

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



***ESTUDIO DEL
COMPORTAMIENTO DINÁMICO
DE LA BANDA DE RODADURA
DE UN NEUMÁTICO***

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

AUTOR: D. CARLOS HERAS BARRAS

TUTORA: Dra. Dña. MARÍA JESÚS LÓPEZ BOADA

NOVIEMBRE 2010

PROYECTO FIN DE CARRERA

“Estudio del comportamiento dinámico de la banda de rodadura de un neumático”

Autor: D. Carlos Heras Barras
Tutora: Dra. Dña. María Jesús López Boada

ÍNDICE DE CONTENIDOS

| | |
|------------------------------------|-------------|
| CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN | Pág. |
| 1.1- Introducción | 2 |
| 1.2- Objetivos | 5 |
| 1.3- Estructura del proyecto | 6 |

CAPÍTULO 2. NEUMÁTICOS

| | |
|--|----|
| 2.1- Características Generales..... | 9 |
| 2.1.1- Método de fabricación | 12 |
| 2.1.1.1-Mezclas de caucho | 12 |
| 2.1.1.2-Preparación del tejido | 13 |
| 2.1.1.3-Confección de los neumáticos | 14 |
| 2.1.2- Componentes y descripción de la cubierta | 16 |
| 2.1.3- Tipos de cubiertas según su estructura..... | 18 |
| 2.1.3.1- Neumáticos diagonales | 19 |
| 2.1.3.2- Neumáticos radiales | 20 |
| 2.1.3.3- Neumáticos mixtos o cinturados | 21 |
| 2.1.4- Neumáticos con y sin cámara | 21 |
| 2.1.5- Banda de rodadura | 23 |
| 2.1.6- Costados | 26 |
| 2.2- Denominación y marcado de los neumáticos | 26 |
| 2.2.1- Denominación de los neumáticos..... | 27 |
| 2.2.2- Identificación y unidades de medición..... | 28 |
| 2.3- Esfuerzos en el neumático | 33 |
| 2.3.1- Rigidez Radial | 36 |
| 2.3.2- Resistencia a la rodadura | 38 |
| 2.3.3- Valores del coeficiente de resistencia a la rodadura..... | 40 |
| 2.3.4- Esfuerzos longitudinales..... | 41 |

| | |
|--|----|
| 2.3.4.1- Esfuerzo de tracción..... | 41 |
| 2.3.4.2- Esfuerzo de frenado | 44 |
| 2.3.4.3- Coeficiente de adherencia..... | 44 |
| 2.3.5- Esfuerzos transversales sobre el neumático..... | 46 |
| 2.3.5.1- Variación de la fuerza transversal de contacto con el ángulo de deriva | 49 |
| 2.3.5.2- Factores que afectan al comportamiento transversal del neumático | 50 |
| 2.3.5.3- Ángulo de caída de la rueda (γ)..... | 54 |
| 2.3.6- Momento autoalineante | 56 |
| 2.4- Investigaciones en los neumáticos | 59 |

CAPÍTULO 3. EXTENSIOMETRÍA

| | |
|--|----|
| 3.1- Extensimetría en la caracterización de materiales..... | 64 |
| 3.2- Galgas extensiométricas | 66 |
| 3.2.1- Principio de funcionamiento..... | 67 |
| 3.2.2- Sensibilidad y factor de galga..... | 69 |
| 3.2.3- Características, propiedades y fuentes de error | 70 |
| 3.3- Circuitos acondicionadores de señal..... | 75 |
| 3.3.1- Circuito en $\frac{1}{4}$ de puente | 76 |
| 3.3.2- Circuito en $\frac{1}{2}$ puente..... | 77 |
| 3.3.3- Circuito en puente completo..... | 79 |
| 3.4- Montaje de galgas extensiométricas | 80 |

CAPÍTULO 4. MATERIALES UTILIZADOS, SISTEMA DE MEDICIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

| | |
|--|----|
| 4.1- Introducción | 86 |
| 4.2- Hardware | 87 |
| 4.2.1- Galgas extensiométricas | 87 |
| 4.2.2- Circuito acondicionador de $\frac{1}{4}$ de puente..... | 88 |

| | |
|---|-----|
| 4.2.2.1- Filtro y amplificador de señal..... | 89 |
| 4.2.2.2- Módulo de monitorización..... | 90 |
| 4.2.2.3- Módulo de filtrado y amplificación..... | 91 |
| 4.2.3- Tarjeta de adquisición de datos | 93 |
| 4.2.3.1- Placa de conexiones | 94 |
| 4.2.3.2- Tarjeta de conexión A/D..... | 95 |
| 4.2.4- Software..... | 96 |
| 4.2.4.1- Matlab | 96 |
| 4.2.4.2- Simulink | 96 |
| 4.3- Materiales auxiliares utilizados y entorno de trabajo..... | 99 |
| 4.3.1- Vehículo de ensayo | 99 |
| 4.3.2- Neumáticos..... | 100 |
| 4.3.3- Herramientas | 101 |
| 4.3.4- Calzada | 103 |
| 4.4- Ejecución de la aplicación..... | 103 |
| 4.5- Ajuste del equipo | 105 |

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

| | |
|--|-----|
| 5.1- Introducción | 112 |
| 5.2- Ensayos en la banda de rodadura en la posición transversal | 114 |
| 5.3- Ensayos en la banda de rodadura en la posición longitudinal | 123 |
| 5.4- Ensayos en los flancos del neumático..... | 131 |

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES

| | |
|-------------------------------|-----|
| 6.1- Conclusiones | 136 |
| 6.2- Futuros desarrollos..... | 137 |

BIBLIOGRAFÍA

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN Pág.

Figura 1.1) Fuerzas actuantes sobre el neumático4

CAPÍTULO 2. NEUMÁTICOS

Figura 2.1) Composición de un neumático9

Figura 2.2) Fase inicial de la fabricación de neumáticos15

Figura 2.3) Fase inicial de la fabricación de neumáticos16

Figura 2.4) Neumáticos diagonal y radial17

Figura 2.5) Estructuras básicas de los neumáticos18

Figura 2.6) Ángulos de cordones de una cubierta diagonal19

Figura 2.7) Ángulo de cordones y diferentes capas de una cubierta de tipo radial20

Figura 2.8) Estructura de un neumático diagonal cinturado.....21

Figura 2.9) Distintos Tipos de llanta utilizadas en neumáticos con y sin cámara.....22

Figura 2.10) Ángulos de apoyo en neumáticos tubulares.....23

Figura 2.11) Principales disposiciones de las bandas de rodadura24

Figura 2.12) Dimensiones principales del neumático y llanta27

Figura 2.13) Esquema de las inscripciones grabadas en los neumáticos.....28

Figura 2.14) Relación para diferentes series de neumáticos30

Figura 2.15) Sistema de referencia SAE para el neumático33

Figura 2.16) Distribución típica de presión en la huella de contacto.....34

Figura 2.17) Variación de la deformación en función de la carga35

Figura 2.18) Variación de la rigidez radial en función de la presión de inflado36

Figura 2.19) Rigidez vertical dinámica37

Figura 2.20) Distribución de presiones en el área de contacto neumático-suelo38

Figura 2.21) Variación del coeficiente de resistencia a la rodadura
en función de la velocidad39

Figura 2.22) Variación del coeficiente de resistencia a la rodadura
en función del tipo de terreno y del diámetro del neumático40

| | |
|--|----|
| Figura 2.23) Variación de los coeficientes f_0 y f_s en función de la presión de inflado de los neumáticos | 40 |
| Figura 2.24) Neumático sometido a esfuerzos normales y longitudinales | 42 |
| Figura 2.25) Variación del coeficiente de fricción longitudinal en función del grado de deslizamiento..... | 43 |
| Figura 2.26) Comportamiento de un neumático sometido a esfuerzo de frenado..... | 44 |
| Figura 2.27) Influencia de la velocidad sobre el coeficiente de esfuerzo de frenado .. | 45 |
| Figura 2.28) Variación de la adherencia máxima con la velocidad de marcha y el desgaste de la banda de rodadura | 45 |
| Figura 2.29) Esquema del comportamiento del neumático sometido a esfuerzos laterales | 47 |
| Figura 2.30) Deformación transversal del neumático bajo la influencia de una fuerza transversal..... | 48 |
| Figura 2.31) Deformación y deslizamiento lateral en la huella de contacto neumático-suelo..... | 49 |
| Figura 2.32) Esfuerzo transversal en función del ángulo de deriva | 50 |
| Figura 2.33) Influencia de la carga normal en el esfuerzo de deriva (lateral) | 52 |
| Figura 2.34) Influencia de la presión de inflado sobre el comportamiento lateral del neumático | 53 |
| Figura 2.35) Elipse de fricción de un neumático | 54 |
| Figura 2.36) Variación de la huella de contacto con el ángulo de caída del neumático | 55 |
| Figura 2.37) Ángulo de caída del neumático | 55 |
| Figura 2.38) Deformación lateral de un neumático inclinado..... | 55 |
| Figura 2.39) Variación del empuje transversal con el ángulo de caída para varios valores de la carga normal..... | 56 |
| Figura 2.40) Variación del momento autoalineante con la fuerza transversal | 57 |
| Figura 2.41) Variación del momento autoalineante con los esfuerzos longitudinales. | 58 |
| Figura 2.42) Montaje del Sistema Monitorización de Presión de neumático..... | 60 |
| Figura 2.43) Sensor de temperatura y presión integrado..... | 60 |
| Figura 2.44) Modelos de sensores de válvulas con medición de presión y temperatura | 60 |
| Figura 2.45) Montaje de los sensores ópticos | 61 |
| Figura 2.46) Principio básico del sensor vibratorio por diferencia de presiones | 61 |

CAPÍTULO 3. EXTENSIOMETRIA

| | |
|---|----|
| Figura 3.1) Curva genérica tensión-deformación | 64 |
| Figura 3.2) Estructura de una galga extensiométrica de rejilla | 66 |
| Figura 3.3) Variación de las dimensiones de una galga extensiométrica tras someterla a tracción o compresión..... | 68 |
| Figura 3.4) Linealidad, histéresis y deriva de las galgas extensiométricas | 71 |
| Figura 3.5) Característica térmica de las galgas de autocompensación | 72 |
| Figura 3.6) Corrección del factor de galga en función de la temperatura | 73 |
| Figura 3.7) Método de conexión a 3 hilos..... | 74 |
| Figura 3.8) Diagrama de bloques del acondicionamiento de señal en un sistema de medida que emplea galgas extensiométricas..... | 75 |
| Figura 3.9) Puente de Wheatstone | 76 |
| Figura 3.10) Configuraciones típicas en $\frac{1}{4}$ de puente..... | 77 |
| Figura 3.11) Configuraciones típicas en $\frac{1}{2}$ puente | 77 |
| Figura 3.12) Montaje en push – pull para flexión de una viga en voladizo | 78 |
| Figura 3.13) Montaje en $\frac{1}{2}$ puente para la medida de tracción ó compresión | 78 |
| Figura 3.14) Circuito en Puente Completo..... | 79 |
| Figura 3.15) Montaje en Push – Pull de puente completo sobre una viga en voladizo | 79 |
| Figura 3.16) Montaje para la medida de tracción y compresión en puente completo.. | 80 |
| Figura 3.17) Paso 1. Fijación de las galgas | 82 |
| Figura 3.18) Paso 2. Fijación de las galgas | 82 |
| Figura 3.19) Paso 3. Fijación de las galgas | 82 |
| Figura 3.20) Paso 4. Fijación de las galgas | 83 |
| Figura 3.21) Paso 5. Fijación de las galgas | 83 |
| Figura 3.22) Paso 6. Fijación de las galgas | 83 |
| Figura 3.23) Protección de una galga extensiométrica y del cableado de conexión | 84 |

CAPÍTULO 4. MATERIALES UTILIZADOS, SISTEMA DE MEDICIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

| | |
|---|----|
| Figura 4.1) Diagrama de bloques del sistema de adquisición de datos | 86 |
| Figura 4.2) Galga FLA-10-11 | 87 |

| | |
|---|-----|
| Figura 4.3) Tabla de compensación del factor de galga..... | 88 |
| Figura 4.4) NEC BRIDGE BOX 5370: A la izquierda, vista de planta; a la derecha, vista posterior..... | 89 |
| Figura 4.5) Vista frontal y trasera del equipo amplificador..... | 90 |
| Figura 4.6) Vista NEC 5636, vista anterior y posterior..... | 91 |
| Figura 4.7) Vista NEC AS2101 DC STRAIN AMPLIFIER, vista anterior y posterior..... | 92 |
| Figura 4.8) Placa de conexión ADAM 3968 SCSI 68P..... | 94 |
| Figura 4.9) Pines de conexión de la placa ADAM..... | 94 |
| Figura 4.10) Placa ADVANTECH PCI 1716L..... | 95 |
| Figura 4.11) Pantalla de inicio de MATLAB..... | 97 |
| Figura 4.12) Vista general del programa..... | 98 |
| Figura 4.13) Citroën C3 empleado en los ensayos..... | 100 |
| Figura 4.14) Dimensiones del vehículo. (Cotas en mm)..... | 100 |
| Figura 4.15) Modelo de neumático empleado en los ensayos..... | 101 |
| Figura 4.16) Adhesivo de cianocrilato..... | 102 |
| Figura 4.17) Gato hidráulico..... | 102 |
| Figura 4.18) Soldador eléctrico..... | 102 |
| Figura 4.19) Esquema de la rugosidad de la superficie del laboratorio..... | 103 |
| Figura 4.20) Cuadro de dialogo de configuración del tiempo de muestreo..... | 104 |
| Figura 4.21) Configuración de parámetros..... | 105 |
| Figura 4.22) Equipo de calibración para extensimetría..... | 106 |
| Figura 4.23) Selectores de calibración del equipo amplificador..... | 107 |
| Figura 4.24) Ejemplo de la utilización de los botones CAL..... | 108 |
| Figura 4.25) Comparativa entre las curvas de deformación experimental y teórica con el equipo de calibración..... | 109 |

CAPÍTULO 5. ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

| | |
|--|-----|
| Figura 5.1) Vista lateral en la que se diferencia la zona de contacto en una rueda libre y otra cargada..... | 112 |
| Figura 5.2) Vista frontal del neumático con forma inicial y forma deformada..... | 112 |

| | |
|---|-----|
| Figura 5.3) Dibujos del neumático | 113 |
| Figura 5.4) Fotografía de una galga para la medida de deformaciones transversales en la banda de rodadura 1 | 113 |
| Figura 5.5) Fotografía de una galga para la medida de deformaciones longitudinales..... | 113 |
| Figura 5.6) Fotografía de una galga para la medida de deformaciones en el flanco externo longitudinal..... | 114 |
| Figura 5.7) Fotografía de una galga para la medida de deformaciones en el flanco externo radial..... | 114 |
| Figura 5.8) Deformación transversal de la banda de rodadura 1 | 115 |
| Figura 5.9) Deformación transversal de la banda de rodadura 2 | 116 |
| Figura 5.10) Deformación transversal de la banda de rodadura 3 | 117 |
| Figura 5.11) Deformación transversal de la banda de rodadura 4 | 118 |
| Figura 5.12) Deformación transversal de la banda de rodadura 5 | 119 |
| Figura 5.13) Deformaciones transversales de las 5 bandas de rodadura | 121 |
| Figura 5.14) Deformaciones transversales debidas al ángulo de caída | 122 |
| Figura 5.15) Esquema de la compresión en la zona cercana a los flancos del neumático | 122 |
| Figura 5.16) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 1 | 123 |
| Figura 5.17) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 2 | 124 |
| Figura 5.18) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 3 | 125 |
| Figura 5.19) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 4 | 126 |
| Figura 5.20) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 5 | 127 |
| Figura 5.21) Deformaciones longitudinales de las 5 bandas de rodadura | 129 |
| Figura 5.22) Dibujo esquemático de la zona de tracción y compresión | 131 |
| Figura 5.23) Dibujo de un neumático en 3-D indicando las zonas de tracción..... | 131 |
| Figura 5.24) Deformación radial del flanco | 132 |
| Figura 5.25) Deformación longitudinal del flanco | 133 |

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2. NEUMÁTICOS

Pág.

| | |
|--|----|
| Tabla 2.1) Marcaje de neumático para indicar el perfil en neumáticos | 29 |
| Tabla 2.2) Marcaje de neumáticos para indicar el tipo de neumático..... | 30 |
| Tabla 2.3) Marcaje del índice de carga | 31 |
| Tabla 2.4) Marcaje de neumáticos para velocidad máxima | 31 |
| Tabla 2.5) Marcaje de neumático para las condiciones de utilización..... | 32 |
| Tabla 2.6) Coeficiente de resistencia a la rodadura (f_r) de los neumáticos | 41 |
| Tabla 2.7) Valores medios del coeficiente de adherencia entre neumático y superficie de rodadura..... | 46 |

CAPÍTULO 3. EXTENSIOMETRÍA

| | |
|---|----|
| Tabla 3.1) Materiales de aplicación para galgas auto compensadas..... | 73 |
| Tabla 3.2) Tipos de adhesivos usados en extensimetría..... | 81 |

CAPÍTULO 4: MATERIALES UTILIZADOS, SISTEMA DE MEDICIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

| | |
|---|-----|
| Tabla 4.1) Resultados con el equipo de calibración vs valores teórico | 109 |
|---|-----|

CAPÍTULO 5. ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

| | |
|---|-----|
| Tabla 5.1) Deformación transversal de la banda de rodadura 1 | 116 |
| Tabla 5.2) Deformación transversal de la banda de rodadura 2..... | 117 |
| Tabla 5.3) Deformación transversal de la banda de rodadura 3 | 118 |
| Tabla 5.4) Deformación transversal de la banda de rodadura 4..... | 119 |
| Tabla 5.5) Deformación transversal de la banda de rodadura 5 | 120 |
| Tabla 5.6) Deformaciones transversales de las 5 bandas de rodadura..... | 121 |
| Tabla 5.7) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 1 | 124 |
| Tabla 5.8) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 2..... | 125 |
| Tabla 5.9) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 3 | 126 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 5.10) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 4..... | 127 |
| Tabla 5.11) Deformación longitudinal de la banda de rodadura 5..... | 128 |
| Tabla 5.12) Deformaciones longitudinales de las 5 bandas de rodadura..... | 129 |
| Tabla 5.13) Deformación radial del flanco | 132 |
| Tabla 5.14) Deformación longitudinal del flanco..... | 133 |

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

En la historia de la evolución tecnológica industrial, pocos sectores han marcado una pauta comparable al del proceso del desarrollo del vehículo automóvil. Sus características han servido, no sólo a la mejora de vehículos, sino también de ejemplo para distintos sectores industriales, al incluir modificaciones a los sistemas de producción industrial y al modo de entender la cadena de suministros. Ejemplo de ello es la fabricación en cadena de Ford, o el Mantenimiento Productivo Total de Toyota, basado en los innovadores métodos de calidad japoneses posteriores a 1945.

Sin embargo, la producción de vehículos no ha sido la única faceta de esta industria que ha sido pionera en el uso de modernas técnicas, sino que también, el diseño de vehículos ha ido evolucionando de manera paralela a las más altas exigencias de una sociedad cada vez más competitiva. Es por ello que nuestros abuelos jamás pudieron imaginar que algún día los vehículos podrían utilizar combustibles ecológicamente inocuos, o que un ordenador incorporado a nuestro vehículo, podría alertar y, en su caso, evitar el sufrir un accidente de circulación. Es gracias a ese nivel de exigencia, que el vehículo automóvil es, posiblemente, el producto industrial más completo desde el punto de vista ingenieril, y el que más sometido está a continuas modificaciones e innovaciones.

Este vanguardismo en el diseño ha permitido a los ingenieros de automoción desarrollar modelos teóricos de los vehículos permitiendo un estudio independiente, pero al tiempo integral, de todos y cada uno de los componentes, desde la carrocería hasta la suspensión. Ese estudio previo del diseño ha logrado reducir mucho los costes y elevar el porcentaje de prototipos que pasan las pruebas de calidad.

