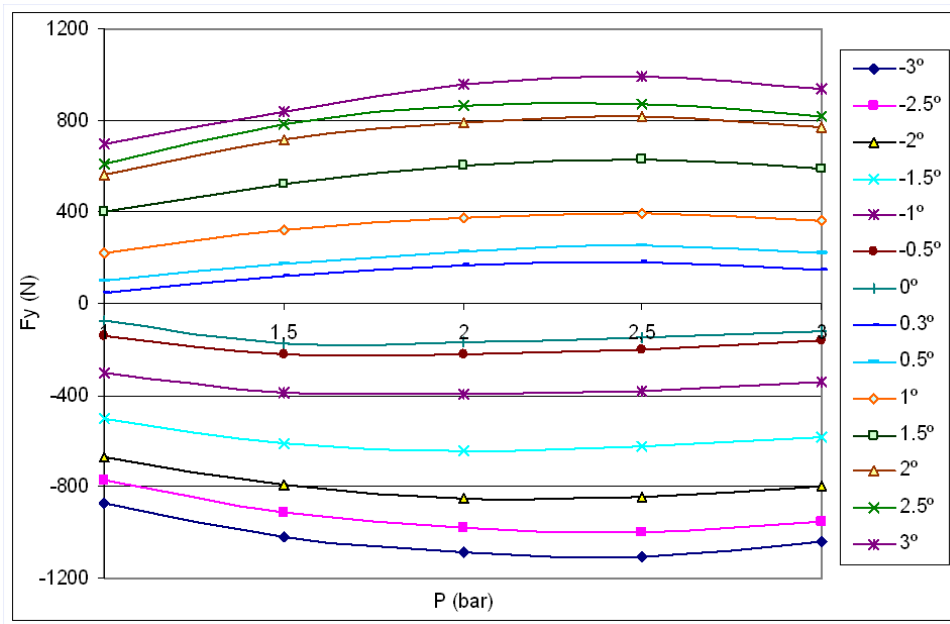


Figura 6.13: Relación experimental entre fuerza transversal y presión para diferentes ángulos de convergencia. Neumático II

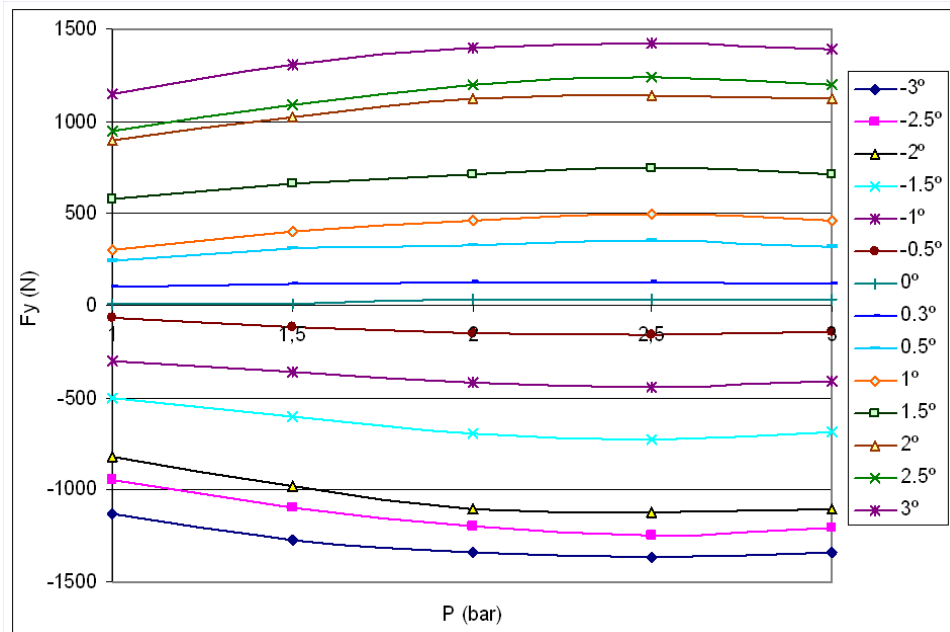


Figura 6.14: Relación experimental entre fuerza transversal y presión para diferentes ángulos de convergencia. Neumático III

En las figuras 6.12, 6.13 y 6.14 se comprueba que la tendencia descrita permanece inalterada para las distintas convergencias analizadas. Sin embargo, se hace más o menos marcada en función de la convergencia siendo, por tanto, parámetros que manifiestan cierta dependencia entre sí. Es, por ello, que se ha propuesto un ajuste polinomial de segundo grado entre la

fuerza lateral y la presión, tal y como se ejemplifica en la figura 6.15. Dicho ajuste se estudia con detalle en el capítulo 7, donde se desarrolla el modelo matemático. En la figura 6.15 se muestran tanto las expresiones matemáticas mediante las que han sido ajustados los datos experimentales, como el coeficiente de determinación, R^2 . El coeficiente de determinación se emplea también en los sucesivos apartados, ya que permite evaluar la bondad del ajuste mediante el cociente entre la varianza explicada por la regresión y la varianza total. Por tanto, valores de R^2 próximos a 1 indican que el ajuste propuesto justifica la mayor parte de la variabilidad de los datos, y resulta adecuado para representar dichos datos experimentales.

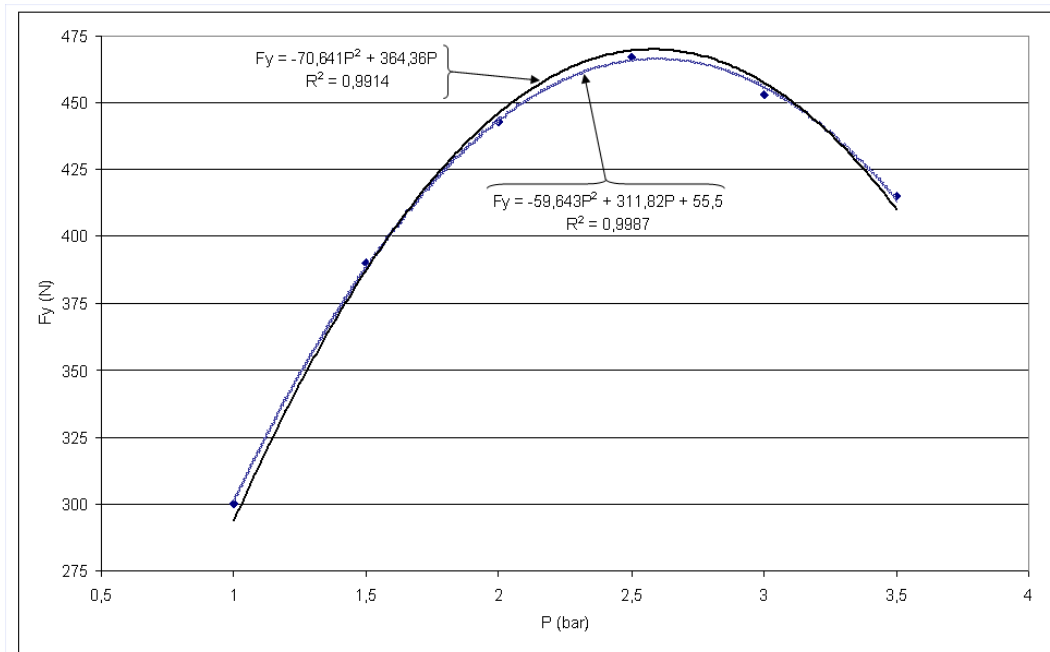


Figura 6.15: Relación experimental entre fuerza transversal y presión ajustada mediante polinomios de segundo grado con y sin término independiente. Condiciones de ensayo: $\alpha=1.4^\circ$, $F_z=4250$ N, Neumático II

A partir de los ajustes polinomiales propuestos es posible establecer una expresión como la mostrada a continuación:

$$F_y = a + b \cdot P + c \cdot P^2 \quad (6.2)$$

donde a, b y c son coeficientes experimentales.

Tal y como se observa en las figuras 6.12, 6.13 y 6.14, los coeficientes de ajuste parecen depender del ángulo de convergencia. No obstante, dicha relación de dependencia se analiza detenidamente en el capítulo 7, durante el desarrollo del modelo. Del mismo modo, se han realizado pruebas para

estudiar qué ocurre al variar la presión de las ruedas dentro de un mismo eje. En concreto se han hecho pruebas con 1 bar en la rueda derecha del eje delantero, y 2.1 bar en la rueda izquierda del mismo eje y se ha repetido la misma prueba pero invirtiendo las presiones (1 bar en la derecha y 2.1 bar en la izquierda). El resultado ha sido que la fuerza lateral registrada permanece inalterada y de igual valor a la obtenida con 1.5 bar de presión en ambas ruedas, valor próximo a la media de los dos valores fijados. Esto se debe al mismo fenómeno de búsqueda de equilibrio de fuerzas descrito con detalle para el caso en que la convergencia de cada rueda del mismo eje sea distinta, apartado 6.3.3.1.

6.3.2. Análisis de influencia de la fuerza vertical

Analizando distintos fenómenos tribológicos, se pone de manifiesto la importancia de la fuerza normal a la superficie de contacto, en este caso fuerza vertical, en la transmisión de esfuerzos en el plano de contacto. La variación de la fuerza vertical implica diferencias en las fuerzas longitudinal y transversal transmitidas.

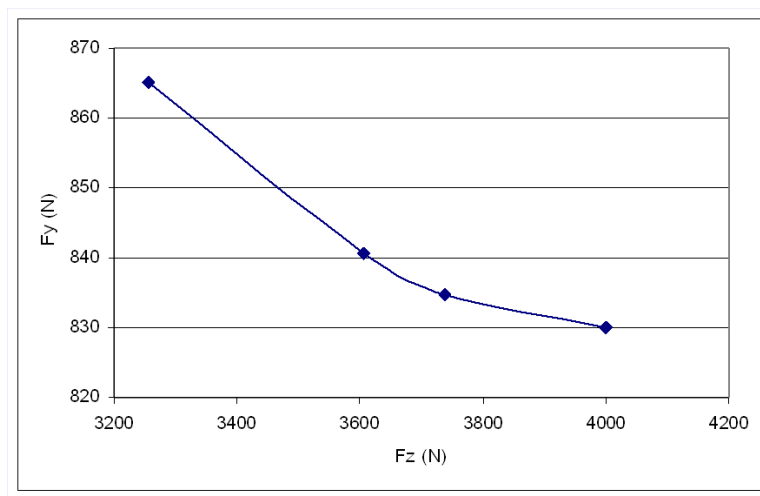


Figura 6.16: Relación experimental entre fuerza lateral y fuerza vertical. Condiciones de ensayo: $\alpha=2.5^\circ$, $P=2$ bar, Neumático II

Al centrar el estudio sobre la fuerza vertical se obtiene que la fuerza transversal disminuye al aumentar la fuerza vertical aplicada, tal y como se puede observar en la figura 6.16. Para la caracterización de este fenómeno se ha controlado el ángulo de caída, garantizando que permanezca constante entre 0.6° y 0.8° , tal y como indica el fabricante del vehículo, de tal modo que no influya en el análisis de la fuerza vertical. El descenso de la fuerza

lateral al aumentar la fuerza vertical se produce independientemente de la presión y del ángulo de convergencia fijados.

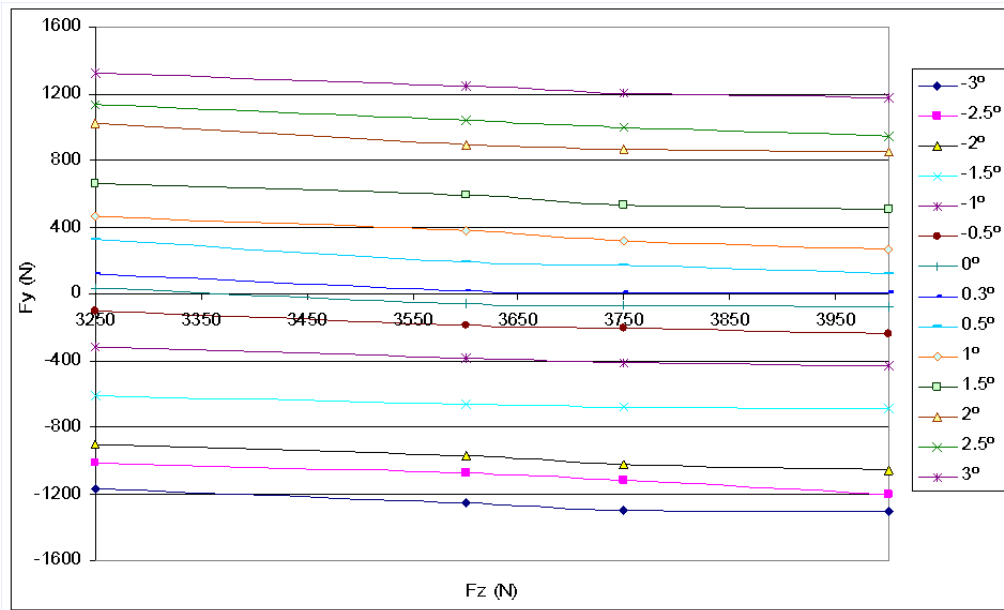


Figura 6.17: Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical para diferentes ángulos de convergencia. Neumático I

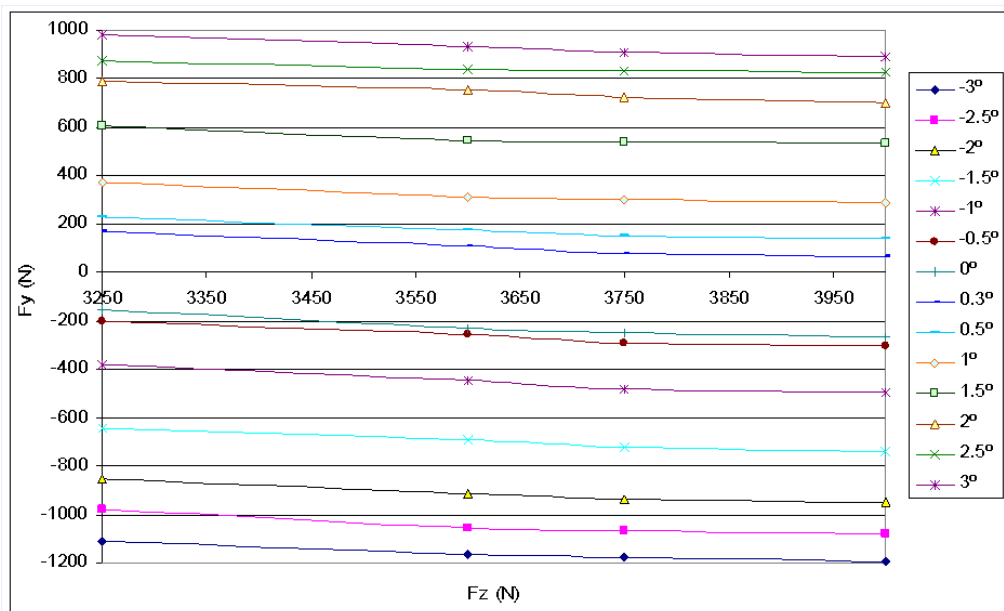


Figura 6.18: Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical para diferentes ángulos de convergencia. Neumático II

La fuerza vertical ha sido estudiada en detalle, realizándose ensayos para los tres juegos de neumáticos indicados. Se han tomado medidas de fuerzas para cada neumático con convergencias totales comprendidas entre -3° y

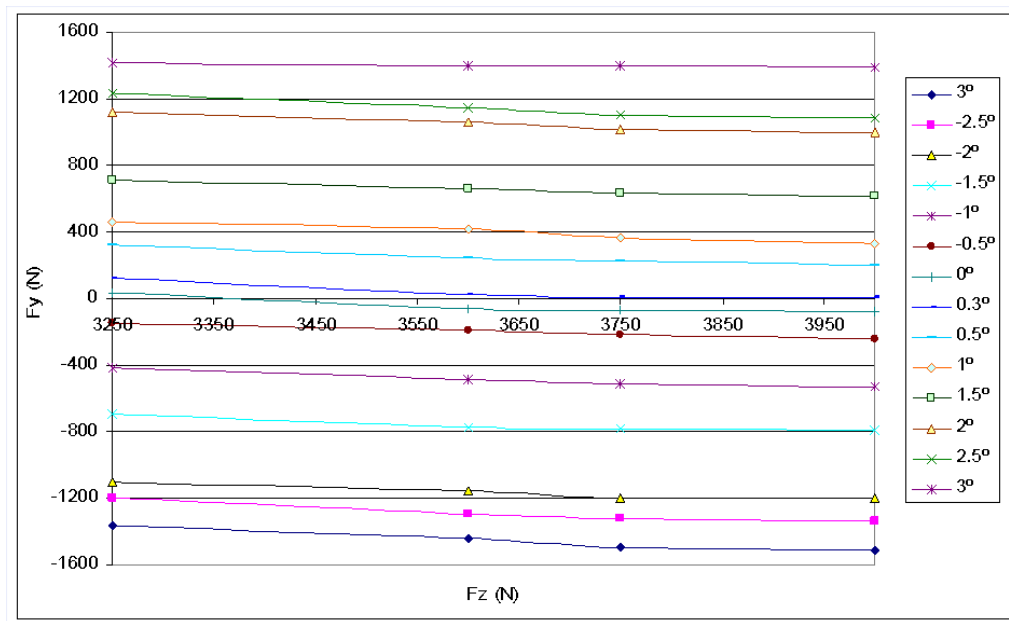


Figura 6.19: Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical para diferentes ángulos de convergencia. Neumático III

3° y fuerzas verticales comprendidas entre 3250 N y 4000 N tal y como se muestra en las figuras 6.17, 6.18 y 6.19. Esto permite afirmar que la relación cualitativa o morfológica obtenida entre fuerza lateral, o transversal, y la fuerza vertical es independiente de la convergencia y del tipo de neumáticos usados, no así el resultado cuantitativo que sí está condicionado, tal y como sucedía con el análisis de influencia de la presión.

En las figuras 6.17, 6.18 y 6.19 se observa que la tendencia descrita permanece inalterada para las distintas convergencias analizadas. Es por ello que se ha propuesto un ajuste polinomial de segundo grado (ver figura 6.20) entre la fuerza lateral y la fuerza vertical:

$$F_y = a + b \cdot F_z + c \cdot F_z^2 \quad (6.3)$$

A partir de este ajuste polinomial se establece una expresión, tal y como se propone en la ecuación (6.3), que depende de tres coeficientes experimentales. Estos coeficientes dependen fundamentalmente del tipo de neumático. Además, el término independiente, a , depende de la convergencia. Esto permite obtener los tres coeficientes a partir de datos experimentales que ajusten la ecuación propuesta. No obstante, este estudio se realiza pormenorizadamente en el desarrollo del modelo, capítulo 7.

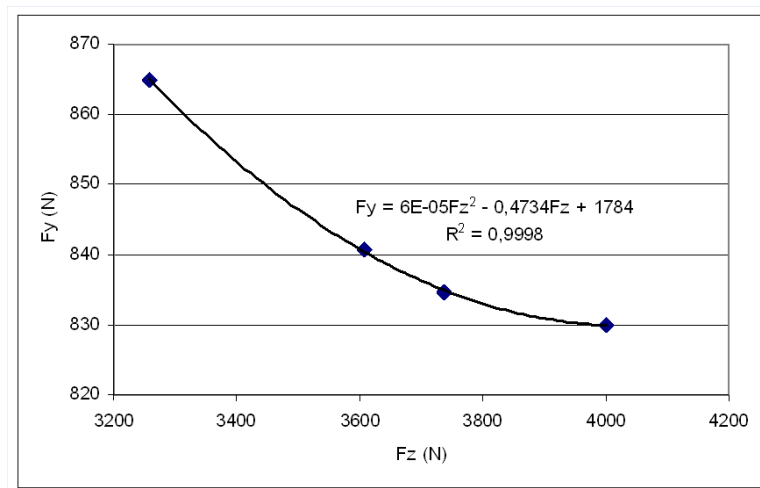


Figura 6.20: Relación experimental entre fuerza transversal y fuerza vertical ajustada mediante un polinomio de segundo grado. Condiciones de ensayo: Neumático II, $P=2$ bar, $\alpha=2.5^\circ$

6.3.3. Análisis de influencia del ángulo de convergencia

El ángulo de convergencia, α , ha resultado ser el parámetro más influyente del estudio. Esto es debido a que este parámetro guarda una estrecha relación con el ángulo de *deriva*, α^* , siendo este parámetro uno de los más importantes en el modelado de neumáticos. En ambos casos, aunque los ángulos de convergencia y deriva vengan propiciados por causas distintas, se tiene que el eje longitudinal del neumático no coincide con la dirección de movimiento del vehículo y esto provoca que la goma del neumático tenga que deformarse en la huella de contacto generando esfuerzos.

Para el estudio de esta variable se han hecho medidas con distintas convergencias, presiones y fuerzas verticales; empleando los tres juegos de neumáticos de ensayo. En todas ellas se puede observar que, en el rango de convergencias analizado, la relación entre fuerza lateral y convergencia es lineal, tal y como queda reflejado en la figura 6.21. También se ha observado que dicha relación está influida por la presión y la fuerza vertical. Todos estos fenómenos serán motivo de estudio en los siguientes apartados.

En la figura 6.21 se muestra la relación lineal existente entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia. Dicha relación es lineal independientemente del neumático analizado y de las presiones y fuerzas verticales que este soporte. El ángulo de convergencia ha resultado ser el parámetro de mayor influencia en la fuerza lateral transmitida, acumulando la responsabilidad de más del 90 % de la variación producida. Es por ello que en sucesivos apar-

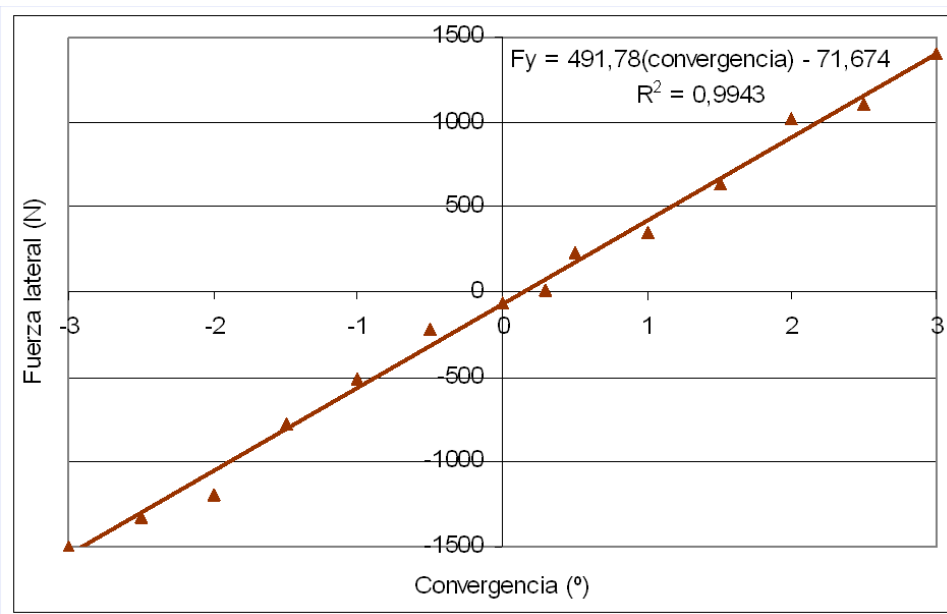


Figura 6.21: Relación experimental entre fuerza transversal y ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: $F_z=3750$ N, $P=2$ bar, Neumático I

tados se ha analizado la variación de esta relación, F_y vs. α , en función de parámetros tan importantes como el tipo de neumático, la presión y la fuerza vertical.

6.3.3.1. Análisis de influencia del reparto de convergencia entre las ruedas de un mismo eje

Una de las primeras dudas que surgen al plantear el estudio experimental con placa dinamométrica es si al variar las convergencias parciales de las ruedas delanteras, manteniendo la suma de ambas (convergencia total) constante se obtienen los mismos valores de fuerza lateral. Estos ensayos iniciales permiten, además, comprobar otros aspectos como, por ejemplo: si la rueda que pasa por la placa presenta el mismo coeficiente de fricción que el sistema formado por la otra rueda y la superficie de contacto de la estructura que rodea la placa, si las fuerzas laterales generadas en el contacto neumático-calzada están en equilibrio o varían la trayectoria del vehículo, etc.

A continuación, se muestra una serie de ensayos y resultados que permiten identificar el fenómeno. En ellos se analizan los casos de 0° en ambas ruedas (siempre haciendo referencia al eje delantero del vehículo), 1° en ambas ruedas, 2° en la rueda izquierda y 0° en la derecha, 2° en la rueda derecha y 0° en la izquierda, 1° en la rueda derecha y -1° en la izquierda. Aunque no se muestren más casos, los mismos ensayos se realizaron para otras seis combi-

naciones de ángulos dando como resultado idéntica conclusión. Se muestran los resultados experimentales obtenidos al medir fuerzas en la rueda anterior izquierda y en la rueda anterior derecha con el fin de comparar la fuerza desarrollada por las dos ruedas del mismo eje.

▪ **Datos experimentales**

Al fijar una distribución simétrica, es decir, el mismo ángulo de convergencia en ambas ruedas del mismo eje, con 0° en cada rueda del eje anterior, se obtienen los resultados expuestos en las tablas 6.1 y 6.2. Dicha configuración se representa esquemáticamente en la figura 6.22. Las fuerzas registradas son debidas a la propia estructura del neumático, tomando valores próximos a cero con igual dirección y módulo pero distinto sentido.

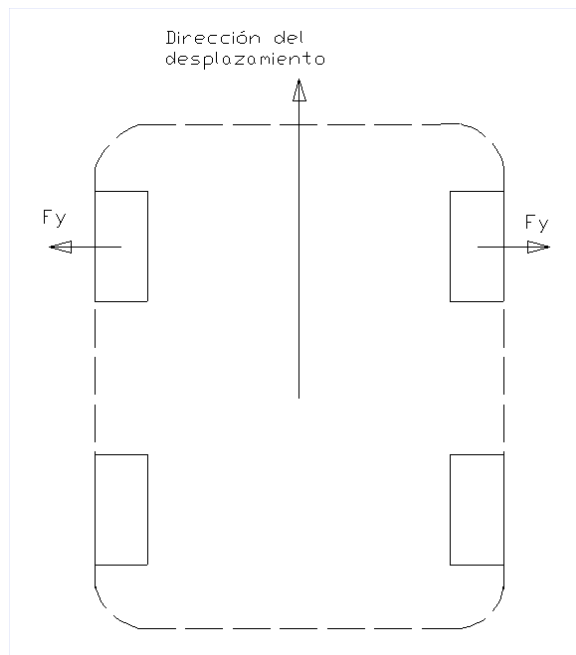


Figura 6.22: Representación de las fuerzas actuantes durante el ensayo con $\alpha=0^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=0^\circ$ en la izquierda

Tabla 6.1: Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 0° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior derecha

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-48.68 N	30.17 N	3255.68 N	-0.01	0.01
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
15.294 N	12.088 N	22.549 N	0.004	0.009

Tabla 6.2: Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 0° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior izquierda

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-61.97 N	-31.46 N	3694.14 N	-0.02	-0.01
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
12.129 N	11.718 N	22.184 N	0.003	0.011

Al fijar una distribución simétrica con 1° de convergencia en cada rueda del eje anterior, representada esquemáticamente en la figura 6.23, se obtienen los resultados expuestos en las tablas 6.3 y 6.4.

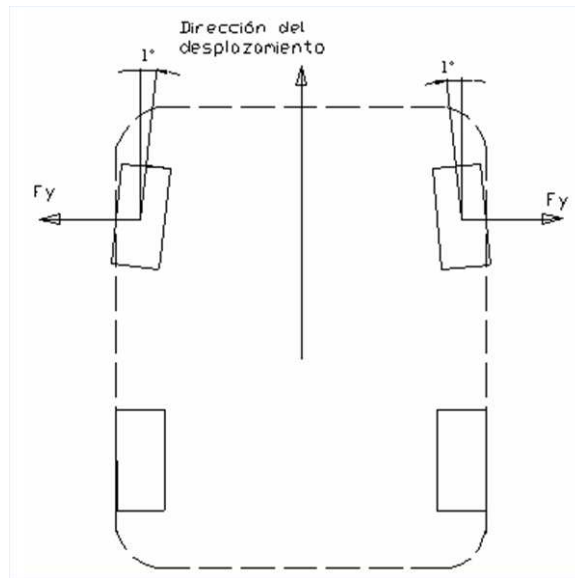


Figura 6.23: Dibujo esquemático de las fuerzas actuantes durante el ensayo con $\alpha=1^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=1^\circ$ en la izquierda

Tabla 6.3: Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 1° en la rueda derecha y 1° en la izquierda. Rueda anterior derecha

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-39.22 N	1127.04 N	3260.90 N	-0.01	0.30
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
17.297 N	11.223 N	23.164 N	0.008	0.004

Las fuerzas laterales aumentan con respecto a 0° de convergencia. Sin embargo, siguen mostrando el mismo comportamiento, es decir, aproximadamente igual módulo y sentido contrario.

Tabla 6.4: Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica: 1° en la rueda derecha y 1° en la izquierda. Rueda anterior izquierda

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-47.92 N	-1117.14 N	3665.87 N	-0.01	-0.25
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
24.701 N	11.009 N	30.286 N	0.0388	0.011

Al fijar una distribución asimétrica, es decir, distinto ángulo de convergencia en ambas ruedas del mismo eje, con 2° en una rueda y 0° en la otra rueda del mismo eje, se obtienen los resultados expuestos en las tablas 6.5, 6.6, 6.7 y 6.8. Dicha configuración se representa esquemáticamente en la figura 6.24.

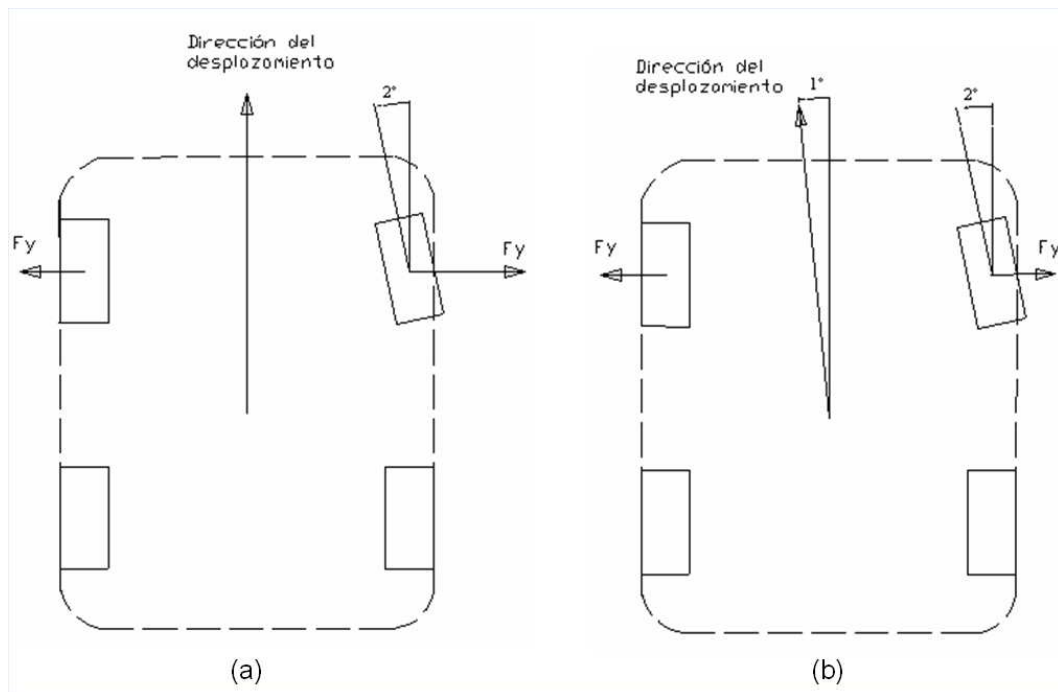


Figura 6.24: Representación esquemática de las fuerzas registradas en el momento de iniciar el movimiento, (a), y un instante después, (b), para una distribución de convergencia asimétrica: $\alpha=2^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=0^\circ$ en la izquierda

La figura 6.24(a), representa cómo en el instante $t=0$ aparecen dos fuerzas laterales distintas, siendo de mayor magnitud en la rueda donde se concentra la convergencia.