Este proyecto se centrará en el estudio de los neumáticos, elementos que deben transmitir las fuerzas que intervienen en el desplazamiento, excepto las provocadas por los fenómenos aerodinámicos, con el fin de que la rodadura, con mínimo deslizamiento, permita el desplazamiento. Al hilo de ello, cabe pensar en las fuerzas principales actuantes sobre los neumáticos: fuerzas estáticas, debidas al peso del vehículo y a la

reacción de la calzada al mismo, que serán absorbidas por la presión de los neumáticos y la carrocería, y dinámicas, que actúan sobre la superficie de rodadura al deformarse el neumático por contacto en la huella variando localmente la presión media del neumático. Ello provocará tracciones y compresiones locales. Existen también unas fuerzas dinámicas relativas al control del vehículo y dependientes de la conducción, como son las de tracción, frenado y viraje del vehículo.

El conocimiento de estas fuerzas y sus peculiaridades, así como de las características diversas de los neumáticos permite una mejora en los diseños de nuevas y más fiables y seguras versiones de neumáticos que contribuyen a la necesidad general de obtener más y mejores prestaciones de los vehículos. En la figura 1.1, se muestran las principales fuerzas que actúan sobre un neumático.

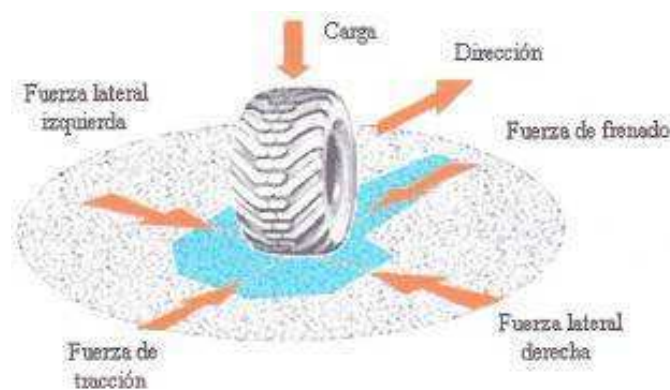


Figura 1.1.- Fuerzas actuantes sobre el neumático.

Los neumáticos fueron inventados por un escocés R.W. Thomson, quien patentó su invento en 1845. En un carruaje tirado por caballos se montó un juego de neumáticos fabricados según el proyecto de Thomson, los cuales recorrieron más de 1600 km antes de que fuera necesario sustituirlos. Sin embargo, hasta medio siglo después no se fundó una industria moderna dedicada a fabricarlos, lo cual se debió al irlandés J.B. Dunlop [1].

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 neumático. La mayoría de los sistemas de control propuestos para mejorar el comportamiento longitudinal del vehículo durante el frenado o la tracción y mantener la

estabilidad lateral requieren modelos de neumáticos precisos que estimen el estado del vehículo [2].

Los modelos de neumáticos para su estudio pueden dividirse en tres categorías [2]:

1. **Modelos físicos.** Los modelos físicos son construidos teniendo en cuenta las características estructurales del neumático y las propiedades del material. Estos modelos describen de manera detallada el comportamiento del neumático y generalmente se utilizan para el diseño y el análisis de neumáticos. Estos modelos no son 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). Un inconveniente que presentan es el coste de tiempo tanto computacional como de definición del modelo.
2. **Modelos analíticos.** Los modelos analíticos calculan las fuerzas generadas en el neumático y predice sus características elásticas mediante la simplificación de ecuaciones físicas. 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, el comportamiento de la banda de rodadura y el comportamiento de la carcasa/cinturón. Dentro de estos modelos se encuentran el modelo de Dugoff, modelo brush, modelo de Fiala, modelo Lugre. 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.
3. **Modelos empíricos.** Los modelos empíricos describen el comportamiento del neumático mediante tablas o fórmulas matemáticas que no obedecen a un fenómeno físico. Dentro de estos modelos destaca el propuesto por Pacejka et al. o también conocido como Fórmula Mágica. Este tipo de modelos permite calcular fuerzas de forma precisa pero sin la necesidad de integrar ecuaciones.

A través de una base suficiente de datos experimentales, se pueden comparar los valores reales de esfuerzos, y sus consiguientes deformaciones, obtenidos en los ensayos, con

los que se aceptan como reales teóricamente en los modelos analíticos del comportamiento del neumático en la huella de contacto, mencionados anteriormente. Los datos obtenidos se captarán en equipos electrónicos, por las características de las variables dinámicas estudiadas en tiempo real.

Para transformar los datos captados en señal electrónica a deformaciones reales se deben conocer previamente las relaciones existentes entre cada una de las dos variables. Los valores de los esfuerzos se inferirán directamente de las deformaciones para que sean un punto de partida para sucesivos proyectos.

1.2 OBJETIVOS

El objetivo principal de este Proyecto Fin de Carrera es determinar las deformaciones sobre la banda de rodadura y el flanco, dividiendo la huella en 5 zonas geométricas distintas, una por cada taco del dibujo de la banda de rodadura e identificando los valores críticos de deformación coincidentes con las tres circunstancias características de la pisada del neumático, (entrada de huella, máxima deformación y salida de huella), con el fin de discutir el comportamiento del neumático desde el punto de vista mecánico, en comparación con los modelos analíticos comentados en el apartado 1.1 del presente proyecto.

Ante el problema de obtener medidas en tiempo real del comportamiento de la huella del neumático, hay que pensar necesariamente, en un dispositivo electrónico con capacidad de análisis y captación de datos a altas frecuencias de muestreo y por tanto, apoyado en un software específico adaptado al tratamiento de bloques grandes de datos con una continuidad en el tiempo. Este proyecto, que es continuación de varios proyectos precedentes usa la misma tecnología preexistente que se ha venido desarrollando en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica de Leganés de la Universidad Carlos III de Madrid a través de los proyectos “*Sistema para la medida y almacenamiento de deformaciones aplicado a un neumático*” [3], “*Diseño y aplicación de un sistema de adquisición de datos para el estudio de las*

deformaciones en el contacto neumático- calzada”[4] y “*Estudio de las deformaciones en un neumático sometido a tracción*” [5]. En ellos se puso en marcha un sistema de adquisición de datos basado en galgas extensiométricas junto con un equipo de filtrado y amplificación, una tarjeta digitalizadora de señales analógicas instalada en un PC de uso común con el software de control de la tarjeta y el de la plataforma *Matlab – Simulink* y la metodología apropiada para poder medir variaciones de deformación, en tiempo real, sobre la superficie exterior del neumático.

Este objetivo principal permitirá, al mismo tiempo, profundizar en la mejora del método para el análisis del comportamiento de las deformaciones de los neumáticos de automoción, a partir del uso de galgas extensiométricas que pueden obtener las deformaciones longitudinales y transversales que aparecen en el neumático durante la rodadura. Para ello se procederá de la siguiente forma:

- Análisis del neumático.
- Estudio de la ciencia de medición: Extensimetría.
- Descripción del utillaje y equipamiento necesarios para la adquisición de datos.
- Análisis de los resultados.
- Elaboración de conclusiones, salvedades y futuros procedimientos.

1.3 ESTRUCTURA DEL PROYECTO

El presente proyecto consta de seis capítulos y una referencia bibliográfica siendo el primero de ellos la presente Introducción.

En el capítulo 2 “**NEUMÁTICOS**”, se describen las características de los neumáticos, los esfuerzos generados en el contacto neumático-calzada y las últimas innovaciones en su diseño.

En el capítulo 3 “**EXTENSIOMETRÍA**”, se explica el desarrollo de la tecnología extensiométrica que permite obtener las deformaciones que se generan en el neumático, a partir del uso de las galgas extensiométricas.



En el capítulo 4 “**MATERIALES UTILIZADOS, SISTEMA DE MEDICIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS**”, se describen los equipos y herramientas necesarios para la toma de datos así como el software informático utilizado.

En el capítulo 5 “**ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES**”, se relacionan y ordenan según las zonas del neumático de donde se toman y del tipo de deformación que se busca, los resultados de los ensayos así como las dificultades técnicas posibles durante los mismos y la propagación estadística de errores en función de la tabulación de los datos.

En el capítulo 6 “**CONCLUSIONES**” se presentan las principales conclusiones obtenidas durante la realización del presente Proyecto Fin de Carrera y las posibles líneas de investigación que amplíen el desarrollo de este proyecto.

CAPÍTULO 2 **NEUMÁTICOS**

2.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES

Los neumáticos fueron inventados por un escocés R.W. Thomson, quien patentó su invento en 1845; en un carruaje tirado por caballos se montó un juego de neumáticos fabricados según el proyecto de Thomson, los cuales recorrieron más de 1600 km antes de que fuera necesario sustituirlos. Sin embargo, hasta medio siglo después no se fundó una industria moderna dedicada a fabricarlos, lo cual se debió al irlandés J.B. Dunlop [1].

Por su flexibilidad, el neumático amortigua los choques debidos a los ligeros obstáculos de las calzadas, constituyendo uno de los elementos de la suspensión del vehículo. Consta de una envuelta formada de fibras textiles (algodón, rayón, nylon, etc.) o de acero, en capas superpuestas previamente embadurnadas con látex artificial o resinas sintéticas. El conjunto está revestido con una capa de goma que lleva en su periferia, en la banda de rodadura, unas ranuras para impedir el deslizamiento (ver figura 2.1). Antiguamente se aplicaba sobre dicha banda un refuerzo de tela y de caucho para proteger la cámara de aire contra las perforaciones o pinchazos. Los neumáticos cuya envuelta lleva hilos metálicos mejoran notablemente la comodidad de marcha del vehículo, y su menor deformación en el plano de la superficie de apoyo en el suelo aumenta de modo considerable su duración.



Figura 2.1.- Composición de un neumático.

Los neumáticos sin cámara llevan, en lugar de la cámara tubular clásica, una capa de goma blanda. Las pequeñas perforaciones se obturan por sí mismas, y, en el caso de cortes importantes, el neumático se puede reparar sin ser desmontado. La presión de inflado se mantiene largo tiempo, y el calentamiento es muy débil.

El neumático interviene en la estabilidad del vehículo. Por la influencia de una fuerza transversal ocasional (viraje, viento lateral, combadura de la calzada), el neumático sufre una deformación lateral, de modo que la llanta no queda alineada exactamente encima de la banda de rodadura en contacto con el suelo. Dicha deformación, o *deriva*, es función directa de la carga e inversa de la presión y del ancho de la llanta. El vehículo es estable, en línea recta, si la rigidez de deriva del eje de ruedas trasero es inferior al delantero. En caso contrario, es inestable y debe ser rectificad su trayectoria mediante un viraje apropiado de las ruedas directrices. La rigidez de deriva del neumático se emplea para corregir, en cierta medida, la inestabilidad en el viraje de algunos coches.

Al igual que en el caso de los automóviles, se prefiere, para las motocicletas, el neumático sobre llanta de base hueca al modelo de talón, que tiene el inconveniente de desllantarse fácilmente en caso de pinchazo. Para las bicicletas, la especificación de los neumáticos comprende las letras B o C, que diferencian los diámetros, siendo el B algo mayor que el C. Para carreras, se montan neumáticos tubulares encolados, que ofrecen menor resistencia al rodaje [6].

En resumen, el neumático es el elemento fundamental de la rueda de un vehículo. De él depende el comportamiento dinámico del vehículo y el conjunto de sus prestaciones, ya que todas las fuerzas exteriores que actúan sobre el vehículo son aplicadas a través de los neumáticos, a excepción de los debidos al rozamiento del aire sobre la carrocería [6].

Las principales funciones del neumático son:

- Soportar y transmitir al terreno el peso del vehículo.
- Realizar los esfuerzos longitudinales necesarios para responder a la tracción y el frenado.
- Adaptarse a las irregularidades menos evidentes de la calzada, mejorando la vida de los amortiguadores.
- Realizar los esfuerzos laterales precisos para mantener la trayectoria.

Para desarrollar estos trabajos, son exigibles las subsiguientes características de los neumáticos:

- Baja resistencia a la rodadura.
- Resistencia a la fatiga, al desgaste, a la formación de grietas, etc.
- Adecuada flexibilidad radial, transversal y circunferencial.
- Elevada adherencia sobre pista seca y mojada, tanto longitudinal como transversal.
- Capacidad para resistir los esfuerzos dinámicos exteriores.

Estas características describen un medio no continuo, no lineal y no homogéneo, pero sin embargo, y al mismo tiempo, exigen la particularidad de mantener unas propiedades comunes en toda su estructura, propio de materiales homogéneos. Esta paradójica característica plantea un problema complejo de diseño y supone un reto su modelización matemática. Existen actualmente modelos que explican razonablemente bien los fenómenos asociados a la respuesta de los neumáticos en diferentes situaciones, mientras que mediante ensayos en laboratorio y en pista, se determinan los parámetros suficientes para caracterizar cada neumático en particular. Por tanto, cada neumático ha de ser probado para evaluar su comportamiento, y ello supone un gasto económico considerable [7].

2.1.1 MÉTODO DE FABRICACIÓN

La fabricación de un neumático moderno consta de 3 etapas diferenciadas:

1. Preparación de las materias primas
2. Reunión de los componentes en la fase de confección de la cubierta
3. Vulcanización del caucho.

Durante la vulcanización del caucho, este se calienta en presencia de azufre en un molde adecuado permitiendo que la goma adquiriera una forma estable y definitiva y otorga a los componentes de la goma las propiedades físicas deseadas.

Los principales materiales que intervienen en la confección de cubiertas son el alambre de acero de los talones inextensibles, el material textil o alambre de acero de la envolvente y cinturas y, naturalmente, el caucho mezclado con diversos aditivos que le dan la necesaria robustez y resistencia al desgaste y a la fatiga. Los materiales más empleados en la envolvente del neumático son el rayón, el nylon y el poliéster, aunque para neumáticos de camión se suele utilizar cable fino de acero. Las telas de refuerzo en la corona, las cinturas, se fabricaron inicialmente de acero, sobre todo en caso de neumáticos de camión, pero en la actualidad se utiliza con mayor frecuencia el nylon y otros materiales como la fibra de vidrio para neumáticos destinados a automóviles. Las mezclas de goma se hacen de caucho sintético cuando se destinan a neumáticos de vehículos turismos, mientras que los destinados a camiones de gran tonelaje suelen ser de caucho natural porque este tiene unas propiedades de histéresis que les permiten rodar a menor temperatura [1].

2.1.1.1 MEZCLAS DE CAUCHO

La primera operación para la fabricación del neumático consiste en preparar las apropiadas mezclas de caucho. En un mezclador interno se trabaja la mezcla de caucho para que adquiriera plasticidad, y luego se le añade el azufre para la vulcanización y los demás ingredientes, hasta obtener los diferentes tipos de mezclas de goma necesarios para la elaboración de los distintos componentes del neumático. Para la banda de rodadura se añade al caucho una carga relativamente abundante de negro de humo en

forma de polvo fino, con lo que se logra mayor resistencia al desgaste. Las mezclas para el engomado de las telas de la carcasa deben ser adecuadas para dar resistencia a las delgadas capas que se impregnan y mantienen juntas las fibras componentes, y deben ser resistentes tanto a la fatiga producida por las continuas flexiones como a la constante tensión. Los aros de los talones se engoman con una mezcla de elevado contenido en azufre, que se convierte en una masa muy dura en la fase de vulcanización en el molde.

Esos aros de los talones se fabrican con alambre de acero de gran resistencia a la tracción, constituyendo una banda de cinco a seis hilos dispuestos en paralelo, embebida en una dura mezcla de goma y formando una cinta continua; de esta cinta se enrollan cierto número de espiras en un tambor de dimensiones adecuadas para que, al vulcanizar, los aros adquieran una constitución sólida y prácticamente inextensible [1].

2.1.1.2 PREPARACIÓN DEL TEJIDO

El algodón, que se utilizó en los neumáticos durante la primera etapa de su historia, ha sido sustituido en las envolventes modernas por fibras sintéticas, que al estar formadas por hilos continuos y de gran longitud son muchos más resistentes, para un mismo espesor y densidad, que los antiguos torzales de algodón hilados a partir de la reunión de fibras cortas.

El material de las telas de la carcasa y del refuerzo en corona está constituido por un tejido de trama prácticamente inexistente y cuya urdimbre soporta todo el esfuerzo, manteniéndose unidos los hilos gracias a una serie muy espaciada, de delgados hilos de trama. En este tipo de tejido no existen los “nudillos” propios del tejido normal en que los hilos de trama y de urdimbre se cruzan, reduciéndose así el efecto de aserrado y fricción entre los hilos cruzados cuando un tejido de estas características se somete a flexión bajo carga. La capa de tejido “sin trama” se recubre por cada lado con una delgada capa de goma, en una operación de calandrado (prensado entre rodillos). A continuación, el tejido engomado se corta en tiras, las cuales son empalmadas para formar bobinas, con los hilos dispuestos en la dirección adecuada. Después con la cinta

continua de esas bobinas se confeccionan las carcasas de los diferentes tipos de neumáticos [1].

2.1.1.3 CONFECCIÓN DE LOS NEUMÁTICOS

Los neumáticos se forman sobre tambores de acero plegables. Las capas de tejido se afianzan sobre el tambor doblando sus bordes alrededor de los aros del talón, envueltos ya con las correspondientes tiras de refuerzo y sujeción.

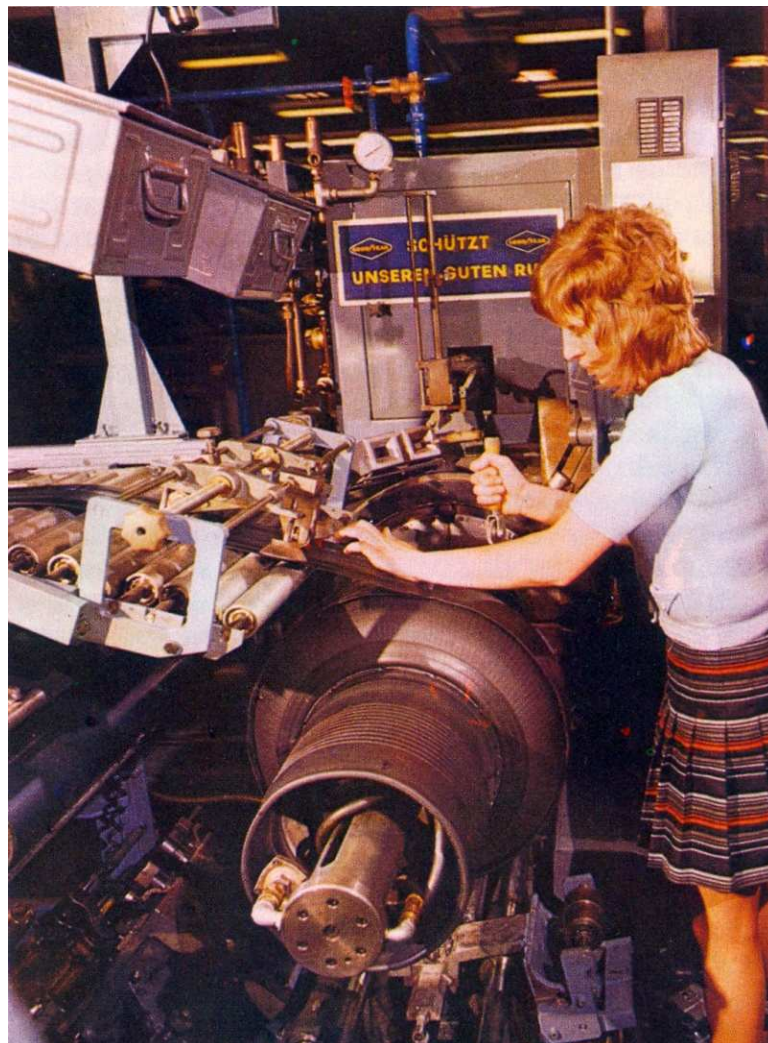
El procedimiento para pegar a la carcasa la banda de goma extruida que constituirá la banda de rodadura es diferente para los dos tipos de cubiertas. Las cubiertas diagonales reciben la banda de rodadura cuando aún están montadas sobre el tambor de montaje, de perfil casi plano. Después, la cubierta cilíndrica completa se conforma para que adquiera la típica forma de rosquilla al introducirla en el molde. Los neumáticos radiales, por su propia naturaleza, requieren un tratamiento distinto; en este caso, la envolvente es desmontada del tambor de conformación de perfil casi plano y se le da la forma de toroide antes de añadir las cinturas rígidas y prácticamente inextensibles. Sobre este refuerzo en corona se coloca luego la banda extruida [1].