La figura 6.24(b) representa cómo para en el instante $t=0 + \delta t$, inmediatamente después de emprender la marcha, ambas fuerzas se igualan y la dirección de desplazamiento del vehículo se desvía hasta alcanzar un ángulo igual a la mitad de la convergencia total.

Tabla 6.5: Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 2° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior derecha

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-36.74 N	1119.33 N	3251.71 N	-0.01	0.29
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
16.106 N	14.445 N	29.755 N	0.005	0.005

Tabla 6.6: Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 2° en la rueda derecha y 0° en la izquierda. Rueda anterior izquierda

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-41.62 N	-1126.26 N	3687.67 N	-0.01	-0.23
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
17.958 N	20.828 N	37.138 N	0.047	0.014

Tabla 6.7: Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 0° en la rueda derecha y 2° en la izquierda. Rueda anterior derecha

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-40.76 N	1126.45 N	3253.32 N	-0.01	0.28
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
21.69 N	17.784 N	35.488 N	0.009	0.004

Tabla 6.8: Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de 0° en la rueda derecha y 2° en la izquierda. Rueda anterior izquierda

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-35.40 N	-1121.92 N	3687.75 N	-0.01	-0.22
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
22.387 N	28.722 N	38.929 N	0.0169	0.0105

Se observa que con convergencia igual a 2° en una rueda y 0° en la otra, manteniendo la presión constante, se obtienen valores de fuerza lateral y longitudinal muy similares al caso en que se distribuye de forma simétrica la

convergencia, con 1° en cada rueda del eje delantero. Las diferencias entre las fuerzas obtenidas con ambas configuraciones son inferiores al 1 %.

Al fijar una distribución asimétrica con 1° de convergencia en una rueda y -1° en la otra rueda del mismo eje, ver figura 6.25, se obtienen los resultados mostrados en las tablas 6.9 y 6.10.

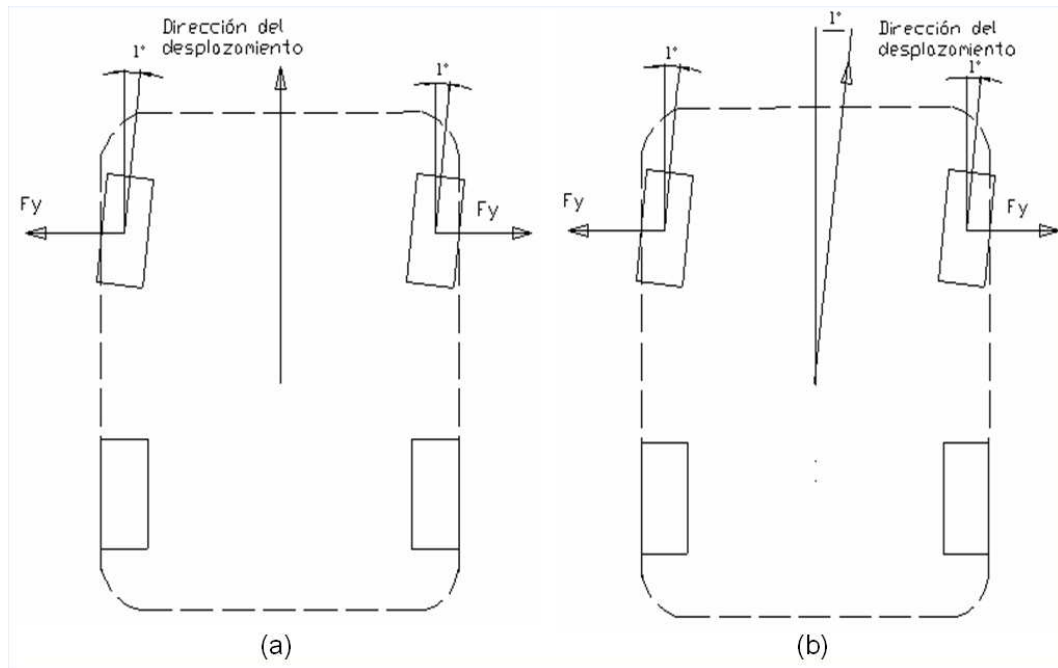


Figura 6.25: Representación esquemática de las fuerzas existentes en el momento de iniciar el movimiento, (a), y un instante después, (b), para una distribución de convergencia: $\alpha=-1^\circ$ en la rueda derecha y $\alpha=1^\circ$ en la izquierda

Tabla 6.9: Tabla de valores experimentales medios para convergencia asimétrica, con convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la derecha. Rueda anterior derecha

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-49.32 N	31.45 N	3244.42 N	-0.01	0.01
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
9.638 N	11.535 N	22.522 N	0.003	0.006

Los resultados obtenidos experimentalmente parecen confirmar en todos los casos analizados que se cumple el equilibrio de fuerzas en el vehículo, adaptándose como conjunto mecánico solidario a las diferentes sollicitaciones

Tabla 6.10: Tabla de valores experimentales medios para convergencia simétrica, con convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la derecha. Rueda anterior izquierda

Media F_x	Media F_y	Media F_z	Media μ_x	Media μ_y
-43.23 N	-27.87 N	3695.90 N	-0.01	-0.01
Desv. F_x	Desv. F_y	Desv. F_z	Desv. μ_x	Desv. μ_y
11.677 N	17.131 N	29.016 N	0.003	0.012

externas e internas para satisfacer dicha premisa.

Para comprobar que el fenómeno descrito es debido al equilibrio de fuerzas, además de los resultados experimentales ya mencionados, se ha simulado el fenómeno. Para ello se ha empleado una aplicación informática, CarSimTM (CarSim, 2005), en la que el vehículo es modelado mediante la técnica MULTIBODY, permitiendo valorar el comportamiento del conjunto mecánico vehículo-neumáticos de un modo completo y preciso, teniendo en cuenta las interacciones y ligaduras existentes entre los distintos elementos mecánicos.

▪ Datos de simulación

El análisis mediante simulación de los casos ensayados experimentalmente permite comprobar y completar los resultados experimentales. Se ha modelado un vehículo de idénticas características al vehículo de ensayo descrito en el capítulo 5, Metodología de ensayo, con el fin de poder comparar directamente los resultados obtenidos de la simulación con los resultados experimentales.

En la figura 6.26 se muestran los resultados de simulación para el caso en que se fija una configuración simétrica con 0° de convergencia en ambas ruedas del mismo eje, tal y como se había representado en la figura 6.22. Se observa que los resultados de la simulación son muy similares a los obtenidos experimentalmente en el punto anterior. La fuerza lateral generada en cada una de las ruedas anteriores se estabiliza en 30 N aproximadamente.

En la figura 6.27 se representan gráficamente los resultados de simulación para el caso en que se fija una configuración simétrica con 1° de convergencia en ambas ruedas del mismo eje, 2° de convergencia total, tal y como se había representado en la figura 6.23. Nuevamente se aprecia la similitud con los resultados obtenidos experimentalmente, estabilizándose la fuerza lateral generada en cada una de las ruedas anteriores en 1100 N aproximadamente.

En la figura 6.28 se representan los resultados obtenidos al fijar una configuración asimétrica en la que la convergencia total es igual a 2° , con dicha

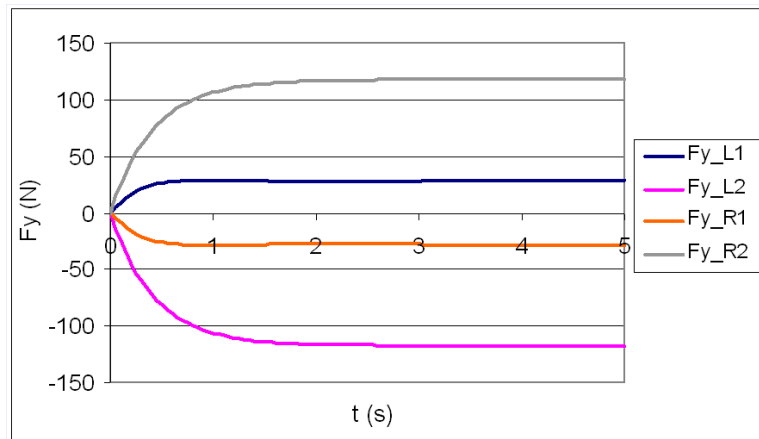


Figura 6.26: Fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia total igual a 0° . Datos obtenidos mediante simulación

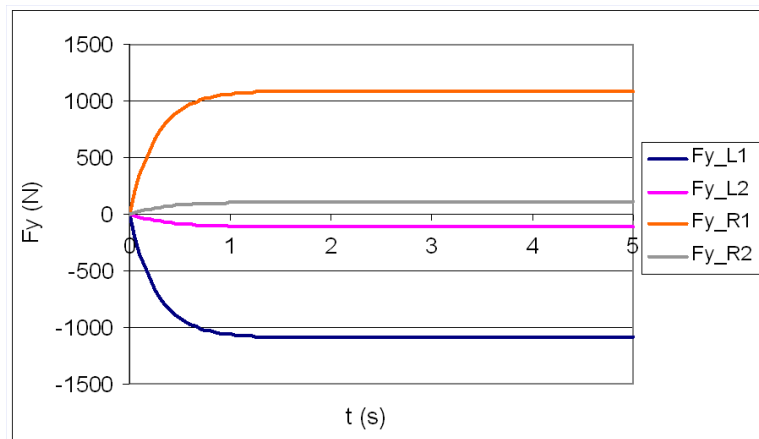


Figura 6.27: Representación de las fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia total igual a 2° , repartida por igual en ambas ruedas. Datos obtenidos mediante simulación

convergencia concentrada en su totalidad en una de las ruedas del eje estudiado, tal y como se había representado en la figura 6.24. Se aprecia que las fuerzas laterales vuelven a alcanzar el equilibrio dinámico en un valor semejante al alcanzado en la configuración simétrica con igual convergencia total, mostrada anteriormente en la figura 6.27.

En la figura 6.28 se aprecia que al iniciarse el desplazamiento del vehículo se producen oscilaciones en las fuerzas laterales, dichas oscilaciones son debidas a que el vehículo modifica su trayectoria hasta alcanzar el equilibrio de fuerzas. Esto se puede observar con más claridad en la figura 6.29 donde se comprueba que la trayectoria del vehículo varía en el tiempo, desplazándose lateralmente.

Las figuras 6.30 y 6.31 muestran una vez más los fenómenos descritos. En

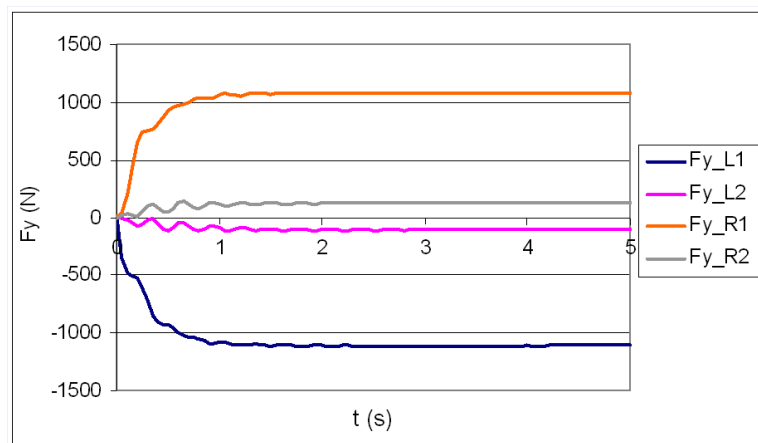


Figura 6.28: Representación de las fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia igual a 2° en la rueda izquierda y 0° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación

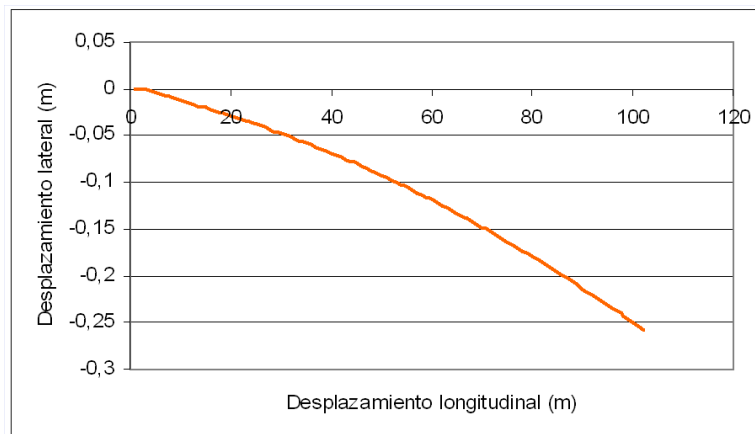


Figura 6.29: Trayectoria del vehículo. Convergencia de 2° en la rueda izquierda y 0° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación

este caso, se muestran los resultados obtenidos para la configuración asimétrica en la que se ha fijado un ángulo de convergencia total igual a 0° , con -1° en la rueda izquierda y 1° en la rueda derecha, tal y como se había representado en la figura 6.25. Nuevamente, se aprecia cómo al iniciarse el desplazamiento del vehículo se producen oscilaciones en las fuerzas laterales, así como un desplazamiento lateral de la trayectoria del vehículo. Sin embargo, una vez estabilizado el movimiento, las fuerzas laterales transmitidas son aproximadamente iguales a las transmitidas en una configuración simétrica con 0° de convergencia total.

Después de un profundo análisis del problema, tanto teórico como experimental, se ha llegado a la conclusión de que el vehículo en que están montados los neumáticos tiende a equilibrar las fuerzas, mostrándose como

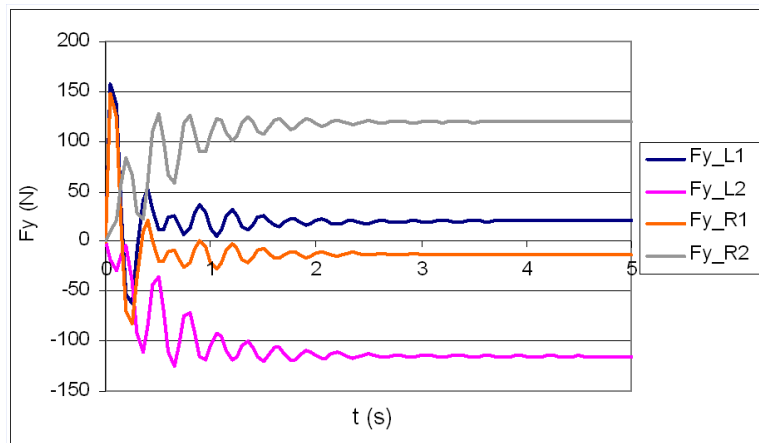


Figura 6.30: Representación de las fuerzas transversales transmitidas por los cuatro neumáticos. Convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación

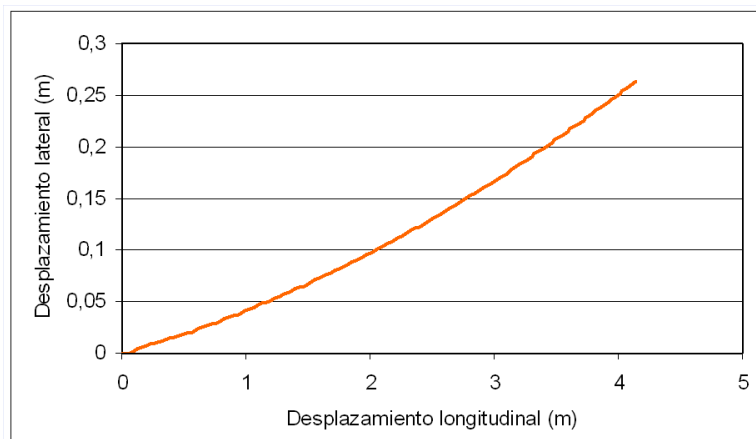


Figura 6.31: Trayectoria del vehículo. Convergencia de -1° en la rueda izquierda y 1° en la rueda derecha. Datos obtenidos mediante simulación

un sistema mecánico completo. Esto produce que el vehículo ensayado modifique su trayectoria lo suficiente para que las fuerzas laterales desarrolladas en los neumáticos de un mismo eje sean iguales en módulo y dirección y de sentido opuesto. Resulta sencillo comprobarlo, además, por la experiencia adquirida al conducir un vehículo con una alineación incorrecta de los neumáticos. Cuando esto sucede se comprueba que el vehículo tiende a modificar su dirección de desplazamiento, siendo esta modificación causada por la citada búsqueda de equilibrio de fuerzas.

A partir del estudio abordado en este apartado se ha adoptado como criterio general, a aplicar en la metodología de ensayo, ajustar la misma convergencia en ambas ruedas de un mismo eje.

6.3.3.2. Análisis de influencia del tipo de neumático en la relación entre la fuerza transversal y el ángulo de convergencia

Una de las principales causas de variación en el comportamiento de los neumáticos es que cada uno de ellos está construido de modo diferente. En un mismo vehículo es posible montar diferentes marcas y modelos de neumáticos, fabricados con distintos compuestos, estructuras internas y geometrías. Esto hace que al analizar el comportamiento de diferentes neumáticos se encuentren diferencias importantes.

Se comprueba que un neumático rodando con ángulos de dirección nulos transmite fuerza lateral (Best, 1986). Esta fuerza lateral es el resultado de dos factores: la conicidad y la disposición del cordaje del neumático o guiado de capas, también denominado *ply steer* en la bibliografía anglosajona. Estas fuerzas son más significativas para cubiertas de tipo radial que para las de tipo diagonal (Pacejka & Bakker, 1991). Por otra parte, es necesario tener en cuenta que la inclinación del plano central de la rueda, caracterizada por el ángulo de caída y el ángulo de convergencia, dan lugar a fuerzas laterales originadas por la deformación irregular de la huella de contacto, y que dichas fuerzas variarán de distinta manera en función del neumático.

Los resultados experimentales obtenidos al ensayar tres neumáticos distintos montados en el mismo vehículo permiten cuantificar la influencia del tipo de neumático en la fuerza lateral transmitida. Como se muestra a lo largo del presente capítulo, el tipo de neumático modifica las fuerzas transmitidas, pero las leyes de variación de la fuerza lateral frente al ángulo de convergencia, a la fuerza vertical y a la presión, permanecen cualitativamente inalteradas. En la figura 6.32 se observa que los esfuerzos laterales transmitidos por diferentes neumáticos presentan importantes diferencias cuantitativas (los valores numéricos varían), pero escasa diferencia cualitativa (las leyes de relación de parámetros conservan su forma lineal, cuadrática, etc. en cada caso). En dicha figura se muestran los datos experimentales para cada juego de neumáticos y el tipo de función empleada para ajustar dichos datos, en este caso lineal.

Los datos mostrados en la figura 6.32 se pueden ajustar mediante las siguientes expresiones lineales:

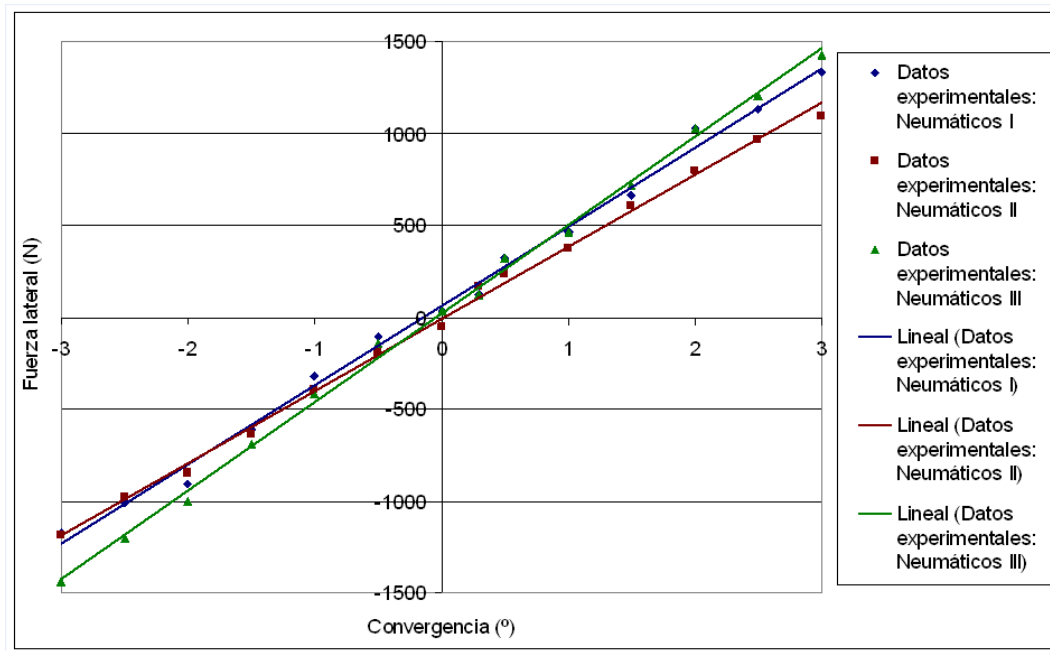


Figura 6.32: Fuerza lateral frente a ángulo de convergencia para los tres juegos de neumáticos ensayados. Condiciones de ensayo: $P=2$ bar, $F_z=3250$ N

- Para el neumático I:

$$\begin{aligned} F_{yI} &= 59,674 + 431,21 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9951 \end{aligned} \quad (6.4)$$

- Para el neumático II:

$$\begin{aligned} F_{yII} &= -14,417 + 392,67 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9972 \end{aligned} \quad (6.5)$$

- Para el neumático III:

$$\begin{aligned} F_{yIII} &= 18,384 + 481,42 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9978 \end{aligned} \quad (6.6)$$

En las expresiones (6.4), (6.5) y (6.6) se indica la precisión con que se ajustan los datos a la recta propuesta mediante el valor del coeficiente de determinación, R^2 , que tal y como se indicó con anterioridad permite evaluar la bondad del ajuste mediante el cociente entre la varianza explicada por la regresión y la varianza total. En todos los casos estudiados se ha obtenido: $R^2 \geq 0.995$.

Como se muestra en la figura 6.32 y en las expresiones (6.4), (6.5) y

(6.6), la relación entre fuerza lateral y el ángulo de convergencia es lineal, independientemente del tipo de neumático analizado. Dicha relación se puede modelizar, por tanto, mediante la siguiente expresión:

$$F_y = a + b \cdot \alpha \quad (6.7)$$

donde a y b son coeficientes experimentales que dependen del tipo de neumático estudiado.

6.3.3.3. Análisis de influencia de la presión en la relación entre la fuerza transversal y el ángulo de convergencia

El análisis de la influencia de la presión en la relación entre fuerza lateral y ángulo de convergencia arroja conclusiones fundamentales para el desarrollo del modelo teórico-experimental. Como muestran las figuras 6.33, 6.34 y 6.35, dicha relación se mantiene lineal pero la pendiente varía en función de la presión. Las diferentes rectas mantienen aproximadamente constante su ordenada en el origen, independientemente del neumático ensayado. En dichas figuras se muestran los datos experimentales para cada juego de neumáticos y el tipo de función empleada para ajustar dichos datos, lineal en el caso de las figuras indicadas.

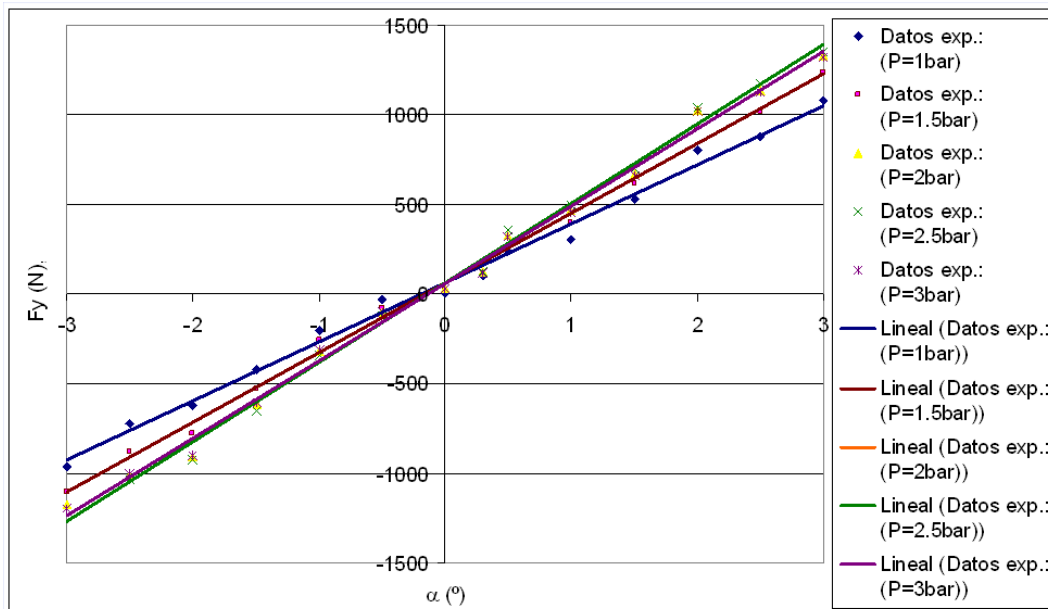


Figura 6.33: Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático I, $F_z=3250$ N, $P=1, 1.5, 2, 2.5$ y 3 bar

Los datos mostrados en la figura 6.33, correspondientes al neumático I,

se han ajustado para cada presión mediante las funciones lineales siguientes:

- Para 1 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(1bar)} &= 63,292 + 329,7 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9936 \end{aligned} \quad (6.8)$$

- Para 1,5 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(1,5bar)} &= 63,811 + 389,06 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9953 \end{aligned} \quad (6.9)$$

- Para 2 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(2bar)} &= 59,674 + 431,21 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9951 \end{aligned} \quad (6.10)$$

- Para 2,5 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(2,5bar)} &= 61,953 + 443,18 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9953 \end{aligned} \quad (6.11)$$

- Para 3 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(3bar)} &= 57,988 + 430,58 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9953 \end{aligned} \quad (6.12)$$

Los datos mostrados en la figura 6.34, correspondientes al neumático II, se han ajustado para cada presión mediante las funciones lineales siguientes:

- Para 1 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(1bar)} &= -41,131 + 286,11 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9956 \end{aligned} \quad (6.13)$$

- Para 1,5 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(1,5bar)} &= -40,604 + 340,53 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9961 \end{aligned} \quad (6.14)$$

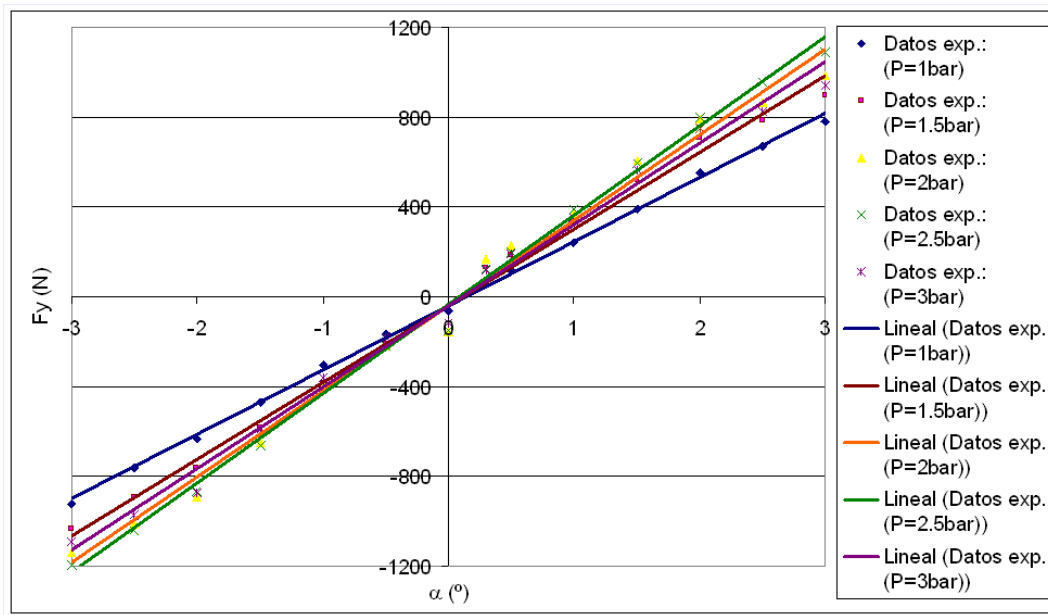


Figura 6.34: Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático II, $F_z=3250$ N, $P=1, 1.5, 2, 2.5$ y 3 bar

- Para 2 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(2bar)} &= -39,876 + 380,77 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9961 \end{aligned} \quad (6.15)$$

- Para 2,5 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(2,5bar)} &= -36,705 + 396,78 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9963 \end{aligned} \quad (6.16)$$

- Para 3 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(3bar)} &= -39,525 + 361,16 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9954 \end{aligned} \quad (6.17)$$

Los datos mostrados en la figura 6.35, correspondientes al neumático III, se han ajustado para cada presión mediante las funciones lineales siguientes:

- Para 1 bar de presión:

$$\begin{aligned} F_{y(1bar)} &= 24,31 + 382,27 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9956 \end{aligned} \quad (6.18)$$

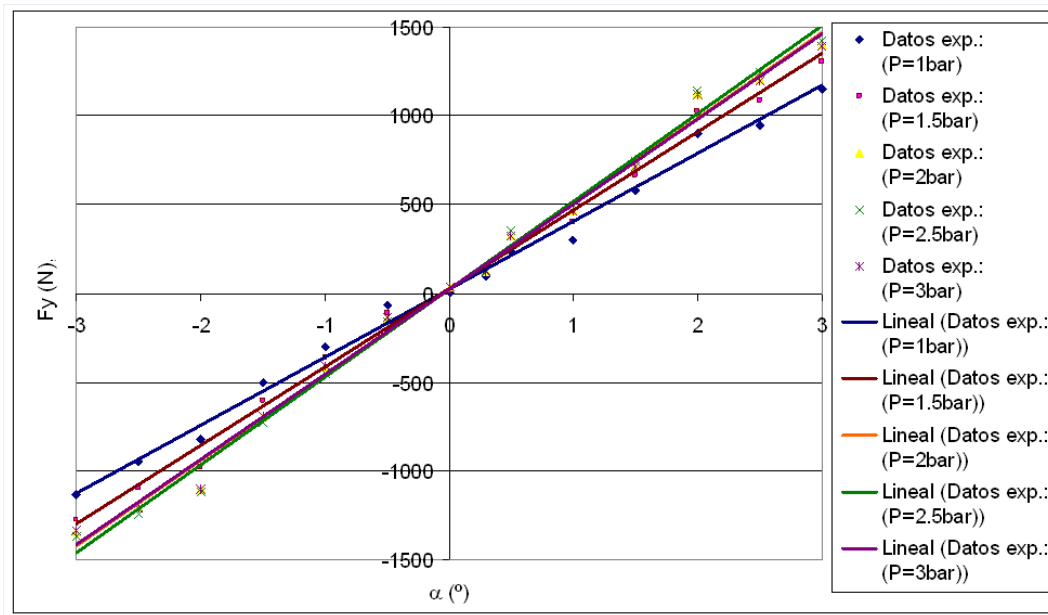


Figura 6.35: Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático III, $F_z=3250$ N, $P=1, 1.5, 2, 2.5$ y 3 bar

- Para 1,5 bar de presión:

$$F_{y(1,5bar)} = 25,86 + 440,84 \cdot \alpha \quad (6.19)$$

$$R^2 = 0,9958$$

- Para 2 bar de presión:

$$F_{y(2bar)} = 23,38 + 481,62 \cdot \alpha \quad (6.20)$$

$$R^2 = 0,9961$$

- Para 2,5 bar de presión:

$$F_{y(2,5bar)} = 24,42 + 494,61 \cdot \alpha \quad (6.21)$$

$$R^2 = 0,9957$$

- Para 3 bar de presión:

$$F_{y(3bar)} = 22,64 + 480,11 \cdot \alpha \quad (6.22)$$

$$R^2 = 0,9959$$

Introduciendo la influencia de la presión en la ec. (6.7), donde a y b son coeficientes experimentales que dependen del tipo de neumático, se tiene que el coeficiente b puede ser definido como función de la presión de inflado. Por

el contrario, en las figuras 6.33, 6.34, 6.35 se puede observar que la ordenada en el origen, a , no depende de la presión:

$$F_y = a + b(P) \cdot \alpha \quad (6.23)$$

6.3.3.4. Análisis de influencia de la fuerza vertical en la relación entre la fuerza transversal y el ángulo de convergencia

Del mismo modo a como ocurre con el análisis de la influencia de la presión en la relación entre fuerza lateral y ángulo de convergencia, el análisis de la influencia de la fuerza vertical en la relación entre fuerza lateral y ángulo de convergencia permite obtener importantes conclusiones. Como se muestra en las figuras 6.36, 6.37 y 6.38, al variar la fuerza vertical se mantiene la relación lineal entre la fuerza lateral y el ángulo de convergencia, pero se modifica la ordenada en el origen. Las diferentes rectas mantienen aproximadamente constante su pendiente, independientemente del neumático ensayado. Esto, nuevamente, posibilita extraer conclusiones con cierta generalidad, muy útiles para la construcción del modelo teórico-experimental abordado en el capítulo 7.

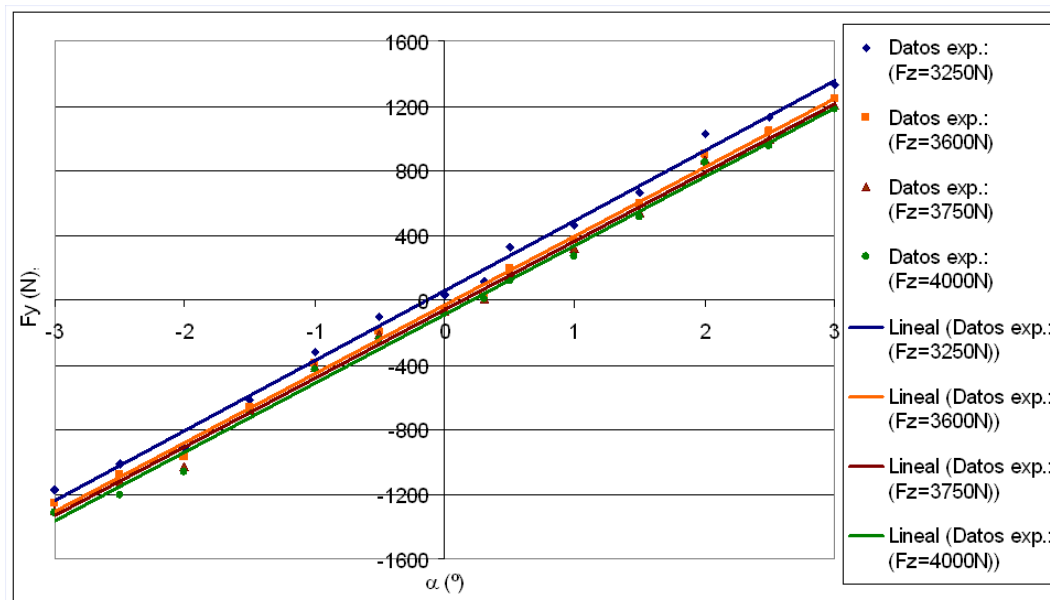


Figura 6.36: Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250, 3600, 3750$ y 4000 N

Los datos mostrados en la figura 6.36, correspondientes al neumático I, se han ajustado para cada valor de fuerza vertical mediante las funciones lineales siguientes:

- Para 3250 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3250N)} &= 59,674 + 431,21 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9952 \end{aligned} \quad (6.24)$$

- Para 3600 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3600N)} &= -25,91 + 425,46 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9967 \end{aligned} \quad (6.25)$$

- Para 3750 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3750N)} &= -61,08 + 424,07 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9965 \end{aligned} \quad (6.26)$$

- Para 4000 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(4000N)} &= -89,958 + 424,71 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9967 \end{aligned} \quad (6.27)$$

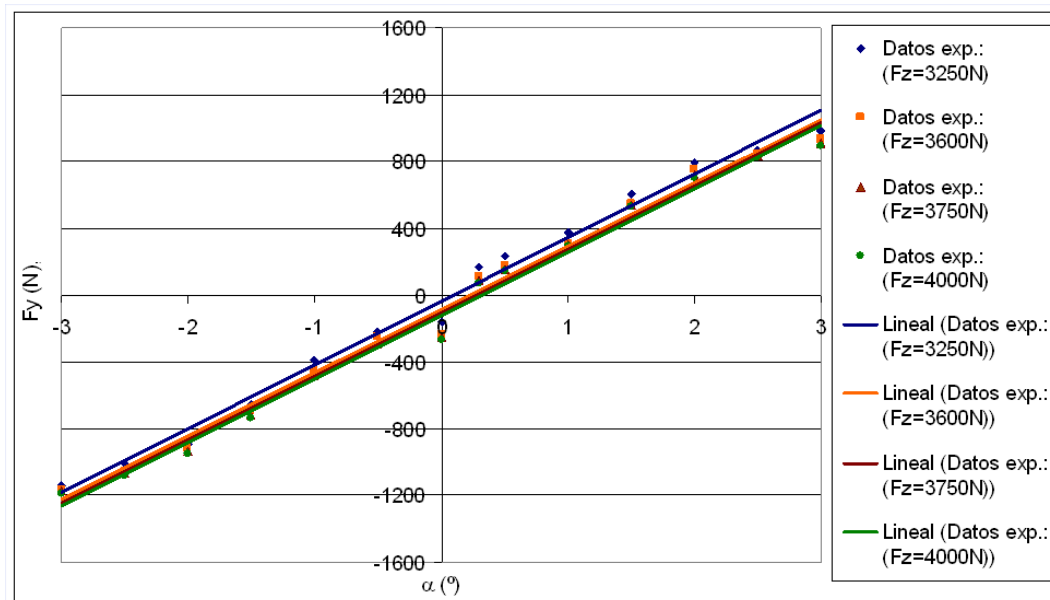


Figura 6.37: Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático II, $P=2$ bar, $F_z=3250, 3600, 3750$ y 4000 N

Los datos mostrados en la figura 6.37, correspondientes al neumático II, se han ajustado para cada valor de fuerza vertical mediante las funciones lineales siguientes:

- Para 3250 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3250N)} &= -29,04 + 375,11 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9962 \end{aligned} \quad (6.28)$$

- Para 3600 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3600N)} &= -86,017 + 378,69 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9965 \end{aligned} \quad (6.29)$$

- Para 3750 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3750N)} &= -106,73 + 378,91 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9958 \end{aligned} \quad (6.30)$$

- Para 4000 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(4000N)} &= -121,06 + 379,41 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9964 \end{aligned} \quad (6.31)$$

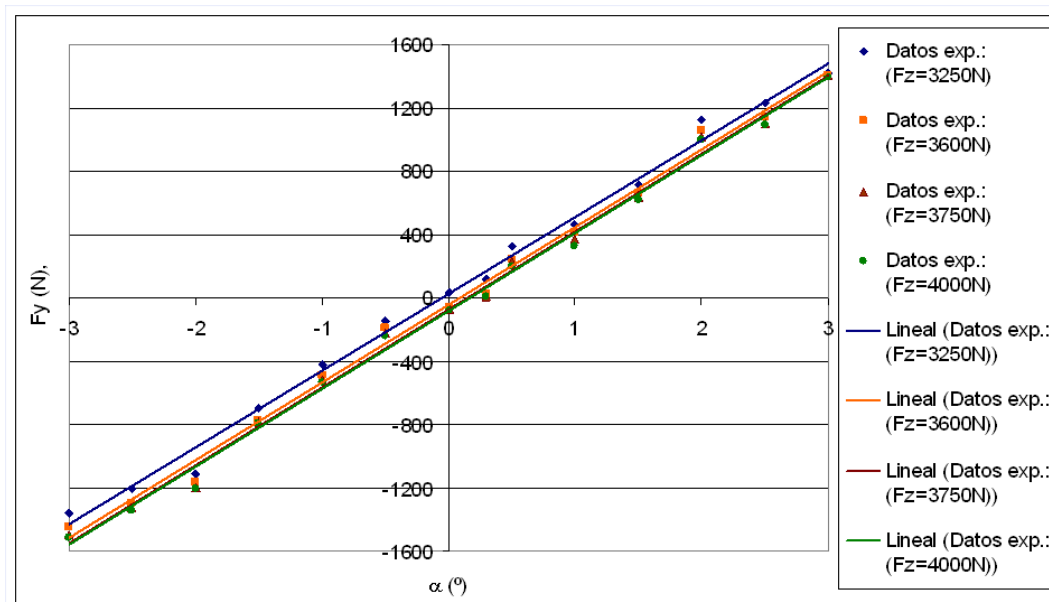


Figura 6.38: Fuerza lateral frente al ángulo de convergencia. Condiciones de ensayo: Neumático III, $P=2$ bar, $F_z=3250, 3600, 3750$ y 4000 N

Los datos mostrados en la figura 6.38, correspondientes al neumático III, se han ajustado para cada valor de fuerza vertical mediante las funciones lineales siguientes:

- Para 3250 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3250N)} &= 25,431 + 485,87 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9962 \end{aligned} \quad (6.32)$$

- Para 3600 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3600N)} &= -43,241 + 490,92 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9961 \end{aligned} \quad (6.33)$$

- Para 3750 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(3750N)} &= -70,255 + 492,21 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9962 \end{aligned} \quad (6.34)$$

- Para 4000 N de fuerza vertical:

$$\begin{aligned} F_{y(4000N)} &= -85,679 + 491,69 \cdot \alpha \\ R^2 &= 0,9964 \end{aligned} \quad (6.35)$$

Introduciendo la influencia de la fuerza vertical en la ec. (6.7), donde a y b son coeficientes experimentales que dependen del tipo de neumático, se tiene que el coeficiente a puede ser definido como función de la fuerza vertical:

$$F_y = a(F_z) + b \cdot \alpha \quad (6.36)$$

6.3.4. Análisis de variación del ángulo de caída

El ángulo de caída es una de las cotas de dirección más importantes en condiciones dinámicas, implicando profundas modificaciones en la huella de contacto y el modo de transmitir esfuerzos. Esto se puede entender de un modo sencillo al observar los ensayos de la figura 6.4, donde se eleva el vehículo en el interior de la placa, apreciándose el efecto de la variación del ángulo de caída sobre la fuerza transversal.

Sin embargo, en las condiciones de ensayo en las que han sido desarrollados el estudio experimental y el modelo, la influencia del ángulo de caída es claramente menor que la del ángulo de convergencia. Más concretamente supone una influencia aproximadamente de un orden de magnitud inferior (entre una décima parte y una octava parte) de la encontrada entre el ángulo de convergencia y la fuerza transversal. Esto supone una variación de la fuerza

lateral registrada de entre 30 y 60 N por cada grado de ángulo de caída. Este rango de variación ha sido obtenido mediante pruebas experimentales, con los tres juegos de neumáticos de ensayo, y mediante simulación. Las pruebas experimentales han permitido variar el ángulo de caída entre -2° y 1° . Para completar los resultados experimentales se han efectuado simulaciones que reproducen las mismas condiciones de ensayo en que han sido realizadas las medidas en placa, ensayando diez tipos distintos de neumáticos disponibles en la base de datos de la aplicación CarSimTM con ángulos de caída comprendidos entre -10° y 10° . Se ha verificado que los resultados experimentales y los datos obtenidos mediante simulación son completamente coherentes. En la figura 6.39 se ejemplifica el estudio mostrando un caso en el que se comparan las fuerzas laterales en un mismo vehículo con 0° y -10° de caída.

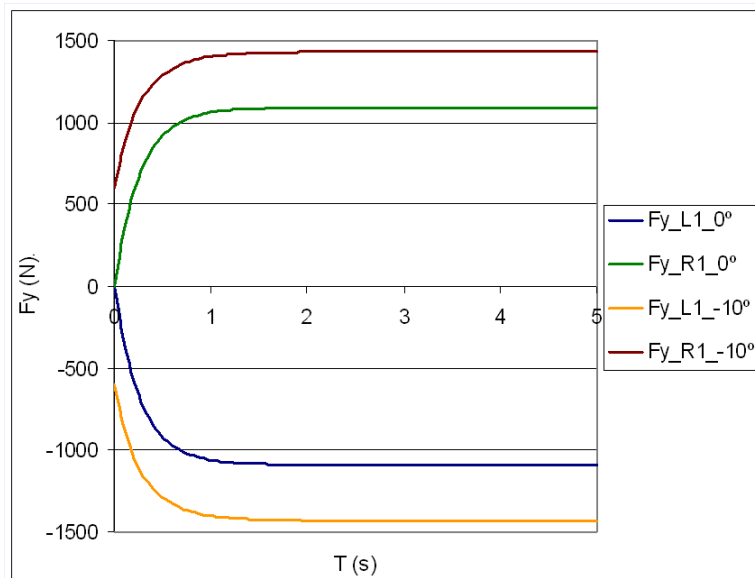


Figura 6.39: Fuerzas laterales frente al tiempo al variar la convergencia. Datos obtenidos mediante simulación

La figura 6.39 representa la fuerza lateral, F_y , el neumático al que se refiere dicha fuerza: si es para el neumático derecho (R) o izquierdo (L), si pertenece al eje anterior (1) o posterior (2); y, por último, el ángulo de caída en grados. Tal y como se aprecia en esta figura, desde el instante inicial la fuerza lateral es mayor cuanto mayor es el ángulo de caída. El ángulo de caída aporta una fuerza lateral permanente que no depende de la deformación en la huella de contacto. Es decir, la influencia del ángulo de caída no presenta una longitud de relajación (*relaxation length*), L_r , tal y como se definía para la influencia del ángulo de convergencia.

A todo lo expuesto hay que añadir que el ángulo de caída es un paráme-

tro que no se puede modificar en la mayoría de los vehículos automóviles, excepto en algunos vehículos deportivos, de competición y algunos vehículos todoterreno. La tabla 6.11 muestra las fuerzas máximas laterales transmitidas, aplicando el rango de ángulos de caída en el que se encuentran más del 95 % de los vehículos automóviles de turismo comercializados.

Tabla 6.11: Máximos ángulos de caída y fuerza lateral generada por dichos ángulos. Datos obtenidos mediante simulación

Ángulos de caída máximos	Fuerza registrada
-1° (vehículos de tracción)	60 N
3° (vehículos de propulsión)	-180 N

A partir de los resultados mostrados, se ha decidido no considerar el ángulo de caída como variable de influencia del modelo propuesto. Esto es debido a que su influencia es pequeña, respecto a otras variables consideradas, y, en las condiciones de ensayo propuestas, solamente afecta a un reducido porcentaje de vehículos. No obstante, se propondrá una expresión adicional que lo tenga en cuenta en posteriores desarrollos, ya que mediante un sencillo ensayo se podría incluir esta variable en el modelo para aplicarlo en aquellos vehículos que incorporen el sistema para la variación de dicho ángulo.

6.3.5. Análisis de influencia de la temperatura

En condiciones normales de utilización, el calentamiento del neumático se produce por efecto de la flexión que experimenta durante el rodaje. La cantidad de calor generado aumenta de forma proporcional a la rapidez con que flexiona o a la cantidad de deformación producida. La temperatura del neumático aumenta hasta que se alcanza el equilibrio entre el calor generado y el calor disipado por la circulación de aire alrededor del neumático y por el contacto que posee con el suelo a lo largo de la rueda (Pacejka, 2006). Existen en la literatura muy pocos trabajos que expliquen o cuantifiquen la dependencia entre temperatura y transmisión de esfuerzos en el contacto neumático-calzada. La mayoría de los artículos en que se estudia la influencia de la temperatura en los neumáticos se centran en analizar la distribución de temperaturas, las pérdidas energéticas que conlleva, etc. (Negrus & Teodorescu, 1998), (Negrus et al., 1998), (Rosa et al., 2008). Sin embargo, es bien sabida la importancia de la temperatura en la transmisión de esfuerzos de un neumático en condiciones dinámicas, tanto es así que en el ámbito de

la competición son habituales elementos específicamente desarrollados para mantener los neumáticos a la temperatura adecuada para extraer el mejor comportamiento de los mismos. Si bien es cierto que es un campo de estudio común para los fabricantes de neumáticos, fuera de este sector industrial son muy pocos los investigadores y, por tanto, son muy pocas las publicaciones sobre la influencia de la temperatura en la transmisión de esfuerzos (Michelin, 2001a), (Michelin, 2001b), (Michelin, 2003), (Madura et al., 2000), (Anfosso-LédéE & Pichaud, 2007).

Surgen muchos interrogantes acerca de la influencia de la temperatura y, muy especialmente, si dicha influencia afecta únicamente a las condiciones dinámicas exigentes (grandes sollicitaciones y grandes deslizamientos) o también afecta en cualquier otro estado de sollicitación. En el primer caso, en que la influencia se limita a condiciones dinámicas exigentes, las condiciones en que la temperatura condiciona la transmisión de fuerzas son totalmente ajenas al modelo propuesto y, por tanto, no sería una variable de influencia. En el segundo caso, es necesario valorar en detalle la influencia de la temperatura e introducirla en el modelo. Por tanto, al plantear el análisis de la influencia de la temperatura parece haber dos posibles modelos, tal y como se representa de modo esquemático en las figuras 6.40 y 6.41. La primera hipótesis implica que la fuerza lateral máxima que el neumático puede transmitir al pavimento es mayor al aumentar la temperatura (dentro del régimen de temperatura adecuado para el funcionamiento del neumático) sin aumentar la *rigidez lateral* (rigidez a deriva, o, en el caso analizado, rigidez a convergencia), mientras que para el segundo modelo, o hipótesis, la fuerza lateral que transmite el neumático aumenta con la temperatura (aumenta dicha rigidez). Dado que la *rigidez lateral* del neumático depende fundamentalmente de la estructura del cordaje de la carcasa, el primer modelo supone un efecto más *local* de la temperatura, afectando al caucho principalmente y, por tanto, al límite de adherencia.

Para comprobar cuál de estos dos modelos propuestos es el de aplicación se han realizado distintas pruebas experimentales. En primer lugar se ha medido la fuerza lateral registrada por la placa dinamométrica al variar la temperatura del neumático. Estos ensayos se realizaron para distintos ángulos de convergencia, para comprobar si existe alguna dependencia entre ambas variables, obteniéndose los resultados que muestran las figuras 6.43 y 6.44. Para la realización de los ensayos se ha utilizado un equipo de mantas térmicas, de la compañía OMP, así como un pirómetro de infrarrojos, modelo

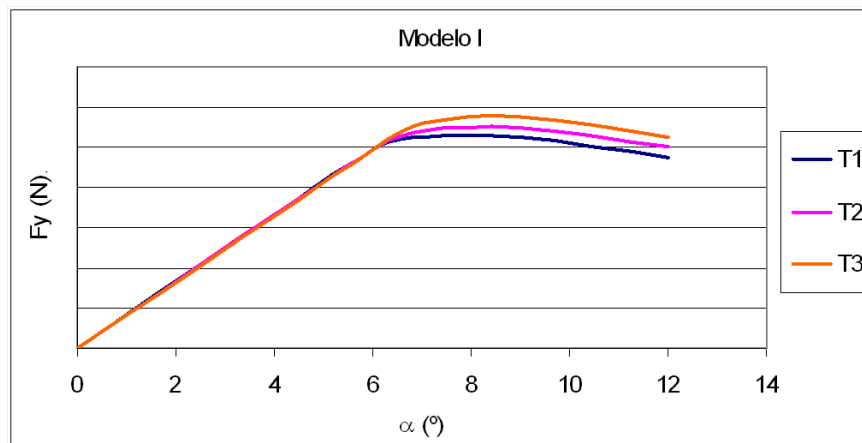


Figura 6.40: Modelo de relación *Fuerza lateral vs. Ángulo de convergencia* para tres temperaturas diferentes, bajo la hipótesis de influencia limitada exclusivamente a condiciones de elevada sollicitación dinámica

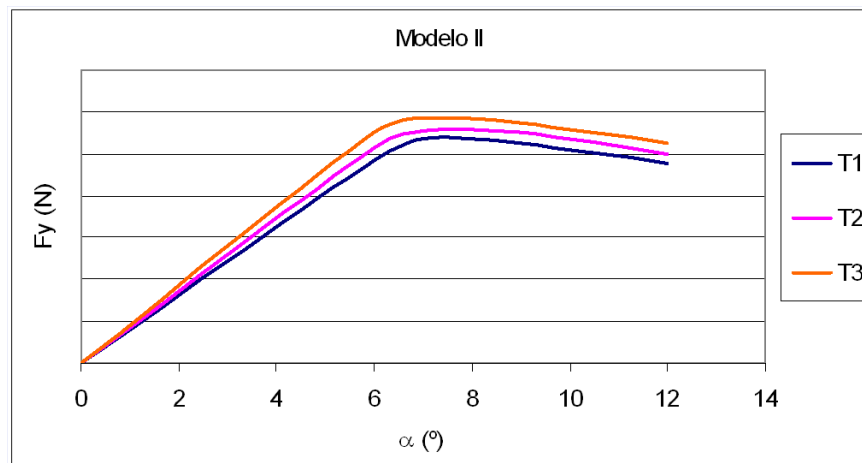


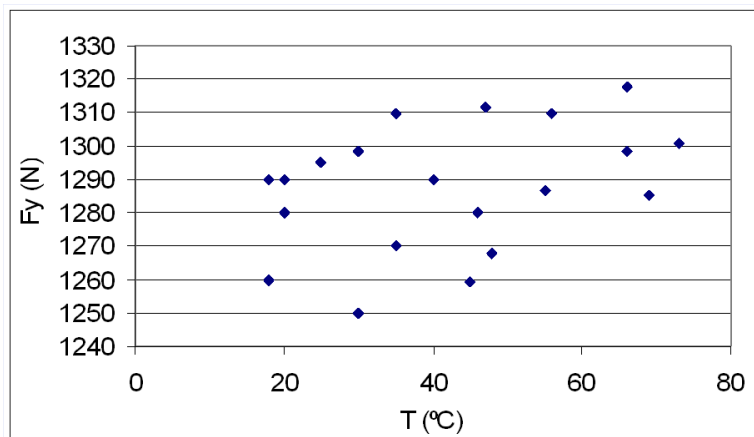
Figura 6.41: Modelo de relación *Fuerza lateral vs. Ángulo de convergencia* para tres temperaturas diferentes, bajo la hipótesis de influencia en cualquier condición de sollicitación

ThermopointTM6, fabricado por AGEMA Infrared Systems, de elevada precisión (ver figura 6.42). La temperatura no se distribuye de modo homogéneo en el neumático, motivo por el que se midieron diez puntos de la banda de rodadura y se obtuvo la media de dichas medidas.

Las pruebas fueron realizadas a lo largo del periodo invernal, con el fin de comparar el funcionamiento de los neumáticos en un rango amplio de temperaturas. La temperatura de partida fue de 18° C, llegándose a alcanzar 75° C. En este rango de temperaturas se tomaron veinte medidas en cada ensayo. Esta operación requirió un tiempo medio de calentamiento de aproximadamente 1 hora. La temperatura alcanzada es bastante superior a la temperatura de operación normal de los neumáticos convencionales. De



Figura 6.42: Fotografía del pirómetro empleado en los ensayos

Figura 6.43: Fuerza lateral en función de la temperatura. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250$ N, $\alpha=3^\circ$

este modo, en base a las pruebas realizadas en el rango de temperaturas y condiciones indicadas se comprueba que la temperatura tiene poca o ninguna influencia sobre la transmisión de esfuerzos laterales, ver figuras 6.43 y 6.44. A partir de todo lo expuesto es posible afirmar que es el Modelo I (ver figura 6.40) el que mejor parece ajustarse al comportamiento de los neumáticos, ya que la fuerza transversal no varía al modificar la temperatura. Esto permite descartar la temperatura como variable de influencia para el modelo de contacto neumático-calzada. Sin embargo, con el objeto de completar los estudios realizados, y verificar si el comportamiento del neumático se ajusta realmente al modelo indicado, se han realizado pruebas de frenado sobre placa dinamométrica con el neumático a diferentes temperaturas. De

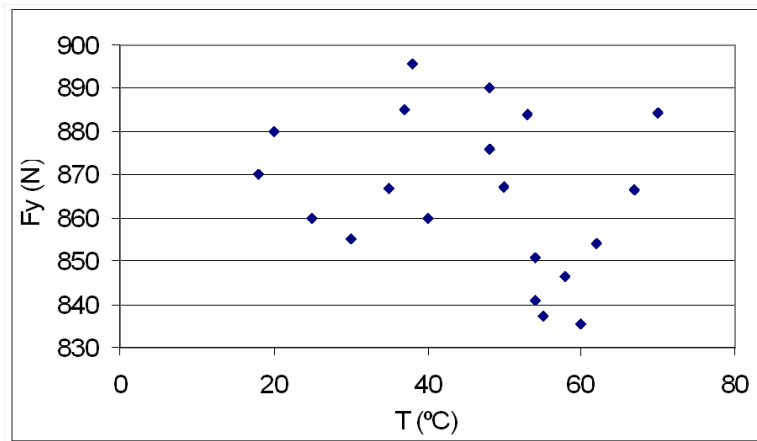


Figura 6.44: Fuerza lateral en función de la temperatura. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250$ N, $\alpha=2^\circ$

este modo se ha podido observar, figura 6.45, que el límite de adherencia es mayor al aumentar la temperatura del neumático, siendo la relación entre ambas variables irregular pero con tendencia creciente. En este caso se ha analizado el máximo de adherencia longitudinal, sin embargo, los resultados obtenidos pueden ser extrapolados al caso de fuerzas laterales, ya que la máxima adherencia disponible en dirección longitudinal mantiene una proporción constante con la disponible en dirección transversal. De este modo, queda comprobada experimentalmente la validez del Modelo I, representado en la figura 6.40.

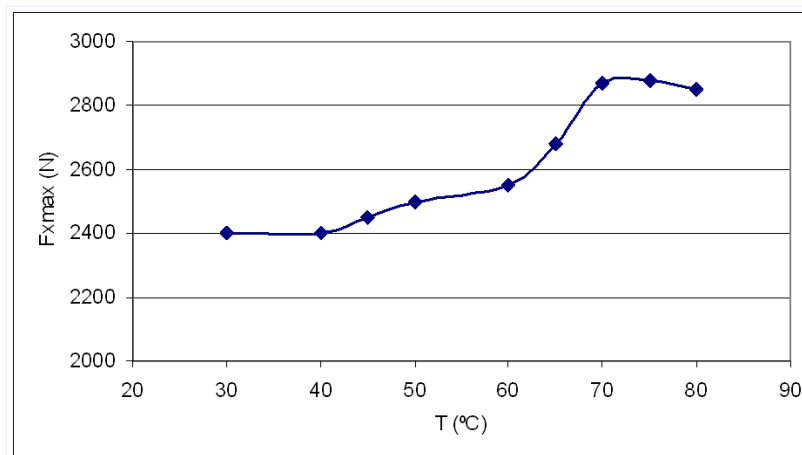


Figura 6.45: Fuerza longitudinal máxima en función de la temperatura. Condiciones de ensayo: Neumático I, $P=2$ bar, $F_z=3250$ N, $\alpha=2^\circ$

Resulta también de gran interés cuantificar el orden de magnitud del tiempo implicado en el calentamiento y enfriamiento del neumático, con el fin de saber en todo momento las condiciones en que se ensaya el neumático. La

figura 6.46, obtenida experimentalmente, muestra cómo evoluciona la temperatura con el tiempo al hacer rodar un neumático en condiciones normales de circulación. Tras varias pruebas experimentales ha sido posible comprobar que la temperatura de funcionamiento de un neumático convencional es inferior a 50 °C, y que dicha temperatura de funcionamiento se alcanza en los primeros 15 ó 20 minutos de operación. Los neumáticos con mayor grado de desgaste alcanzan mayor temperatura que los nuevos, ya que el esculturado de la banda de rodadura desempeña un papel fundamental en la disipación de calor de los neumáticos. Por otra parte, en viajes muy largos (más de dos horas ininterrumpidas) en periodos estivales, así como en trayectos de montaña con baja velocidad media y elevadas sollicitaciones, los neumáticos pueden alcanzar temperaturas superiores a 50 °C. Sin embargo, en ninguno de los ensayos realizados se ha conseguido que los distintos neumáticos superaran los 65 °C de temperatura en la banda de rodadura.

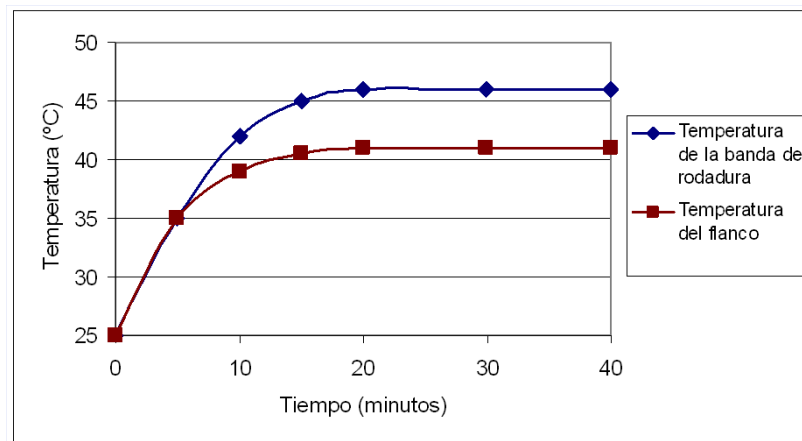


Figura 6.46: Evolución de la temperatura del neumático con el tiempo en condiciones de circulación convencionales

Al analizar la curva de enfriamiento para un neumático, figura 6.47, se observa que resulta notablemente más lento que el proceso de calentamiento. Esto es debido a que el gas alojado en el interior del neumático se encuentra a una temperatura cercana a los 40 °C y esto ralentiza el proceso de enfriamiento. El proceso de enfriamiento depende de la temperatura ambiente, del mismo modo que sucedía con el calentamiento, y se comprueba que el neumático se estabiliza en dicha temperatura aproximadamente hora y media después de haber sido detenido, produciéndose el 50% del descenso total en la primera media hora.