La etapa final de la fabricación de los neumáticos consiste en moldear la cubierta cruda ya confeccionada en el interior de un molde de acero de dos mitades o en sectores. Este molde presenta en su cara interna un grabado que corresponde al negativo del dibujo que aparecerá en la banda de rodadura y los flancos del neumático, o tiene atornillados una serie de postizos que forman el negativo del normalmente complicado dibujo de rodaje, a base de regatas, tacos, nervios, resaltes, finas ranuras y demás, que dan al neumático terminado sus interesantes características de buen agarre al terreno y desgaste regular y uniforme.

El molde está montado en una prensa que dispone de un diafragma cilindro de goma, el cual en el momento en que se cierra el molde se infla hasta una elevada presión en el interior de la cubierta. Esta operación obliga al material todavía plástico de la cubierta cruda a introducirse en el dibujo del interior del molde. Seguidamente se aplica calor,

en forma de vapor de agua, desde unas cavidades de la prensa, a través del molde exterior, y llenando de vapor a presión el interior de la cámara o diafragma de vulcanización que previamente se introdujo en el neumático. El calentamiento provoca la combinación química del caucho con el azufre que se había añadido a las varias mezclas de goma utilizadas en los diversos componentes del neumático. El resultado, una vez concluida la operación de moldeado, es el neumático definitivo, con su forma permanente y con las propiedades físicas adecuadas a la utilización que se pretende [1].

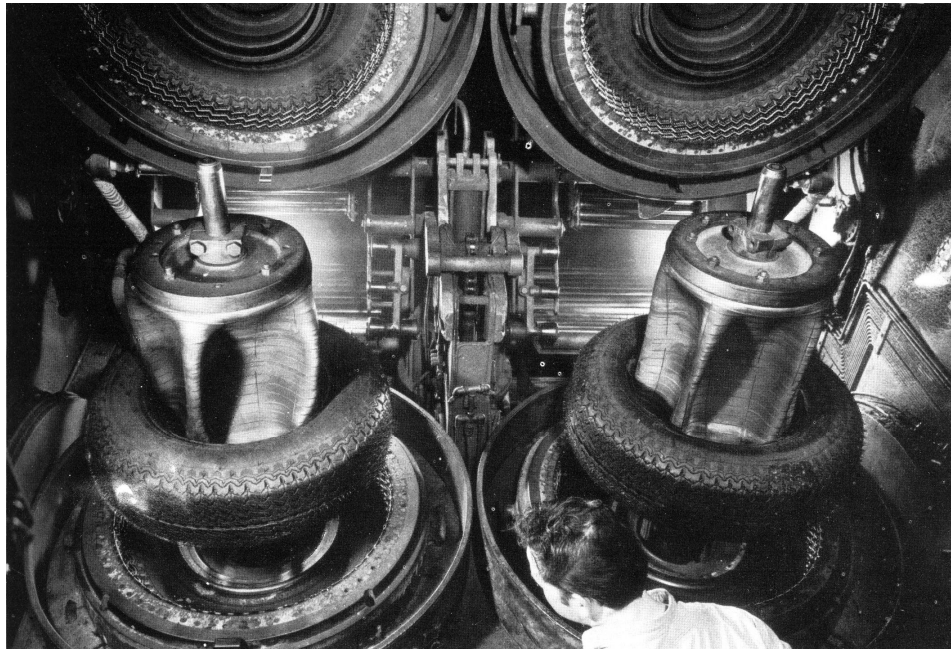
En la figura 2.2 se puede ver la fase de enrollado de cintas sobre la horma o molde cuya forma corresponde al perfil interior de la cubierta. Esas cintas están compuestas por alambre de acero y una mezcla dura de caucho.



Goodyear Ohio

Figura 2.2.- Fase inicial de la fabricación de neumáticos.

La figura 2.3 se observa la extracción de los neumáticos de los moldes. El moldeo se realiza en caliente y bajo presión para dar a la cubierta su forma definitiva (incluso en la banda de rodadura) y las propiedades especificadas. Esto último se logra por efecto de la vulcanización: pequeñas cantidades de azufre, dosificadas cuidadosamente, se combinan con el caucho mediante el tratamiento térmico, modificando con ello su estructura.



Dunlop

Figura 2.3.- Fase inicial de la fabricación de neumáticos.

2.1.2 COMPONENTES Y DESCRIPCIÓN DE LA CUBIERTA

La cubierta es la envuelta protectora, de tejido recubierto de caucho, que rodea la cámara de aire o neumático propiamente dicho. Se compone de capas alternas de tejido y de caucho. La superficie exterior de contacto con el suelo está formada por un engrosamiento o sobrespesor de refuerzo que lleva practicadas unas ranuras, acanaladuras o relieves para aumentar la adherencia al suelo, constituyendo así una banda de rodadura antideslizante [6]. La figura 2.4 muestra los principales elementos que forman un neumático.

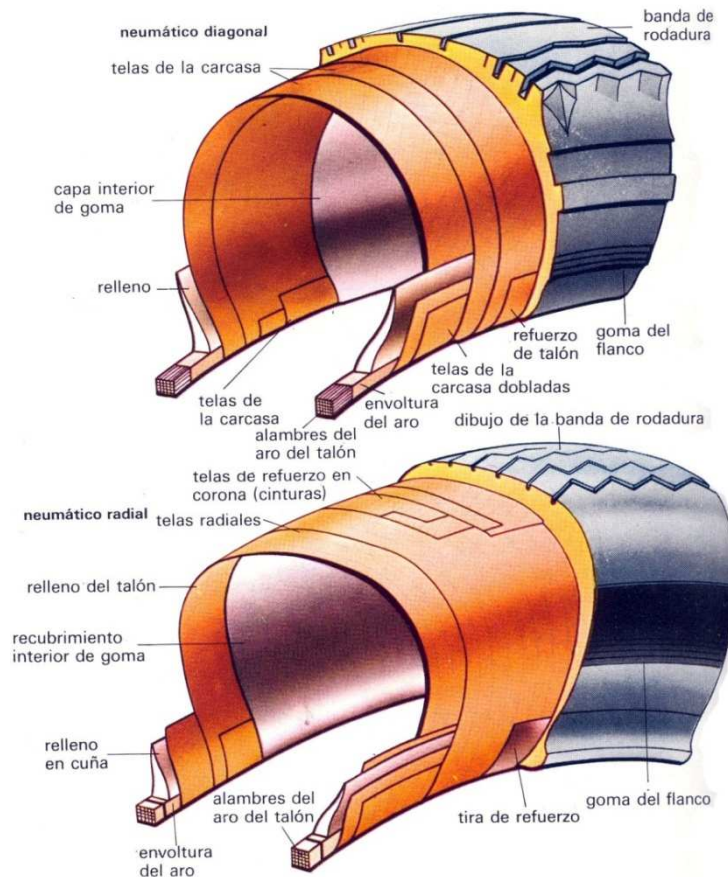


Figura 2.4.- Neumáticos diagonal y radial.

Los elementos principales que componen la cubierta son:

Carcasa: parte principal de la cubierta, le otorga resistencia para soportar la presión de inflado y los esfuerzos exteriores. Se compone de tejidos con hilos, de nylon o rayón, muy resistentes a la tracción, y embebidos en el caucho para formar el cuerpo de la carcasa. Las especificaciones del diseño determinan el grosor de los hilos con el fin de que resistan los esfuerzos solicitantes. Las lonas de hilo embebido en caucho se sujetan mediante unos aros de acero en la zona de contacto con la llanta formando el talón.

Banda de rodamiento: zona de contacto entre el neumático y el suelo, y por lo tanto la más sometida a desgaste. Se compone de un sobrespesor de caucho sobre el que se practican una serie de acanaladuras que a su vez, configuran el dibujo del neumático. Su misión es impedir al máximo el deslizamiento de la cubierta con respecto al suelo para asegurar la conductibilidad del vehículo a través del agarre, direccionalidad y capacidad de tracción, que dependerán de un significativo rozamiento entre el material de la banda de rodadura y el tipo y condiciones de la calzada.

Capas de rodamiento: entre la banda de rodamiento y la carcasa, se presentan unas

capas de cables que absorben los esfuerzos generados por los impactos que recibe la cubierta y protegen la banda de rodamiento sin alterar la flexibilidad de la cubierta.

Hombros: Une la banda de rodamiento con los flancos del neumático. Su menor espesor, provoca que sea la zona con mayor gradiente de temperatura. Su diseño debe atender a esta circunstancia.

Flancos: Entre los hombros y los talones se encuentra la estructura lateral del neumático. Los flancos resisten la carga vertical y la flexión lateral del neumático al tiempo que colaboran a la suspensión del vehículo absorbiendo parte de las irregularidades del terreno que provocan flexión vertical.

Talones: Mediante un alambre de acero de alta resistencia a la tracción, recubierto de goma y tejido, los talones aseguran y mantienen el tamaño del neumático en régimen de trabajo a la vez que asegura la unión entre llanta y cubierta. Para esto último, se disponen en los talones los denominados refuerzos de talón.

Los neumáticos se montan sobre la llanta, que son estructuras redondas de acero de aleación metálica con la forma adecuada para el acople de los talones. Si el neumático tiene cámara de aire, ésta se encuentra entre la cubierta y la llanta.

2.1.3 TIPOS DE CUBIERTAS SEGÚN SU ESTRUCTURA

Atendiendo a la disposición de los hilos de tejido en la cubierta del neumático, se pueden diferenciar distintos tipos de diseño de la cubierta. Las más comunes son las mostradas en la figura 2.5.



Figura 2.5.- Estructuras básicas de los neumáticos.

2.1.3.1 NEUMATICOS DIAGONALES

Los neumáticos diagonales fueron los primeros en ser utilizados. En ellos la carcasa está formada por un cierto número de lonas cuyos cables se orientan alternativamente formando ángulos iguales, y de sentido contrario, con la línea circunferencial media de la propia carcasa [7].

Del ángulo β , que forman los hilos con la línea circunferencial media de la carcasa (ver figura 2.6), dependen la forma del contorno y muchas de las prestaciones del neumático diagonal. Orientaciones paralelas al sentido de la marcha, ofrecen gran competencia a la estabilidad direccional y a las resistencias de tracción y frenado. Por otro lado, orientaciones perpendiculares al sentido de marcha aumentan la comodidad y la capacidad de soportar esfuerzos laterales en curva.

Para intentar que el neumático mantenga buenas respuestas tanto en estabilidad direccional y resistencia de frenado y tracción como en comodidad y soporte de esfuerzos laterales en curva, se utilizan ángulos comprendidos entre los 30° y los 42° sexagesimales dependiendo del objetivo que se persiga en cada caso. Los turismos rápidos exigen mejor comportamiento lateral, por lo que se eligen ángulos del orden de los 30° , en detrimento de la comodidad y la capacidad de carga. En vehículos pesados y de transporte se eligen ángulos del orden de 40° , para mejorar sus capacidades de carga.

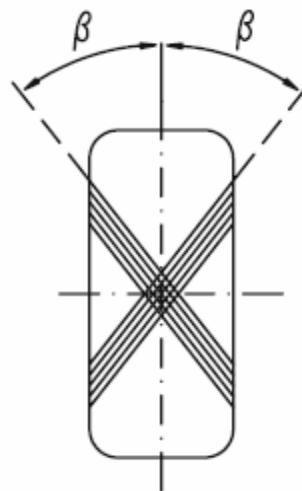


Figura 2.6.- Ángulos de cordones de una cubierta diagonal.

2.1.3.2 NEUMÁTICOS RADIALES

Bajo la patente de MICHELIN, en 1948, aparece por primera vez un diseño de neumático basado en dos partes diferentes. En la primera de ellas, las lonas van de talón a talón y la dirección de las cuerdas es perpendicular a la banda de rodadura ($\beta = 90^\circ$) (ver figura 2.7). En la otra parte, un cinturón estabiliza la primera estructura con una anchura apenas inferior a la del neumático, mediante capas textiles o metálicas de cordones que se alternan bajo ángulos entre 18° y 22° sexagesimales. Este diseño ahorra el número de lonas en la carcasa respecto al neumático diagonal equivalente, lo que influye positivamente en la reducción de la rodadura [7].

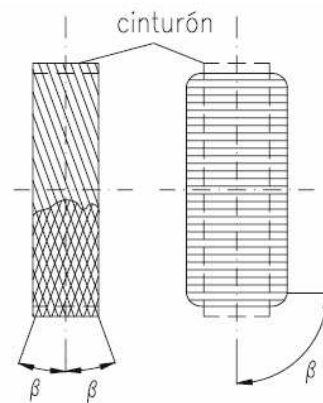


Figura 2.7.- Ángulo de cordones y diferentes capas de una cubierta de tipo radial

Gracias a las cuerdas colocadas perpendicularmente a la línea media del neumático, se obtienen flancos más flexibles que con los neumáticos diagonales. Además, se consiguen las siguientes características:

- Menor rozamiento entre lonas de la carcasa.
- Independencia de las funciones de los flancos y de la banda de rodadura.
- Menor deformación de la superficie de contacto con el suelo.

El neumático radial tiene ventajas respecto de los diagonales, de ahí que sean más empleados en la práctica, donde se destacan:

- Aumento de la comodidad debido a la flexibilidad vertical.
- Mayor adherencia longitudinal y transversal.
- Mejor estabilidad direccional por su mayor rigidez de deriva.

- Menor absorción de energía, consiguiendo una menor generación de calor y más lento envejecimiento.
- Una distribución de presiones más uniforme con un menor y más homogéneo desgaste de la banda de rodadura.

Sin embargo, presenta algunas desventajas, como una mayor debilidad de los flancos, con lo que presenta una menor resistencia a los impactos laterales.

2.1.3.3 NEUMATICOS MIXTOS O CINTURADOS

Su diseño incorpora ideas de los dos modelos anteriores. Constan de una carcasa diagonal, a la que se le acoplan algunos cinturones de refuerzo entre la carcasa y la banda de rodadura dando a esta última una gran rigidez. Poseen unas características intermedias a la de los dos anteriores [7].

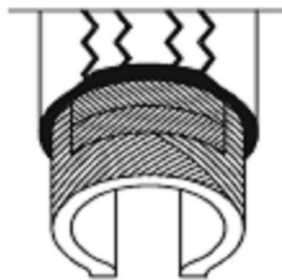


Figura 2.8.- Estructura de un neumático diagonal cinturado.

2.1.4 NEUMATICOS CON Y SIN CÁMARA

La cámara es la encargada de almacenar el aire evitando la necesidad de estanqueidad entre cubierta y llanta.

La cámara de aire está formada por dos elementos:

1. Un toroide hueco fabricado con goma muy impermeable. En su interior se aloja el aire a presión.
2. Una válvula que permite el llenado y el vaciado de aire de la cámara. Además, es la responsable de mantener la presión de inflado proporcionando una adecuada estanqueidad.

Presenta una gran desventaja, y es que en caso de pinchazo aparece una pérdida

brusca de aire provocando una gran inestabilidad con el consiguiente peligro de accidente. Es por ello que actualmente se encuentra en desuso, incluso para neumáticos de bicicletas, donde tradicionalmente había tenido su uso más extenso.

Con el fin de dar respuesta a la necesidad de mejora de la seguridad respecto al peligro de accidente de los neumáticos con cámara, se desarrolló el diseño “*tubeless*” o tubular que, asegurando la estanqueidad entre cubierta y llanta, prescinden de la cámara de aire.

Los neumáticos tubulares poseen una capa de protección en la cubierta compuesta por caucho butílico-elástico impermeable al aire. En las llantas se aportan unos resaltes en los asientos de los talones para mejorar la fijación, o incluso unas guarniciones de goma en el caso de vehículos pesados. Las válvulas de aire se introducen en el taladro de la llanta mediante un sistema de aseguramiento de la estanqueidad. Así se asegura que, en caso de pinchazo, la pérdida de aire sea progresiva y se disminuya el peligro de accidente [8].

Existen innovaciones en las llantas destinadas a este tipo de neumático para aumentar sus prestaciones y estanqueidad. En turismos, aunque se pueden montar llantas convencionales, se están imponiendo las tipo Hump, (ver figura 2.9) que disponen de unos resaltes en la zona de los asientos de los talones del neumático para mejorar la fijación.

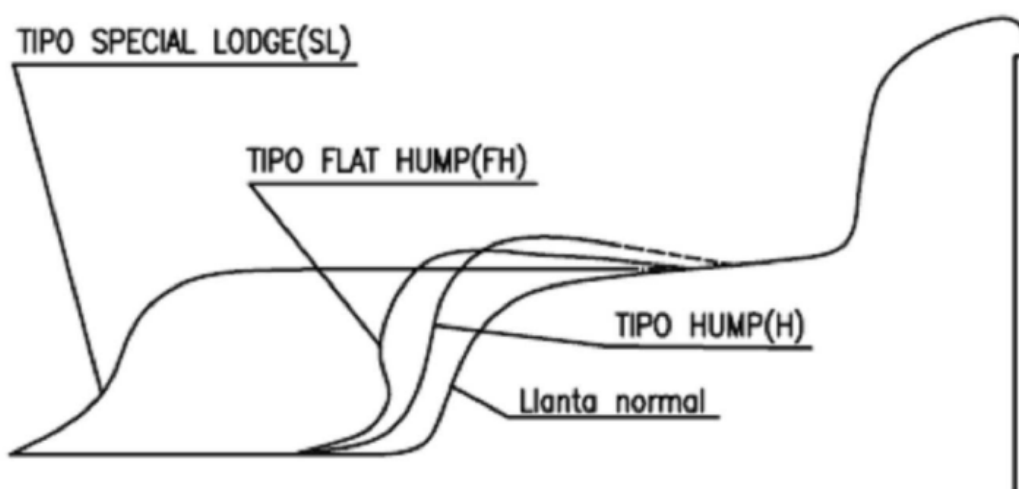


Figura 2.9.- Distintos Tipos de llanta utilizadas en neumáticos con y sin cámara

Las llantas convencionales se diseñaban sin ángulo de apoyo alguno pero en ocasiones estos apoyos presentan ángulos que van desde 5° para automóviles convencionales hasta 15° en vehículos de gran tonelaje (ver figura 2.10).

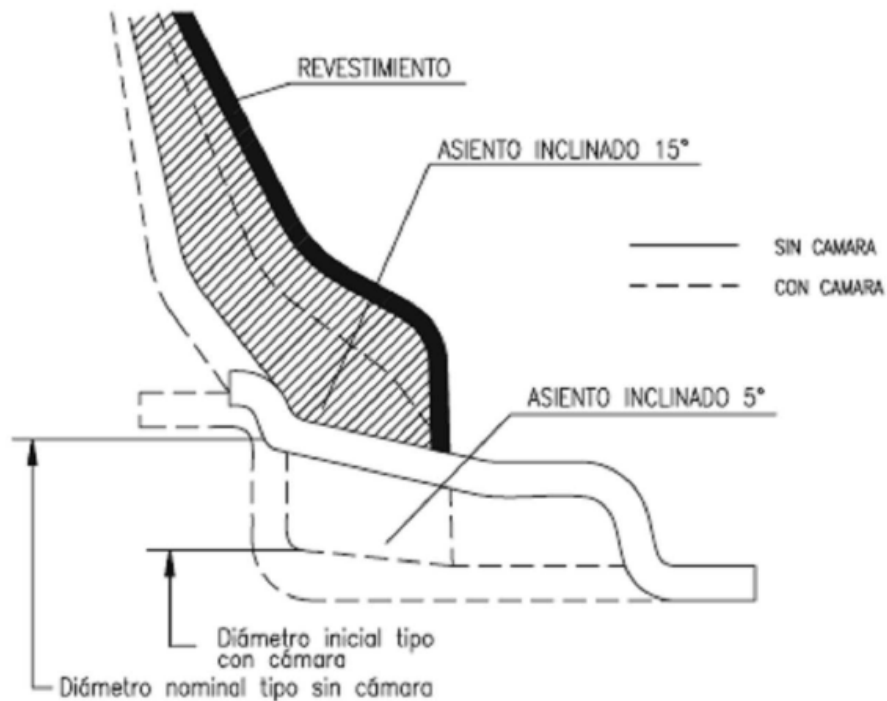


Figura 2.10.- Ángulos de apoyo en neumáticos tubulares.