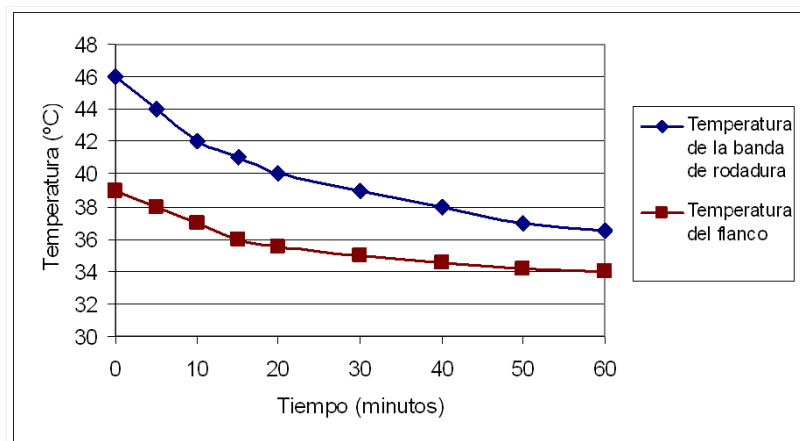


Figura 6.47: Evolución de la temperatura del neumático con el tiempo en condiciones de circulación convencionales

6.4. Estudio de la fuerza longitudinal

El análisis de la fuerza longitudinal en el contacto neumático calzada mediante placa dinamométrica entraña dificultades específicas que poco o nada influyen sobre la medida de fuerza lateral. Para la medida de fuerza lateral la velocidad con que pasa el vehículo sobre la placa puede variar entre 0.27 y 1.38 m/s (1 y 5 km/h) sin que se aprecien cambios significativos. Sin embargo, para la medida de fuerza longitudinal resulta imprescindible garantizar una velocidad de traslación constante. Como bien es sabido, cualquier variación en la velocidad del vehículo implica aceleraciones y, por tanto, fuerzas en dirección longitudinal que modifican la medida de fuerza longitudinal transmitida por los neumáticos. Es, por este motivo, que se ha realizado una serie de ensayos específicos para la medida y caracterización de la fuerza longitudinal, empleando un sistema de tracción específico. A partir de estos ensayos, en los que se ha garantizado una velocidad de paso constante, se ha realizado el análisis de influencia de la presión, la fuerza vertical y el ángulo de convergencia sobre la fuerza longitudinal.

En el anterior apartado, 6.3, en el que se ha estudiado la fuerza lateral, se comprueba que la fuerza longitudinal no supera en ningún caso valores de ± 100 N. Estos valores ponen de manifiesto el estado de baja sollicitación a que se ve sometido el neumático en las condiciones de ensayo propuestas. Durante el ensayo se mantiene una velocidad muy baja (0.01 m/s) y aproximadamente constante. Esto hace que la única resistencia que debe vencer el vehículo

sea la resistencia a rodadura y que las aceleraciones, variaciones de fuerza, observadas dentro de la placa sean de pequeño valor, ya que son debidas a las constantes compensaciones derivadas de la necesidad de mantener la velocidad constante. En la figura 6.48 se puede ver la curva experimental de fuerza longitudinal, registrada mediante placa dinamométrica, junto a la curva de resistencia a la rodadura calculada a partir de la expresión siguiente:

$$R_r = F_z \cdot f_r \simeq F_z \cdot 0,015 \quad (6.37)$$

donde F_z es la fuerza vertical y f_r es el coeficiente de resistencia a rodadura.

La resistencia a rodadura se ha estimado a partir de un valor del coeficiente de resistencia a rodadura de 0.015, siendo este el valor más habitual para un neumático rodando sobre superficie de hormigón o asfalto en condiciones de presión de inflado y carga vertical adecuados (T.D.Guillespie, 1992). Las rampas inicial y final (ver figura 6.48) en la resistencia a la rodadura propuesta indican los periodos transitorios de entrada y salida de la placa.

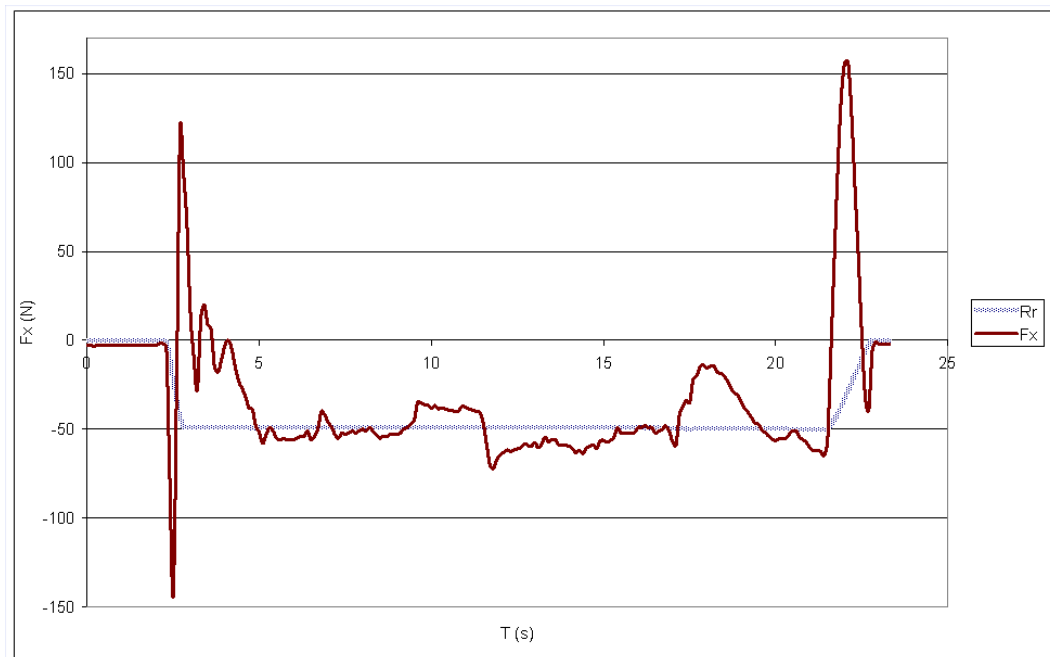


Figura 6.48: Fuerza longitudinal registrada junto a la curva de resistencia a la rodadura aproximada para un coeficiente de resistencia a la rodadura: $f_r=0.015$

En la figura 6.48 se observa que la resistencia a rodadura es del orden de 50 N. Por el modo en que tiene definidos los ejes la placa dinamométrica se obtiene valores negativos de F_x al acelerar, y valores positivos al frenar. Esto se debe a que las medidas han sido tomadas en las ruedas del eje delantero

en un vehículo de tracción delantera. Con el propósito de que el estudio de la fuerza longitudinal resulte más claro y sencillo se muestran todos los valores registrados experimental en valor positivo. No obstante, el signo negativo se tendrá en cuenta en la formulación final del modelo con el fin de que sea coherente con el sistema de coordenadas propuesto, tal y como se indicará en el capítulo 7.

6.4.1. Análisis de influencia de la presión

La metodología de ensayo seguida para la medida de fuerzas longitudinales en el contacto neumático-calzada es diferente respecto de la utilizada para la medida de fuerzas laterales. Se han realizado ensayos en los que la toma de datos se ha iniciado con el vehículo parado en el interior de la placa dinamométrica, además de aquellos en que se ha recorrido longitudinalmente la placa a velocidad constante. Este tipo de ensayos ha permitido obtener gráficas como la que se muestra en la figura 6.49.

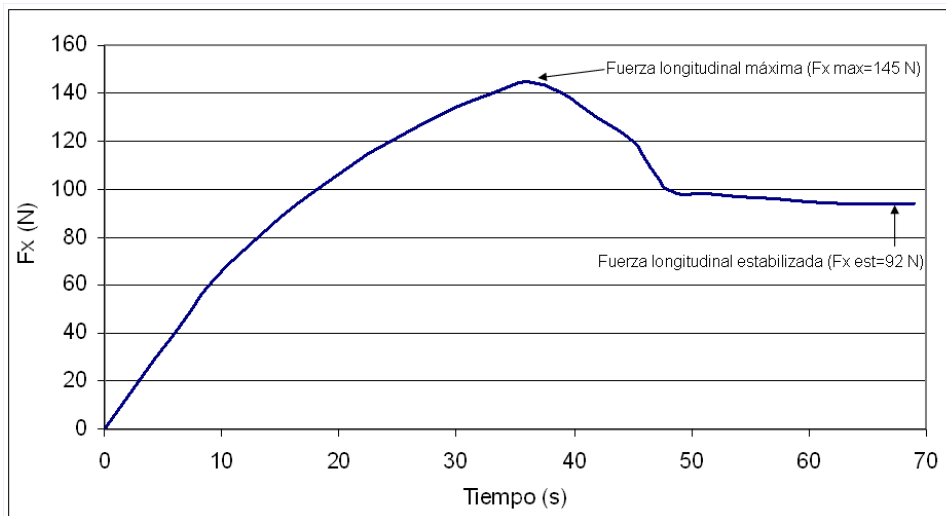


Figura 6.49: Fuerza longitudinal. Condiciones de ensayo: Neumático I partiendo de velocidad nula, $F_z=3600$ N, $\alpha=2^\circ$, $P=1.5$ bar

Con estos ensayos ha sido posible caracterizar la fuerza necesaria para hacer rodar el neumático desde parado y la resistencia a rodadura en condiciones dinámicas. La resistencia para iniciar la rodadura, o resistencia a rodadura en el arranque, corresponde al máximo de fuerza en la curva de la figura 6.49, segundo 33. La resistencia a rodadura en condiciones dinámicas viene dada por el valor que toma la fuerza longitudinal en la estabilización posterior al máximo.

De los resultados experimentales obtenidos, se puede concluir que a medida que aumenta la presión de inflado, aumenta la fuerza longitudinal. En la figura 6.50 se muestran los resultados experimentales, detallándose tanto la fuerza longitudinal máxima como la fuerza longitudinal estabilizada, posterior al máximo, en función de la presión, para los tres juegos de neumáticos.

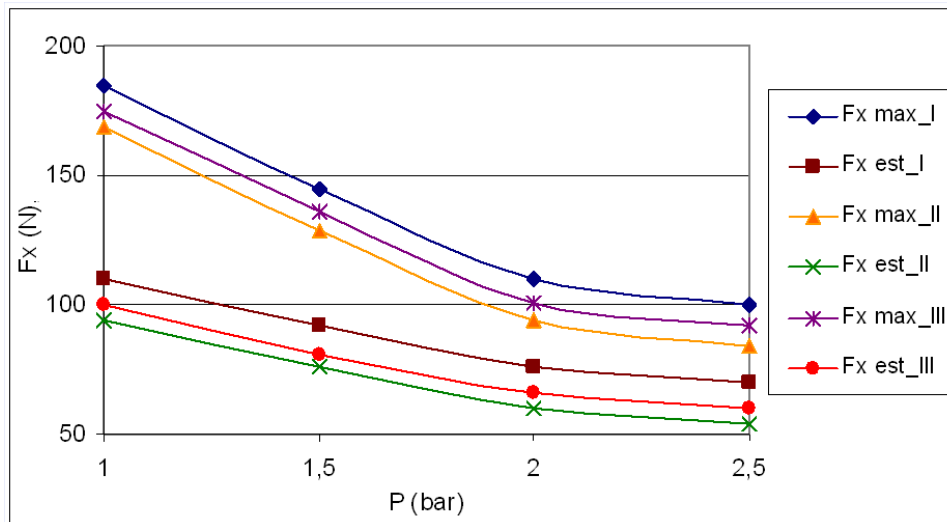


Figura 6.50: Fuerza longitudinal máxima y estabilizada frente a la presión de inflado de los juegos de neumáticos I, II y III. Condiciones de ensayo: $F_z=3600$ N, $\alpha=2^\circ$

Se obtienen valores muy semejantes para los tres juegos de neumáticos, encontrando diferencias cuantitativas inferiores al 15 % y diferencias cualitativas despreciables. Las curvas obtenidas para los distintos juegos de neumáticos son casi idénticas. Esta relación se puede ajustar mediante una función potencial:

$$F_x = a \cdot P^b \quad (6.38)$$

donde a y b son coeficientes experimentales.

Esta relación es muy semejante a la que se puede encontrar entre la resistencia a la rodadura y la presión (T.D.Guillespie, 1992). Esto, nuevamente, parece indicar que la fuerza longitudinal registrada se debe única y exclusivamente a la resistencia a la rodadura del neumático.

6.4.2. Análisis de influencia de la fuerza vertical

La figura 6.51 muestra la influencia de la fuerza vertical en la fuerza longitudinal. En este caso, la fuerza longitudinal aumenta a medida que lo hace

la fuerza vertical. En la figura 6.51 se muestran los resultados experimentales obtenidos, detallándose tanto la fuerza longitudinal máxima obtenida en función de la fuerza vertical así como la fuerza longitudinal estabilizada, posterior al máximo, en función de la fuerza vertical.

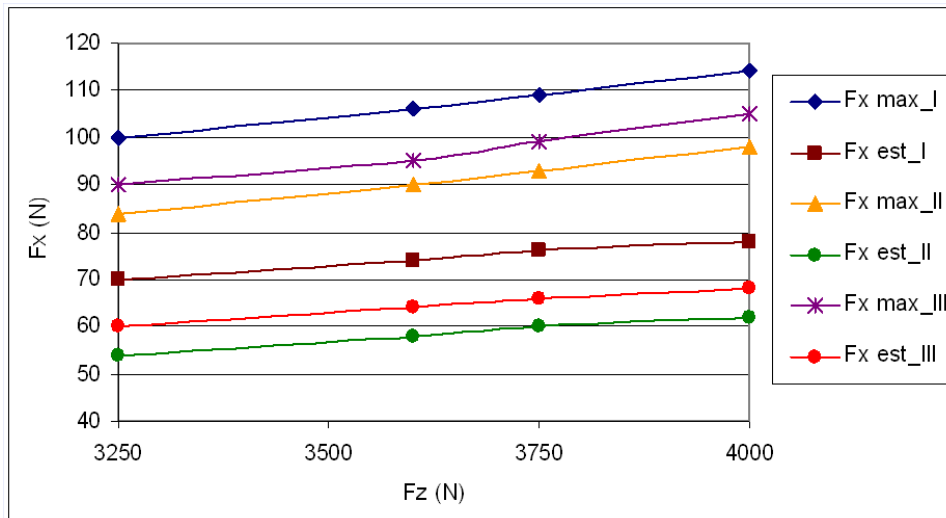


Figura 6.51: Fuerza longitudinal máxima y estabilizada frente a la fuerza vertical para los juegos de neumáticos I, II y III. Condiciones de ensayo: $F_z=3600$ N, $\alpha=2^\circ$

En este estudio se obtienen resultados cualitativamente muy semejantes para los tres juegos de neumáticos. Al igual que para el análisis de la presión, esta relación es muy semejante a la que puede encontrarse entre la resistencia a la rodadura y la fuerza vertical (T.D.Guillespie, 1992). La relación puede ser ajustada con elevada precisión mediante una expresión polinomial de primer o de segundo grado. No obstante, dicho estudio se ha realizado de forma detallada en el capítulo 7, con el fin de desarrollar el modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad.

6.4.3. Análisis de influencia del ángulo de convergencia

Tal y como muestra la figura 6.52, la relación que presentan el ángulo de convergencia, α , y la fuerza longitudinal, F_x , es lineal. Como bien es sabido, no se requiere la misma fuerza para hacer rodar un neumático que para arrastrarlo lateralmente. Al variar la convergencia se modifica la proporción en que se arrastra y se hace rodar un neumático y es, por eso, que al aumentar dicho ángulo, ya sea en valor positivo o negativo, la fuerza longitudinal registrada es mayor.

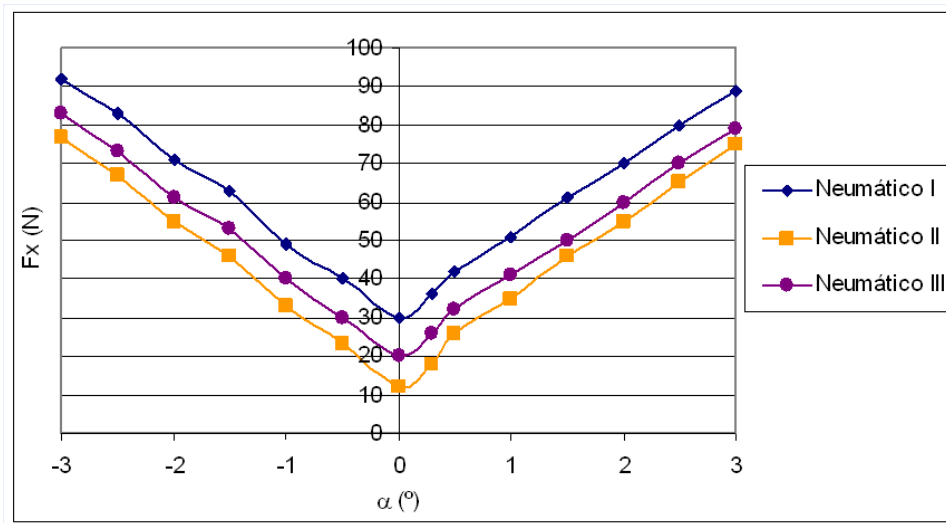


Figura 6.52: Fuerza longitudinal frente al ángulo de convergencia para los juegos de neumáticos I, II y III. Condiciones: 3250 N de fuerza vertical y 1.5 bar de presión

Nuevamente se encuentran resultados muy semejantes para los tres juegos de neumáticos, especialmente a nivel cualitativo. Dicha relación puede ser ajustada mediante una recta, tal y como indica la expresión siguiente:

$$F_x = a + b \cdot |\alpha| \quad (6.39)$$

donde a y b son coeficientes experimentales.

6.4.4. Análisis de influencia del ángulo de caída y de la temperatura

Para el caso del estudio de la influencia que tienen el ángulo de caída y la temperatura se encuentran resultados muy semejantes a los expuestos para el estudio de fuerza lateral (apartados 6.3.3 y 6.3.4 del presente capítulo). La influencia de la caída sobre la fuerza longitudinal resulta ser tan pequeña que queda incluida en la propia incertidumbre de las medidas experimentales realizadas en placa dinamométrica. En el caso de la temperatura se encuentra el fenómeno ya descrito, es decir, modifica la máxima fuerza longitudinal que puede transmitir el neumático pero no la *rigidez longitudinal* del mismo, afectando muy poco o nada a la resistencia a rodadura. Así pues, ambas variables pueden ser desestimadas como variables de influencia en el modelo propuesto.

6.5. Principales variables de influencia

A partir de los resultados expuestos en los anteriores apartados del presente capítulo es posible concluir que las principales variables de influencia en las fuerzas longitudinal y transversal son: el ángulo de convergencia, α , la presión, P , y la fuerza vertical, F_z . Del mismo modo, se ha comprobado la escasa influencia que tienen el ángulo de caída, γ , y la temperatura, T , en las fuerzas registradas. Por último, resulta importante destacar la escasa influencia de la velocidad en la transmisión de esfuerzos en el contacto neumático-calzada, en el rango comprendido entre 0 y 8.4 m/s (0 y 30 Km/h), no así para mayores velocidades, y la importancia de efectuar una rodadura previa a la entrada en la placa y de controlar las variaciones de adherencia en la superficie de contacto.

A partir de las variables de influencia seleccionadas, y teniendo en cuenta las condiciones que se deben respetar en los diferentes ensayos, es posible abordar el desarrollo del modelo dinámico de comportamiento neumático-calzada a baja velocidad.

Modelo experimental de contacto neumático-calzada a baja velocidad

7.1. Introducción

El objetivo planteado en la presente Tesis Doctoral consiste en definir un modelo teórico-experimental de contacto neumático-calzada a baja velocidad. Para ello se ha seleccionado como sistema de ensayo la placa dinamométrica, se ha diseñado una metodología de ensayo y se han realizado una serie de estudios experimentales con diferentes neumáticos montados sobre un mismo vehículo. A lo largo del presente capítulo se va a formular el modelo matemático que gobierna la relación de las principales variables de influencia y de las fuerzas desarrolladas en el contacto neumático-calzada.

Un modelo de estas características permite caracterizar adecuadamente un neumático durante su funcionamiento a baja velocidad, así como proponer mejoras en los diferentes procedimientos de medida para el mantenimiento y la inspección de vehículos automóviles, también efectuados a baja velocidad.

Para lograr este objetivo se han establecido relaciones experimentales a

partir de las conclusiones extraídas del estudio experimental desarrollado en el capítulo 6. Tal y como se ha detallado en dicho capítulo, inicialmente se propusieron seis variables de influencia que han sido estudiadas pormenorizadamente:

- Ángulo de convergencia (α).
- Presión de inflado de los neumáticos (P).
- Fuerza vertical (F_z).
- Índice de deslizamiento (i).
- Temperatura (T).
- Ángulo de caída (γ).

Estas variables fueron seleccionadas por ser las que teóricamente, según la bibliografía, más influencia tienen en la transmisión de fuerzas en el contacto neumático-calzada. A partir de estas seis variables se construiría un modelo como el indicado en la expresión siguiente:

$$F_j = f(\alpha, P, F_z, i, T, \gamma) \quad j = x, y \quad (7.1)$$

Sin embargo, como se ha podido comprobar en el capítulo 6, tres de estas variables: i , T y γ ; aportan poco o nada a la transmisión de esfuerzos en el contacto neumático-calzada en las condiciones para las que ha sido desarrollado este modelo. Es decir, en condiciones de inspección técnica: velocidades bajas, movimiento estacionario en ausencia de aceleraciones y valores de fuerza vertical, presión y ángulo de convergencia moderados. En estas condiciones el índice de deslizamiento, el ángulo de caída y la temperatura han resultado ser variables con muy poca influencia sobre las fuerzas longitudinal y transversal. El índice de deslizamiento ha resultado ser de pequeño valor y prácticamente constante en las condiciones en que ha sido desarrollado el modelo. La temperatura influye exclusivamente sobre el límite de adherencia y el ángulo de caída presenta un efecto similar al ángulo de convergencia sobre la fuerza transversal, pero su repercusión en el empuje lateral generado es aproximadamente un orden de magnitud inferior al del ángulo de convergencia. Por estos motivos, se han seleccionado las tres primeras variables de entre las seis inicialmente propuestas, esto ha permitido construir un modelo que permite obtener una expresión del tipo:

$$F_j = f(\alpha, P, F_z) \quad j = x, y \quad (7.2)$$

7.2. Fuerza transversal

Con el fin de proponer una expresión que permita establecer la relación entre la fuerza transversal y las variables de influencia, α , F_z y P ; se ha estudiado la función de dependencia que existe entre dichas variables.

7.2.1. Convergencia

Del estudio experimental de la fuerza transversal, o lateral, realizado en el capítulo 6, se ha observado que la principal variable de influencia es el ángulo de convergencia, α . Es por este motivo que se va a construir el modelo matemático a partir de dicha relación.

La relación entre el ángulo de convergencia y la fuerza transversal es lineal en las condiciones de medida establecidas, obteniéndose ajustes con coeficientes de determinación, R^2 , siempre superiores a 0.992. Esto permite proponer la siguiente expresión:

$$F_y = \varsigma + \xi \cdot \alpha \quad (7.3)$$

donde ξ es la pendiente de dicha relación lineal, ς la ordenada en el origen y α el ángulo de convergencia.

A partir de esta expresión es posible incorporar la influencia de la presión, P , y de la fuerza vertical, F_z , ya que la presión influye exclusivamente sobre la pendiente que relaciona la fuerza lateral con el ángulo de convergencia, mientras que la fuerza vertical influye únicamente sobre la ordenada en el origen, como se ve en el capítulo 6, apartados 6.3.3.3 y 6.3.3.4.

7.2.2. Presión

Se ha analizado la influencia de la presión sobre la pendiente de la relación F_y vs. α . Para ello, se ha partido de las rectas de regresión obtenidas para distintos valores de la presión de inflado:

$$F_y = \varsigma + \boxed{\xi} \cdot \alpha \quad (7.4)$$

Las rectas de regresión a partir de las que se ha realizado el estudio para

el juego de neumáticos I son las indicadas en las expresiones (6.8), (6.9), (6.10), (6.11), (6.12). En dichas expresiones se aprecia que la influencia de la presión se limita a la pendiente, ξ , tal y como queda corroborado en los otros dos juegos de neumáticos. Los valores principales de las rectas de regresión mostradas en dichas expresiones quedan recogidos en la tabla 7.1.

Tabla 7.1: Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas presiones. Neumático I

Expresión	Presión (bar)	Pendiente	Ord. en el origen	R ²
(6.8)	1	329.7	63.292	0.9936
(6.9)	1.5	389.06	63.811	0.9953
(6.10)	2	431.21	59.674	0.9951
(6.11)	2.5	443.18	61.953	0.9953
(6.12)	3	430.58	57.988	0.9953

Se observa que la ordenada en el origen no es igual a cero. Esto es debido al efecto de la conicidad y la estructura interna del cordaje del neumático o guiado de capas (*ply steer*), tal como se ha indicado en el capítulo 6. La ordenada en el origen varía en un rango inferior a 6 N, mientras que el intervalo en que oscilan las pendientes está comprendido en un rango de 114 N, suponiendo esto variaciones superiores al 34 %, relativas al valor inferior de pendiente.

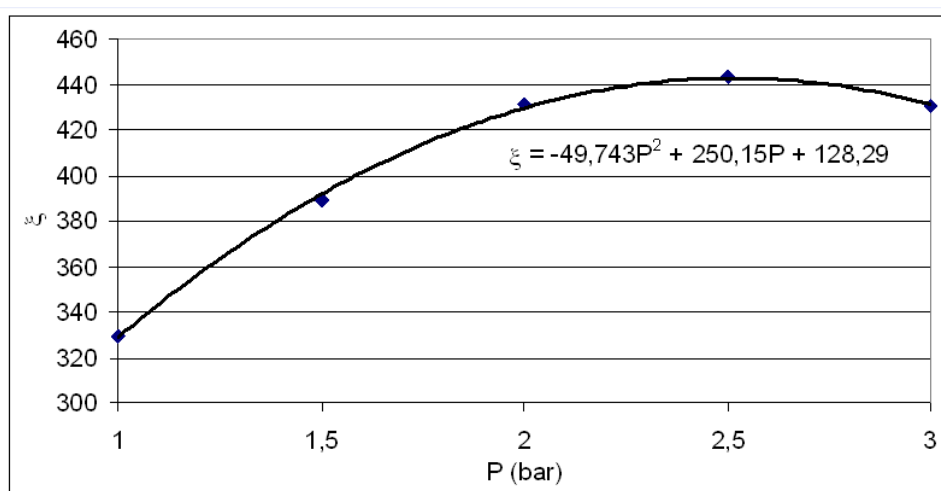


Figura 7.1: Relación entre la pendiente de la ecuación (4.4) y la presión de inflado de los neumáticos para el juego de neumáticos I

Al analizar gráficamente el modo en que la presión hace variar la pendiente de la expresión que relaciona la fuerza lateral con el ángulo de convergencia

se obtiene la curva mostrada en la figura 7.1, para el juego de neumáticos I. La curva ha sido ajustada mediante un polinomio de segundo orden. También se evaluaron otras funciones para ajustar dicha relación, como son la logarítmica, la potencial y la exponencial; obteniéndose ajustes menos precisos (R^2 inferiores a 0.88), ver tabla 7.2. Es por ello que finalmente se adoptó el siguiente ajuste polinómico, $R^2 = 0.9988$:

$$\xi_I = -49,743 \cdot P^2 + 250,15 \cdot P + 128,29 \quad (7.5)$$

Tabla 7.2: Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático I

Función de ajuste	R^2
Logarítmica	0.8702
Potencial	0.8648
Exponencial	0.7413
Polinomial	0.9988

Las rectas de regresión a partir de las cuales se ha realizado el estudio para el juego de neumáticos II son las indicadas en las expresiones (6.13), (6.14), (6.15), (6.16), (6.17). La influencia de la presión sigue quedando limitada a la pendiente, con variaciones comprendidas en un rango de 110 N, suponiendo esto variaciones superiores al 38 %. Por el contrario, la ordenada en el origen sigue permaneciendo constante, con valores comprendidos en un rango de 4.5 N. Los principales valores de las rectas de regresión mostradas en dichas expresiones quedan recogidos en la tabla 7.3.

Tabla 7.3: Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas presiones. Neumático II

Expresión	Presión (bar)	Pendiente	Ord. en el origen	R^2
(6.13)	1	286.11	-41.131	0.9956
(6.14)	1.5	340.53	-40.604	0.9961
(6.15)	2	380.77	-39.876	0.9961
(6.16)	2.5	396.78	-36.705	0.9963
(6.17)	3	361.16	-39.525	0.9954

A partir de las pendientes de las rectas de regresión mostradas en la tabla 7.3 ha sido posible construir la curva que relaciona la pendiente con la presión de inflado, figura 7.2.

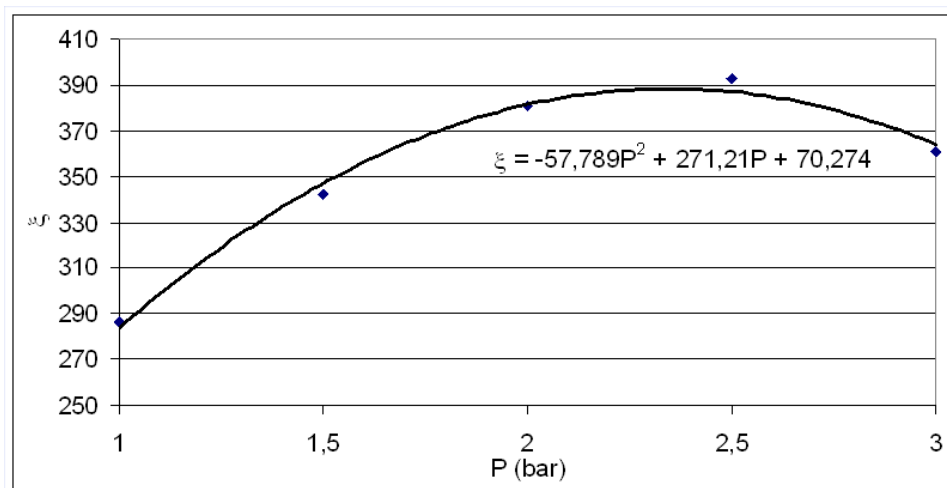


Figura 7.2: Relación entre la pendiente y la presión de inflado para el juego de neumáticos II

La curva de ajuste de la figura 7.2 ha sido construida nuevamente mediante un polinomio de segundo grado, con $R^2 = 0.9964$:

$$\xi_{II} = -51,789 \cdot P^2 + 251,21 \cdot P + 70,274 \quad (7.6)$$

Tal y como se hizo con el anterior juego de neumáticos también se han evaluado ajustes mediante otros tipos de relaciones como son la logarítmica, la potencial y la exponencial. Sin embargo, estas relaciones dieron lugar a ajustes mucho menos precisos, R^2 inferiores a 0.9, ver tabla 7.4.

Tabla 7.4: Precisión de los ajustes proporcionados por otras funciones. Neumático II

Función de ajuste	R^2
Logarítmica	0.8932
Potencial	0.8898
Exponencial	0.7935
Polinomial	0.9961

Las rectas de regresión a partir de las cuales se ha realizado el estudio para el juego de neumáticos III son las indicadas en las expresiones (6.18), (6.19), (6.20), (6.21), (6.22). En este caso se observa que la influencia de la presión sigue quedando limitada a la pendiente, con variaciones comprendidas en un rango de 113 N, suponiendo esto variaciones superiores al 29 %. Nuevamente, la ordenada en el origen permanece aproximadamente constante, con valores comprendidos en un rango de 3.3 N. Los principales valores de las rectas de

regresión mostradas en dichas expresiones quedan recogidas en la tabla 7.5.

Tabla 7.5: Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas presiones. Neumático III

Expresión	Presión (bar)	Pendiente	Ord. en el origen	R ²
(6.18)	1	382.27	24.31	0.9956
(6.19)	1.5	440.84	25.86	0.9958
(6.20)	2	481.62	23.38	0.9961
(6.21)	2.5	494.61	24.42	0.9957
(6.22)	3	480.11	22.64	0.9959

A partir de las pendientes de las rectas de regresión mostrada en la tabla 7.5 ha sido posible construir la curva que relaciona la pendiente con la presión de inflado, figura 7.3.

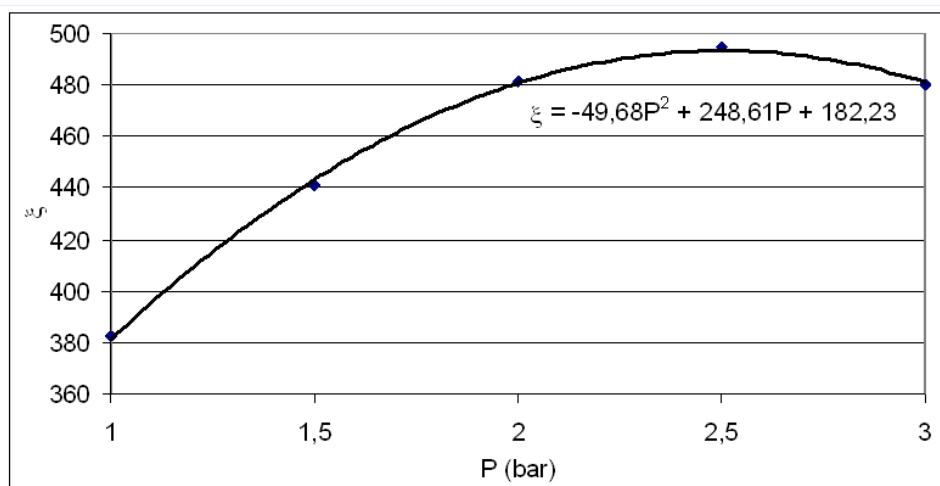


Figura 7.3: Relación entre la pendiente y la presión de inflado para el juego de neumáticos III

Tal y como se hizo con el anterior juego de neumáticos también se realizaron ajustes mediante diferentes funciones como son la logarítmica, la potencial y la exponencial; sin embargo dieron lugar a ajustes menos precisos (R^2 inferiores a 0.9) que una función polinomial, ver tabla 7.6. La curva ha sido ajustada nuevamente mediante un polinomio de segundo grado obteniéndose elevada precisión en dicho ajuste, $R^2 = 0.9981$:

$$\xi_{III} = -49,68 \cdot P^2 + 248,61 \cdot P + 182,23 \quad (7.7)$$

A partir de las expresiones (7.5), (7.6) y (7.7) es posible extraer una relación concreta entre la pendiente, ξ , y la presión, P . Al analizar las tres

Tabla 7.6: Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático III

Función de ajuste	R ²
Logarítmica	0.8911
Potencial	0.8768
Exponencial	0.787
Polinomial	0.9981

curvas que relacionan la pendiente con la presión de inflado se aprecia que la morfología de todas ellas es muy semejante, y que parecen simplemente desplazadas verticalmente. De los tres coeficientes ajustados experimentalmente, el término independiente es el responsable de más del 95% de la variación encontrada entre los tres juegos de neumáticos analizados. Es por ello que se proponen dos expresiones a partir de la influencia de la presión en la relación F_y vs. α :

$$F_y = \varsigma + (\kappa \cdot P^2 + \lambda \cdot P + \sigma) \cdot \alpha \quad (7.8)$$

donde α es el ángulo de convergencia, P es la presión de inflado de los neumáticos y ς , κ , λ , σ son coeficientes experimentales.

La expresión (7.8) mantiene los tres coeficientes experimentales para cada neumático. Se puede realizar una simplificación respecto de la expresión (7.8), manteniendo únicamente el coeficiente sobre el que recae la máxima variabilidad, σ , y proponiendo un valor promedio redondeado a la cifra entera más próxima para los otros coeficientes, κ y λ :

$$F_y = \varsigma + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + \sigma) \cdot \alpha \quad (7.9)$$

De este modo se reduce notablemente la cantidad de ensayos necesarios para la obtención de los coeficientes experimentales.

7.2.3. Fuerza vertical

Tal y como se hizo con la influencia de la presión sobre la pendiente de la relación F_y vs. α , ha sido analizada la influencia de la fuerza vertical sobre la ordenada en el origen, ς . Se ha partido de las rectas de regresión obtenidas para distintos valores de la fuerza vertical:

$$F_y = \boxed{\varsigma} + \xi \cdot \alpha \quad (7.10)$$

Las rectas de regresión a partir de las que se ha realizado el estudio para el juego de neumáticos I son las indicadas en las expresiones (6.24), (6.25), (6.26), (6.27). En dichas expresiones se aprecia que la influencia de la fuerza vertical se limita a la ordenada en el origen, ζ , tal y como queda comprobado en los otros dos juegos de neumáticos. Los valores principales de las rectas de regresión mostradas en dichas expresiones quedan recogidos en la tabla 7.7.

Tabla 7.7: Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas fuerzas verticales. Neumático I

Expresión	Fuerza vertical (N)	Pendiente	Ord. en el origen	R ²
(6.24)	3250	431.21	59.674	0.9952
(6.25)	3600	425.46	-25.91	0.9967
(6.26)	3750	424.07	-61.08	0.9965
(6.27)	4000	424.71	-89.958	0.9967

Se observa que la ordenada en el origen está comprendida en valores entre 59.674 N y -89.96 N, suponiendo esto variaciones superiores al 170 %, relativas a cualquiera de los dos valores extremos, mientras que la pendiente muestra variaciones de 1.65 %.

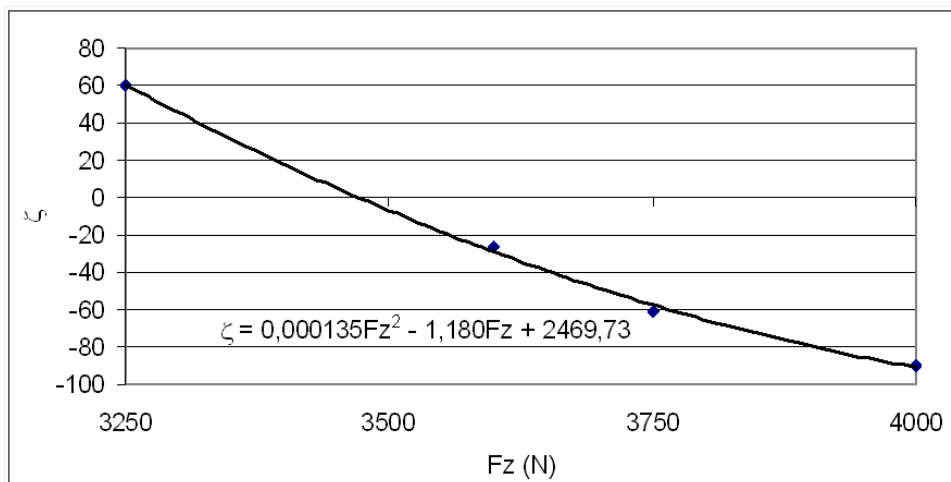


Figura 7.4: Relación entre la ordenada en el origen y la fuerza vertical para el juego de neumáticos I

La figura 7.4 muestra la curva que relaciona la ordenada en el origen, ζ , con la fuerza vertical. Dicha curva ha sido ajustada mediante un polinomio de segundo orden. La relación polinomial de segundo grado ha resultado ser más precisa ($R^2 = 0.9984$) que las relaciones lineal, logarítmica, potencial y

exponencial (R^2 siempre inferiores a 0.987), tal como queda recogido en la tabla 7.8. Es, por ello, que finalmente se ha adoptado este ajuste polinomial:

$$\varsigma_I = 0,000135 \cdot F_z^2 - 1,180 \cdot F_z + 2469,73 \quad (7.11)$$

Tabla 7.8: Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático I

Función de ajuste	R^2
Lineal	0.9726
Logarítmica	0.982
Potencial	0.9867
Exponencial	0.9835
Polinomial	0.9984

Las rectas de regresión a partir de las que se ha realizado el análisis de la relación entre la pendiente de F_y vs. α y la fuerza vertical para el juego de neumáticos II son las indicadas en las expresiones (6.28), (6.29), (6.30), (6.31). Los principales valores de las rectas de regresión mostradas en dichas expresiones quedan recogidos en la tabla 7.9.

Tabla 7.9: Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas fuerzas verticales. Neumático II

Expresión	Fuerza vertical (N)	Pendiente	Ord. en el origen	R^2
(6.28)	3250	375.1	-29.04	0.9962
(6.29)	3600	378.69	-86.017	0.9965
(6.30)	3750	378.91	-106.73	0.9958
(6.31)	4000	379.41	-121.06	0.9964

Nuevamente se comprueba que la influencia de la fuerza vertical queda limitada a la ordenada en el origen, cuyos valores están comprendidos en valores entre -29.04 N y -121.06 N, suponiendo esto variaciones próximas al 76 % respecto al menor valor, mientras que la pendiente muestra variaciones de 1.15 %.

A partir de las pendientes de las rectas de regresión citadas se ha construido la curva que relaciona la ordenada en el origen con la fuerza vertical, figura 7.5. La curva ha sido ajustada nuevamente mediante un polinomio de segundo orden ($R^2 = 0.9989$).

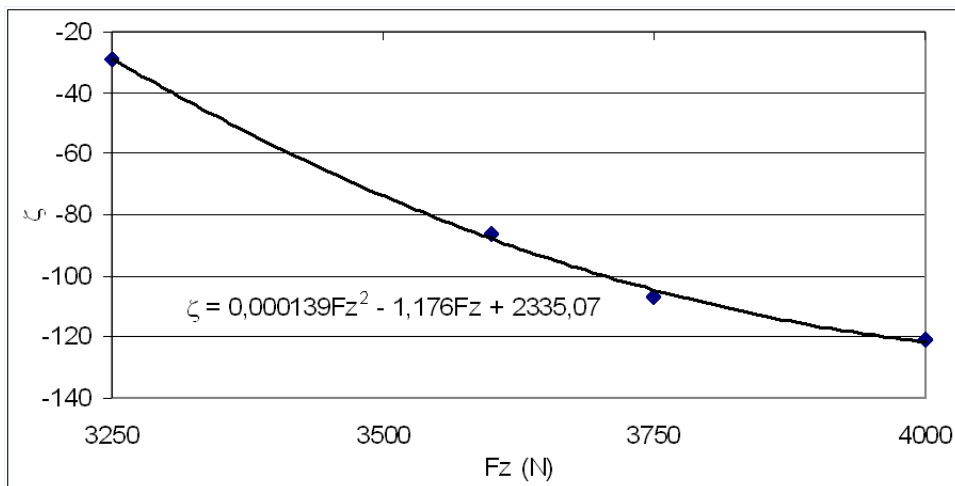


Figura 7.5: Relación entre la ordenada en el origen y la fuerza vertical para el juego de neumáticos II

Tal y como se hizo con el anterior juego de neumáticos también se intentó ajustar mediante otro tipo de relación como es la lineal, la logarítmica, la potencial y la exponencial. Sin embargo, dieron lugar a ajustes mucho menos precisos, como puede verse en la tabla 7.10. Es, por ello, que finalmente se adoptó el ajuste polinomial:

$$\zeta_{II} = 0,000139 \cdot F_z^2 - 1,176 \cdot F_z + 2335,07 \quad (7.12)$$

Tabla 7.10: Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático II

Función de ajuste	R ²
Lineal	0.9758
Logarítmica	0.9768
Potencial	0.9823
Exponencial	0.9811
Polinomial	0.9989

Las rectas de regresión a partir de las que se ha realizado el análisis de la relación entre la pendiente de F_y vs. α y la fuerza vertical para el juego de neumáticos III son las indicadas en las expresiones (6.32), (6.33), (6.34), (6.35). Los principales valores de las rectas de regresión mostradas en dichas expresiones quedan recogidos en la tabla 7.11.

En este caso se observa que la influencia de la presión sigue quedando limitada únicamente a dicha ordenada en el origen, cuyos valores están comprendidos en valores entre 25.43 N y -85.68 N, suponiendo esto variaciones

Tabla 7.11: Valores característicos de las expresiones de fuerza transversal frente al ángulo de convergencia para distintas fuerzas verticales. Neumático III

Expresión	Fuerza vertical (N)	Pendiente	Ord. en el origen	R ²
(6.32)	3250	485.87	25.431	0.9962
(6.33)	3600	490.92	-43.241	0.9961
(6.34)	3750	492.21	-70.255	0.9962
(6.35)	4000	491.69	-85.679	0.9964

superiores al 100 % de los valores extremos, mientras que la pendiente muestra variaciones de 1.35 %. A partir de las pendientes de las rectas de regresión mostradas en la tabla 7.11 se ha construido la curva que relaciona la ordenada en el origen con la fuerza vertical, figura 7.6. La curva ha sido ajustada nuevamente mediante un polinomio de segundo orden ($R^2 = 0.9979$).

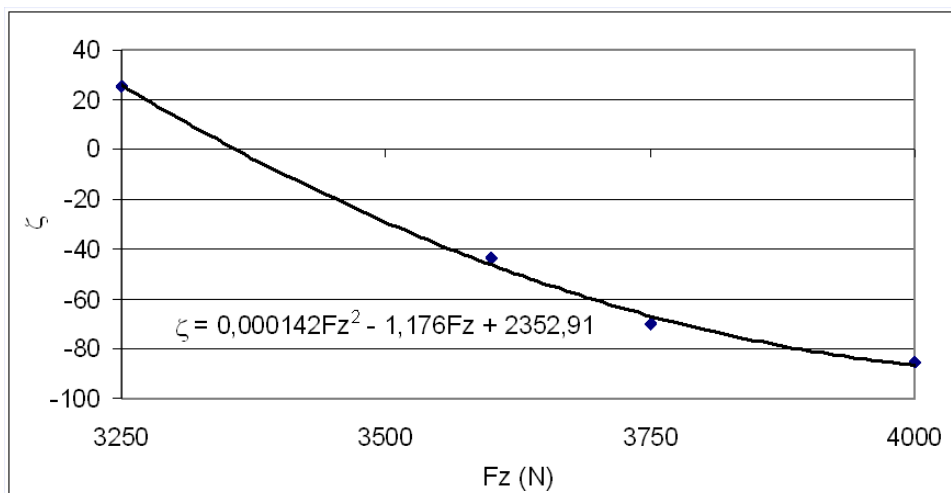


Figura 7.6: Relación entre la ordenada en el origen y la fuerza vertical para el juego de neumáticos III

Tal y como se hizo con el anterior juego de neumáticos también se realizaron ajustes mediante diferentes funciones como son la logarítmica, la potencial y la exponencial. Sin embargo, estas funciones dieron lugar a ajustes menos precisos (R^2 inferiores a 0.9) que una función polinomial, ver tabla 7.12. La curva ha sido ajustada nuevamente mediante un polinomio de segundo grado obteniéndose una elevada precisión en dicho ajuste, $R^2 = 0.9981$:

$$\zeta_{III} = 0,000142 \cdot F_z^2 - 1,176 \cdot F_z + 2352,91 \quad (7.13)$$

A partir de las expresiones (7.11), (7.12) y (7.13) es posible extraer una

Tabla 7.12: Precisión de los ajustes proporcionados por distintas funciones. Neumático III

Función de ajuste	R ²
Lineal	0.9667
Logarítmica	0.9674
Potencial	0.9872
Exponencial	0.9823
Polinomial	0.9979

relación concreta entre la ordenada en el origen, ς , y la fuerza vertical, F_z . Al analizar las tres curvas que relacionan la ordenada en el origen con la fuerza vertical se aprecia que la morfología de todas ellas es muy semejante, y que parecen simplemente desplazadas verticalmente. De los tres coeficientes ajustados experimentalmente, el término independiente es el responsable de más del 60 % de la variación encontrada entre los tres juegos de neumáticos analizados, mientras que el coeficiente que multiplica al término de orden dos supone cerca de un 30 %. Es, por ello, que se proponen dos expresiones a partir de la influencia de la presión en la relación F_y vs. α :

$$F_y = (\varphi \cdot F_z^2 + \vartheta \cdot F_z + \nu) + \xi \cdot \alpha \quad (7.14)$$

$$F_y = (\varphi \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + \nu) + \xi \cdot \alpha \quad (7.15)$$

donde α es el ángulo de convergencia, F_z es la fuerza vertical y φ , ϑ , ν , ξ son coeficientes experimentales.

La expresión (7.14) mantiene los tres coeficientes que habría que obtener experimentalmente para cada neumático. La expresión (7.15) simplifica la expresión (7.14), dejando únicamente dos coeficientes sobre los que recae la mayor parte de la variabilidad, φ y ν ; y proponiendo un valor promedio redondeado a la tercera cifra decimal para el coeficiente del término de orden uno, ϑ .

En función de la pérdida de precisión que se esté dispuesto a asumir es posible incluso simplificar la expresión (7.15) adoptando un valor constante para el coeficiente del término de segundo orden, φ . No obstante, atendiendo a una de las premisas básicas del modelo desarrollado, como es obtener la máxima precisión posible con el mínimo número de parámetros, se ha estimado oportuno mantener dicho coeficiente.

7.2.4. Expresión general de la fuerza transversal

Analizando la influencia de las tres variables seleccionadas: α , P y F_z , sobre la fuerza lateral se obtienen las expresiones siguientes:

$$F_y = (\varphi \cdot F_z^2 + \vartheta \cdot F_z + \nu) + (\kappa \cdot P^2 + \lambda \cdot P + \sigma) \cdot \alpha \quad (7.16)$$

$$F_y = (\varphi \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + \nu) + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + \sigma) \cdot \alpha \quad (7.17)$$

donde α es el ángulo de convergencia, F_z es la fuerza vertical, P es la presión de inflado de los neumáticos y φ , ϑ , ν , κ , λ , σ , ς , ξ son coeficientes experimentales.

La expresión (7.16) es la más general y precisa obtenida a partir de los datos experimentales disponibles, quedando esta definida por seis coeficientes experimentales. Dicha expresión puede simplificarse de modo sencillo manteniendo en un elevado porcentaje la precisión inicial, quedando definida por tres coeficientes experimentales y tres valores constantes, tal y como se indica en la expresión (7.17).

7.2.5. Validación de la expresión general de la fuerza transversal

Al realizar pruebas ajustando, mediante la expresión (4.17), 30 datos experimentales de fuerza transversal seleccionados aleatoriamente, para cada juego de neumáticos, se ha encontrado que siempre presenta valores de R^2 superiores a 0.993. A continuación, se muestran las expresiones propuestas para la fuerza lateral, para los tres juegos de neumáticos, acompañadas por el R^2 mínimo encontrado:

- Neumático I:

$$F_{yI} = (0,000135 \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + 2469,73) + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + 128,29) \cdot \alpha$$

$$R_{\min}^2 = 0,993 \quad (7.18)$$

- Neumático II:

$$F_{yII} = (0,000139 \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + 2335,07) + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + 70,274) \cdot \alpha$$

$$R_{\min}^2 = 0,995 \quad (7.19)$$

- Neumático III:

$$\begin{aligned} F_{yIII} &= (0,000142 \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + 2352,91) + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + 182,23) \cdot \alpha \\ R_{\min}^2 &= 0,994 \end{aligned} \tag{7.20}$$

7.3. Fuerza longitudinal

Con el fin de proponer una expresión que permita establecer la relación entre la fuerza longitudinal y las variables de influencia, α , F_z y P ; se ha estudiado la dependencia que existe entre dichas variables. En todos los casos analizados se han tomado valores positivos de la fuerza longitudinal con el propósito de que el estudio resulte más claro y sencillo. Sin embargo, en el apartado 7.4, *Resultante de fuerzas en el plano de contacto neumático-calzada*, se indica con claridad el sistema de referencia utilizado para definir el modelo, y se tiene en cuenta el signo de las fuerzas para que sea coherente con dicho sistema.

7.3.1. Presión

Al analizar experimentalmente la fuerza longitudinal se observa que la influencia de las distintas variables, α , P y F_z , es elevada, resultando complicado seleccionar la de mayor relevancia.

En el capítulo 6 se establecieron las relaciones entre cada una de las variables, α , P y F_z , y la fuerza longitudinal. Sin embargo, la búsqueda de una única expresión que integre la influencia de todas las variables ha requerido un exhaustivo análisis experimental de dependencia entre variables. Finalmente, ha sido posible ajustar con gran precisión la relación entre fuerza longitudinal y las tres variables de influencia partiendo de la expresión matemática que vincula la fuerza longitudinal con la presión de inflado. Es, por este motivo, que se va a construir al modelo matemático a partir de dicha relación. En la figura 7.7 se muestran ajustes de la relación entre fuerza longitudinal y presión mediante distintas funciones.

Los ajustes obtenidos con las distintas funciones se detallan en las expresiones siguientes:

- Función potencial:

$$\begin{aligned} F_x &= 110,49 \cdot P^{-0,509} \\ R^2 &= 0,9974 \end{aligned} \tag{7.21}$$

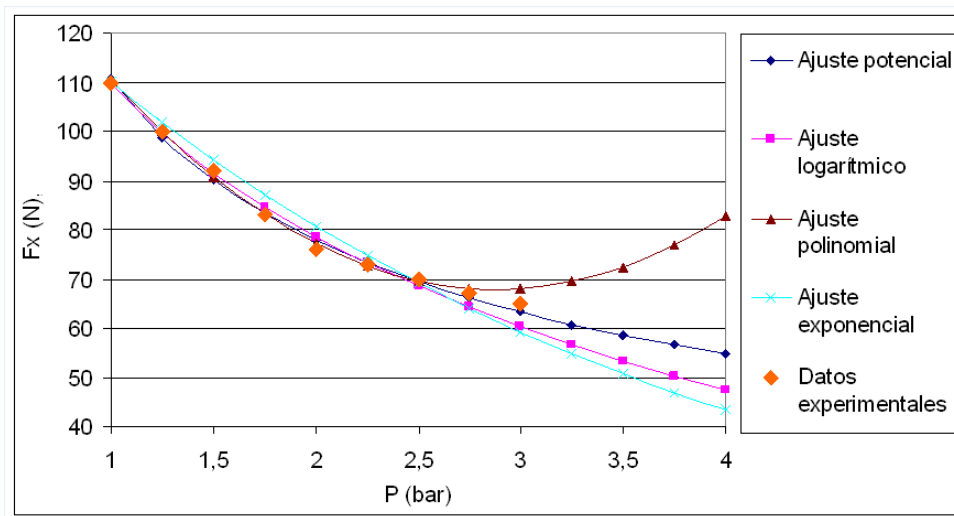


Figura 7.7: Comparación de ajuste mediante distintas funciones de los datos experimentales de fuerza longitudinal, obtenidos para el juego de neumáticos I, con 2° de convergencia total y 3250 N de fuerza vertical

- Función logarítmica:

$$F_x = -42,128 \cdot \ln(P) + 108,55 \quad (7.22)$$

$$R^2 = 0,9855$$

- Función polinómica:

$$F_x = 10,407 \cdot P^2 - 63,828 \cdot P + 163,47 \quad (7.23)$$

$$R^2 = 0,9954$$

- Función exponencial:

$$F_x = 136,88 \cdot e^{-0,2654 \cdot P} \quad (7.24)$$

$$R^2 = 0,9599$$

La función polinómica se ha descartado de antemano, a pesar de la elevada precisión obtenida, ya que únicamente resulta ser precisa en un estrecho intervalo de presiones, dando lugar a elevados errores fuera de este rango, como se puede apreciar en la figura 7.7. La función logarítmica carece de la precisión buscada en el desarrollo del modelo, por lo que también ha sido descartada. Las expresiones más adecuadas para la modelización de la influencia de la presión, provenientes de los ajustes potencial y exponencial, sobre la fuerza longitudinal son:

$$F_x = \delta \cdot P^\tau \quad (7.25)$$

$$F_x = \chi + \rho \cdot e^{\varepsilon \cdot P} \quad (7.26)$$

donde P es la presión de inflado de los neumáticos y δ , τ , χ , ρ , ε son coeficientes experimentales.

La relación entre la presión de inflado y la fuerza longitudinal se puede ajustar mediante la expresión (7.25). La función potencial es la que permite obtener ajustes más precisos, consiguiendo $R^2 \geq 0.997$, con la única limitación de no adecuarse a valores de inflado inferiores a 0.5 bar. Para dichos valores, la función exponencial, (7.26), resulta ser más adecuada, debido a que, a pesar de ajustar con menor precisión los valores experimentales, permite obtener valores de fuerza longitudinal al hacer rodar un neumático totalmente desinflado, $P = 0$ bar. Para el modelo propuesto en la presente Tesis se ha adoptado la expresión (7.25) como base de cálculo, ya que presiones inferiores a 0.5 bar son inadecuadas para hacer funcionar un neumático y exceden los límites de medida fijados para el desarrollo del modelo.

Para los tres juegos de neumáticos se ha encontrado el mismo ajuste basado en la expresión (7.25), quedando un único coeficiente por hallar experimentalmente. Se ha comprobado que variando el coeficiente δ se pueden ajustar todas las curvas que relacionan la fuerza longitudinal con la presión de inflado, incluso introduciendo la influencia de la convergencia y la fuerza vertical. De este modo, experimentalmente se alcanza la expresión siguiente:

$$F_x = \delta \cdot P^{-0,509} \quad (7.27)$$

A partir de la expresión (7.27) es posible incorporar la influencia de la convergencia y de la fuerza vertical analizando su influencia sobre el valor del coeficiente δ . De este modo, será posible obtener una única expresión que permita relacionar la fuerza longitudinal (resistencia a la rodadura en las condiciones de ensayo propuestas) con la presión de inflado, el ángulo de convergencia y la fuerza vertical.

7.3.2. Convergencia

Se ha analizado la influencia de la convergencia sobre el coeficiente δ en la relación F_x vs. P . Para ello, se ha partido de las curvas de ajuste obtenidas para distintos valores de la convergencia.

Al analizar el modo en que el ángulo de convergencia hace variar la expresión que relaciona la fuerza longitudinal con la presión de inflado, para el juego de neumáticos I, se obtienen las curvas mostradas en la figura 7.8.

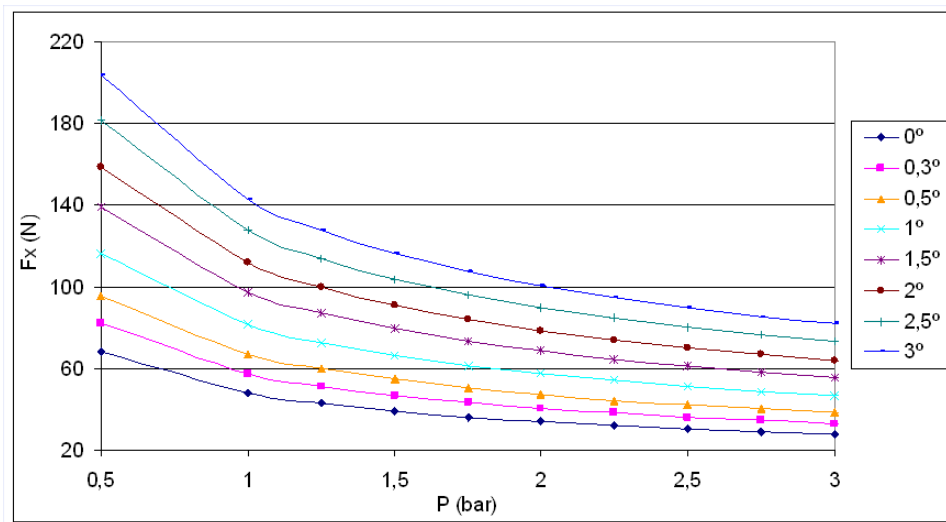


Figura 7.8: Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático I, $F_z=3250$ N

A partir del ajuste los datos experimentales se ha comprobado que la convergencia influye de forma lineal sobre el coeficiente δ , tal y como se indica para el juego de neumáticos I en las expresiones siguientes:

$$\delta_I = 49,353 + 31,36 \cdot \alpha \quad (7.28)$$

$$F_x = (49,353 + 31,36 \cdot |\alpha|) \cdot P^{-0,509} \quad (7.29)$$

En la expresión (7.28) se indica la influencia del ángulo de convergencia, α , en el coeficiente δ de la función potencial propuesta, expresión (7.27). La dependencia entre la fuerza longitudinal, el ángulo de convergencia y la presión queda definida por la expresión (7.29). En la misma figura 7.8 se ha incluido el ajuste mediante la expresión (7.29) a modo de validación. El ajuste obtenido ha proporcionado valores de $R^2 \geq 0.996$.

La figura 7.9 muestra las curvas que relacionan la fuerza longitudinal con la presión de inflado, para diferentes ángulos de convergencia, para el juego de neumáticos II.

En la figura 7.10 se muestran las curvas que relacionan la fuerza longitudinal con la presión de inflado, obtenidas para diferentes ángulos de convergencia, para el juego de neumáticos III.