2.1.5 BANDA DE RODADURA

La banda de rodadura mantiene la cubierta unida al suelo transmitiendo todos los esfuerzos entre la calzada y el neumático a excepción de los aerodinámicos. En la zona de contacto entre el suelo y la banda de rodadura, es decir, la huella, se aplican todos los esfuerzos longitudinales, transversales y verticales para un buen comportamiento dinámico del vehículo. Los materiales que conforman la estructura del neumático influyen en el comportamiento del mismo pero es la banda de rodadura quien determina, finalmente, cuál es el comportamiento. La banda de rodadura debe proporcionar la máxima adherencia longitudinal y transversal al neumático lo cual se consigue con una superficie lisa en el caso de pista seca. Sin embargo, mediante esa configuración, se pierde mucha adherencia en cuanto la calzada se humedece, formándose una cuña de agua en la parte delantera del neumático, que una vez la presión ejercida por agua sobre el neumático supera a la presión de inflado, el neumático “flota” sobre el agua desapareciendo el contacto entre la banda de rodadura y

la calzada, con la posibilidad de perder el control del vehículo. A este fenómeno se le denomina “*aquaplaning*” [9].

Con el fin de mejorar el control de los vehículos en condiciones de lluvia o de calzadas de baja adherencia, se dispone de una serie de dibujos formados por un conjunto de acanaladuras, en la banda de rodadura. Estos dibujos varían en función de la aplicación que se le pretenda dar al neumático, con el fin de dar prioridad a unas propiedades sobre otras.

El coeficiente de fricción de una superficie lisa se encuentra en torno a 0,9 para asfalto seco, pero en asfalto mojado, esta cifra baja a 0,1. Sin embargo, al disponer un dibujo adecuado en la banda de rodadura, los coeficientes de fricción varían de 0,7 para condiciones secas, a 0,4 para mojado.

Se pueden establecer tres tipologías de diseño de las bandas de rodadura en función de la disposición de las acanaladuras mostradas en la figura 2.11:

A) Acanaladuras en sentido circunferencial.

Son las más utilizadas. Ofrecen buenas prestaciones en cualquier posición de las ruedas. Se consigue una mayor adherencia transversal y menor resistencia a la rodadura. Sin embargo, ofrece poca capacidad a la tracción. Especialmente indicadas para cubiertas de las ruedas direccionales no motrices.

B) Acanaladuras en sentido transversal.

Al contrario de las anteriores, las acanaladuras en sentido transversal ganan en adherencia longitudinal consiguiendo un gran poder de tracción, que las hacen muy buenas para su utilización en ruedas motrices.

C) Diseño específico.

Se caracteriza por tener elementos orientados en ambos sentidos (longitudinales y transversales), con ranuras más amplias, profundas y con laterales inclinados para una mejor autolimpieza. Destinados a neumáticos para barro-nieve.

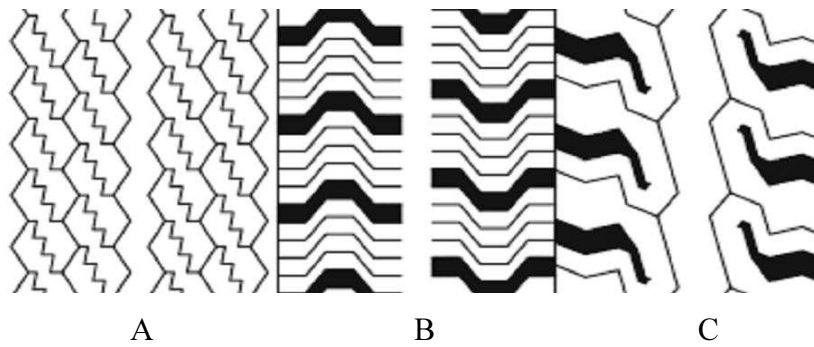


Figura 2.11.- Principales disposiciones de las bandas de rodadura

Cada disposición confiere al neumático unas propiedades específicas y deberán combinarse entre ellas, de forma que el neumático consiga las prestaciones requeridas para el uso.

Los dibujos de la banda de rodadura permiten la evacuación del agua entre la calzada y la huella reduciendo la posibilidad de “aquaplaning”. Sin embargo, existe un límite de agua que el dibujo es capaz de evacuar en función de su forma. Este factor depende de la relación entre el área real y la teórica de contacto. Para el diseño de bandas de rodadura se consideran diferentes parámetros entre los que destaca el que viene a continuación:

$$\lambda = \frac{P_A}{\sqrt{A}} \quad \text{Ec. 2.1}$$

donde,

P_A es el perímetro del área real de contacto.

A es el área real de contacto.

Por lo general, se cumple que la capacidad para evacuar agua de una cubierta con dibujo es cuatro veces mayor que para una cubierta lisa:

$$4 = \frac{\lambda_{Dibujado}}{\lambda_{Liso}} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Las acanaladuras se suelen valorar en 3 mm de ancho.

La generación de ondas sonoras debido al rozamiento entre neumático y calzada, es uno de los efectos adversos que se han de intentar aminorar en el diseño de neumáticos. Los dibujos de las cubiertas no se repiten a intervalos iguales en su periferia, ya que podrían generar frecuencias audibles y armónicamente dependientes de la velocidad del vehículo.

Los efectos de desgaste del neumático se focalizan, principalmente, en la banda de rodadura. Por ello, el dibujo de la cubierta se irá perdiendo con el uso así como sus

propiedades. Es ineludible la necesidad de recambio de los neumáticos una vez acabada la vida útil de la banda de rodadura debido a este desgaste.

2.1.6 COSTADOS

Los costados, también llamados flancos, son las paredes laterales exteriores de los neumáticos. Se encargan de:

- Proteger la carcasa contra erosiones mecánicas como golpes, roces, cortes, etc. En ocasiones, se incorpora un cordón de protección en su zona central.
- Ser portador de los datos de identificación del neumático como indican las Normas o Reglamentos.

Además, dependiendo del diseño del neumático los flancos poseen otras características:

- Los neumáticos de tipo radial necesitan más protección de goma por la mayor debilidad de su carcasa y su mayor deformación en servicio.
- El diseño de la parte superior del flanco, en la zona de los hombros, ha de tener en cuenta la gran generación de calor que se produce en esta zona que la convierte en crítica para la duración y comportamiento del neumático. Es normal colocar en esta zona ranuras en sentido radial o circunferencial a modo de aletas y otros elementos que favorezcan la refrigeración de la región.

2.2 DENOMINACIÓN Y MARCADO DE LOS NEUMÁTICOS

Para poder diferenciar los distintos tipos de neumáticos que existen en el mercado se ha creado por parte de la Comunidad Internacional ciertos números de marcajes obligatorios, que para el caso de la Unión Europea están basados en unas normativas específicas de marcación que se rige por la norma ECE-R30 (*Economic Commission for Europe*) para automóviles de turismo. Estas normas se marcan en los flancos del neumático.

Es necesario, por lo tanto, definir las dimensiones y características geométricas más comunes en relación con la cubierta, llanta y huella de contacto para poder comprender y aplicar con exactitud la normativa vigente.

2.2.1 DENOMINACIÓN DE LOS NEUMÁTICOS

Los parámetros que se utilizan para designar y caracterizar los neumáticos son de tres tipos:

- Geométricos:
 - Anchura nominal de la sección.
 - Coeficiente de forma o relación nominal de aspecto.
 - Diámetro nominal de la llanta.
- Relativos a la estructura y constitución de los neumáticos:
 - Tipo de estructura.
 - Utilización o no de cámara.
 - Indicación en el caso de contener refuerzos.
- Relativos a las condiciones de utilización:
 - Carretera o nieve.
 - Categoría de velocidad.
 - Índice de capacidad de carga.

En lo que se refiere a las dimensiones y características geométricas, en la figura 2.12 se indican las más comúnmente usadas en relación con la cubierta, llanta y huella de contacto.

h_n : Altura de la sección del neumático
 b_n : Anchura de la sección del neumático
 D_n : Diámetro exterior del neumático
 b_{LL} : Anchura de la llanta
 D_{LL} : Diámetro de la llanta
 r_{est} : Radio bajo carga estática

l_e : Longitud de la huella de contacto
 b_e : Anchura de la superficie de contacto

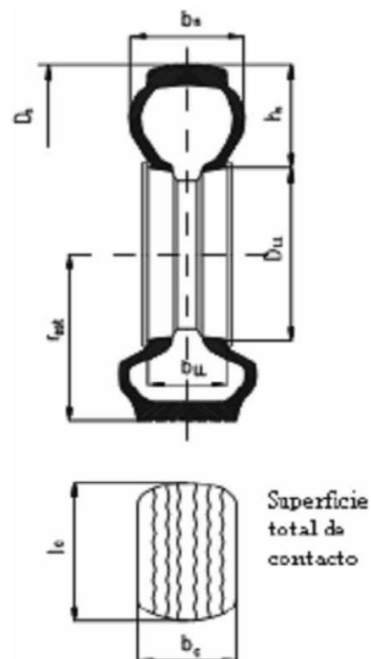


Figura 2.12) Dimensiones principales del neumático y llanta

Los parámetros geométricos utilizados para designar el neumático son:

- La anchura nominal de la sección (b_n) expresada en mm.
- El diámetro nominal de la llanta (D_{LL}), expresado en pulgadas o milímetros. Corresponde al diámetro que deben tener las llantas en las que el neumático puede ser instalado.
- La relación nominal de aspecto (R_{NA}), perfil o coeficiente de forma, que se define como la división entre la altura y la anchura de la sección, en tanto por ciento:

$$R_{NA} = 100 \cdot \frac{h_n}{b_n} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Es de destacar la evolución de este parámetro en el tiempo, pasando desde el valor 113 % a principio de siglo, a 90-100 % en la década de los años 40 y a 50-70 % en las series rebajadas y de huella ancha de la actualidad.

2.2.2 IDENTIFICACIÓN Y UNIDADES DE MEDICIÓN

A continuación, se describen los distintos marcajes según normativa pueden existir en un neumático (ver figura 2.13).



Figura 2.13.- Esquema de las inscripciones grabadas en los neumáticos

En función de las marcas de la figura anterior, las denominaciones indicadas en el neumático son:

1. Fabricante del neumático (marca).

- Denominación comercial de los fabricantes de neumáticos (marca, modelo del neumático, etc.).

2. Denominación del perfil/tipo de neumático.

- Los distintos símbolos que se encuentran en este punto se resumen en la tabla 2.1.

Tabla 2.1.- Marcaje de neumático para indicar el perfil en neumáticos

| TIPO | R _{NA} |
|--------------------------------------|-----------------|
| <i>Super Ballon</i> | 0.95 |
| <i>Low Section</i> | 0.88 |
| <i>Super Low Section Milimétrica</i> | 0.82 |
| <i>Ultra Low Section</i> | 0.77 |
| 70 | 0.7 |

3. Ancho de sección transversal en mm.

- El ancho de sección transversal se indica en mm. En el caso de neumáticos tradicionales alcanzan los anchos de sección transversal de 125 mm nominales (por ej. 125/80 R 12) hasta aproximadamente 335 mm (por ej. 335/30 R 19). Los anchos aumentan en etapas de 10 mm. Además, depende del ancho de la llanta sobre la que está montado el neumático. El normado de los neumáticos permite montar la mayoría de los neumáticos sobre llantas de diferentes anchos. Estas diferencias de ancho pueden ser la causa de que en determinados vehículos sólo puedan montarse neumáticos de determinados fabricantes o solamente en combinación con determinadas llantas.

4. Relación altura del neumático al ancho del neumático en %.

- La relación nominal de aspecto se define como la relación de la altura con el ancho de la sección transversal de los neumáticos en porcentaje. Un “/50” significa que la altura del neumático es la mitad del ancho del neumático. Se pueden ver distintos ejemplos de RNA’s en la figura 2.14.

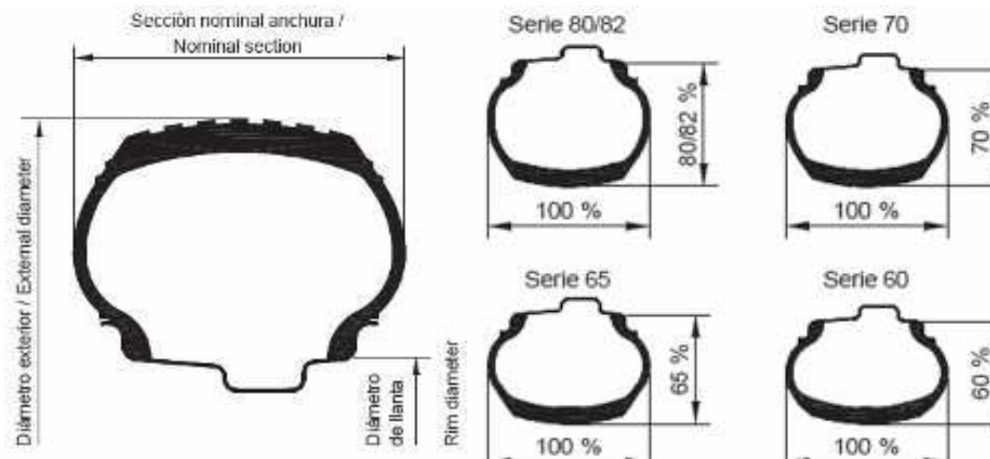


Figura 2.14.- Relación para diferentes series de neumáticos

5. Neumáticos radiales.

- Sólo pueden montarse neumáticos de un tipo en un mismo vehículo. La utilización de neumáticos diferentes, o sea diagonales y radiales en un vehículo no está autorizada según el reglamento. Los símbolos que pueden aparecer en el flanco del neumático se resumen en la tabla 2.2

Tabla 2.2.- Marcaje de neumáticos para indicar el tipo de neumático.

| | | SÍMBOLO |
|-------------------|-------------------------|----------------|
| TIPO DE NEUMÁTICO | Diagonal o Convencional | Sin indicación |
| | Radial | R o RADIAL |
| | Diagonal Cinturado | B o BIASBELTED |

6. Diámetro de llantas en pulgadas.

- El diámetro de las llantas se mide diagonalmente de borde a borde de la llanta, y la medida se indica generalmente en pulgadas. Las medidas habituales van de 10 a 20 pulgadas.

7. Índice de resistencia de los neumáticos o de carga.

- El índice de carga es una cifra que representa una categoría para la que se define el valor de la carga máxima que puede soportar el neumático. A cada valor representado en la tabla 2.3 se le adjudica una resistencia determinada del neumático con una presión de aire indicada. Los neumáticos montados deben corresponder por lo menos al índice de carga indicado en los documentos del vehículo, si se permiten valores más altos deben de aparecer como dato adicional. La relación entre el índice de capacidad de carga (n) y la carga máxima (P_{max}) es:

$$P_{max} = 45 \cdot (\sqrt[80]{10})^n = 45 \cdot (1,0292)^n \quad \text{Ec. 2.4}$$

Por ejemplo n=85; $P_{max} = 515$ kg. [3]

Tabla 2.3.- Marcaje del índice de carga.

| | CARGA MÁXIMA POR NEUMÁTICO (KG.) | INDICACIÓN (n) | CARGA MÁXIMA POR NEUMÁTICO (KG.) | INDICACIÓN (n) |
|------------------------|----------------------------------|----------------|----------------------------------|----------------|
| ÍNDICE DE CARGA | 335 | 70 | 545 | 87 |
| | 345 | 71 | 560 | 88 |
| | 355 | 72 | 580 | 89 |
| | 365 | 73 | 600 | 90 |
| | 412 | 77 | 615 | 91 |
| | 425 | 78 | 630 | 92 |
| | 437 | 79 | 650 | 93 |
| | 450 | 80 | 670 | 94 |
| | 462 | 81 | 690 | 95 |
| | 475 | 82 | 710 | 96 |
| | 500 | 83 | 730 | 97 |
| | 500 | 84 | 750 | 98 |
| | 515 | 85 | 775 | 99 |
| | 530 | 86 | 800 | 100 |

8. Índice de velocidad.

- El símbolo de velocidad es una letra característica que indica la máxima velocidad autorizada del neumático. A la letra se le adjudican la categoría de velocidad se ve en la tabla 2.4.

Tabla 2.4.- Marcaje de neumáticos para velocidad máxima.

| | | INDICACIÓN | | INDICACIÓN |
|-------------------------|----------|------------|------------|------------|
| VELOCIDAD MÁXIMA | 50 km/h | B | 150 km/h | P |
| | 60 km/h | C | 160 km/h | Q |
| | 65 km/h | D | 170 km/h | R |
| | 70 km/h | R | 180 km/h | S |
| | 80 km/h | F | 190 km/h | T |
| | 90 km/h | G | 200 km/h | U |
| | 100 km/h | J | 210 km/h | H |
| | 110 km/h | K | 240 km/h | V |
| | 120 km/h | M | 270 km/h | W |
| | 130 km/h | L | 300 km/h | Y |
| | 140 km/h | N | > 300 km/h | Z |

9. Tubeless (neumático sin cámara).

- Los neumáticos de vehículos automóviles normalmente son del tipo "sin

cámara". Colocar una cámara no sólo es superfluo, sino que, con pocas excepciones, no está permitido. En el caso de un accidente con neumáticos con pérdida de aire, esto valdrá solamente como ayuda provisional en caso de emergencia.

10. Fecha de fabricación (XX = semana, X = año, < = 9. década).

- La fecha de producción consta de 3 cifras. Los dos primeros dígitos se refieren a la semana de producción, la última cifra es la cifra final del año. Por ejemplo: 409=semana 40 de 1999.

11. Aviso de desgaste (*Tread Wear Indicator*) (1,6 mm).

- En todo el lado del neumático está grabada varias veces la abreviación "TWI" (también es posible utilizar otros símbolos). Si se sigue la flecha, se puede ver que en este sector la profundidad del perfil no es total. En el caso de un perfil desgastado hasta los 1.6 mm (límite legal permitido), el límite de desgaste se ha alcanzado.

12. Denominación adicional para neumáticos con resistencia mayor.

- El término *Reinforced* es la denominación de neumáticos de capacidad de carga muy alta (para pequeños vehículos de transporte, autobuses pequeños, y todo terreno).

13. Referencia a la adecuación para el invierno de neumáticos de invierno y de todo el año.

- Los neumáticos de invierno están marcados con "M&S", "M+S" o abreviaturas similares. Así no sólo se reconoce que se trata de un tipo de neumático para los requisitos especiales de la utilización en invierno (ver tabla 2.5).

Tabla 2.5.- Marcaje de neumático para las condiciones de utilización.

| CONDICIONES DE UTILIZACIÓN | HABITUALES | SIN INDICACIÓN |
|----------------------------|----------------------------|-----------------|
| | Nieve (Snow) o barro (Mud) | M, S, M+S ó M&S |

Símbolo de control "E":

El símbolo de control ECE se representa como E o e, y confirma el cumplimiento de la norma europea (ECE- R 30).

2.3 ESFUERZOS EN EL NEUMÁTICO

Utilizando el sistema de referencia representado en la figura 2.15 extraído de las recomendaciones de la *Society Automotive Engineers* (SAE) se puede analizar la dinámica de un neumático por su interacción con el suelo.