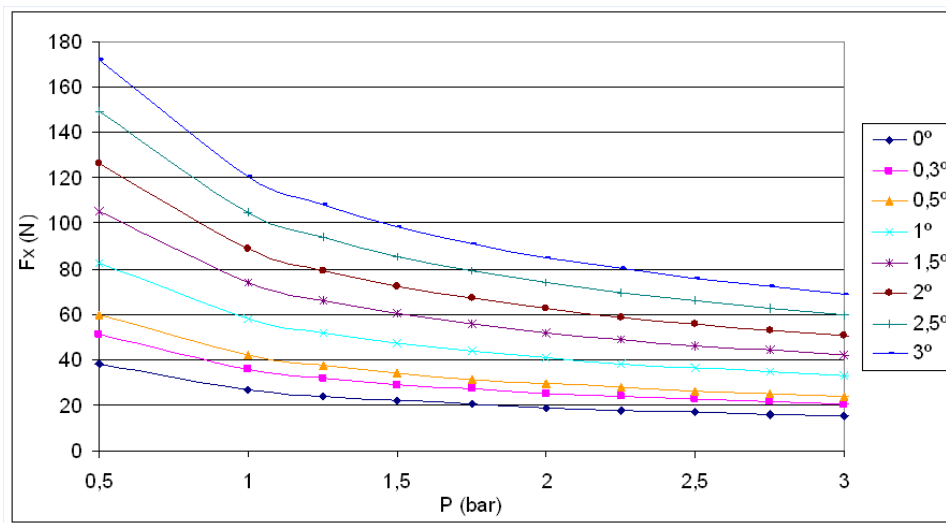


Figura 7.9: Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático II, $F_z=3250$ N

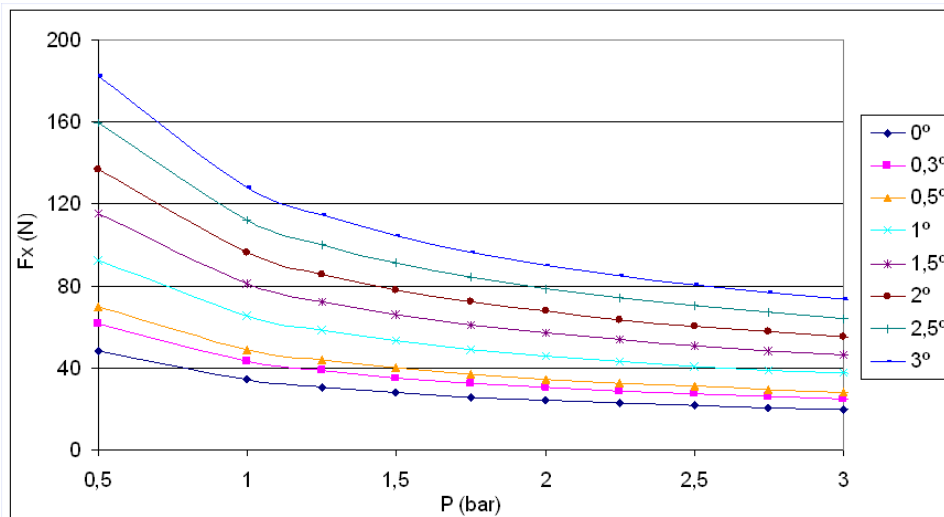


Figura 7.10: Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático III, $F_z=3250$ N

A partir de los datos experimentales mostrados en las figuras 7.9 y 7.10, juegos de neumáticos II y III respectivamente, se ha observado que las únicas variaciones están localizadas en el término independiente de la relación lineal entre el ángulo de convergencia y el coeficiente, δ . La relación entre α y δ se muestra en las expresiones siguientes:

$$\delta_{II} = 27,208 + 31,36 \cdot |\alpha| \quad (7.30)$$

$$\delta_{III} = 34,272 + 31,36 \cdot |\alpha| \quad (7.31)$$

Las expresiones lineales (7.30) y (7.31), juegos de neumáticos II y III respectivamente, alcanzan valores de $R^2 \geq 0.996$. De este modo, se ha optado por proponer una expresión general que permita relacionar la fuerza longitudinal con la presión y el ángulo de convergencia:

$$F_x = (\phi + 31,36 \cdot |\alpha|) \cdot P^{-0,509} \quad (7.32)$$

donde F_x es la fuerza longitudinal, ϕ es un coeficiente experimental, α es el ángulo de convergencia y P es la presión de inflado.

A partir de la expresión (7.32) y los tres valores de ϕ obtenidos para los diferentes juegos de neumáticos es posible ajustar con gran precisión, R^2 superiores a 0.995, los datos obtenidos experimentalmente.

Únicamente se ha detallado el análisis para valores de convergencia positiva, ya que, como se indicó en el capítulo 6, se ha encontrado un comportamiento simétrico para el ángulo de convergencia. Esto queda indicado en la expresión (7.32) mediante la utilización del valor absoluto del ángulo de convergencia, α .

7.3.3. Fuerza vertical

Tal y como se hizo con el ángulo de convergencia, ha sido analizada la influencia de la fuerza vertical sobre el coeficiente δ en la relación F_x vs. P . Para ello se ha partido de las curvas de ajuste obtenidas para distintos valores de la fuerza vertical.

Al analizar el modo en que la fuerza vertical hace variar la expresión que relaciona la fuerza longitudinal con la presión de inflado, para el juego de neumáticos I, se obtienen las curvas mostrada en la figura 7.11.

A partir del ajuste de los datos experimentales se ha comprobado que la convergencia influye de forma lineal sobre el coeficiente δ , tal y como se indica en la expresión siguiente:

$$\delta_I = 52,782 + 0,018 \cdot F_z \quad (7.33)$$

De tal manera que el valor de la fuerza longitudinal resulta ser:

$$F_x = (52,782 + 0,018 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \quad (7.34)$$

En la expresión (7.33) se indica la influencia de la fuerza vertical, F_z , en

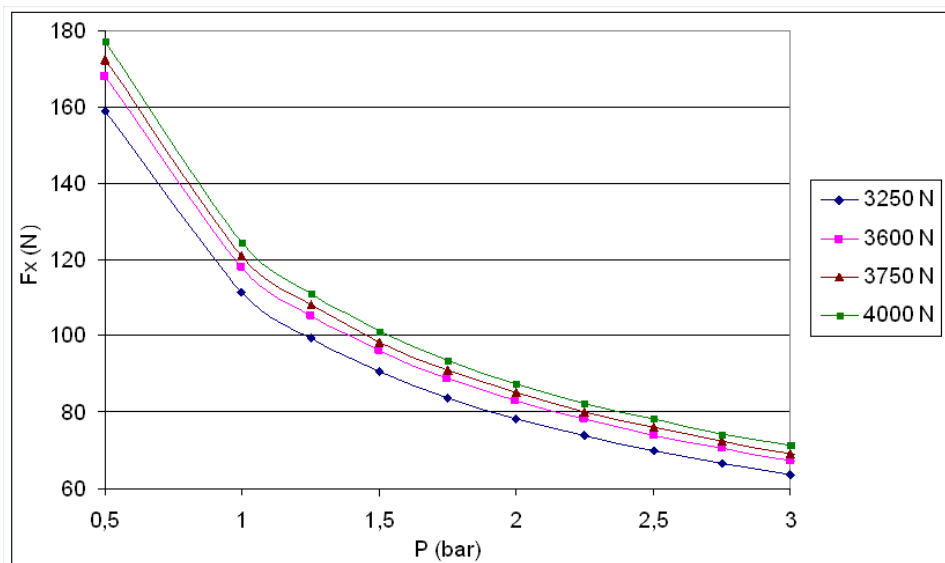


Figura 7.11: Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a fuerza vertical para distintos ángulos de convergencia. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático I, $\alpha=2^\circ$

el coeficiente δ de la expresión potencial propuesta. La dependencia entre la fuerza longitudinal, la fuerza vertical y la presión queda definida por la expresión (7.34). En la misma figura 7.11 se ha incluido el ajuste mediante la expresión (7.34) a modo de validación. El ajuste obtenido ha proporcionado valores de $R^2 \geq 0.996$.

La figura 7.12 muestra la relación entre la fuerza longitudinal y la presión de inflado, para diferentes fuerzas verticales, para el juego de neumáticos II.

En la figura 7.13 se muestra la relación entre la fuerza longitudinal y la presión de inflado, para diferentes fuerzas verticales, para el juego de neumáticos III.

A partir de los datos representados en las figuras 7.12 y 7.13, juegos de neumáticos II y III respectivamente, se ha observado que sucede lo mismo que ocurriría para la relación entre el ángulo de convergencia y el coeficiente δ , es decir, las únicas variaciones están localizadas en el término independiente de la relación lineal entre la fuerza vertical, F_z , y δ . La relación entre F_z y δ , para los juegos de neumáticos I y II, se muestra en las expresiones siguientes:

- Para el neumático II:

$$\delta_{II} = 49,838 + 0,018 \cdot F_z \quad (7.35)$$

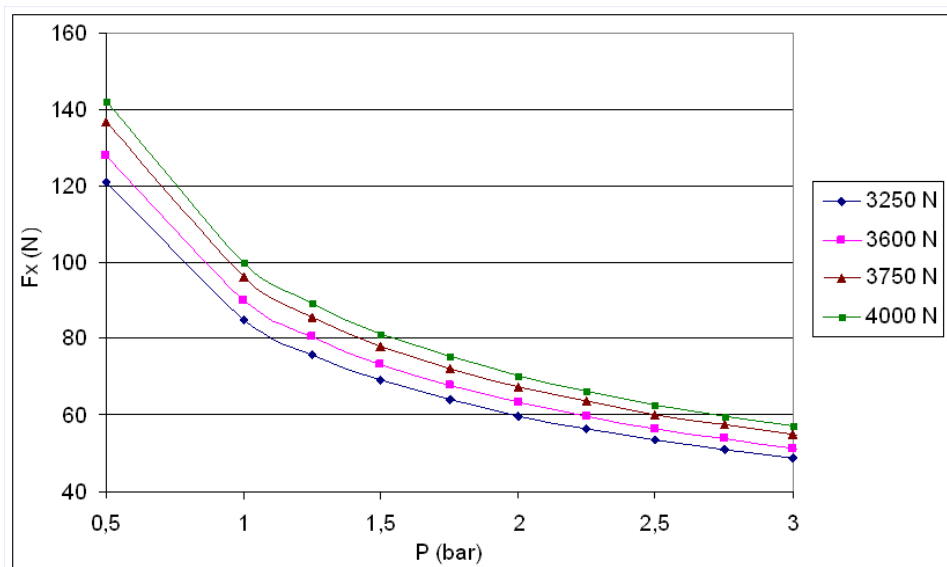


Figura 7.12: Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintas fuerzas verticales. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático II, $\alpha=2^\circ$

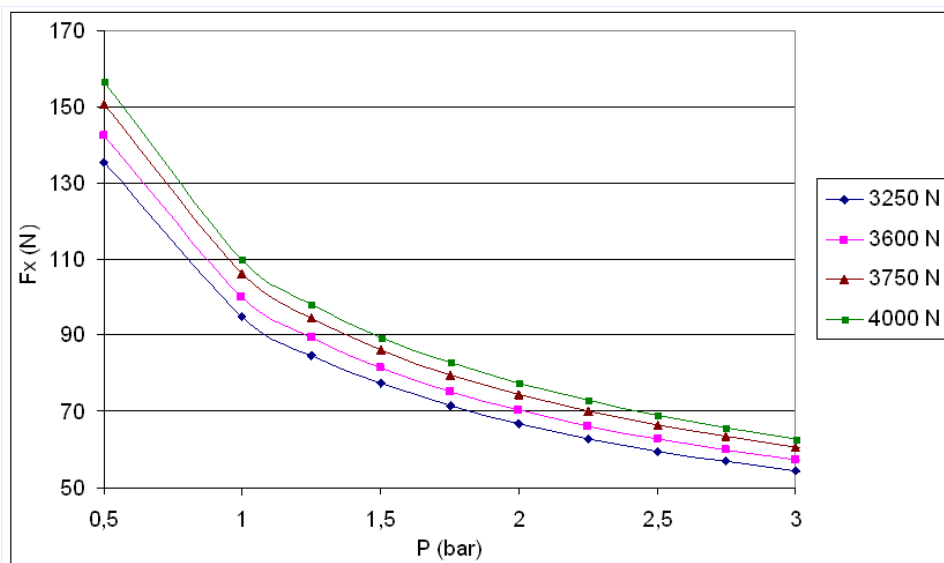


Figura 7.13: Datos experimentales de fuerza longitudinal frente a presión para distintas fuerzas verticales. Ajuste mediante función potencial. Condiciones de ensayo: Neumático III, $\alpha=2^\circ$

- Para el neumático III:

$$\delta_{III} = 51,637 + 0,018 \cdot F_z \quad (7.36)$$

Las expresiones lineales (7.35) y (7.36), juegos de neumáticos II y III respectivamente, alcanzan valores de $R^2 \geq 0.996$. De este modo, se ha op-

tado por proponer una expresión general que permita relacionar la fuerza longitudinal con la presión y la fuerza vertical:

$$F_x = (\vartheta + 0,018 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \quad (7.37)$$

donde F_x es la fuerza longitudinal, ϑ es un coeficiente experimental, F_z es la fuerza vertical y P es la presión de inflado.

A partir de la expresión (7.37) y tres valores de ϑ obtenidos para los diferentes juegos de neumáticos es posible ajustar con gran precisión, R^2 superiores a 0.995, los datos obtenidos experimentalmente.

7.3.4. Expresión general de la fuerza longitudinal

A partir del análisis de la influencia de las variables P , α y F_z sobre la fuerza longitudinal se obtiene la expresión siguiente:

$$F_x = \delta \cdot P^\tau = (\beta + \Omega \cdot \alpha + \Psi \cdot F_z) \cdot P^\tau \quad (7.38)$$

La expresión (7.38) es la más general y precisa obtenida a partir de los datos experimentales disponibles, quedando definida por cuatro coeficientes experimentales. No obstante, dicha expresión puede simplificarse de modo sencillo manteniendo en un elevado porcentaje la precisión inicial, quedando definida por un único coeficiente experimental y tres valores constantes, tal y como indica la expresión siguiente:

$$F_x = (\beta + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \quad (7.39)$$

A partir de las expresiones (7.38) y (7.39) es posible realizar un ajuste preciso de los datos experimentales. A modo de ejemplo se muestra la expresión siguiente:

$$F_{xI} = (16,26 + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \quad (7.40)$$

La expresión (7.40) modela el comportamiento longitudinal completo del juego de neumáticos I. Es decir, relaciona la fuerza longitudinal con las tres variables utilizadas: P , α y F_z , con valores de $R^2 \geq 0.992$.

7.3.5. Validación de la expresión general de la fuerza longitudinal

Al realizar pruebas ajustando, mediante la expresión (7.40), 15 datos experimentales de fuerza longitudinal, seleccionados aleatoriamente, del juego de neumáticos I, se ha encontrado que siempre presenta valores de R^2 superiores a 0.992. Esta misma prueba se ha realizado con los otros dos juegos de neumáticos, dando como resultado valores de R^2 superiores a 0.993, tal y como muestran las expresiones siguientes:

- Para el neumático I:

$$\begin{aligned} F_{xI} &= (16,26 + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \\ R_{\min}^2 &= 0,992 \end{aligned} \quad (7.41)$$

- Para el neumático II:

$$\begin{aligned} F_{xII} &= (-8,76 + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \\ R_{\min}^2 &= 0,993 \end{aligned} \quad (7.42)$$

- Para el neumático III:

$$\begin{aligned} F_{xIII} &= (-3,52 + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509} \\ R_{\min}^2 &= 0,993 \end{aligned} \quad (7.43)$$

7.4. Resultante de fuerzas en el plano de contacto neumático-calzada

A partir de las expresiones obtenidas para las fuerzas longitudinal y transversal se puede obtener la resultante de fuerzas en el plano de contacto neumático-calzada. Utilizando el mismo sistema de referencia elegido para la placa dinamométrica, SRPD, indicado en el capítulo 5, donde se detalla la metodología de ensayo, ver figura 7.14, se pueden definir los vectores unitarios como:

$$SRPD : (\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}) \quad (7.44)$$

Las tres fuerzas actuantes en el contacto neumático-calzada quedan, por tanto, definidas por las componentes del vector mostrado en la expresión siguiente:

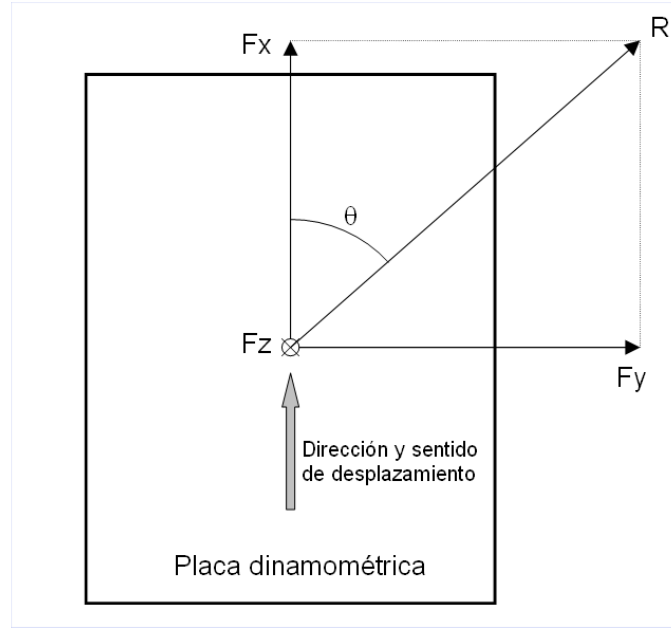


Figura 7.14: Sistema de referencia elegido para la placa dinamométrica (SRPD)

$$\left(|F_x| \cdot \vec{i}, |F_y| \cdot \vec{j}, |F_z| \cdot \vec{k} \right) \quad (7.45)$$

En el modelo propuesto se ha buscado caracterizar la capacidad del neumático de transmitir esfuerzos en el plano de contacto a partir de las principales variables de influencia en las condiciones de ensayo definidas. Esto hace que la fuerza vertical sea una variable de influencia y no una incógnita a hallar, como queda recogido en las expresiones siguientes:

$$\begin{aligned} \vec{R}_{SRPD} &= \left(-|F_x| \cdot \vec{i}, |F_y| \cdot \vec{j} \right) \\ \vec{R}_{SRPD} &= \left(\begin{aligned} &[-(\beta + \Omega \cdot \alpha + \Psi \cdot F_z) \cdot P^\tau] \cdot \vec{i}, \\ &[(\varphi \cdot F_z^2 + \vartheta \cdot F_z + \nu) + (\kappa \cdot P^2 + \lambda \cdot P + \sigma) \cdot \alpha] \cdot \vec{j} \end{aligned} \right) \end{aligned} \quad (7.46)$$

tal que su módulo es:

$$\left| \vec{R}_{SRPD} \right| = \sqrt{ \begin{aligned} &[-(\beta + \Omega \cdot \alpha + \Psi \cdot F_z) \cdot P^\tau]^2 + \\ &[(\varphi \cdot F_z^2 + \vartheta \cdot F_z + \nu) + (\kappa \cdot P^2 + \lambda \cdot P + \sigma) \cdot \alpha]^2 \end{aligned} } \quad (7.47)$$

y su argumento:

$$\theta = \arctg \left(\frac{(\varphi \cdot F_z^2 + \vartheta \cdot F_z + \nu) + (\kappa \cdot P^2 + \lambda \cdot P + \sigma) \cdot \alpha}{-(\beta + \Omega \cdot \alpha + \Psi \cdot F_z) \cdot P^\tau} \right) \quad (7.48)$$

En la expresión (7.46) se define la expresión vectorial más general de la resultante de fuerzas en el plano de contacto neumático-calzada, R_{SRPD} , pudiendo expresar el módulo y el ángulo de la resultante respecto al eje OX a través de las expresiones (7.47) y (7.48) respectivamente.

La resultante de fuerzas queda caracterizada por diez coeficientes experimentales ($\beta, \Omega, \Psi, \tau, \varphi, \vartheta, \nu, \kappa, \lambda, \sigma$) y tres variables (α, P, F_z). Sin embargo, a lo largo de este capítulo se han propuesto simplificaciones a estas expresiones, pudiendo definir la resultante de fuerzas a partir de tan sólo cuatro coeficientes experimentales ($\varphi, \beta, \nu, \sigma$), siete constantes y las mismas tres variables, tal y como muestran las expresiones siguientes:

$$\begin{aligned} \vec{R}_{SRPD} &= \left(-|F_x| \cdot \vec{i}, |F_y| \cdot \vec{j} \right) \\ \vec{R}_{SRPD} &= \left(\begin{aligned} [-(\beta + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509}] \cdot \vec{i}, \\ [(\varphi \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + \nu) + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + \sigma) \cdot \alpha] \cdot \vec{j} \end{aligned} \right) \end{aligned} \quad (7.49)$$

tal que su módulo es:

$$\left| \vec{R}_{SRPD} \right| = \sqrt{\left[-\left(\begin{array}{c} \beta + 31,36 \cdot \alpha + \\ 0,0108 \cdot F_z \end{array} \right) \cdot P^{-0,509} \right]^2 + \left[\begin{array}{c} (\varphi \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + \nu) + \\ (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + \sigma) \cdot \alpha \end{array} \right]^2} \quad (7.50)$$

y su argumento:

$$\theta = \arctg \left(\frac{(\varphi \cdot F_z^2 - 1,177 \cdot F_z + \nu) + (-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + \sigma) \cdot \alpha}{-(\beta + 31,36 \cdot \alpha + 0,0108 \cdot F_z) \cdot P^{-0,509}} \right) \quad (7.51)$$

7.5. Validación del modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad

Por último, es necesario validar el modelo con el fin de comprobar la precisión con que las predicciones del mismo se ajustan a la realidad. Para ello se han tomado 50 nuevas medidas para cada uno de los neumáticos, fijando valores de las variables diferentes a los utilizados para el desarrollo del modelo. Dichas medidas han servido para comparar los resultados experimentales con los resultados obtenidos a partir del modelo, analizar los errores y proporcionar un valor máximo de los mismos.

En las tablas 7.13 y 7.14 se resumen los resultados obtenidos del análisis

realizado con algunos de los valores utilizados. Concretamente se muestran los resultados de dos de los ensayos realizados: el primero de ellos, *Ensayo I*, se ha realizado con 3350 N de fuerza vertical, 2.1 bar de presión de inflado y 0.7° de convergencia. El segundo, *Ensayo II*, se ha realizado con 3700 N de fuerza vertical, 2.5 bar de presión de inflado y 1.2° de convergencia. Las tablas 7.13 y 7.14 muestran los resultados de dichos ensayos con cada uno de los juegos de neumáticos.

Tabla 7.13: Análisis de errores asociados a las estimaciones del modelo completo (MC) y del modelo simplificado (MS), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza longitudinal

Neumático	Ensayo	F_{xMC} (N)	F_{xMS} (N)	F_{xE}	$Error_{MC}$	$Error_{MS}$
I	I	-55.16	-55.16	-52	-6.07 %	-6.07 %
I	II	-58.87	-58.87	-55	-7.04 %	-7.04 %
II	I	-36.61	-36.61	-34	-7.66 %	-7.66 %
II	II	-43.18	-43.18	-41	-5.31 %	-5.31 %
III	I	-40.49	-40.49	-39	-3.82 %	-3.82 %
III	II	-46.46	-46.46	-44	-5.59 %	-5.59 %

Tabla 7.14: Análisis de errores asociados a las estimaciones del modelo completo (MC) y del modelo simplificado (MS), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza transversal

Neumático	Ensayo	F_{yMC} (N)	F_{yMS} (N)	F_{yE}	$Error_{MC}$	$Error_{MS}$
I	I	333.99	333.22	330	3.72 %	3.48 %
I	II	494.31	491.93	490	3.41 %	2.91 %
II	I	200.31	202.84	202	-1.16 %	2.44 %
II	II	332.62	342.41	340	-1.59 %	1.31 %
III	I	331.69	332.72	330	0.51 %	0.82 %
III	II	533.89	535.67	535	-0.92 %	1.26 %

Como se puede ver en las tablas 7.13 y 7.14 los errores son inferiores al 8 % para el caso de la fuerza longitudinal e inferiores al 4 % para la fuerza transversal. Dichos errores están expresados en forma porcentual relativa a los valores obtenidos experimentalmente. Del análisis de los cincuenta ensayos realizados con cada juego de neumáticos se desprenden resultados similares, comprobándose en todos ellos que el error de los datos estimados por el modelo respecto a los valores experimentales es siempre inferior al 10 % para la

fuerza longitudinal e inferior al 5% para la fuerza transversal. Es conveniente recordar que los valores de fuerza medidos experimentalmente son valores medios obtenidos a partir de 10 repeticiones. De esto se desprende que hay que tener en cuenta tanto la media de los valores registrados en las 10 repeticiones como la desviación típica de los mismos. En este caso, la desviación típica del *Ensayo I* explica errores inferiores al 9% para la medida de fuerza longitudinal e inferiores al 5% para la medida de fuerza transversal. La desviación típica obtenida en el *Ensayo II*, por su parte, explica errores inferiores al 10% para la medida de fuerza longitudinal e inferiores al 5% para la medida de fuerza transversal. Es decir, los errores registrados en las tablas mostradas quedan comprendidos dentro del rango de variabilidad propio del ensayo.

La naturaleza del sistema estudiado, tal y como se ha comprobado a lo largo de la presente Tesis Doctoral, hace que la variabilidad en las medidas sea relativamente elevada, siendo por tanto muy complicado mejorar la precisión obtenida por el modelo propuesto. Además, dicha variabilidad afecta de un modo especialmente significativo a las fuerzas longitudinales, ya que los valores de dichas fuerzas son pequeños (entre 30 y 100 N, aproximadamente) y el propio proceso de rodadura presenta variaciones de unos 10 N.

Por otra parte, las tablas 7.13 y 7.14 muestran la escasa diferencia existente entre los resultados del modelo completo y del modelo sobre el que se ha efectuado simplificaciones. Los errores obtenidos al aplicar las dos variantes del modelo dan como resultado errores muy semejantes, no pudiendo determinar con claridad cual es más preciso. Esto permite concluir que el modelo simplificado es el más adecuado para la modelización del comportamiento dinámico del neumático, debido a que con un número mínimo de parámetros y variables permite alcanzar un elevado grado de precisión.

7.6. Comparación con el modelo de comportamiento de placa alineadora

Uno de los principales requisitos exigido al modelo en el momento de su planteamiento fue que alcanzara un grado de precisión adecuado, superior a su antecesor, el *modelo de comportamiento de placa alineadora*. Para comprobar si se ha cumplido de un modo satisfactorio con dicho requisito, se ha procedido a comparar ambos modelos con resultados experimentales.

En las tablas 7.15 y 7.16 se muestran algunos de los resultados obtenidos

de la comparación de ambos modelos. Concretamente se muestran los resultados de los dos ensayos utilizados en la validación del modelo: el primero de ellos, *Ensayo I*, se ha realizado con 3350 N de fuerza vertical, 2.1 bar de presión de inflado y 0.7° de convergencia. El segundo, *Ensayo II*, se ha realizado con 3700 N de fuerza vertical, 2.5 bar de presión de inflado y 1.2° de convergencia. Los valores de los ángulos de dirección, exceptuando el de convergencia, en los ensayos realizados son: -0.8° de caída, 3.5° de avance y 13.5° de salida. En ambos ensayos la longitud de la mangueta es de 0.16 m y se ha supuesto un valor del coeficiente de resistencia a rodadura constante, $f_r = 0.015$, tal y como se hizo en la validación del *modelo de comportamiento de placa alineadora* (Abella, 2001). También, tal y como se hizo en la validación de dicho modelo, se ha asumido que el par motor aplicado es nulo, ya que el vehículo atraviesa la placa dinamométrica impulsado únicamente por la fuerza de inercia. Por último, el valor del radio del neumático bajo carga se puede suponer constante en ambos ensayos y su valor es igual a 0.285 m para el juego de neumáticos I y 0.28 m para los juegos de neumáticos II y III. Las tablas 7.15 y 7.16 muestran los resultados de dichos ensayos con cada uno de los juegos de neumáticos, así como las estimaciones teóricas obtenidas con ambos modelos.

Tabla 7.15: Análisis de errores asociados a las estimaciones del *modelo de comportamiento de placa alineadora* (MPA) y del modelo propuesto en la presente Tesis (TD), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza longitudinal

Neumático	Ensayo	F_{xMPA} (N)	F_{xTD} (N)	F_{xE}	$Error_{MPA}$	$Error_{TD}$
I	I	-74.23	-55.16	-52	-42.75 %	-6.07 %
I	II	-76.56	-58.87	-55	-39.2 %	-7.04 %
II	I	-42.61	-36.61	-34	-25.61 %	-7.66 %
II	II	-51.39	-43.18	-41	-25.34 %	-5.31 %
III	I	-49.83	-40.49	-39	-27.76 %	-3.82 %
III	II	-53.11	-46.46	-44	-20.71 %	-5.59 %

Como se puede ver en las tablas 7.15 y 7.16 los errores asociados al modelo propuesto en la presente Tesis Doctoral (TD) son notablemente inferiores a los obtenidos con el *modelo de comportamiento de placa alineadora* (MPA). Dichos errores están expresados en forma porcentual relativa a los valores obtenidos experimentalmente. Del análisis de los cincuenta ensayos realizados con cada juego de neumáticos para la validación del modelo se desprenden

Tabla 7.16: Análisis de errores asociados a las estimaciones del *modelo de comportamiento de placa alineadora* (MPA) y del modelo propuesto en la presente Tesis (TD), respecto a medidas experimentales (E). Fuerza transversal

Neumático	Ensayo	F_{yMPA} (N)	F_{yTD} (N)	F_{yE}	$Error_{MPA}$	$Error_{TD}$
I	I	417.35	333.22	330	26.46 %	3.48 %
I	II	572.61	491.93	490	16.73 %	2.91 %
II	I	238.79	202.84	202	17.81 %	2.44 %
II	II	411.52	342.41	340	21.03 %	1.31 %
III	I	403.46	332.72	330	22.27 %	0.82 %
III	II	647.5	535.67	535	21.03 %	1.26 %

resultados similares, comprobándose en todos ellos que el error de los datos estimados por el *modelo de comportamiento de placa alineadora* respecto a los valores experimentales llega a ser del 50 % y no ha sido menor del 10 % en ningún caso. Mientras que el error del modelo propuesto es siempre inferior al 10 % para la fuerza longitudinal e inferior al 5 % para la fuerza transversal.

Aplicación del modelo para el análisis del sistema de dirección de un vehículo automóvil

La aplicación del modelo de contacto neumático-calzada desarrollado en la presente Tesis Doctoral permite plantear mejoras prácticas en el sistema de inspección de vehículos automóviles. El análisis de variables efectuado, así como el diseño de un procedimiento de ensayo mediante placa dinamométrica, han dado lugar al desarrollo de un procedimiento de inspección del sistema de dirección. En este capítulo se detalla dicho desarrollo. Para ello, la información extraída de capítulos anteriores se complementará con estudios experimentales y simulaciones que permitan alcanzar conclusiones claras y generalizables, es decir, diagnósticos mediante límites de inspección objetivos.

La inspección de los sistemas de dirección y suspensión de un vehículo automóvil resulta imprescindible para garantizar su correcto funcionamiento. Sin embargo, la revisión de estos sistemas resulta lenta y complicada y es, por este motivo, que surge la necesidad de establecer procedimientos que permitan su evaluación de forma rápida y sencilla. Un modo de realizar dicha inspección es a través de la medida de fuerzas transmitidas en el contacto

neumático-calzada. Este procedimiento permite conocer el modo en que estos sistemas posicionan el neumático sobre el suelo a partir de las fuerzas registradas y, de este modo, evaluar la seguridad del vehículo. Como ya se ha mencionado, los principales ángulos del sistema de dirección son: caída, convergencia, salida y avance.

Los ángulos de salida y avance son ejes característicos del eje pivote, cuya influencia se centra en la manejabilidad y suavidad de la dirección. También influyen de forma decisiva en el momento autoalineante. Sin embargo, estos ángulos no pueden ser modificados salvo en caso de accidente o de reforma de importancia. Esto hace que habitualmente no sean motivo de inspección.

Por su parte, el ángulo de caída es responsable de buena parte de las características dinámicas de un vehículo automóvil. Dicho ángulo está íntimamente ligado al funcionamiento del sistema de suspensión. Sin embargo, como ya se ha indicado, es una cota que no se puede regular en la mayoría de vehículos y esto reduce notablemente la probabilidad de desajuste. Por otra parte, el modelo de contacto neumático-calzada desarrollado ha sido optimizado para condiciones estacionarias en las que los desplazamientos del sistema de suspensión son escasos o nulos y, por tanto, también es escasa la variación dinámica del ángulo de caída y su influencia sobre las fuerzas. A partir de todo esto se concluye que el modelo no es adecuado para la inspección del sistema de suspensión.

El ángulo de convergencia es responsable de la mayor parte de la fuerza lateral generada en circulación en recta y en régimen estacionario, teniendo también gran importancia en el resto de condiciones de funcionamiento del vehículo. Es, además, la cota que mejor define el estado del sistema de dirección, y regulable en la mayor parte de vehículos automóviles. Esto hace que este parámetro, uno de los principales del modelo desarrollado en la presente Tesis Doctoral, sea el principal objeto de estudio para establecer un procedimiento adecuado para la inspección del sistema de dirección.

Con el propósito de plantear el procedimiento de inspección y justificar la necesidad del mismo, se ha realizado en los siguientes apartados una breve descripción del actual procedimiento de inspección. Del mismo modo, se han detallado los estudios experimentales que han permitido definir un nuevo procedimiento de inspección.

8.1. Procedimientos de inspección disponibles en la actualidad

8.1.1. Medida directa de los ángulos de dirección

Existen diversos sistemas que permiten efectuar una medida más o menos directa de los ángulos de dirección. Estos dispositivos sólo se utilizan en casos excepcionales como puede ser el de vehículos accidentados que hayan podido sufrir daños en su estructura. Una utilización generalizada sería inviable debido al alto coste en tiempo y dinero que originaría.

Estos sistemas son los mismos de los que disponen los talleres de reparación para poder medir el estado de la dirección del vehículo accidentado antes de la reparación y después de ella para confirmar que, con las reparaciones efectuadas se han restablecido los valores de ángulos dados por el fabricante del vehículo, con sus correspondientes tolerancias.

El equipo más evolucionado dispone de una bancada donde se monta el vehículo. Posteriormente se sitúan los llamados robots de medición, que dan una lectura digital de la inclinación de cada rueda. Estos datos son recogidos mediante un sistema de adquisición en un programa informático que permite contrastar los datos de lectura con los correspondientes a los publicados por el fabricante para el vehículo en cuestión, tomados de una base de datos incluida en el propio programa, al tiempo que indican qué acciones deben acometerse para corregir las desviaciones en los ángulos de dirección.



Figura 8.1: Fotografía de uno de los captadores del medidor del ángulo de dirección instalado en una rueda

Existen básicamente dos tipos de robots de medición, basándose unos en

palpadores que se acoplan a la llanta y que miden las inclinaciones de la rueda mediante niveles y goniómetros digitales y otros que realizan la triangulación utilizando métodos ópticos con cámaras de alineación o señales mediante infrarrojos. Este último es el utilizado en el desarrollo de la presente Tesis Doctoral, ver figura 8.1.

Con estos procedimientos ópticos, lo que se pretende es hallar la posición de un punto o un componente en una imagen electrónica. Si bien esta técnica se utilizó inicialmente en ingeniería aeroespacial y en defensa, su campo de aplicación está creciendo y se aplica hoy en día para medir los ángulos de dirección.

Uno de los principales beneficios de esta tecnología es el hecho de ser la más avanzada hasta el momento es su robustez, ya que los sistemas que utilizan inclinómetros de tipo electromecánico son mucho más sensibles a golpes y caídas.

8.1.2. Placa alineadora o alineador al paso

El sistema de inspección rápida del sistema de dirección más ampliamente implantado es el de placa alineadora o alineador al paso. Es un equipo cuya misión consiste en la comprobación rápida del paralelismo (desviación lateral) de las ruedas de un vehículo. En vehículos turismo, esta comprobación puede realizarse tanto en el eje delantero como en el trasero.

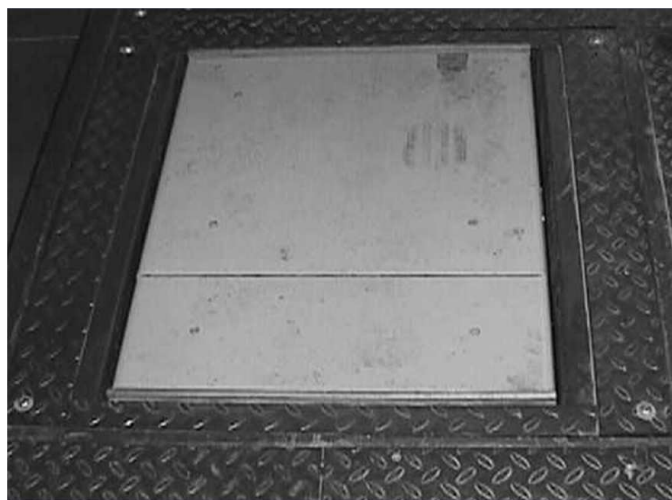


Figura 8.2: Fotografía de una placa alineadora

Este instrumento está formado por una placa de acero que puede desplazarse transversalmente a la dirección de movimiento del vehículo. Una de las ruedas del vehículo avanza apoyándose sobre la placa mientras que la otra

lo hace sobre el suelo, produciéndose con ello desplazamientos de la placa en función de las fuerzas laterales que ejercen las ruedas, ver figuras 8.2 y 8.3.

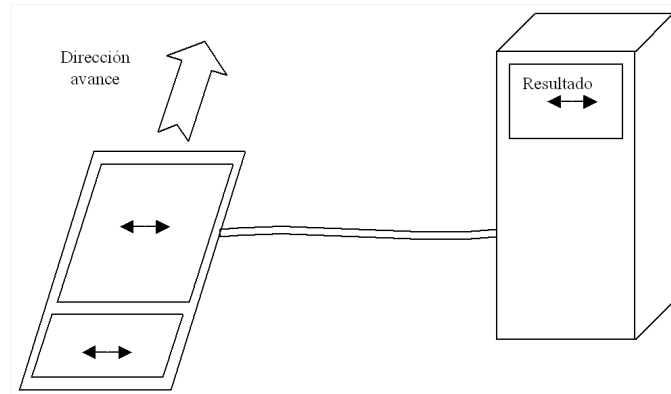


Figura 8.3: Esquema de funcionamiento de la placa alineadora (Abella, 2001)

Al producirse un deslizamiento de la placa motivado por la desalineación de las ruedas, un dispositivo electrónico traduce dicho desplazamiento a metros de desviación por kilómetro recorrido por el vehículo. El alineador produce como resultado la distancia en metros que una rueda de un eje se desplazaría lateralmente, cuando la otra rueda circula en línea recta a lo largo de un kilómetro. Algunos dispositivos disponen de una primera placa que libera cualquier fuerza residual que pudiera afectar a la medida real, y de dos conmutadores que detectan la entrada y la salida del vehículo en la placa. En realidad, el sistema mide los milímetros desplazados lateralmente en la placa por metro recorrido longitudinalmente, pero el resultado de la medición se muestra en un indicador con unidades de metro por kilómetro. El proceso de medición se realiza a lo largo de toda la longitud de la placa de forma progresiva, y el resultado obtenido se calcula como la diferencia relativa entre la posición de la placa cuando entra la rueda y la posición más alejada de la placa durante el ensayo.

La placa mide la desviación del neumático respecto de la trayectoria fijada por el conductor. Esta desviación de la trayectoria significa que se produce un deslizamiento entre neumático y calzada.

Como ya se ha comentado anteriormente, en este sistema de medición una de las ruedas del automóvil gira apoyada sobre la placa del alineador al paso. Esta superficie permite el desplazamiento lateral de la rueda, mientras que la otra rueda gira sobre el suelo firme. En el movimiento de avance del vehículo, cualquier desviación en el ajuste del eje provocará el desplazamiento de la placa en sentido perpendicular a la marcha.

Este sistema presenta una serie de inconvenientes que ha dado lugar a una progresiva pérdida de confianza en los resultados registrados.

8.2. Análisis experimental de la relación entre adherencia longitudinal y adherencia lateral solicitadas

El análisis experimental de la relación entre adherencia longitudinal y adherencia lateral solicitadas permite establecer relaciones entre las condiciones en que se efectúa la medida y la adherencia solicitada en el plano de contacto. Al controlar las condiciones de medida y estudiar los resultados registrados mediante placa dinamométrica es posible establecer qué condiciones son adecuadas (el vehículo funciona correctamente y es seguro) y qué límites de adherencia solicitada corresponden a dichas condiciones. De este estudio experimental se extraen los límites de aceptación o rechazo para la inspección del sistema de dirección de vehículos automóviles.

A partir de los distintos ensayos de fuerzas longitudinal y lateral en el capítulo 6 de la presente Tesis es posible estudiar el modo en que el neumático solicita adherencia en ambas direcciones. Para ello, se han realizado diferentes gráficos en los que se relaciona la adherencia longitudinal solicitada, $\mu_x = F_x/F_z$, con la adherencia lateral solicitada, $\mu_y = F_y/F_z$, es decir, transmitidas por el neumático a la placa y registradas por la misma. Se analizan los resultados obtenidos para cada uno de los tres juegos de neumáticos ensayados, definidos en el capítulo 5. De este modo, es posible comprobar si las conclusiones que se extraen son generalizables o, por el contrario, propias de cada neumático.

En las figuras 8.4, 8.5 y 8.6 se han representado los valores medidos en placa para las distintas presiones, fuerzas verticales y convergencias analizadas; obteniéndose en cada una de ellas 70 puntos que permiten resumir los ensayos realizados sobre cada juego de neumáticos. Los valores de las distintas variables utilizadas son los que se definieron en el capítulo 5, en el apartado denominado *Condiciones de ensayo*, que también han servido para realizar el estudio experimental y el desarrollo del modelo. Es conveniente recordar que cada punto se obtiene de la media de las diez repeticiones que se realizan en cada experimento. Es decir, cada una de estas gráficas contiene la información de 700 ensayos, cantidad estadísticamente representativa, más

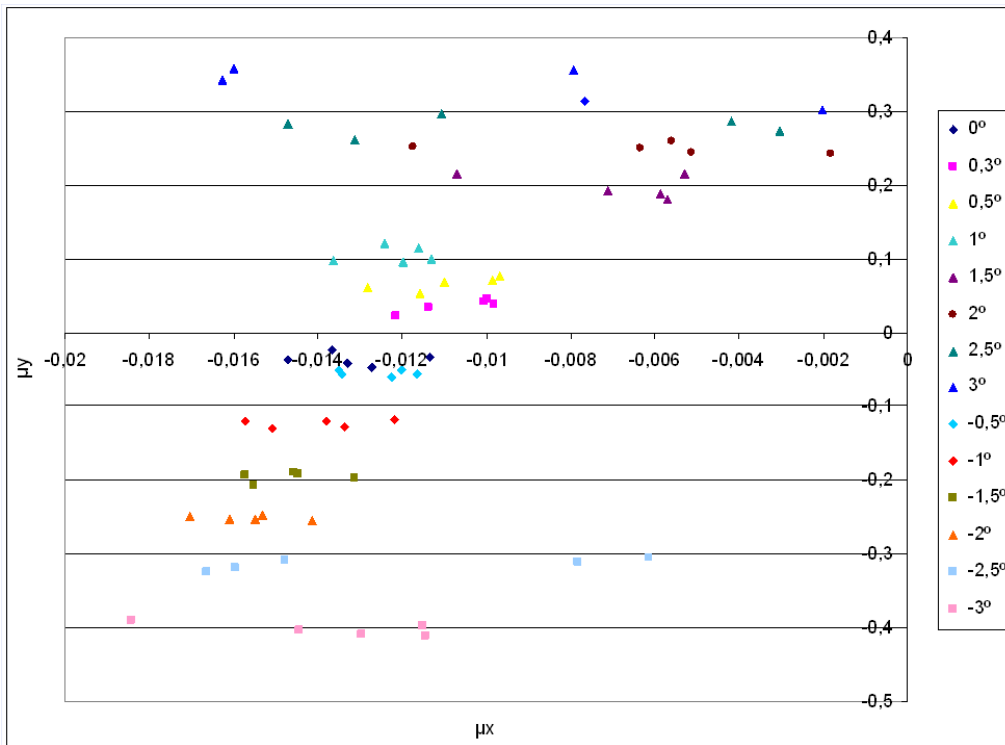


Figura 8.4: Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos I

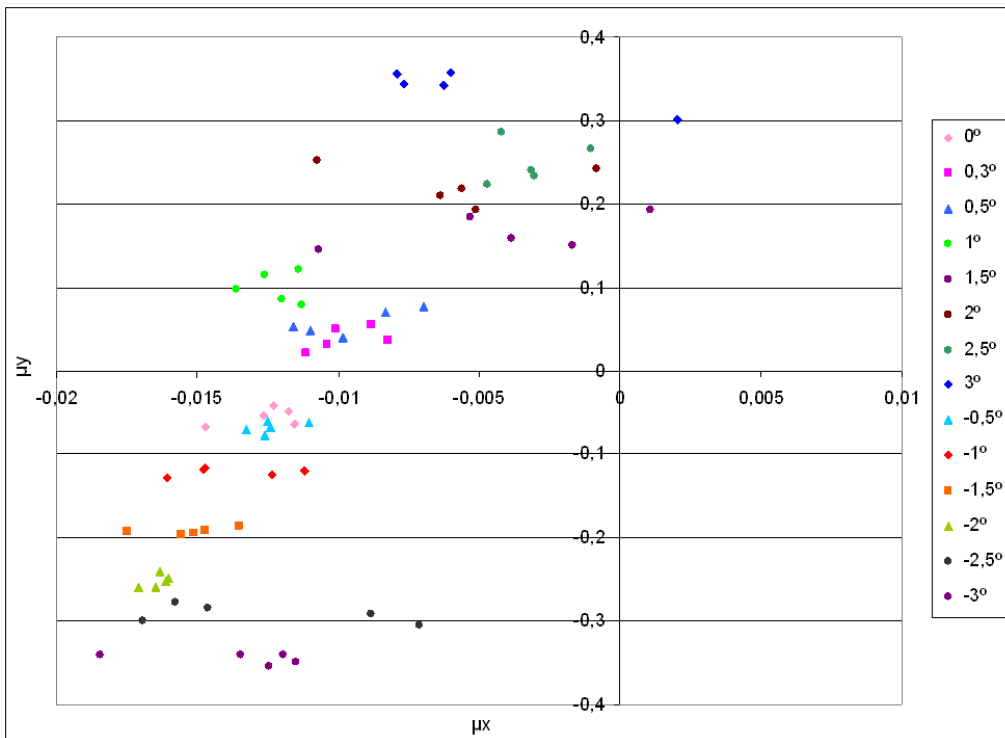


Figura 8.5: Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos II

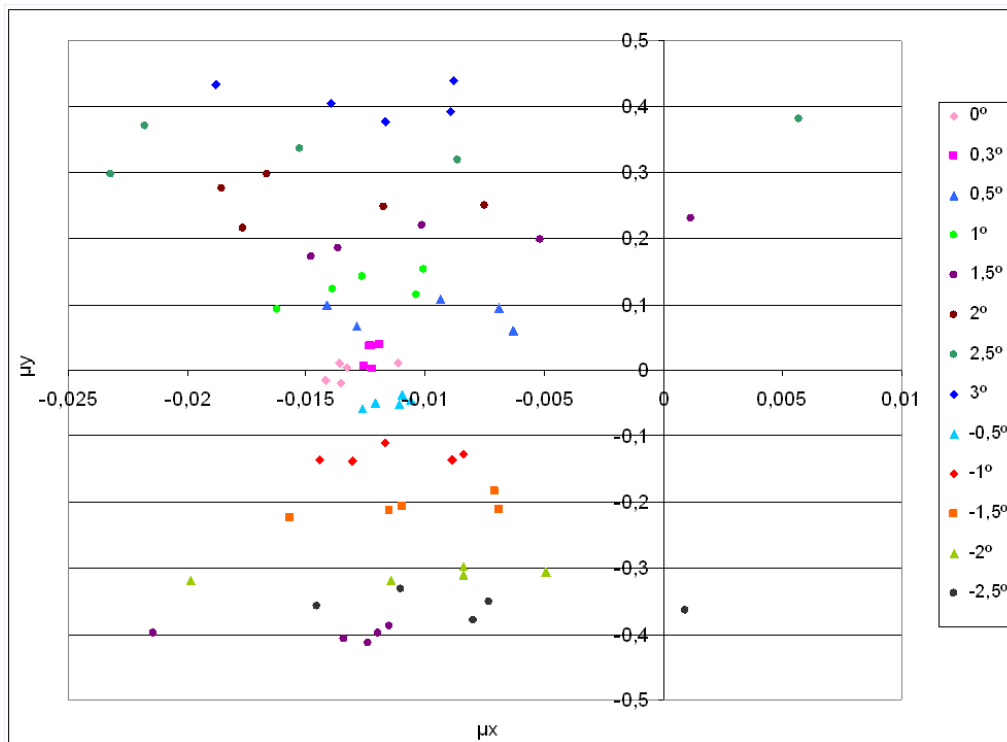


Figura 8.6: Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos III

aún si se tiene en cuenta la elevada repetibilidad obtenida.

Como se puede observar en las figuras 8.4, 8.5 y 8.6, los puntos obtenidos quedan estratificados en función de la convergencia. Por otra parte, el hecho de que las medidas para un mismo ángulo de convergencia se hayan realizado para distintas presiones y fuerzas verticales y que, a pesar de ello, se puedan identificar agrupaciones de datos bien definidas permite extraer conclusiones independientemente de ambas variables. También se observa en los tres juegos de neumáticos que la variabilidad en los datos aumenta al aumentar la convergencia, ya sea en valor positivo o en valor negativo. Esto se debe a que cuanto mayor es el ángulo de convergencia/divergencia mayor resistencia ha de vencer el vehículo y más difícil resulta mantener constante la velocidad de traslación del mismo. Esta variabilidad es especialmente acusada en la adherencia longitudinal solicitada, pero también afecta a la lateral y, es por eso, que la estratificación queda menos definida al aumentar la convergencia/divergencia.

En la figura 8.7 se muestra el conjunto total de medidas realizadas para los tres juegos de neumáticos con el fin de analizar de un modo más general los datos y extraer información común a todos ellos. Los 210 puntos resultantes

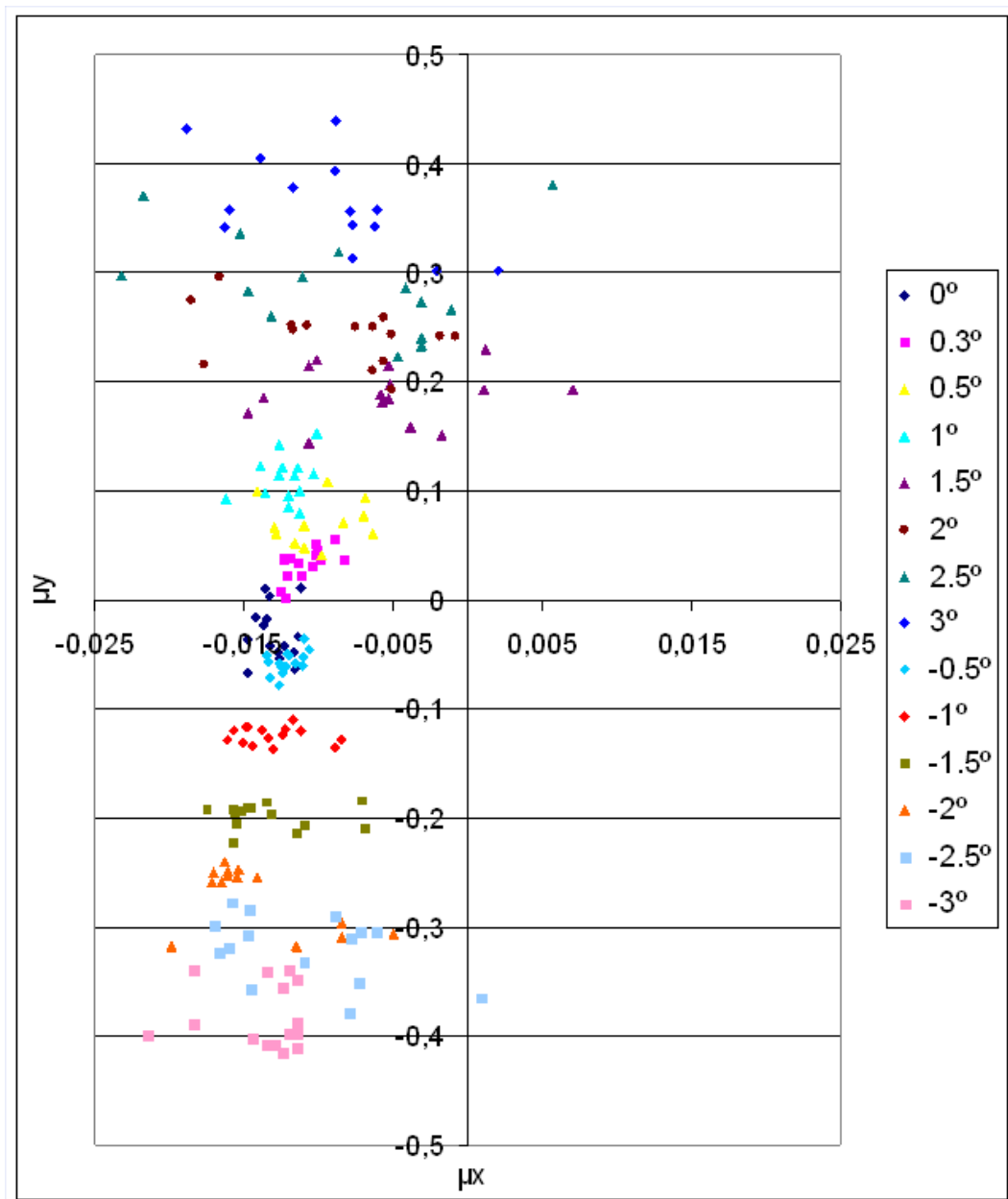


Figura 8.7: Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para distintos ángulos de convergencia. Neumáticos I, II y III

suponen una muestra estadísticamente representativa que permite ampliar y generalizar conclusiones.

Al combinar los resultados experimentales obtenidos con los tres juegos de neumáticos se observan las dos características descritas, incluso de un modo aún más claro. A partir de la figura 8.7 es posible establecer unos límites para evaluar el modo en que los neumáticos están trabajando y, más concretamente, el sistema de dirección, ya que la principal variable que influye sobre la transmisión de esfuerzos es el ángulo de convergencia.

En la figura 8.8 se proponen unos límites de aceptación y rechazo en base a la medida de adherencias longitudinal y lateral solicitadas.

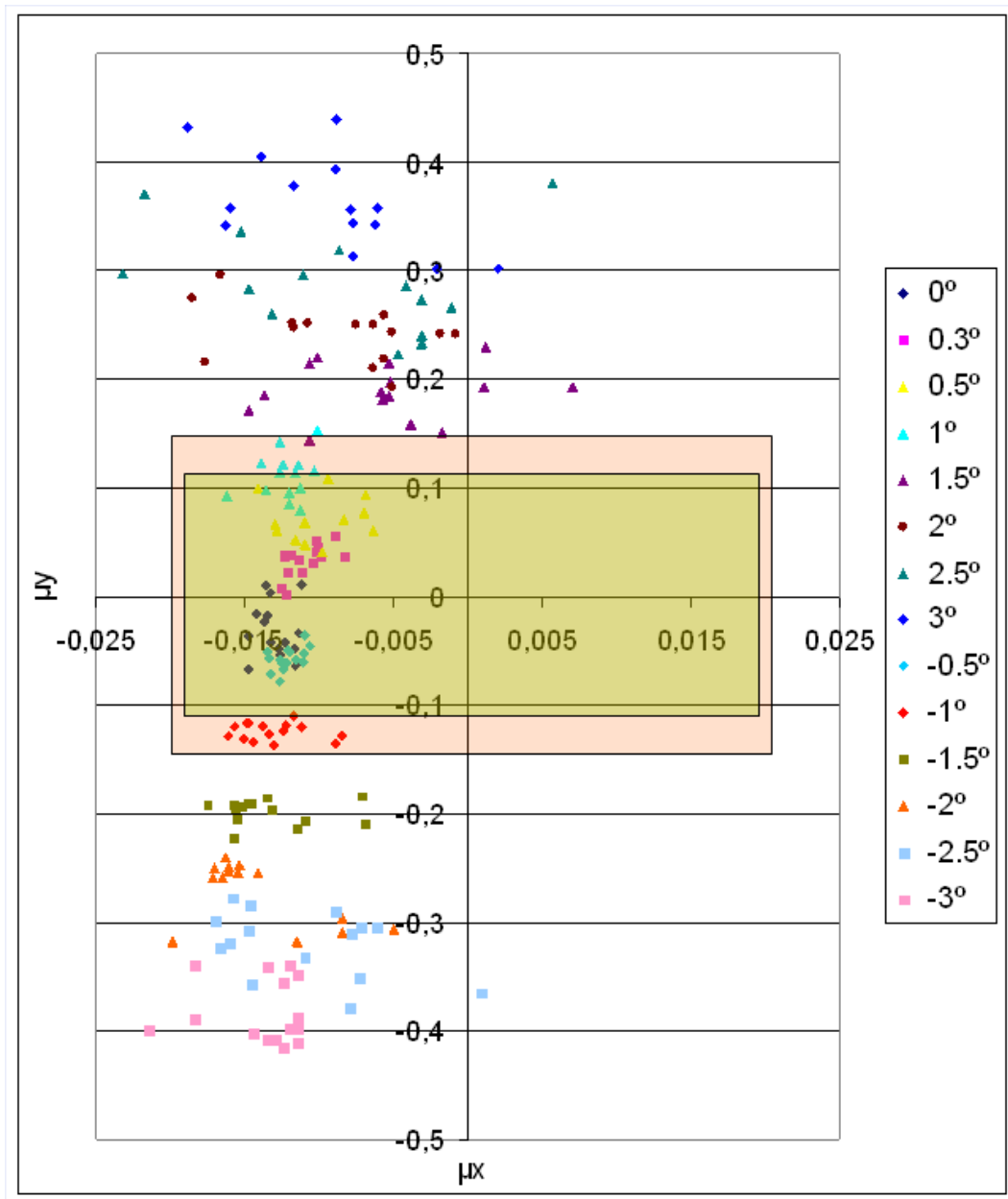


Figura 8.8: Adherencia lateral solicitada frente a adherencia longitudinal solicitada para los tres juego de neumáticos ensayados. Límites de aceptación/rechazo propuestos mediante rectángulos naranja y rojo

Para el vehículo de ensayo, el fabricante fija un ángulo de convergencia de 0.15° en cada rueda del eje delantero, resultando una convergencia total de 0.3° , con un rango de valores admisibles comprendido entre 0.2° y 0.4° para la convergencia total. Es decir, valores de adherencia lateral solicitada, μ_y , comprendidos entre 0 y 0.07 implican valores adecuados del ángulo de

convergencia.

En la figura 8.8 se muestran gráficamente los límites propuestos para el procedimiento de inspección del sistema de dirección. Dentro del recuadro de color naranja se encuentran los valores aceptables, entre el naranja y el rojo los fallos leves y en el exterior del recuadro rojo están los valores inaceptables de adherencia solicitada. Se ha tomado el eje definido por $\mu_x = 0$ como eje de simetría ya que los valores de adherencia longitudinal solicitada serán negativos para vehículos de tracción y positivos para vehículos de propulsión, pero tomarán valores equiparables que pueden ser tratados con los límites propuestos. Estos límites son:

- Los valores aceptables de adherencia solicitada han de cumplir:

$$\begin{aligned} |\mu_y| &\leq 0,11 \\ |\mu_x| &\leq 0,18 \end{aligned} \quad (8.1)$$

- Los valores de adherencia solicitada achacables a fallos leves han de cumplir:

$$\begin{aligned} 0,11 &\leq |\mu_y| \leq 0,15 \\ 0,18 &\leq |\mu_x| \leq 0,2 \end{aligned} \quad (8.2)$$

- Los valores de adherencia solicitada achacables a fallos graves han de cumplir:

$$\begin{aligned} |\mu_y| &\geq 0,15 \\ |\mu_x| &\geq 0,2 \end{aligned} \quad (8.3)$$

Los límites definidos implican la aceptación de aquellos vehículos que tengan un ángulo de convergencia total comprendido entre -0.8° y 0.8° , siendo esto lo más habitual para cualquier vehículo automóvil de tipo turismo. Aquellos vehículos que tengan un ángulo de convergencia total comprendido entre $-0.8^\circ/0.8^\circ$ y $-1.2^\circ/1.2^\circ$ son susceptibles de duda, ya que estos valores son, a priori, demasiado elevados para las cotas de dirección máximas definidas por los fabricantes de automóviles. Por último, aquellos vehículos que tengan un ángulo de convergencia total que se encuentre fuera del rango fijado por $-1.2^\circ/1.2^\circ$ sufren algún tipo de fallo en el sistema de dirección y deben ser revisados y reparados.

Los límites definidos sobre la adherencia longitudinal solicitada se deben al aumento de variabilidad en las fuerzas longitudinales al aumentar la convergencia/divergencia. Como ya se ha comentado, en condiciones inadecuadas

de convergencia/divergencia resulta más complicado mantener la velocidad de traslación del vehículo constante, y esto puede ser utilizado también como síntoma de fallo en el sistema de dirección. Es, por este motivo, que se recomienda que al superar los límites definidos para la adherencia longitudinal solicitada se repita el ensayo con el fin de comprobar la causa de dicho valor. En caso de mantener valores elevados al repetir el ensayo, se podrá considerar que el vehículo sufre algún tipo de fallo en el sistema de dirección o en la presión de los neumáticos.

Resultados equiparables se pueden obtener al hacer gráficos de fuerza lateral frente a fuerza longitudinal, ya que morfológicamente se obtienen figuras muy semejantes. Sin embargo, al adimensionalizar estas fuerzas con la fuerza vertical se consigue eliminar la influencia de dicha variable, además de ser posible establecer límites generales mucho más claros y precisos.

8.3. Ensayos con otros vehículos

Con el fin de comprobar que los resultados obtenidos son generalizables y aplicables al mantenimiento y revisión de los distintos vehículos automóviles de tipo turismo se han realizado ensayos sobre un número estadísticamente representativo de vehículos. Se analizaron los resultados obtenidos para 67 vehículos automóviles de las categorías M1 y N1, obteniéndose los resultados mostrados en la figura 8.9.