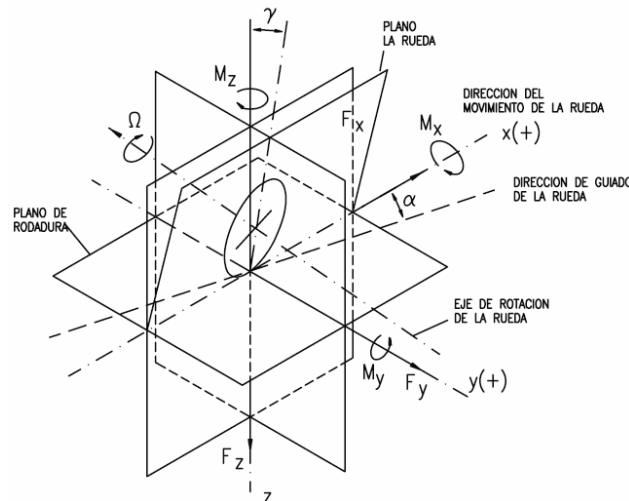


Figura 2.15.- Sistema de referencia para el neumático.

Este sistema de referencia consta de los siguientes ejes principales:

- **Eje X.** Definido por la intersección del plano medio de la rueda que contiene a la dirección de rodadura y del coincidente con la superficie de rodadura que son, a su vez, ambos, perpendiculares entre sí.
- **Eje Z.** Definido por la intersección del plano medio de la rueda que contiene a la dirección de rodadura y un plano perpendicular a este que pase por el centro de la rueda. Su sentido positivo coincide con el de penetración en el suelo.
- **Eje Y.** Definido por los dos anteriores, a los que es perpendicular, formando con ellos un sistema ortogonal orientado a derechas.

El origen del sistema coincide con el centro de la huella de contacto. Teniendo en cuenta los parámetros geométricos, fuerzas y momentos, en la figura 2.15, además del sistema de referencia y del resto de elementos, se indican dos ángulos de gran importancia en el comportamiento de la rueda:

- **Ángulo de deriva o de deslizamiento (α).** Es el ángulo que forma la dirección de desplazamiento del centro de la superficie de contacto y la línea de intersección del plano de la rueda con la superficie de rodadura (eje X).
- **Ángulo de caída (γ).** Es el ángulo formado por el plano X-Z y el plano de la rueda.

La huella de contacto es producto de la flexibilidad del neumático y de la existencia de la fuerza normal del peso del vehículo en la dirección OZ entre la rueda y el suelo. La huella produce una distribución de presiones normales en su superficie, y al mismo tiempo, otra distribución de tensiones cortantes en la interfase, por la adherencia que existe entre neumático y calzada. Al no ser una distribución homogénea de presiones, la fuerza resultante no tiene su punto de aplicación en el centro de la huella, lo que provocará momentos respecto a los ejes antes definidos [7].

Las componentes de las fuerzas que actúan sobre el neumático reflejadas en la figura 2.15 dependen de factores diversos como la carga, la presión de inflado, la velocidad, el deslizamiento longitudinal, el ángulo de deriva, etc. Tanto las fuerzas debidas al peso como las dinámicas que actúan en el neumático, se transmiten a la superficie de rodadura mediante la huella de contacto. En ella se genera una presión variable. En la figura 2.16 se representa la distribución de dicha presión.

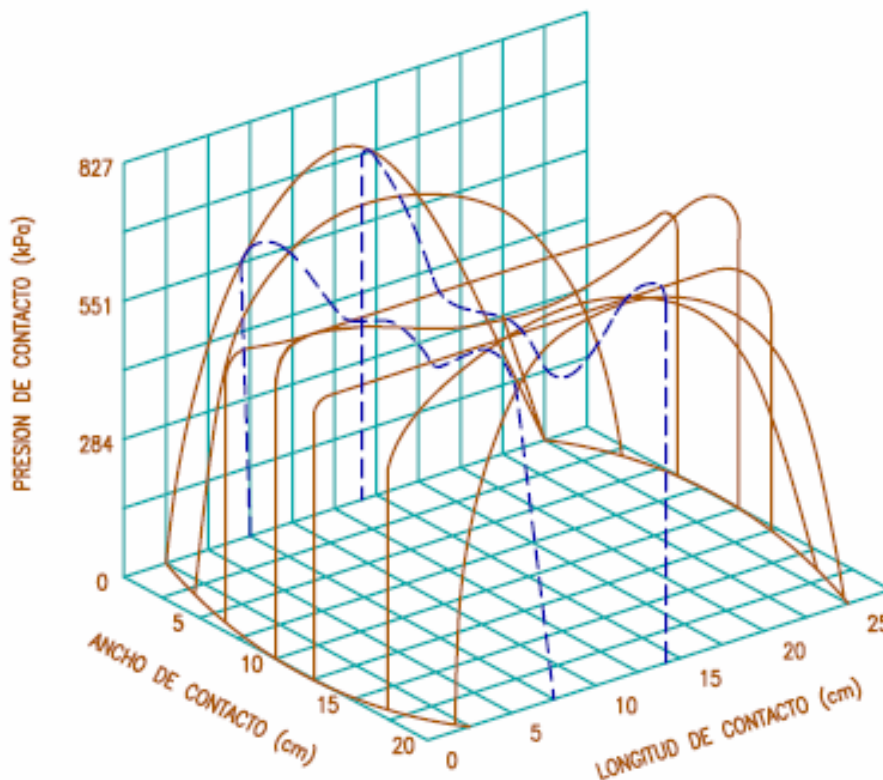


Figura 2.16.- Distribución típica de presión en la huella de contacto.

En un vehículo parado, la única componente sobre la huella del neumático es la debida al peso y su dirección es la del eje OZ. En este caso la distribución de presiones es simétrica respecto a los planos longitudinal y transversal que contienen al centro de la huella y son perpendiculares a la superficie de rodadura. En la figura 2.16 puede

observarse cómo bajo los hombros del neumático se encuentran los valores críticos, más altos que a lo largo del dibujo de la banda de rodadura. En estos, se presentan valores máximos en los puntos de entrada y salida de la zona de contacto, debido a la mayor curvatura de la banda en estos puntos. La mayor presión en la zona de hombros se debe a los esfuerzos transmitidos por los costados al aplastarse. Las presiones máximas de contacto pueden superar a las de inflado en forma significativa (2 a 3 veces mayores).

La mayor flexibilidad de los costados y la mayor rigidez de la banda de rodadura de los neumáticos radiales ofrecen distribuciones de presión más uniformes en la dirección transversal de la superficie de contacto.

El aire a presión y la carcasa soportan la carga vertical de un neumático. La proporción de la carga soportada y transmitida por cada uno de estos elementos es diferente dependiendo del tipo de neumático. Se ha comprobado que en neumáticos de avión, la carcasa soporta del 3 al 8 % de la carga, mientras que en neumáticos de automóviles, la carcasa puede soportar el 15 % de la carga y en neumáticos de tractores hasta el 60 %, debido a la baja presión que estos últimos utilizan usualmente.

La resultante de las fuerzas normales, que se pueden considerar, en este apartado, como radiales, está relacionada con la deformación radial del neumático (ver figura 2.17).

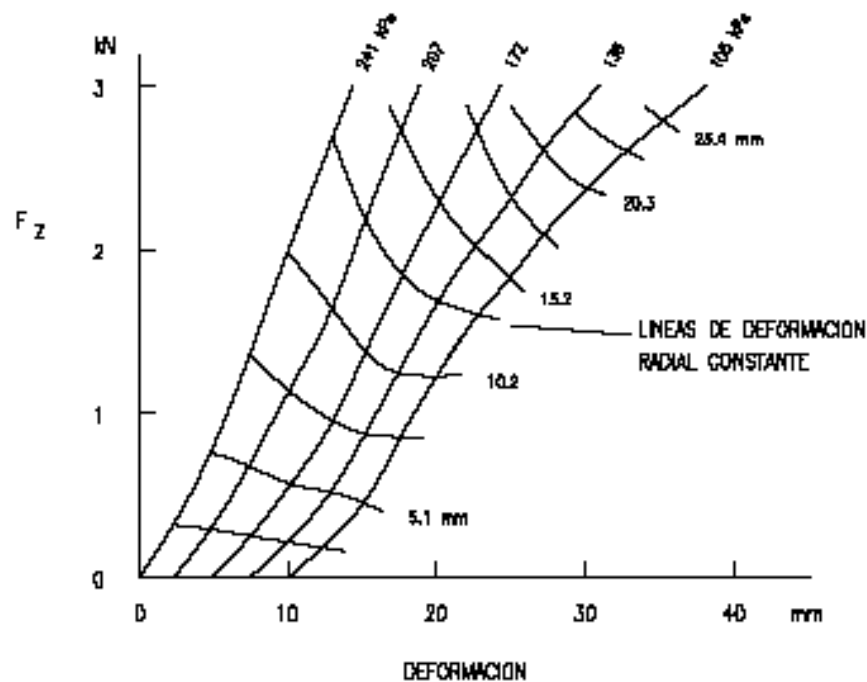


Figura 2.17.- Variación de la deformación en función de la carga.

2.3.1 RIGIDEZ RADIAL

Para caracterizar el comportamiento del neumático en dirección vertical es necesario el uso de un parámetro, la rigidez radial, junto con el coeficiente de amortiguamiento equivalente. Por medio de estos dos parámetros es posible crear un modelo del neumático para estudiar el efecto de aislamiento o “filtrado” de las irregularidades del terreno.

Por el efecto de muchos factores, como la presión, la velocidad, la temperatura, el ángulo de caída, etc. de un neumático, su rigidez radial puede variar significativamente. Sin embargo, podemos dissociar dos tipos claramente delimitados de rigidez, la rigidez estática que tiene el neumático cuando no rueda y la dinámica que tiene el neumático cuando está rodando. La rigidez radial estática, K_{Ze} , se determina por las pendientes de la curva de carga estática-deformación, tomando el neumático como un resorte modelo. Se cumple también que:

- En ambos tipos de neumáticos (diagonal y radial) las curvas carga-deformación son casi lineales, excepto para valores relativamente bajos de la carga y de la presión, de ahí que sea posible suponer que la rigidez estática es independiente de la carga en el intervalo de interés práctico.
- La rigidez aumenta con la presión de inflado, siendo este el factor que más le afecta. En la figura 2.18 se representa esta variación para varios neumáticos. Como puede comprobarse, K_{Ze} aumenta linealmente con la presión del inflado.

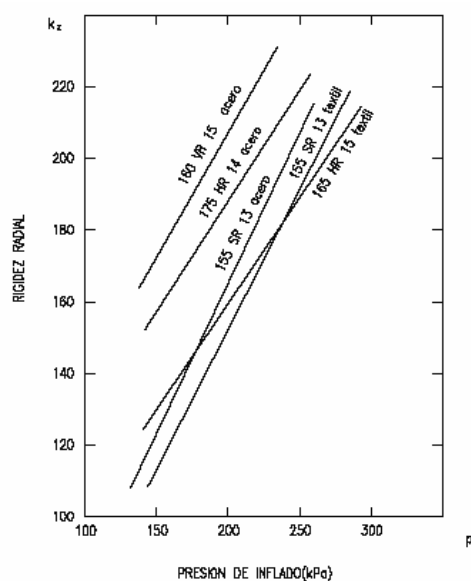


Figura 2.18.- Variación de la rigidez radial en función de la presión de inflado.

- Los neumáticos diagonales poseen rigidez radial más alta que los radiales de

tamaño comparable, pudiendo variar de unos a otros entre el 20 y un 30 %.

- Los neumáticos radiales con cinturón metálico presentan una rigidez radial superior a los de cinturón textil, en un 5 % aproximadamente.
- Algunos parámetros de diseño que hacen aumentar la rigidez radial son: disminuir el ángulo de cordones, aumentar el ancho y radio transversal de la banda de rodadura, aumentar el módulo de elasticidad de los materiales de los tejidos y aumentar el número de telas. En la construcción práctica de los neumáticos, el conjunto de estos factores de diseño pueden hacer variar la rigidez en un 10 % aproximadamente.

La rigidez dinámica sin rodadura, K_{Zd} , puede obtenerse, entre otros procedimientos, mediante un ensayo de caída. En este ensayo, el neumático con una cierta carga, es soportado por un dispositivo en una posición, en la que toma contacto con el suelo sin ejercerse prácticamente presión. En esta posición se libera instantáneamente la carga, registrándose la variación de la altura de su eje, que corresponde a la de un movimiento armónico amortiguado. El decrecimiento logarítmico de este movimiento permite calcular la rigidez dinámica sin rodadura y el coeficiente de amortiguamiento.

La rigidez radial dinámica, K_{Zd} , también se determina mediante ensayos de rodadura sobre un tambor o cinta deslizante, midiendo su frecuencia de resonancia, o sometiendo el neumático, mientras rueda, a una excitación armónica aplicada sobre la banda de rodadura y midiendo la respuesta en el eje. Estos procedimientos también permiten determinar el coeficiente de amortiguamiento en dirección radial. En la figura 2.19 se representa la variación de K_{Zd} con la velocidad para dos neumáticos con diferente estructura.

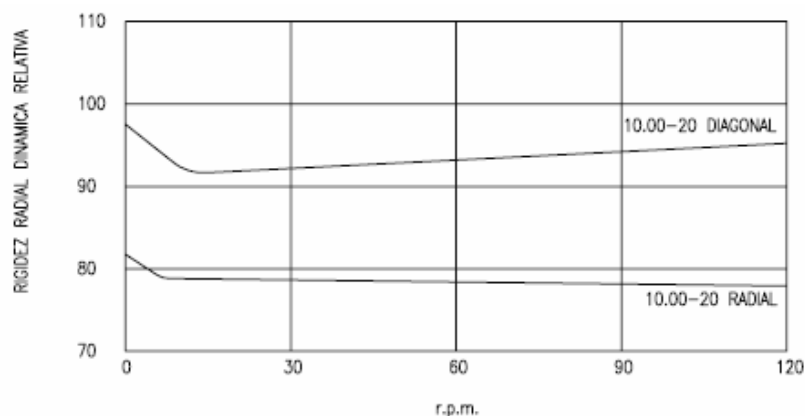


Figura 2.19.- Rigidez vertical dinámica.

De la figura anterior se desprende que la rigidez radial dinámica, desciende con la velocidad rápidamente desde $\omega = 0$ y luego permanece casi constante a velocidades

moderadas y altas. Por otra parte, los resultados experimentales demuestran que los valores de la rigidez radial dinámica no difieren demasiado de los de la rigidez radial estática. La relación entre ambas no ha sido establecida con carácter general, Algunos autores, señalan que la rigidez dinámica es menor que la estática, siendo esta variación del 5 al 15 % en neumáticos de turismos. Algunas experiencias han demostrado, sin embargo, que en neumáticos de tractor la rigidez radial dinámica excede a la estática en un 10 % aproximadamente.

2.3.2 RESISTENCIA A LA RODADURA

Cuando un neumático rueda sobre una superficie dura, sometido a una carga vertical, se produce una deformación radial de cierta importancia. La distribución de presiones en la superficie de contacto no es simétrica respecto del eje Y, tal como se representa en la figura 2.20.

El centro de presiones y la resultante de fuerzas verticales quedan desplazados del eje X hacia adelante, lo que produce un momento alrededor del eje de rotación del neumático, que se opone a su movimiento. A este momento M_y se le denomina momento de resistencia a la rodadura.

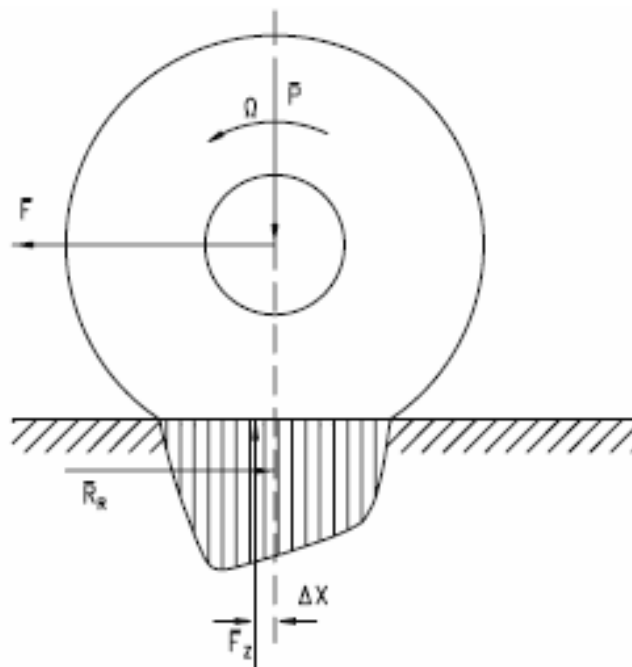


Figura 2.20.- Distribución de presiones en el área de contacto neumático-suelo.

Cuando el neumático rueda libremente, sin aplicación de ningún par a su eje, es necesario aplicar una fuerza paralela al plano de rodadura para lograr su movimiento. La condición de equilibrio en dirección longitudinal impone la existencia de una

fuerza igual y contraria aplicada en la zona de contacto neumático-suelo, esta fuerza horizontal resultante es comúnmente conocida como resistencia a la rodadura (R_r) y la relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie de rodadura (P) aplicada a la rueda, se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura, f_r :

$$\left(f_r = \frac{R_r}{P}\right) \quad \text{Ec. 2.5.}$$

La resistencia a la rodadura está relacionada con una pérdida de potencia que se debe a los siguientes factores: pérdidas por histéresis en el interior de la estructura del neumático, rozamiento entre neumático y superficies de rodadura causado por deslizamientos locales, resistencias debidas al contacto con el aire interior y exterior, aunque este último factor tiene una importancia mucho menor. Algunos resultados experimentales han puesto de manifiesto, que en el intervalo de velocidades de 128 a 152 km/h las pérdidas se distribuyen de la siguiente forma: debido a histéresis interna, 90-95 %; debido al rozamiento neumático-suelo 2-10 %; debido a resistencia del aire 1.5-3 %.

Como se indicó en el párrafo anterior, la histéresis causa la mayor proporción de pérdidas de energía en forma de calor; en consecuencia, los factores que más afectan a este tipo de pérdida serán también los que más influyen en la resistencia a la rodadura. Los principales son la velocidad y la deformación. Además, el coeficiente de resistencia a la rodadura varía también en función de la velocidad de circulación, según se puede observar en la figura 2.21.

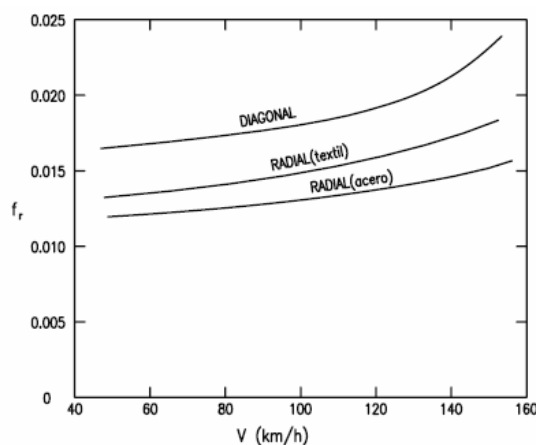


Figura 2.21.- Variación del coeficiente de resistencia a la rodadura en función de la velocidad.

Por otro lado, el tipo de terreno sobre el que se circula también condiciona fuertemente el valor de la resistencia a la rodadura (ver figura 2.22).

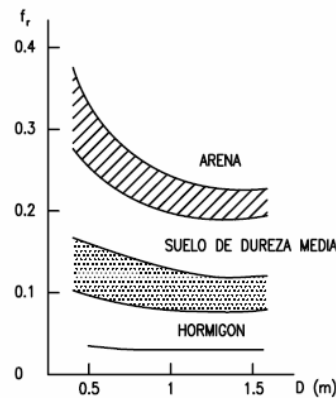


Figura 2.22.- Variación del coeficiente de resistencia a la rodadura en función del tipo de terreno y del diámetro del neumático.

2.3.3 VALORES DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA A LA RODADURA

El gran número de factores que influyen sobre la resistencia a la rodadura, hace difícil el establecimiento de expresiones matemáticas que los contemplen en su totalidad. Se han propuesto algunas relaciones empíricas, en base a resultados experimentales, que tienen en cuenta los factores más influyentes como la velocidad o la presión de inflado. Así, por ejemplo, para neumáticos de turismo, sobre pavimento de hormigón, el coeficiente de resistencia a la rodadura puede calcularse por la ecuación:

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2,5} \quad \text{Ec. 2.6}$$

donde V representa la velocidad en km/h; f_0 y f_s son parámetros que dependen de la presión de inflado, y pueden obtenerse de la figura 2.23.

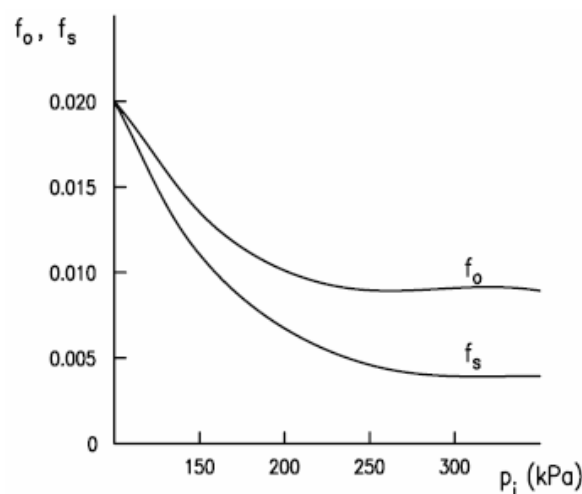


Figura 2.23.- Variación de los coeficientes f_0 y f_s en función de la presión de inflado de los neumáticos.

Considerando un intervalo pequeño de variación de la presión (p), puede considerarse, f_r , como una función lineal de la velocidad. Para neumáticos de turismo, con presión de

inflado próxima a 179 kPa, rodando sobre hormigón, se ha propuesto la siguiente expresión:

$$f_r = 0,01 \cdot \left(1 + \frac{v}{160}\right) \quad \text{Ec. 2.7}$$

Esta ecuación predice bien los valores de f_r para velocidades superiores a 128 km/h. En muchos casos, puede ser despreciado el efecto de la velocidad, y considerarse un valor medio para el coeficiente de resistencia a la rodadura. Como orientación, en la tabla 2.6 se ofrecen algunos valores de este coeficiente, en función del tipo de neumático, según el vehículo a que se destina y la naturaleza del suelo o calzada.

Tabla 2.6.- Coeficiente de resistencia a la rodadura (f_r) de los neumáticos.

| Tipo de vehículo | Superficie | | |
|------------------|--------------------|--------------|-------|
| | Hormigón o Asfalto | Dureza Media | Arena |
| Turismos | 0.015 | 0.08 | 0.30 |
| Camiones | 0.012 | 0.06 | 0.25 |
| Tractores | 0.02 | 0.04 | 0.20 |

2.3.4 ESFUERZOS LONGITUDINALES SOBRE EL NEUMÁTICO

2.3.4.1 ESFUERZO A TRACCIÓN

Si a un neumático que rueda soportando una cierta carga, se aplica un momento tractor (M_t), en la zona de contacto se generan, junto a las presiones normales, tensiones tangenciales cuya resultante F_x produce, respecto al eje de giro de la rueda, un momento igual y contrario a M_t . (ver figura 2.24). Ambas acciones antagónicas, sobre el neumático, provocan la deformación de este, comprimiéndose la banda de rodadura a la entrada de la zona de contacto, y estirándose a la salida de tal manera que un elemento circunferencial no deformado, de valor Δl , cuando pasa a la zona de contacto habrá reducido su longitud a $\Delta l (1 - \varepsilon)$ [7].

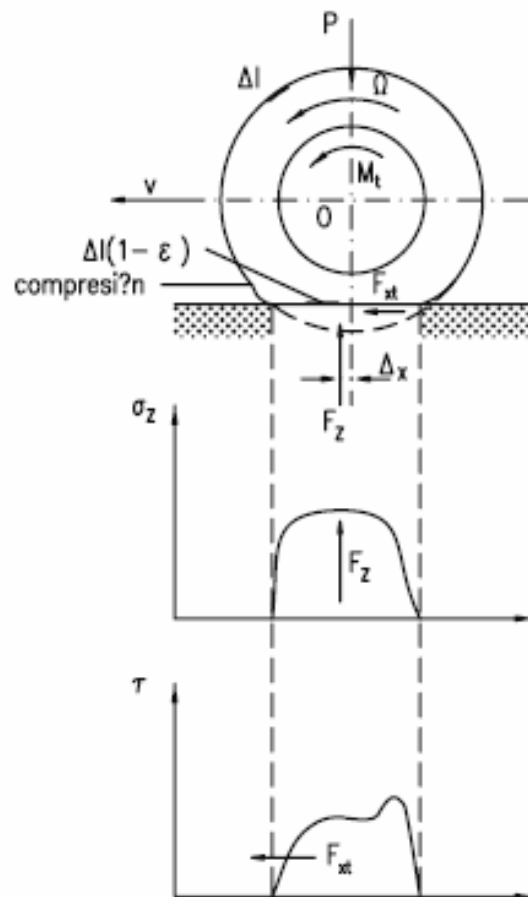


Figura 2.24.- Neumático sometido a esfuerzos normales y longitudinales.

Debido a esta deformación, el neumático actúa como si la longitud de la banda de rodadura fuese menor, o lo que es lo mismo, como si su radio fuese más pequeño que el que corresponde a la rodadura libre (sin momento tractor o de frenado). La velocidad de desplazamiento del eje de la rueda, V , será menor que la teórica, $\Omega \cdot r$, siendo r el radio del neumático en condiciones de rodadura libre. Esta diferencia de velocidades es considerada como un deslizamiento por deformación, y el valor de dicho deslizamiento, i , se define por:

$$i = 1 - \frac{V}{\Omega \cdot r} = 1 - \frac{r_e}{r} \quad \text{Ec. 2.8}$$

donde:

V = velocidad de traslación del eje de la rueda.

Ω = velocidad angular de la rueda.

r_e = radio efectivo de rodadura del neumático ($r_e < r$).

i = deslizamiento longitudinal.

El deslizamiento longitudinal, es un parámetro importante en la generación de

esfuerzos longitudinales en la superficie de contacto neumático-suelo. Se denomina coeficiente de esfuerzo de tracción μ_{xt} a la relación entre el esfuerzo F_{xt} y la carga F_z que gravita sobre el neumático, la figura 2.25 representa la relación encontrada experimentalmente entre dicho coeficiente y el deslizamiento.

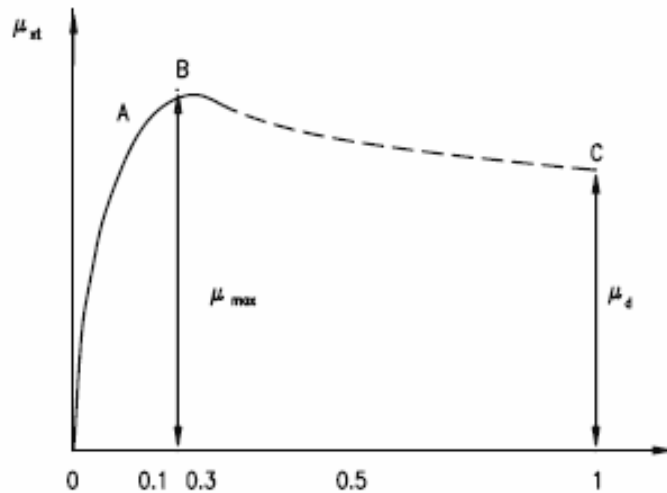


Figura 2.25.- Variación del coeficiente de fricción longitudinal en función del grado de deslizamiento.

En la curva destacan tres zonas y dos puntos que expresan la variación de μ_{xt} con i . La zona OA corresponde a una variación, prácticamente lineal, del coeficiente de esfuerzo tractor con el deslizamiento i , esto se explica por el hecho de que, por debajo de un cierto valor del esfuerzo tractor, el deslizamiento se debe, exclusivamente, a la deformación elástica de la banda de rodadura. Si aumenta el par aplicado a la rueda, se iniciará el deslizamiento físico del neumático sobre la superficie de rodadura, lo que sucede en la parte posterior de la zona de contacto. En estas condiciones, la relación entre, μ_{xt} e i deja de ser lineal (zona AB). El deslizamiento físico entre neumático y suelo, se extiende progresivamente a toda la zona de contacto, a medida que aumenta el par aplicado a la rueda, hasta alcanzar a la totalidad de la misma; cuando esto sucede, i aumenta hasta la unidad ($V = 0$, $\Omega \neq 0$), es decir, se produce deslizamiento puro, y el coeficiente de esfuerzo de tracción desciende al valor μ_d . El tránsito desde el punto B al C y del valor $\mu_{m\acute{a}x}$ a μ_d , sucede en forma muy rápida.

De los datos experimentales, se desprende que el máximo valor de μ_{xt} para un neumático rodando sobre superficie dura, se obtiene cuando el deslizamiento alcanza valores comprendidos entre el 10% y el 30 %, correspondiendo a los neumáticos modernos los valores inferiores.

2.3.4.2 ESFUERZO DE FRENADO

Si se aplica a la rueda un par de frenado M_f , el efecto sobre la banda de rodadura es opuesto al descrito en el apartado 2.4.1, cuando se consideraba aplicado un par de tracción, es decir, se producirá un alargamiento a la entrada de la zona de contacto y una deformación por compresión a la salida, tal como se ve en la figura 2.26.

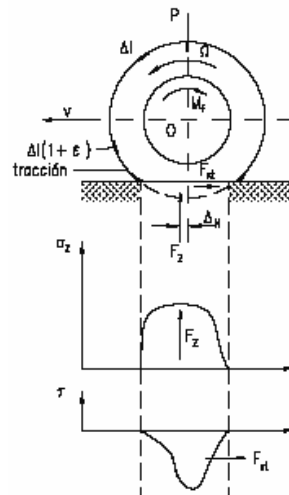


Figura 2.26.- Comportamiento de un neumático sometido a esfuerzo de frenado.

En estas condiciones, la rodadura del neumático se produce como si su diámetro fuese mayor que el correspondiente a rodadura libre, bajo la misma carga. La velocidad de desplazamiento del eje de la rueda (V), será superior a la correspondiente a rodadura libre ($r \cdot \Omega$). En este caso el deslizamiento, i_p , se define como:

$$i_p = 1 - \frac{\Omega \cdot r}{V} = 1 - \frac{r}{r_e} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Puede apreciarse en esta expresión que cuando $i_p = 1$ (ó $i_p = 100\%$), $\Omega = 0$, la rueda está bloqueada y se produce deslizamiento puro.

2.3.4.3 COEFICIENTE DE ADHERENCIA

Los valores del coeficiente de adherencia, están influenciados por diversos factores, que se pueden agrupar en internos (relacionados con el propio neumático y el vehículo) y externos o relativos al ambiente en que se mueve, especialmente la naturaleza y estado de la calzada. Los principales factores internos que afectan a $\mu_{\text{máx}}$ son:

- Velocidad de marcha.
- Dibujo de la banda de rodadura.
- Carga normal sobre la rueda.

Los principales factores externos, son los relacionados con la calzada:

- Naturaleza.
- Estado de humedad superficial.
- Estado de limpieza.

Por último, un factor dependiente de la marcha del vehículo y de los factores externos (aire y trayectoria) es la acción simultánea de esfuerzo longitudinal (F_x) y transversal (F_y) en la huella de contacto. A continuación, se analiza brevemente la influencia de estos factores.

La velocidad del vehículo influye en $\mu_{m\acute{a}x}$ y μ_d , haciendo disminuir estos, de forma análoga a como sucede en la mayoría de los fenómenos de adherencia y rozamiento. Esta variación puede observarse en las figuras 2.27 y 2.28.

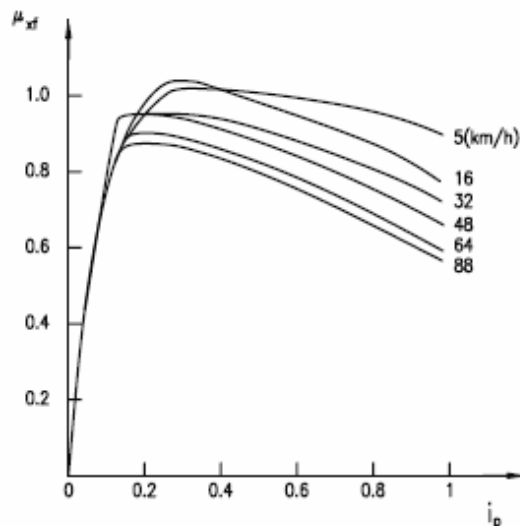


Figura 2.27.- Influencia de la velocidad sobre el coeficiente de esfuerzo de frenado.

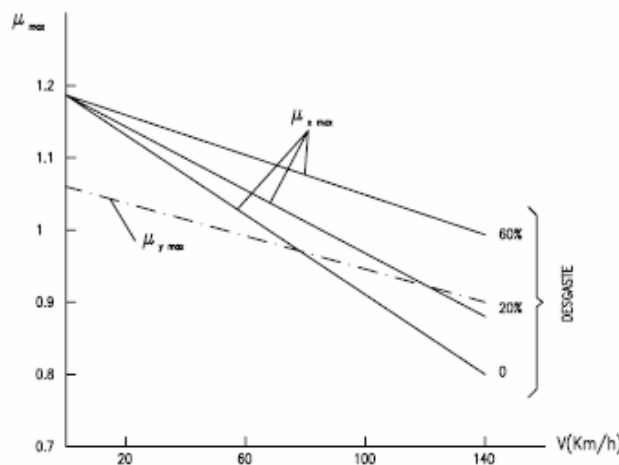


Figura 2.28.- Variación de la adherencia máxima con la velocidad de marcha y el desgaste de la banda de rodadura.

A título orientativo, en la tabla 2.7 muestra los valores medios del coeficiente de adherencia entre neumático y superficie de rodadura en distintas circunstancias.

Tabla 2.7) Valores medios del coeficiente de adherencia entre neumático y superficie de rodadura

| Superficie | Valor máximo imáx | Valor de deslizamiento id |
|--------------------------|-------------------|---------------------------|
| Asfalto y hormigón secos | 0.8-0.9 | 0.75 |
| Asfalto mojado | 0.5-0.7 | 0.45-0.6 |
| Hormigón mojado | 0.8 | 0.7 |
| Grava | 0.6 | 0.55 |
| Tierra seca | 0.68 | 0.65 |
| Tierra húmeda | 0.55 | 0.4-0.5 |
| Nieve dura | 0.2 | 0.15 |
| Hielo | 0.1 | 0.07 |

2.3.5 ESFUERZOS TRANSVERSALES SOBRE EL NEUMÁTICO

Si un neumático rueda sometido exclusivamente a fuerzas verticales (carga) y longitudinales (tracción o frenado), la dirección del movimiento coincide con el eje X contenido en el plano medio de la rueda.

Cuando además de estas fuerzas, actúa una fuerza lateral (F_l) en dirección perpendicular al referido plano de la rueda, debido a la aceleración centrífuga en curvas o al empuje del aire, el movimiento real del neumático respecto al suelo, se produce siguiendo una trayectoria que forma un ángulo α con el plano de la rueda que se denomina ángulo de deriva, α , (ver figura 2.29).

El comportamiento del neumático puede explicarse de la siguiente forma. Las fuerzas F_l (aplicada al eje de la rueda) y $F_{Y\alpha}$ (en la zona de contacto de la banda de rodadura con el suelo) producen la deformación transversal del neumático, como se indica en la figura 2.29. Esta deformación afecta en parte a la carcasa y en parte a la banda de rodadura, y dependerá de la rigidez de una y otra. Al rodar el neumático en estas condiciones, un punto de su periferia se desplazará ligeramente de su posición no deformada, a medida que se acerca a la zona de contacto. Este desplazamiento se debe a la deformación de la carcasa, exclusivamente.

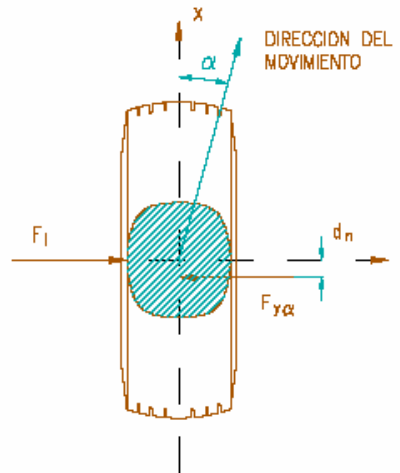


Figura 2.29.- Esquema del comportamiento del neumático sometido a esfuerzos laterales.

Cuando siguiendo el movimiento de rotación, la rueda penetra en la zona de contacto (posición M_1 , ver figura 2.30), seguirá desplazándose transversalmente por la deformación de la carcasa, banda de rodadura y un pequeño deslizamiento, hasta que alcanza una posición M_2 , en el borde de la zona Z_2 . En esta zona la presión neumático-suelo es suficiente para evitar todo deslizamiento. Durante su movimiento a través de la zona Z_2 , la adherencia le impone una trayectoria recta $M_2 - M'_2$, que forma con el plano de la rueda un ángulo α . Al abandonar la zona 2 se produce nuevamente deslizamiento, en sentido opuesto, dentro de la zona 1 y posteriormente continúa su desplazamiento, fuera de la zona de contacto, hasta volver a la posición no deformada que le corresponde en el neumático. Para valores pequeños del ángulo de deriva se produce un deslizamiento prácticamente despreciable y el segmento recto $M_2 - M'_2$ se extiende a toda la zona de contacto. A medida que aumenta el ángulo de deriva lo hace el deslizamiento, siendo éste mucho más acentuado en la parte posterior de la huella de contacto. En el borde anterior, el deslizamiento es muy pequeño, debido, en parte, a la mayor presión normal en la mitad delantera (ver figura 2.30).

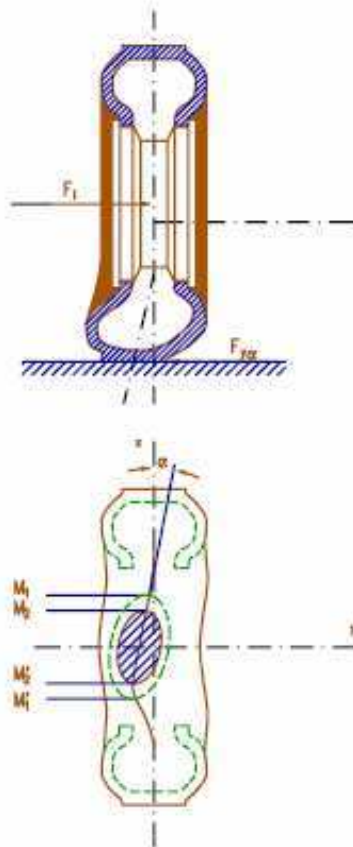
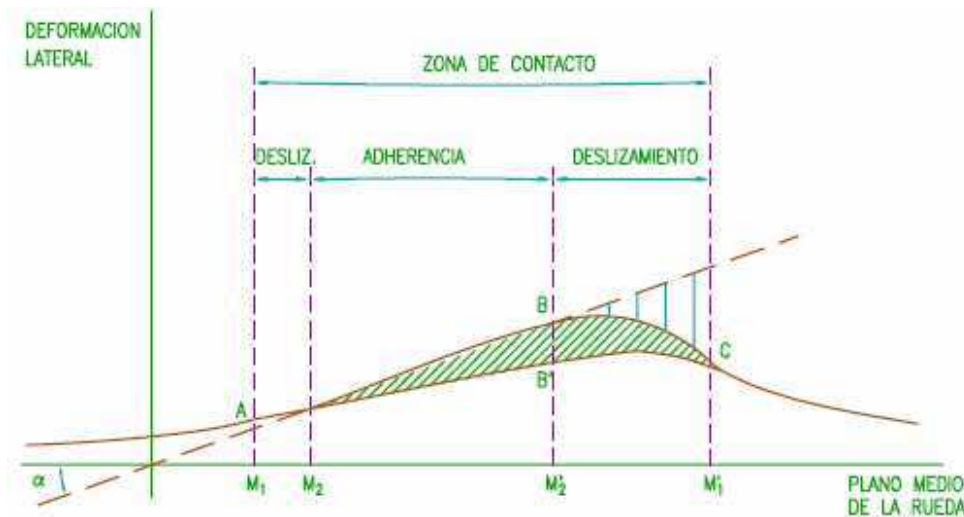


Figura 2.30.- Deformación transversal del neumático bajo la influencia de una fuerza Transversal

En la huella de contacto neumático-suelo (ver figura 2.29) se genera una fuerza transversal $F_{Y\alpha}$ igual y opuesta a F_1 aunque no colineal con la proyección de esta sobre el plano de rodadura. Para ángulos de deriva pequeños, esta fuerza actúa retrasada respecto a F_1 en la dirección OX , una distancia d_n , denominada avance del neumático. El producto d_n por $F_{Y\alpha}$ es el valor de un momento respecto al eje vertical, que tiende a alinear el plano de la rueda con la dirección del movimiento, ayudando a los neumáticos a volver a su posición original, al terminar de recorrer una curva. Este momento se denomina autoalineante ($M_{Z\alpha}$) [7].

Este fenómeno, denominado de deriva, es uno de los factores fundamentales en el control direccional y estabilidad de los vehículos automóviles, siendo de especial importancia la relación entre la fuerza transversal y el ángulo de deriva. En la figura 2.31 se detallan las distintas fases del contacto entre neumático y suelo.



- A B C = Línea ecuatorial deformada del neumático.
- $M_1 A$ = Deformación lateral en el punto inicial de contacto, debido a la deformación de la carcasa.
- $M_2 B$ = Deformación total en el límite de la zona de adherencia.
- $B B'$ = Deformación de la banda de rodadura.
- $M_2 B'$ = Deformación de la carcasa.

Figura 2.31.- Deformación y deslizamiento lateral en la huella de contacto neumático-suelo

2.3.5.1 VARIACIÓN DE LA FUERZA TRANSVERSAL DE CONTACTO CON EL ÁNGULO DE DERIVA

La relación entre la fuerza transversal desarrollada en la huella de contacto del neumático con el suelo y el ángulo de deriva, ha sido ampliamente investigada. En la figura 2.32 se representa la variación de $F_{Y\alpha}$ con α , de dos neumáticos equivalentes, uno radial y otro diagonal.

La relación $F_{Y\alpha}(\alpha)$ define las propiedades de un neumático, bajo condiciones operativas específicas (presión de inflado y carga normal), y pueden variar ampliamente de unos neumáticos a otros, en función de su estructura y demás características constructivas.

Para valores pequeños del ángulo de deriva ($\alpha < 4$ ó 5°), la relación $F_{Y\alpha}(\alpha)$ es prácticamente lineal. Corresponde a aceleraciones laterales menores de 0.3 g., y es despreciable el deslizamiento lateral neumático-suelo en esta zona. A medida que se incrementa la fuerza lateral que actúa sobre la rueda, aumenta el deslizamiento lateral y decrece rápidamente la pendiente de la curva $F_{Y\alpha}(\alpha)$. La fuerza transversal sigue

creciendo con α hasta alcanzar el límite de la adherencia disponible en esta dirección, produciendo el derrape de la rueda [7].

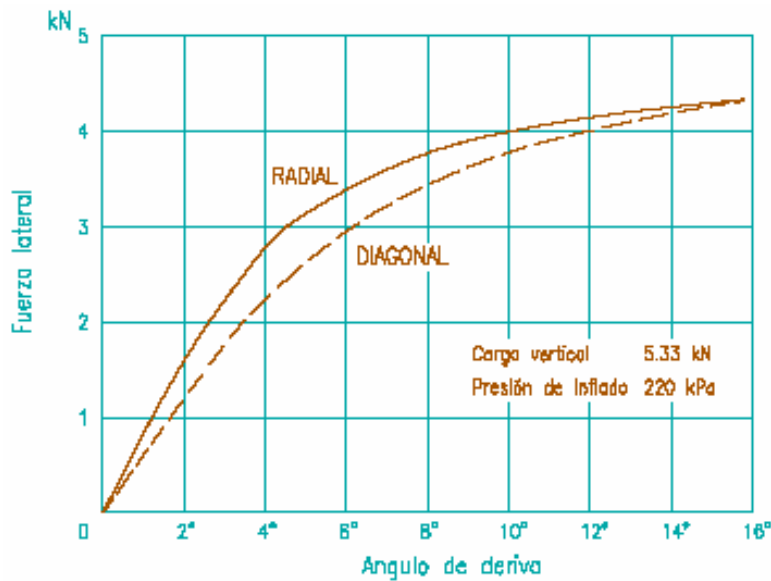


Figura 2.32.- Esfuerzo transversal en función del ángulo de deriva.

La rigidez de deriva, K_α , se define por la derivada de la fuerza transversal con respecto al ángulo de deriva, considerando nula la influencia del ángulo de caída de la rueda. Normalmente se considera el valor correspondiente a $\alpha = 0$, es decir:

$$K_\alpha = \left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Este valor representa bien el comportamiento del neumático en la zona correspondiente a pequeños valores de α , y en consecuencia, en el intervalo usual de las condiciones operativas.

2.3.5.2 FACTORES QUE AFECTAN AL COMPORTAMIENTO TRANSVERSAL DEL NEUMÁTICO

Los principales factores que afectan al comportamiento transversal del neumático son:

- Características estructurales y geométricas del neumático.
- Carga normal.
- Presión de inflado.
- Fuerza longitudinal.
- Ángulo de caída.

A continuación, se analiza la influencia de estos factores sobre el ángulo de deriva y la fuerza transversal, y posteriormente sobre el momento autoalineante.

Las características del neumático que más afectan al comportamiento transversal son las correspondientes al diseño y construcción de la carcasa, y cinturón en su caso, y el tamaño y la forma de la sección transversal.

En general, la deformación de la carcasa del neumático diagonal es mucho más localizada que en un neumático radial; la mayor rigidez de la banda de rodadura de este último hace que los esfuerzos transversales, transmitidos a la carcasa, se distribuyan a lo largo de una mayor longitud de esta. Como consecuencia de lo anterior, cabe esperar que los neumáticos diagonales sean más flexibles que los radiales y entre los de este tipo, los de cinturón semirrígido o de fibra textil, más flexibles, a su vez, que los de cinturón de acero. Sin embargo, aunque en general lo anterior es cierto, no debe pensarse que la estructura radial, por sí sola, asegura una mayor rigidez de deriva al neumático, esta propiedad está altamente influenciada por los materiales y demás características de construcción, pudiendo suceder que algunos neumáticos diagonales presenten mayor rigidez de deriva que otros equivalentes radiales.

En relación con el ancho de la sección, si ésta se incrementa, a igualdad de las demás características, se necesita una presión de inflado menor para soportar la misma carga vertical, debiendo aumentar la deformación correspondiente a la fuerza lateral. En consecuencia, neumáticos más anchos, con menor presión de inflado, tienen peor comportamiento a la deriva [7].

La relación nominal de aspecto tiene también influencia en el comportamiento transversal del neumático. Se considera un valor constante de F_1 la deformación lateral en un neumático de baja relación nominal de aspecto, será menor que en otro equivalente en que esta relación sea mayor. En consecuencia, su rigidez transversal será más alta y mejorará su respuesta en curva.

La carga normal que actúa sobre el neumático afecta de manera importante a sus características de deriva. La consideración de este parámetro adquiere mayor importancia, en el estudio de la estabilidad y control de la trayectoria del vehículo, si se

tiene en cuenta el efecto de transferencia de carga de unas ruedas a otras, tanto durante la circulación en curva o bajo los efectos de otras acciones laterales, como en situaciones de aceleración y frenado. En general, la fuerza de deriva aumenta con la carga normal, para un valor constante del ángulo de deriva, como se puede observar en la figura 2.33. La capacidad relativa para soportar esfuerzo lateral disminuye al aumentar la carga, este efecto puede evaluarse mediante el coeficiente de deriva (C_α) que se define por la relación siguiente:

$$C_c = C_\alpha = \frac{K_\alpha}{F_z} \quad \text{Ec. 2.11}$$

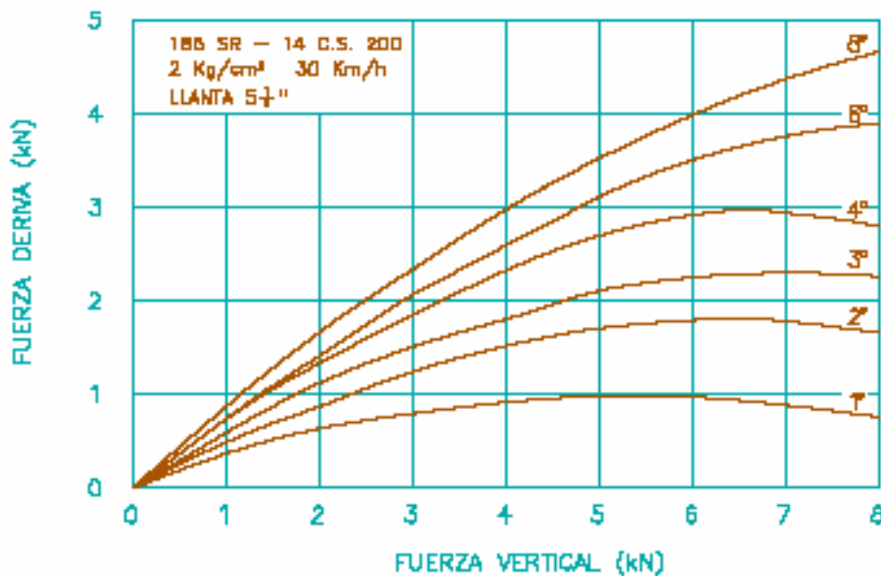


Figura 2.33.- Influencia de la carga normal en el esfuerzo de deriva (lateral).

De igual modo, la presión de inflado tiene una influencia moderada en la propiedades de deriva de los neumáticos, especialmente dentro de los márgenes usuales de aplicación.

La rigidez de deriva aumenta con la presión de inflado, aunque su variación es pequeña. Este efecto puede utilizarse para modificar las características direccionales del vehículo.

En la figura 2.34 se representa la variación de la fuerza transversal con el ángulo de deriva, en varias situaciones de transferencia de carga y para dos presiones de inflado diferentes [7].

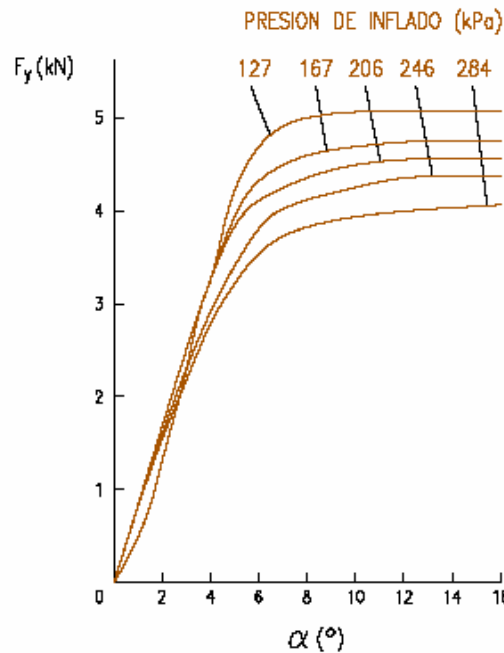


Figura 2.34.- Influencia de la presión de inflado sobre el comportamiento lateral del neumático.

La velocidad tiene una influencia muy pequeña sobre el comportamiento lateral de los neumáticos, sin embargo, a medida que aumenta, se produce mayor generación de calor, debido a las pérdidas de energía por histéresis. El aumento de temperatura ocasiona un incremento de la presión del aire, y por tanto, de la rigidez de deriva.

La aplicación simultánea de esfuerzos longitudinales y transversales influye en el comportamiento lateral del neumático. Este comportamiento se recoge en lo que de manera usual se denomina “elipse de fricción”. Lo que representa dicha elipse es que la capacidad de generación de esfuerzos de los neumáticos es limitada y que el esfuerzo total generable es la suma de los esfuerzos longitudinal y transversal (ver figura 2.35).

La forma elíptica corresponde a que la mayor parte de los neumáticos presentan mayor capacidad de generación de esfuerzos longitudinales que laterales. Además, la elipse de fricción varía con la carga vertical y con el ángulo de deriva. Tal como se puede comprobar en la figura 2.35, para un ángulo de deriva constante, cuando aumenta considerablemente el esfuerzo longitudinal aplicado al neumático, disminuye el esfuerzo lateral que este es capaz de desarrollar.

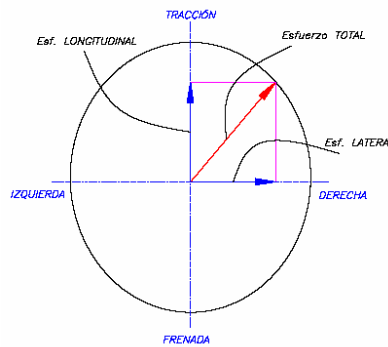


Figura 2.35.- Elipse de fricción de un neumático.

Además, y aunque normalmente no se considere, el comportamiento de los neumáticos no es simétrico, por la propia estructura constructiva de los mismos.

2.3.5.3 ÁNGULO DE CAÍDA DE LA RUEDA (γ)

Todo lo indicado anteriormente en el apartado 2.5, en relación con el comportamiento lateral del neumático, se ha realizado sin considerar la inclinación del plano medio de la rueda respecto de la normal a la superficie de rodadura, es decir, se ha considerado que $\gamma = 0$. Lo primero que varía con el ángulo de caída del neumático es la forma de la huella de contacto del mismo sobre el pavimento (ver figura 2.35). Este cambio genera variaciones en el comportamiento dinámico del mismo.

Cuando una rueda se mueve con un cierto ángulo de caída, se genera una fuerza transversal cuyo sentido queda definido por la posición del eje instantáneo vertical de rotación de la rueda inclinada, como se indica en la figura 2.36. La proyección sobre el plano $Z=0$ de la circunferencia media exterior del neumático será un elipse cuyo eje menor aumentará con el ángulo de caída, como se representa en la figura 2.38.

Cualquier punto de esta línea, al recorrer la huella de contacto está obligado a seguir una línea recta, generándose un empuje tangencial transversal F_Y del suelo sobre el neumático. Este empuje resultante, debido al ángulo de caída, tiene su línea de acción adelantada respecto al centro de la huella, lo que produce un momento que se sumará o restará al de autoalineación según la posición de la rueda y el signo de γ .

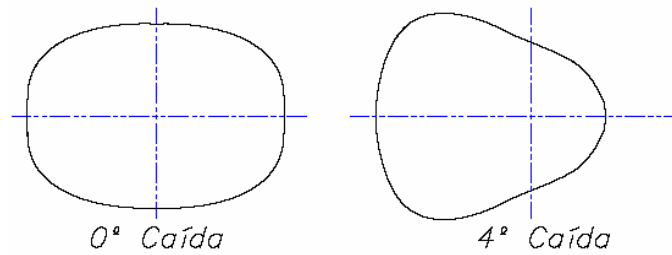


Figura 2.36.- Variación de la huella de contacto con el ángulo de caída del neumático.

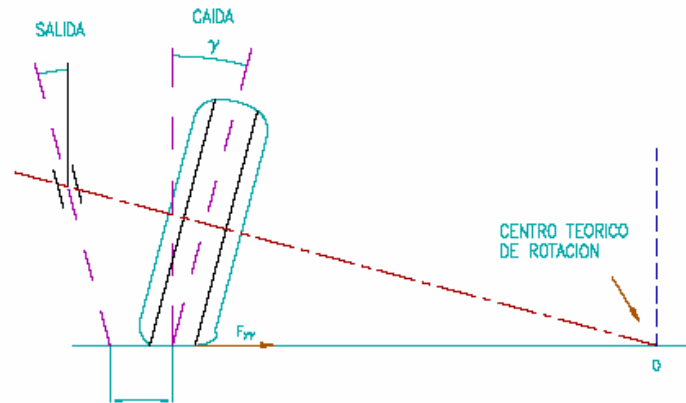


Figura 2.37.- Ángulo de caída del neumático.

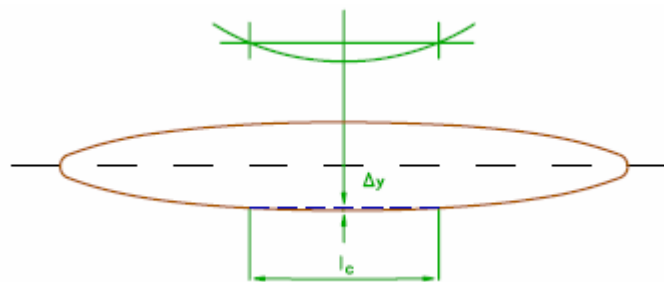


Figura 2.38.- Deformación lateral de un neumático inclinado.

La relación entre la fuerza lateral F_Y y el ángulo de caída, considerando nulo el ángulo de deriva, se muestra en la figura 2.39. Los factores que influyen en el empuje debido a la inclinación de la rueda, son esencialmente los mismos que afectan a la relación fuerza transversal-ángulo de deriva, entre ellos, la presión de inflado y la carga normal. En lo que se refiere a la presión de inflado, esta influye poco en la rigidez de caída de los neumáticos radiales. En cuanto a la carga normal, afecta apreciablemente a la fuerza transversal correspondiente a $\gamma = \text{cte.}$ como puede apreciarse en la figura 2.39.

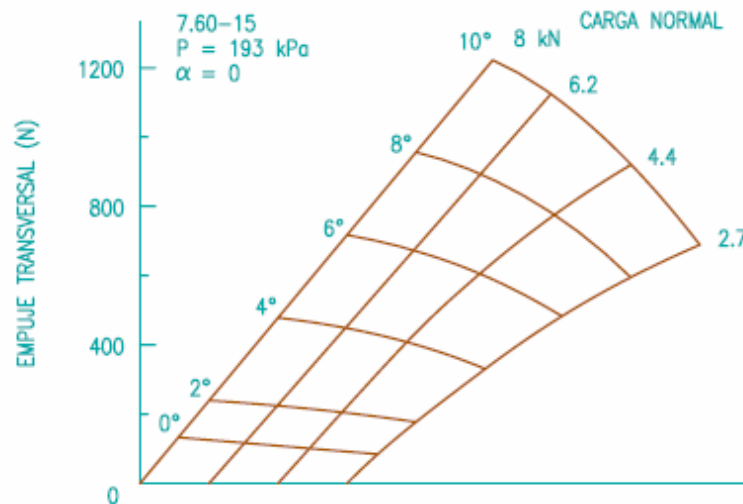


Figura 2.39.- Variación del empuje transversal con el ángulo de caída, para varios valores de la carga normal.

Un parámetro utilizado para comparar las características de diferentes neumáticos en cuanto al ángulo de caída, es la rigidez de caída que se define como:

$$K_{\gamma} = \left(\frac{\partial F_{y\gamma}}{\partial \gamma} \right)_{\gamma=0} \quad \text{Ec. 2.12}$$

la fuerza transversal total que actúa sobre una rueda con ángulo de caída no nulo es:

$$F_y = F_{yt} \pm F_{y\alpha} \quad \text{Ec. 2.13}$$

El signo dependerá de la coincidencia o no de los sentidos de $F_{y\alpha}$ y $F_{y\gamma}$ y esta, a su vez, del sentido del empuje lateral que actúa sobre el vehículo y de la inclinación (positiva o negativa) de cada rueda.

Para valores pequeños de los ángulos de deriva y caída, las relaciones entre estos y las correspondientes fuerzas transversales son lineales, pudiéndose expresar por:

$$F_y = K_{\alpha} \pm K_{\gamma} \gamma \quad \text{Ec. 2.14}$$

2.3.6 MOMENTO AUTOALINEANTE

La fuerza transversal de contacto entre el neumático y el suelo, $F_{y\alpha}$, actúa generalmente retrasada respecto al centro de la huella de contacto, una distancia que se denomina avance del neumático. El producto de esta distancia por la fuerza transversal ($d_n \cdot F_{y\alpha}$) es el momento autoalineante M_z . El momento autoalineante es, en realidad, la suma de los momentos, respecto al eje Z de las fuerzas transversales de deriva y de caída, sin embargo, la primera de ellas tiene una mayor importancia que la segunda.

Para dar una idea de lo importante que puede llegar a ser el momento autoalineante, en

un vehículo de Fórmula 1, el valor del momento autoalineante puede llegar a ser del orden de 28-30 daN·m por rueda. Todos los factores que afectan al valor de $F_{Y\alpha}$, y que han sido analizados en el apartado 2.5 de este proyecto, influirán en el momento autoalineante. Así mismo, modificarán su valor, e incluso su signo, aquellos parámetros que afecten al valor de d_n . Por ejemplo, al aumentar la carga normal sobre la rueda, o disminuir la presión de inflado, aumenta el tamaño de la huella de contacto y con esta el avance del neumático y el momento autoalineante.

En la figura 2.40 puede verse la relación entre fuerza transversal y momento autoalineante para diferentes cargas normales, con expresión de la variación del ángulo de deriva. En esta figura se ha representado un haz de curvas que pasa por el origen de coordenadas y que corresponden a valores constantes del avance de neumático.

Puede observarse, que para un valor constante de la carga normal, al aumentar la fuerza transversal, aumenta el ángulo de deriva. Como consecuencia de este aumento, se amplía la zona de deslizamiento en la parte posterior de la huella de contacto, disminuye el avance de neumático y se incrementa el momento autoalineante, alcanzando este un valor máximo y disminuyendo posteriormente. Cuando sobrepasa un cierto valor, M_Z puede cambiar de signo haciéndose negativo.

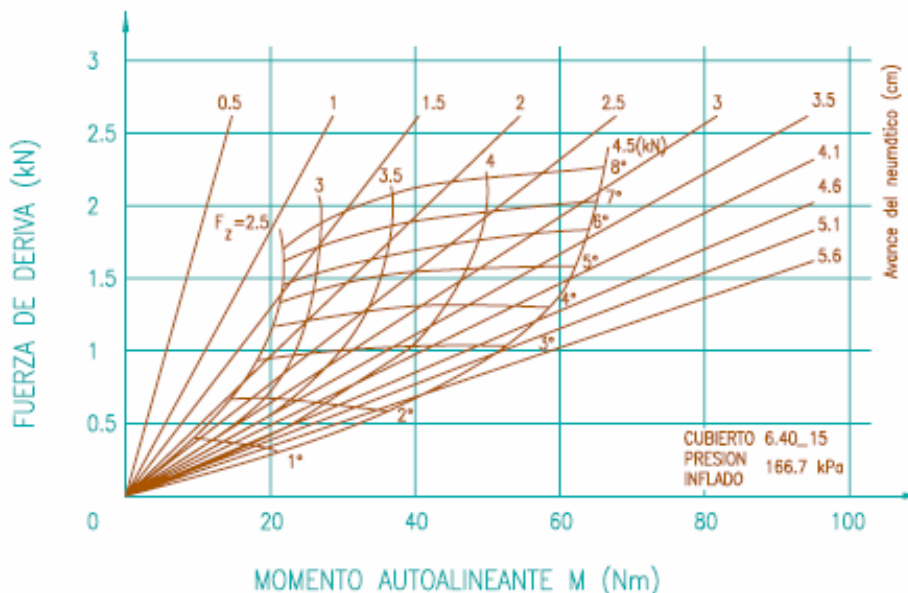


Figura 2.40.- Variación del momento autoalineante con la fuerza transversal.

Un valor positivo del momento autoalineante, cuando α es también positivo, tiende a alinear el plano medio de la rueda, con la dirección del movimiento. Este efecto es

deseable; origina un cierto momento resistente en el volante al circular en curva, y a la salida de ésta ayuda a disminuir el radio de giro de las ruedas. Un valor negativo del momento autoalineante originaría un efecto opuesto al descrito; tendería a aumentar el ángulo de giro de las ruedas, y reclamaría del conductor una acción sobre el volante, de sentido contrario al de la curva recorrida, existiendo el riesgo de inestabilidad direccional. Este efecto es sumamente indeseable [7].

Conviene señalar que el par necesario para modificar la orientación de las ruedas directrices, depende, no sólo del momento autoalineante ocasionado por el avance de neumático, sino también del avance geométrico del pivote de la dirección. La aplicación simultánea de esfuerzos longitudinales de tracción o frenado, afectan significativamente al valor del momento autoalineante, tal como se representa en la figura 2.41. Como puede observarse en esta figura, la aplicación de un momento tractor, sobre la rueda, hace aumentar el momento autoalineante hasta alcanzar éste un valor máximo, disminuyendo después si sigue aumentando dicho esfuerzo tractor. Los esfuerzos de frenado tienen un efecto contrario, pudiendo ocasionar el cambio de signo del momento autoalineante.

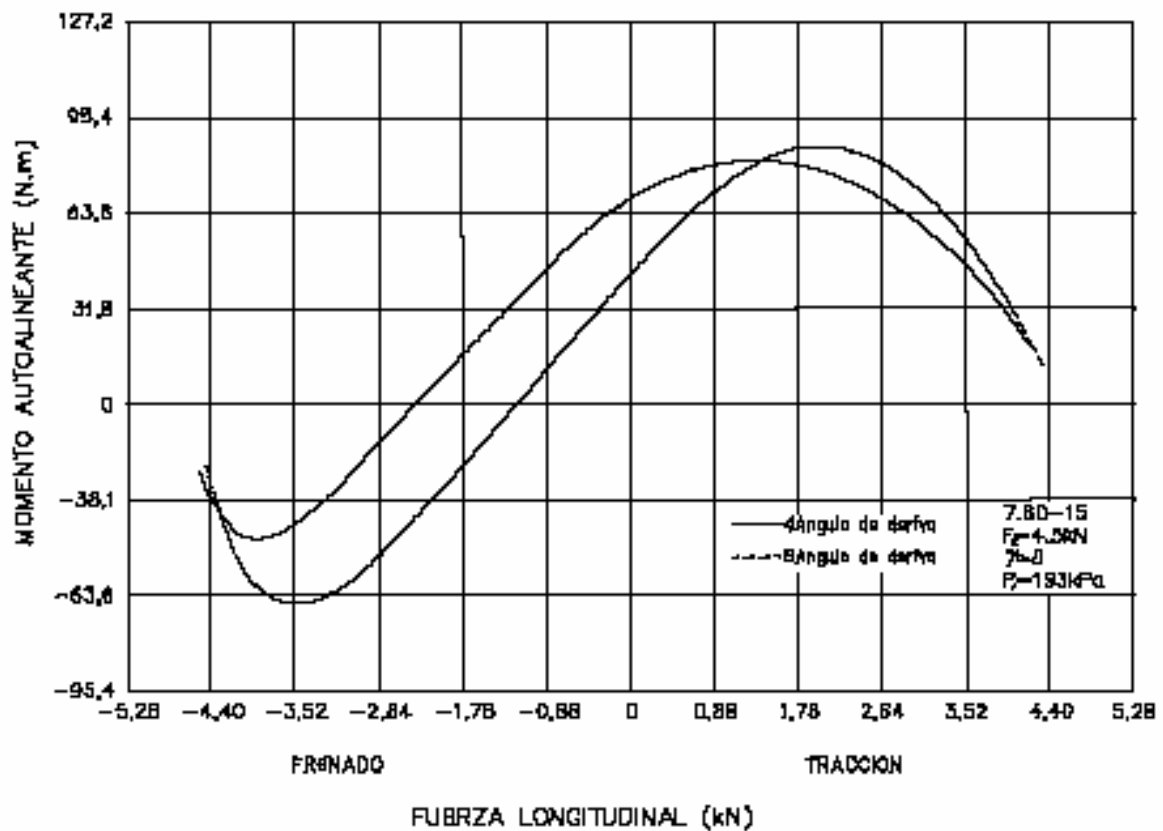


Figura 2.41.- Variación del momento autoalineante con los esfuerzos longitudinales.

2.4 INVESTIGACIONES EN LOS NEUMÁTICOS

En la actualidad numerosas empresas del mundo del automóvil, electrónica, etc. y centros tanto privados como públicos tratan de perfeccionar y mejorar el comportamiento del neumático en la carretera. Se debe mencionar a la Universidad de Helsinki de Tecnología que con la colaboración de Centro Técnico de Investigación de Finlandia y otras empresas de ámbito privado Alemanas e Italianas, forman parte de un gran proyecto de investigación de tecnología para el neumático denominado *Apollo*, [10,11].

El objetivo principal del proyecto es producir prototipos de sistemas inteligentes neumático-rueda que suministren datos particulares de los neumáticos y del contacto que se produzca entre el neumático y la calzada para incrementar la seguridad del vehículo.

Las bases tecnológicas en las investigaciones del proyecto *Apollo* son principalmente:

- Tecnología de sensores.
- Transmisión de datos con radiofrecuencia.
- Suministro de potencia sin batería con generadores de energía piezoeléctricos para sensores autónomos.

Un punto crucial es el estudio de sensores. Un gran número de estos se albergan en la parte interior de la rueda entre la llanta y el neumático, como es el Sistema Monitorización de Presión de neumático (TPMS). En la figura 2.42 se observa cómo va montado. Su funcionamiento consiste en captar presión y temperatura a través de sensores de captación y emitirlos a unos receptores donde se monitorizan los datos y avisa al conductor del estado del neumático, en la figura 2.43 se muestra el sensor-captador.

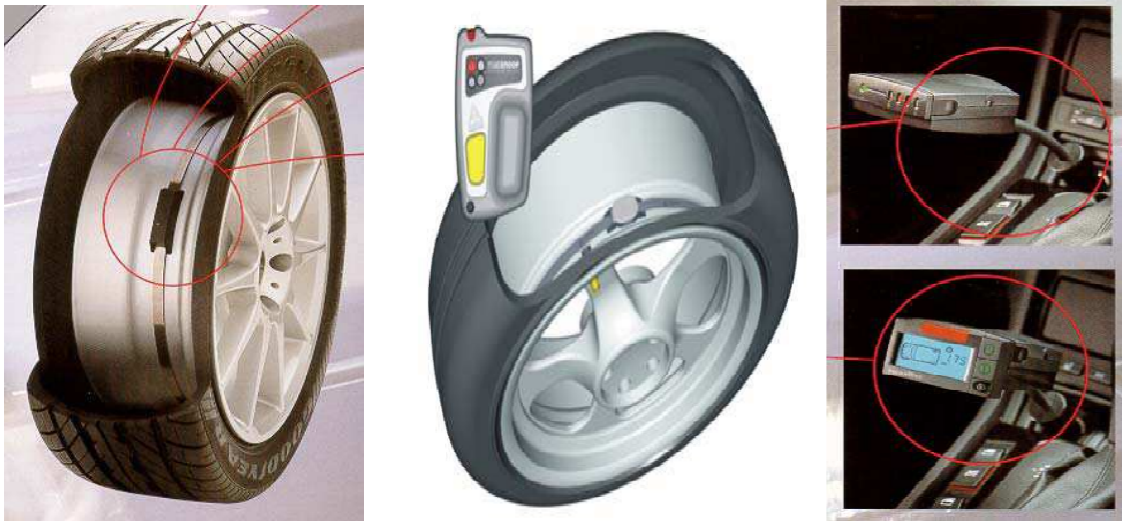


Figura 2.42.- Montaje del Sistema Monitorización de Presión de neumático



Figura 2.43.- Sensor de temperatura y presión integrado

En el mercado existen sistemas parecidos para la captación de presión y temperatura en el neumático, como son los sensores de válvulas. En la figura 2.44 aparecen algunos modelos de sensores.



Figura 2.44.- Modelos de sensores de válvulas con medición de presión y temperatura

De los muchos tipos de sensores que se pueden encontrar en la actualidad los más destacados en la investigación del proyecto *Apollo* son:

- **Sensores Acústicos.** Los sensores acústicos son utilizados como avisadores sonoros cuando estos reciben señales de datos con valores no apropiados de presión, temperatura, desgaste, etc., e informan al sistema de control electrónico en tiempo real del problema.

- **Sensores ópticos.** Este tipo de sensores ópticos mide la contracción o expansión del radio de curvatura del neumático respecto a la llanta, proporcionando información del momento de contacto con la calzada detectando el tipo de deformación. Muy utilizado en el campo de investigación experimental de simulación para resolver problemas como los del *aquaplaning*. Estos van ubicados en el interior de la rueda como se observa en la figura 2.45.

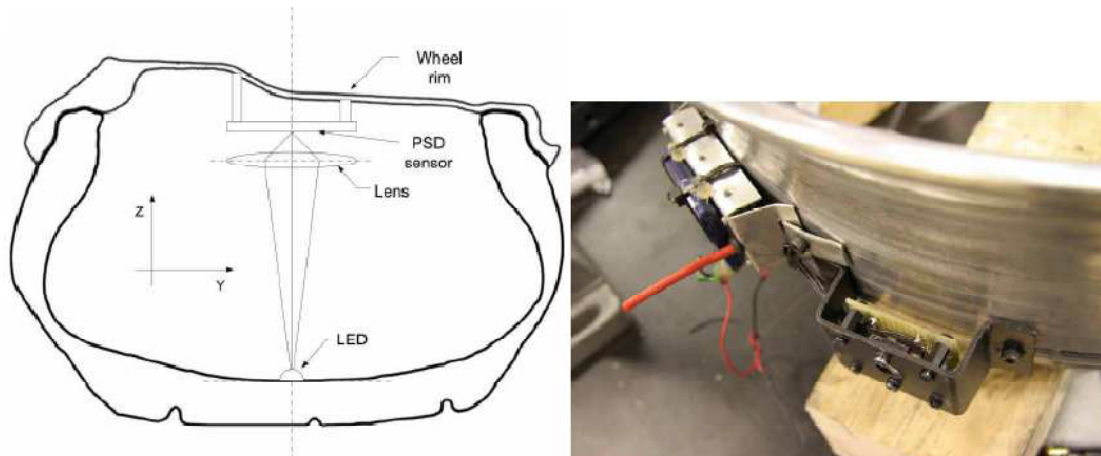


Figura 2.45.- Montaje de los sensores ópticos

- **Sensores de vibración.** Una aplicación potencial de estos sensores de vibración es la toma de medidas de tensiones en el neumático. Los resultados medidos con este tipo de sensores son altamente fiables. La medida es tomada en relación a la diferencia de presiones que sea capaz de captar el sensor.

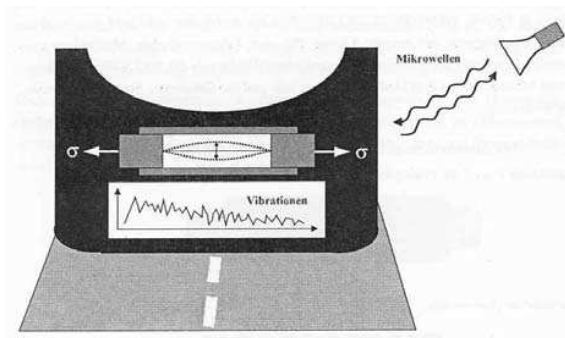


Figura 2.46.- Principio básico del sensor vibratorio por diferencia de presiones

CAPÍTULO 3
EXTENSIOMETRÍA

3.1 EXTENSIOMETRÍA EN LA CARACTERIZACIÓN DE MATERIALES

La extensiometría es el conjunto de métodos y materiales que permiten al ingeniero el cuantificar experimentalmente las deformaciones sufridas por las superficies y volúmenes de los materiales estudiados. Es una técnica experimental basándose en el cambio de la conductividad eléctrica de un material al aplicarse una fuerza a través del mismo. Debido a la reciente introducción del método de elementos finitos, esta técnica es menos utilizada. Esta técnica no debería dejar de ser utilizada ya que mide de una manera más exacta, por lo que generalmente se utiliza en la fase final del diseño de un producto [8].

No obstante, la tecnología extensiométrica de la que se dispone no permite el estudio directo de las deformaciones planas y volumétricas de los materiales en los interiores de los mismos, a los cuáles no se puede llegar sin usar métodos costosos y a menudo destructivos que afectan a las mediciones de manera tan significativa que las hace inviables.

Uno de los objetivos del presente proyecto es la mejora del método para el análisis del comportamiento interno en deformaciones de los neumáticos de automoción, para lo cual se hará uso de la tecnología extensiométrica disponible.

Antes de ello, conviene describir el comportamiento mecánico de los materiales sometidos a tensión:

Sea un material modelo sólido, deformable, homogéneo e isótropo cuya curva tensión tensión (σ) – deformación (ϵ) se muestra en la figura 3.1. En ella se pueden observar distintas zonas de comportamiento que dependen de las fuerzas solicitantes.

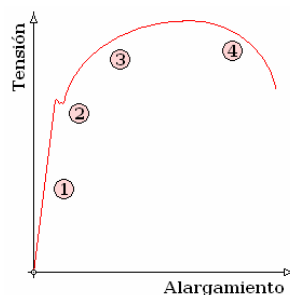


Figura 3.1.- Curva genérica tensión – deformación.

Si se somete a una probeta de un material, de dimensiones previas conocidas, a un ensayo de tracción simple, la curva tensión – deformación que se obtiene presenta, como hemos visto en la figura 3.1, 4 zonas diferenciadas:

- **Zona 1.** Zona elástica. Durante la primera etapa del ensayo de tracción simple se comprueba la existencia de una relación lineal entre la deformación y la tensión a través de una constante dependiente de las características de cada material, el Módulo de Elasticidad o de Young (E). La principal característica del comportamiento del material en esta zona es que las deformaciones desaparecen una vez retiradas las cargas, descendiendo de la misma forma lineal con que se habían producido. Este comportamiento puede caracterizarse a través de las siguientes relaciones matemáticas:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad \text{Ec. 3.1}$$

siendo

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad \text{Ec. 3.2}$$

- **Zona 2.** Zona de fluencia. Aunque no está presente en la totalidad de los materiales, es importante porque dificulta el análisis del límite entre zona elástica y zona plástica. Llega un momento, en el ensayo de tracción, en que la probeta deja de resistir bruscamente al aumento de la tensión rompiéndose la tendencia lineal de la zona elástica pero sin llegar a producirse deformaciones persistentes.
- **Zona 3.** Zona plástica. Las deformaciones producidas en esta zona quedan grabadas en el material, produciéndose así un material nuevo más duro, al mantener el mismo módulo E pero un límite de fluencia más alto. La deformación plástica persistente se debe al exceso de energía de deformación recibida por el material; que sobrepasa la energía elástica de los enlaces moleculares, reordenando estos o incluso deshaciéndolos y rompiéndolos, empezando por los más débiles de ellos. Por ello, una vez deformado plásticamente un material, la parte más débil de sus enlaces desaparece, y sólo permanece la más fuerte. Ello da lugar a un material suma de sucesivas deformaciones plásticas que es un material más duro, pero también más frágil. La energía necesaria para romper los enlaces más fuertes es mayor, pero una vez vencida dicha resistencia, la rotura es más cercana, es decir, se deformará mucho menos antes de romperse.

- **Zona 4.** Zona de estricción. El descenso de la tensión respecto de la deformación unitaria en esta zona no se debe a un descenso de la carga aplicada, sino a una reducción muy significativa de la sección resistente de la probeta ensayada. Cuando la sección se ve reducida de tal manera que ya no logra resistir la demanda de la carga aplicada, la probeta rompe por su sección más débil

Conociendo el comportamiento de determinado material, es posible inferir sus deformaciones internas a través de las deformaciones externas que podemos captar mediante las galgas extensiométricas. Sobre este hecho fehaciente se basa todo el desarrollo del presente proyecto.

3.2 GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

Las galgas extensiométricas son dispositivos capaces de medir deformaciones de las superficies de los materiales. Las más comunes se componen de un aislante eléctrico flexible que soporta una rejilla de filamentos metálicos. Las galgas se adhieren a los materiales mediante adhesivos del tipo de los cianoacrilatos. La deformación de la superficie del material se transmite solidariamente a la rejilla de filamentos metálicos de la galga, variando su resistencia eléctrica. Este salto de la resistencia se suele medir mediante puentes de *Wheatstone* y depende de la cantidad conocida como factor de galga que posteriormente se desarrollará. En la figura 3.2 se muestra el plano de conjunto de una galga extensiométrica genérica.