La adherencia lateral consumida depende del ángulo de convergencia fijado en el vehículo, tal y como se ha explicado en los capítulos 6 y 7, y en los anteriores apartados del presente capítulo. Dicha tendencia puede ser ajustada mediante una recta, tal y como se indica en la figura 8.9.

El equipo de medida de ángulos dispone de una completa base de datos que incluye los valores admisibles para cada ángulo de dirección fijados por los distintos fabricantes de vehículos. Esto ha permitido comparar los valores medidos con los valores de diseño fijados por el fabricante y los intervalos de tolerancia para los distintos ángulos de dirección. Se comprueba que los límites propuestos, indicados en la figura 8.9, delimitan los valores adecuados de ángulo de convergencia. Todos los casos estudiados cuyo valor de convergencia total es superior a 1.2° requieren corregir dicho parámetro. De los tres casos en que se superan los límites propuestos, que se han dado en estos ensayos, los tres tienen un valor inadecuado del ángulo de convergencia. De este modo, se ha validado la adecuación de la metodología de inspección me-

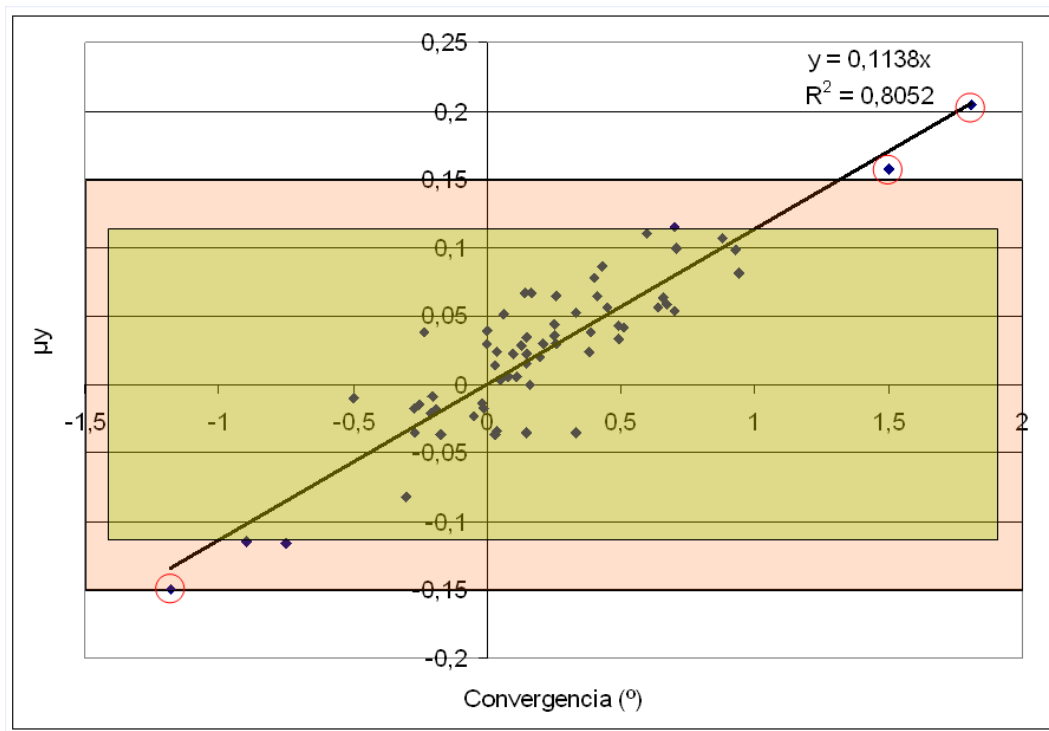


Figura 8.9: Adherencia lateral solicitada frente a ángulo de convergencia para 67 vehículos ensayados. Límite de aceptación propuesto mediante rectángulo naranja y rectángulo de valores óptimos con rectángulo verde

diante placa dinamométrica propuesta y los límites de aceptación o rechazo sugeridos como procedimiento de inspección del ángulo de convergencia de un vehículo.

8.4. Propuesta de nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección

Para establecer un procedimiento de inspección adecuado para su aplicación en una *Estación de Inspección Técnica de Vehículos* (I.T.V.), es necesario cumplir los principios generales definidos en el *Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones I.T.V.* (ITV, 2006). A continuación se enuncian aquellos directamente involucrados en la propuesta del nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección:

1. Las comprobaciones durante el proceso de inspección deben ser lo más simples y directas posibles.
2. Durante el proceso de inspección no se efectuará desmontaje alguno de

los elementos y piezas del vehículo.

3. Los equipos y herramientas que se utilicen en la inspección serán los necesarios para la comprobación del sistema del vehículo de que se trate.
4. La inspección técnica del vehículo deberá poder realizarse en un tiempo limitado.
5. La inspección de un elemento, órgano o sistema no presupone que tenga que ser realizada por completo o en una sola operación parcial.

Con el fin de resumir las principales conclusiones alcanzadas hasta este punto y proponer un nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección, y siguiendo las indicaciones del *Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones I.T.V.*, se describen los principales puntos de dicho procedimiento:

1. Antes de realizar la prueba al vehículo, es necesario comprobar visualmente que la presión de inflado de los neumáticos no es excesivamente baja, ni alta, y que al rodar el neumático no produce excesivo ruido o vibraciones. Dichos fallos, diagnosticados visualmente, indican por sí mismos deficiencias en la alineación o en el estado de los neumáticos.
2. El vehículo debe comenzar el ensayo al menos a 1 metro de distancia de la placa dinamométrica.
3. El vehículo debe avanzar a velocidad lenta y constante en todo momento hasta haber salido completamente de la placa dinamométrica.
4. Si los valores de adherencia longitudinal solicitada son superiores a 0.2 será necesario repetir la prueba, ya que se puede deber a un valor inadecuado del ángulo de convergencia o a variaciones en la velocidad del vehículo durante la realización del ensayo.
5. Si los valores de adherencia lateral solicitada son superiores a 0.15 se indicará que el vehículo sufre algún tipo de fallo en el sistema de dirección. Por el contrario, valores inferiores a dicho valor son admisibles. Si los valores están comprendidos entre 0.11 y 0.15 se indicará al propietario del vehículo la posibilidad de una desalineación leve en su sistema de dirección.

De este modo, queda completamente definido el procedimiento de inspección del sistema de dirección de un vehículo automóvil mediante placa dinamométrica, a partir de la evaluación de la adherencia solicitada. El procedimiento ha resultado ser rápido, eficaz y preciso, es decir, adecuado como procedimiento general de inspección para uso intensivo en las instalaciones desarrolladas a tal efecto.

La propuesta supone una aplicación parcial del modelo desarrollado. Sin embargo, tal y como está planteado actualmente el procedimiento de Inspección Técnica de Vehículos resulta complicada su completa aplicación. Esta implicaría la realización previa de una serie de ensayos sobre el vehículo y los neumáticos a inspeccionar, variando la carga, la presión y el ángulo de convergencia. Si bien es cierto que resultaría adecuado el desarrollo de un protocolo de ensayo que permitiera la utilización completa del modelo, alcanzando una mayor precisión, esto daría lugar una prueba excesivamente larga que no puede ser aplicada en la actualidad.

Conclusiones

A tenor de los resultados experimentales obtenidos y del modelo propuesto, pueden inferirse las siguientes conclusiones:

- Se han estudiado los diferentes modelos de contacto neumático-calzada comprobando que ninguno de los modelos disponibles se adecua a las condiciones de baja velocidad. Asimismo, se han analizado los diferentes procedimientos de ensayo y se ha seleccionado el equipo más adecuado para desarrollar el modelo a baja velocidad: la placa dinamométrica.
- Se ha desarrollado una metodología de ensayo del contacto neumático-calzada mediante placa dinamométrica, incidiendo en su aplicación para la inspección y el mantenimiento de vehículos automóviles, dado que este dispositivo permite el estudio de neumáticos en condiciones reales de funcionamiento, montados en el propio vehículo durante la realización del ensayo.
- La repetibilidad de los ensayos en los registros de fuerza vertical, longitudinal y transversal hace viable la aplicación de este tipo de placa de medida de fuerza al desarrollo del modelo. Se ha comprobado que dicha repetibilidad no se ve influida de forma significativa por la velocidad de ensayo y por la dirección de entrada de las ruedas en la placa.
- El análisis de los periodos transitorios ha permitido concluir la necesidad de efectuar una rodadura previa del neumático antes de entrar en la placa, equivalente aproximadamente a una vuelta completa del

mismo. Del mismo modo ha de garantizarse una adecuada microrrugosidad de la superficie de la placa para limitar los deslizamientos entre esta y el neumático, y que la transmisión de fuerzas sea efectiva.

- La fuerza transversal ejercida por el neumático, en las condiciones en que ha sido desarrollado el estudio, depende fundamentalmente del ángulo de convergencia, siendo la relación entre ambas lineal en todo el rango de medida analizado.
- La influencia del ángulo de caída sobre la fuerza transversal es, aproximadamente, un orden de magnitud inferior a la del ángulo de convergencia. Esto limita notablemente su influencia en el desarrollo del modelo, quedando esta restringida a condiciones dinámicas exigentes, ajenas a los objetivos del modelo desarrollado.
- La temperatura no influye de manera significativa sobre la transmisión de fuerzas en las condiciones de ensayo aplicadas. La influencia de esta variable parece limitarse a sollicitaciones dinámicas elevadas, quedando por tanto excluida de las condiciones de estudio de la tesis.
- La fuerza transversal transmitida por el neumático depende de la presión, aunque en mucha menor medida que del ángulo de convergencia. La relación entre dichas variables puede ajustarse mediante una relación polinómica de segundo grado, cuyo máximo valor de fuerza lateral transmitida coincide con el valor de presión recomendada por el fabricante (típicamente entre 2 y 2.5 bar). Su influencia sobre la relación lineal existente entre la fuerza transversal y la convergencia supone modificaciones únicamente en la pendiente de la misma.
- La relación entre la fuerza transversal y la fuerza vertical puede ajustarse mediante una relación polinómica de segundo grado, disminuyendo la fuerza transversal al aumentar la fuerza vertical aplicada en el neumático. La influencia de la fuerza vertical es muy inferior a la debida al ángulo de convergencia. Su influencia sobre la relación lineal existente entre la fuerza transversal y la convergencia supone modificaciones únicamente en la ordenada en el origen.
- Al fijar alguna de las variables de influencia de un modo asimétrico en un mismo eje, el vehículo actúa sobre los neumáticos buscando el equilibrio de fuerzas. De ello resulta que al variar la convergencia o la

presión solamente en una de las ruedas de un eje, el vehículo modifica su trayectoria reequilibrando las fuerzas que actúan sobre el vehículo.

- La fuerza longitudinal obtenida experimentalmente es directamente proporcional a la resistencia a la rodadura. Para su correcta caracterización es necesario emplear un sistema de tracción preciso, dado que su valor es relativamente bajo, normalmente inferior a 100 N. Esto hace que no se pueda analizar la fuerza longitudinal si no se garantiza una velocidad de traslación suficientemente constante, y que sea necesario un sistema de tracción complementario a la placa dinamométrica y diferente al propio del vehículo que garantice la suficiente precisión, suavidad y baja velocidad.
- La influencia de la presión y de la fuerza vertical sobre la fuerza longitudinal registrada experimentalmente es muy semejante a la estudiada para la resistencia a la rodadura, confirmándose así la relación entre la fuerza longitudinal y la resistencia a la rodadura.
- La relación entre la fuerza longitudinal y la presión puede ajustarse mediante una relación potencial. A partir de dicha relación es posible introducir el efecto del ángulo de convergencia y la fuerza vertical variando los coeficientes experimentales que gobiernan dicha relación.
- Se ha propuesto un nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección de vehículos automóviles mediante la utilización de placa dinamométrica. Para ello se han determinado criterios de aceptación y rechazo objetivos.
- Para generalizar los resultados obtenidos con tres neumáticos distintos montados sobre un mismo tipo de vehículo, se procedió a tomar medidas de fuerza en placa sobre un número representativo de vehículos. El análisis de los resultados obtenidos a partir de 67 vehículos permite concluir que la medida de fuerzas mediante placa dinamométrica resulta ser un procedimiento de inspección adecuado para caracterizar el estado del sistema de dirección y del propio neumático.

9.1. Principales aportaciones

El desarrollo de la presente Tesis Doctoral, representado en la figura 9.1, a dado lugar fundamentalmente a dos aportaciones:

- Obtención de un modelo dinámico combinado de contacto neumático-calzada a baja velocidad.
- Propuesta de un nuevo procedimiento de inspección del sistema de dirección basado en el modelo establecido.

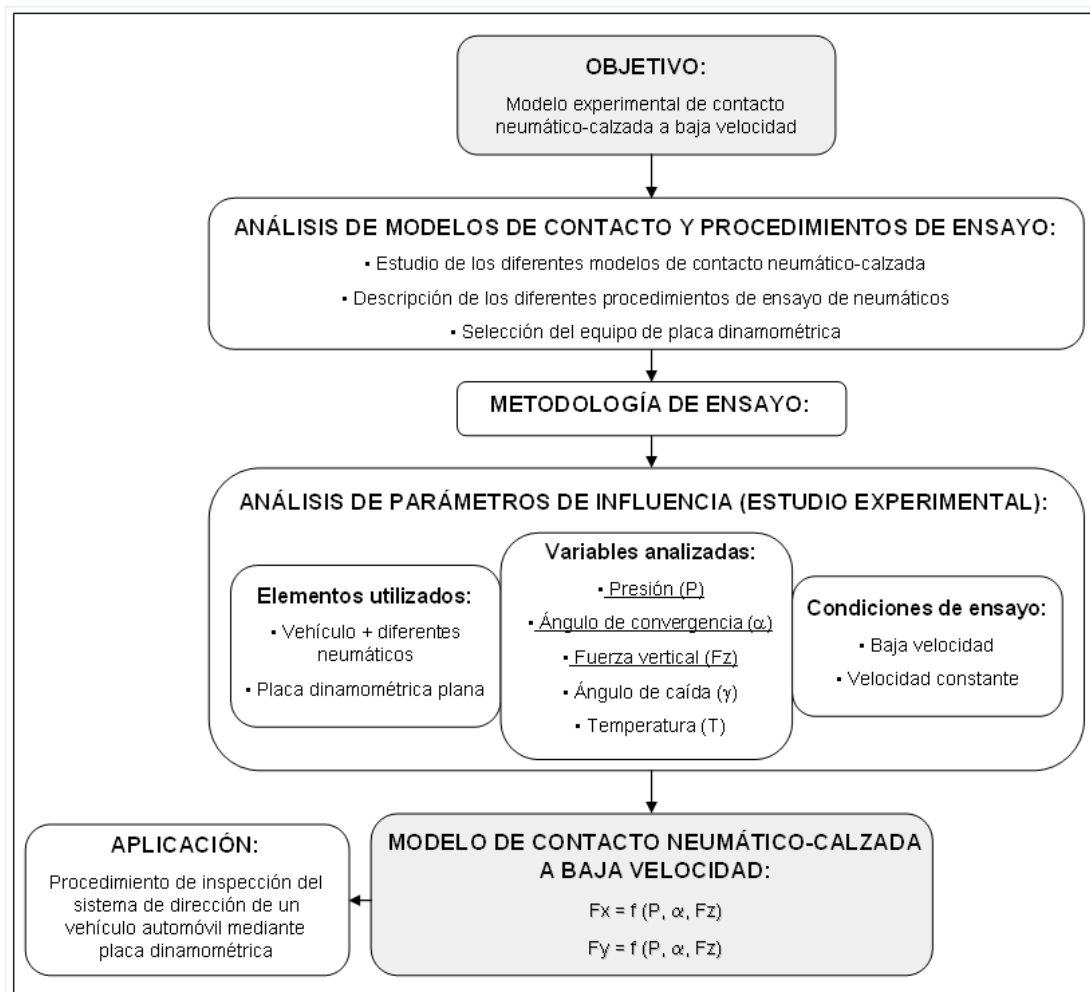


Figura 9.1: Etapas de desarrollo de la Tesis Doctoral

Desarrollos futuros

Como líneas de investigación futuras se proponen:

- Incorporar términos que contemplen nuevas variables de influencia en el modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad propuesto. Por ejemplo, se podría incluir el ángulo de caída, pudiendo con ello considerar su influencia en aquellos vehículos que permitan su regulación. Para ello, habría que realizar los ensayos necesarios para fijar una expresión como la siguiente:

$$Fy = \varsigma + \xi \cdot \alpha - \wp \cdot \gamma \quad (10.1)$$

- Ampliar los rangos de las diferentes variables del modelo. De este modo, se realizarían pruebas experimentales con valores de presión, fuerza vertical y convergencia que se encuentran fuera del rango establecido para el desarrollo del modelo propuesto. Dicho estudio resulta particularmente interesante en el caso de la fuerza vertical, ya que no se ha llegado a caracterizar el comportamiento del neumático con el vehículo sobrecargado.
- Ampliar el estudio experimental de la fuerza longitudinal con el fin de aplicar el modelo propuesto y la placa dinamométrica en la caracterización de la resistencia a rodadura. De este modo, se podría sistematizar un proceso de ensayo que permita cuantificar y evaluar la resistencia a la rodadura en neumáticos montados en vehículos concretos y estudiar así su influencia en el consumo y en la emisión de contaminantes.

- Desarrollo de los equipos y programas auxiliares que permitan la aplicación de la placa dinamométrica como equipo de inspección del sistema de dirección de vehículos automóviles.
- Estudio pormenorizado de periodos transitorios. Aunque a lo largo de la presente Tesis Doctoral se ha analizado y acotado la influencia de determinados fenómenos transitorios, son muchos los aspectos susceptibles de análisis en este ámbito. Así, por ejemplo, resulta de gran interés el estudio de las fuerzas transmitidas por el neumático a su paso por un charco de agua o aceite, sobre una deposición de polvo o sobre el huelgo provocado por una junta de dilatación de un puente.

Bibliografía

- Abella, M. M. (2001). *Modelo de comportamiento de placa alineadora*. PhD thesis, Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.
- Achútegui, V. (2001). La adherencia neumático-pavimento y la seguridad en la circulación. *Ingeniería Civil*, pages 119–129.
- AMTI (2003). *BP6001200 Force Platform Manual*. Advanced Mechanical Technology.
- Anfoso-LédéE, F. & Pichaud, Y. (2007). Temperature effect on tyre-road noise. *Science Direct*, 68(1):1–16.
- Bakker, E., Nyborg, L., & Pacejka, H. (1987). Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE transactions, paper 870421*.
- Bakker, E., Pacejka, H., & Lidner, L. (1989). A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. *Society of Automotive Engineers (SAE) Paper no. 890087*.
- Bayle, P., Forissier, J., & Lafon, F. (1993). A new tyre model for vehicle dynamics simulations. In *Automotive Technology International*, pages 193–198.
- Best, C. (1986). Simplified prediction of ply steer in radial tires. *Tire science and technology*, 8(1):3–9.
- Bird, K. & Martin, J. (1973). The calspan tire research facility: design, development and initial test results. *SAE*, 1(730582).

- Blab, R. (1999). Introducing improved loading assumptions into analytical pavement models based on measured contact stresses of tires. In *International Conference on Accelerated Pavement Testing*, number CS5-3 in 1, Reno. NV.
- Blundell, M. & Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle dynamics*. Elsevier.
- Bolarinwa, E. & Olatunbosun, O. (2004). Finite element simulation of the tyre burst test. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering*, 218:1251–1258.
- Bradley, J. & Allen, R. (1931). The behaviour of rubber-tyred wheels. *The automotive engineer*, 21(2777).
- Bull, A. (1939). Tire behaviour in steering. *SAE*, 45(2).
- Canudas de Wit, C., Horowitz, R., & Tsiotras, P. (1999). Model-based observers for tire/road contact friction prediction. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, page 23.42.
- Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K., & Lischinsky, P. (1995). A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions of Automatic Control*, 40(3):419–425.
- Canudas de Wit, C. & Tsiotras, P. (1999). Dynamic tire friction models for vehicle traction control. In *Proceedings of the 38th Conference on Decision & Control*, pages 3746 – –3751.
- Canudas de Wit, C., Tsiotras, P., Velenis, E., Basset, M., & Gissinger, G. (2003). Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction. *Vehicle System Dynamics*, 39(3):189–226.
- Carrillo, J. A. C. (2004). *Simulación en banco de ensayo de sistemas inteligentes de frenado*. PhD thesis, Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga.
- CarSim (2005). *CarSim Reference Manual*. Mechanical Simulation Corporation.
- Castillo, J., de la Blanca, A. P., Cabrera, J., & Simón, A. (2006). An optical tire contact pressure test bench. *Vehicle System Dynamics*, 44(3):207–221.

- Dahl, P. (1976). Solid friction damping of mechanical vibrations. *AiAA Journal*, 14(12):1675–1682.
- Díaz, V., Ramirez, M., & Muñoz, B. (2004). A wheel model for the study of the wheel angle measurement en the periodic motor vehicle inspection. *International Journal of Vehicle Design*, 34(3):297–308.
- Deur, J., Asgari, J., & Hrovat, D. (2004). A 3D brush-type dynamic tire friction model. *Vehicle System Dynamics*, 42(3):133–173.
- DGT (2007). *Anuario estadístico general 2006. Servicio de Calidad y Asuntos Generales de la Dirección General de Tráfico*. Sección de publicaciones.
- Dugoff, H., Fancher, P., & Segel, L. (1969). Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Technical report, Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Ann Arbor. Final Report National Bureau of Standards Contract. CST-460.
- Dugoff, H., Fancher, P., & Segel, L. (1970). An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamics performance. In *Proceedings FISITA Int. Auto. Safety Conference, SAE Paper 700377*.
- EALR2 (2001). Expression of the uncertainty of measurement in calibration. eal-r2-s1.
- Ellis, J. (1969). *Vehicle dynamics*. Business Books Limited.
- Evans, R. (1935). Properties of tires affecting ride, steering and handling. *SAE*, 36(2).
- Fernández, A. O. (2005). *Desarrollo de técnicas experimentales en la modelización de neumáticos*. PhD thesis, Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga.
- Fiala, E. (1954). Seitenkräfte am rollenden luftreifen. *VDI Zeitschrift*, 96.
- Forster, B. (1935). Tests to determine the adhesive power of passenger-car tires. *SAE*, 36(2).
- Gallrein, A. & Backer, M. (2007). Cdtire: a tire model for comfort and durability applications. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):69–77.
- Gäfvert, M. & Svendenius, J. (2005). A novel semi-empirical tyre model for combined slips. *Vehicle System Dynamics*, 43(5):351–384.

- Gim, G., Choi, Y., & Kim, S. (2005). A semiphysical tyre model for vehicle dynamics analysis of handling and braking. *Vehicle System Dynamics*, 43(Supplement):267–280.
- Gim, G., Choi, Y., & Kim, S. (2007). A semi-physical tire model for a vehicle dynamics analysis of handling and braking. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):169–190.
- Gim, G. & Nikravesh, E. (1990). An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. part 1: Pure slips. *International Journal of Vehicle Design*, 11(6):589–618.
- Gim, G. & Nikravesh, P. (1991). An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. part 2: Comprehensive slips. *International Journal of Vehicle Design*, 12(1):19–39.
- Ginn, J. & Marlowe, R. (1967). Road contact forces of truck tires as measured in the laboratory. *SAE*, May(670493):1787–1796.
- Ginn, J., Miller, R., Marlowe, R., & Heimovics, J. (1962). The b.f. goodrich tire dynamics machine. *SAE*, 1(490B).
- Gipser, M. (2007). Ftire - the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):139–151.
- Gough, V. (1958). Friction of rubber. *The engineer*.
- Guo, K. & Lu, D. (2007). Unitire: Unified tire model for vehicle dynamic simulation. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):79–99.
- Hadekel, R. (1952). The mechanical characteristics of pneumatic tyres. Technical report, S T Memo 10/52, British Ministry of Supply, TPA 3/TIB.
- Hall, W., Mottram, J., & Jones, R. (2004). Finite element simulation of a rolling automobile tyre to understand its transient macroscopic behaviour. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering*, 218(12):1393–1408.
- Harned, J., Johnston, L., & Scharpf, G. (1969). Measurement of tire brake forces characteristics as related to wheel slip (antilock) control system design. *SAE Transactions*, 78:909–925.

- Hirschberg, W., Rill, G., & Weinfurter, H. (2007). Tire model tmeasy. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):101–119.
- ITV (2006). *Manual de Procedimiento de Inspección de las estaciones I.T.V.* Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- Kageyama, I. & Kuwahara, S. (2002). A study on tire modeling for camber thrust and camber torque. *JSAE*, 23:325–331.
- Kim, S., Nikravesh, P., & Gim, G. (2008). A two-dimensional tire model on uneven roads for vehicle dynamic simulation. *Vehicle System Dynamics*, 46(10):913–930.
- Kistler (2007). Soluciones para medidas de parámetros físicos en ensayos en vehículos (kistler roadyn s6ht). *Aries @lert*, pages 2–3.
- Kistler (2008). Roadyn piezoelectric measuring wheels.
- Koesler, P. & klaue, J. (1937). Der kraftschluss zwischen rad und fahrbahn. *ATZ*, 9(7).
- Koo, S.-L., Tan, H.-S., & Tomizuka, M. (2006). An improved tire model for vehicle lateral dynamics and control. In *Proceedings of the 2006 American Control Conference*, pages 5879–5884.
- Kuiper, E. & Oosten, J. V. (2007). The pac2002 advanced handling tire model. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):153–167.
- Lacagnina, M., Muscato, G., Guccione, S., & Sinatra, R. (2002). Modelling and simulation of multibody mobile robot for volcanic environment explorations. In *Proceedings of the 2002 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*.
- Li, L., Wang, W.-Y., & Zhou, Q. (2006). Integrated longitudinal and lateral tire/road friction modeling and monitoring for vehicle motion control. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 7(1):1–19.
- Liang, W., Medanic, J., & Ruhl, R. (2008). Analytical dynamic tire model. *Vehicle System Dynamics*, 46(3):197–227.
- Lutz, A., Rauh, J., & Reinalter, W. (2007). Developments in vehicle dynamics and the tire model performance test. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):7–19.

- Madura, H., Sikorski, Z., Polakowski, H., & Dabrowski, M. (2000). Evaluation of tyre temperature distribution using fast scanning pyrometer. In *WCNDT*, Roma.
- Michelin (2001a). *Le pneu. L'adhérence*. Société de Technologie Michelin.
- Michelin (2001b). *Le pneu. Le confort mécanique et acoustique*. Société de Technologie Michelin.
- Michelin (2003). *Le pneu. Résistance au roulement et basse consommation*. Société de Technologie Michelin.
- Miyashita, N. & Kabe, K. (2006). A new analytical tire model for cornering simulation. part ii: Cornering force and self-aligning torque. *Tire Science and Technology*, 34(2):100–118.
- MSirdi, N., Rabhi, A., Zbiri, & Delanne, Y. (2005). Vehicle-road interaction modelling for estimation of contact forces. *Vehicle System Dynamics*, 43:403–441.
- Muñoz, B., Ramirez, M., & Díaz, V. (2006). Development of a new methodology for vehicle steering system inspection. *Journal of Automobile Engineering*, 220:1515–1526.
- Negrus, E. & Teodorescu, C. (1998). Energetic losses of the automotive rolling wheel. In *FISITA World Automotive Congress*, Paris.
- Negrus, E., Teodorescu, C., & Mihai, A. (1998). Exterior surface temperature distribution of the rolling tyre - the main input data for the thermal modelling studies. In *FISITA World Automotive Congress*, Paris.
- Pacejka, H. (1981). *Mechanics of Pneumatic Tires*. S.K. Clark.
- Pacejka, H. (2006). *Tyre and Vehicle Dynamics*. Elsevier Ltd.
- Pacejka, H. & Bakker, E. (1991). The magic formula tyre model. *Vehicle System Dynamics*, 21(Proceedings 1st International Colloquium on tyre models for vehicle dynamics analysis):Complet Supplement.
- Pacejka, H., Bakker, E., & Linder, L. (1989). A new tire model with application in vehicle dynamics studies. *SAE transactions, paper 890087*, page 83–93.

- Pacejka, H. & Besselink, I. (1996). Magic formula tyre model with transient properties. *Vehicle System Dynamic*, 27(supplement 1996):234–249.
- Pacejka, H. & Sharp, R. (1991). Shear force development by pneumatic tyres in steady state condition. *Vehicle System Dynamics*, 20:121–176.
- Pinnington, R. (2002). Radial force transmission to the hub from an unloaded stationary tyre. *Journal of Sound and Vibration*, 253(5):961–983.
- Pirjola, H. (2003). Laboratory of automotive engineering, helsinki university of technology (HUT).
- Pottinger, M., Marshall, K., & Arnold, G. (1976). Effects of test speed and surface curvature on cornering properties of tires. *SAE*, 78(760029).
- PREDIT3 (2006). Projet sari. représentativité de mesures dynamométriques liées à l'infrastructure vis-à-vis de mesures dynamométriques embarquées. Technical report, Surveillance Automatisée de la Route pour l'Information des conducteurs et des gestionnaires. Laboratoire Central des Ponts et Chaussées.
- Raheman, H. & Singh, R. (2004). Steering forces on undriven tractor wheel. *Journal of Terramechanics*, 40:161–178.
- Rajamani, R. (2006). *Vehicle dynamics and control*. Springer.
- Rosa, R. D., Stazio, F. D., Giordano, D., Russo, M., & Terzo, M. (2008). Thermotyre: tyre temperature distribution during handling manouvres. *Vehicle System Dynamics*, 46(9):831–844.
- SAE (1976). *Recommended Practice J670*.
- Schmeitz, A., Besselink, I., & Jansen, S. (2007). Tno mf-swift. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):121–137.
- Segel, L., MacAdam, C., & Pacejka, H. (1972). Tire traction grading procedures as derived from the maneuvering characteristics of a tire-vehicle system. volume ii. final report. Technical report, Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Ann Arbor. HSRI-71-129.
- Shim, T. & Margolis, D. (2004). An analytical tyre model for vehicle simulation in normal driving conditions. *International Journal of Vehicle Design*, 35(3):224–240.

- Siefkes, T. (1993). Flat track test stand ii - a facility for the determination of commercial tires and axles. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, 6(95):306–313.
- Smiley, R. (1956). Correlation evaluation and extension of linearized theories for tire motion and wheel shimmy. Technical Report 3632, MACA Technical Note.
- Smith, N. (2004). Understanding parameters influencing tire modeling. Technical report, Colorado State University, 2004 Formula SAE Platform.
- T.D.Guillespie (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers.
- Tekscan (2005). Tyre-scan products.
- Tielking, J. & Mital, N. (1974). A comparative evaluation of five tire traction models. Technical report, Highway Safety Research Institute, Universiti of Michigan, Ann Arbor. Final Report UM-HSRI-PF-74-2.
- Tönük, E. & Ünlüsoy, Y. (2001). Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis. *Computers and Structures*, 79(13):1219–1232.
- Tuononen, A. (2008). Optical position detection to measure tyre carcass deflections. *Vehicle System Dynamics*, 6(46):471–481.
- Wong, J. (2001). *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons.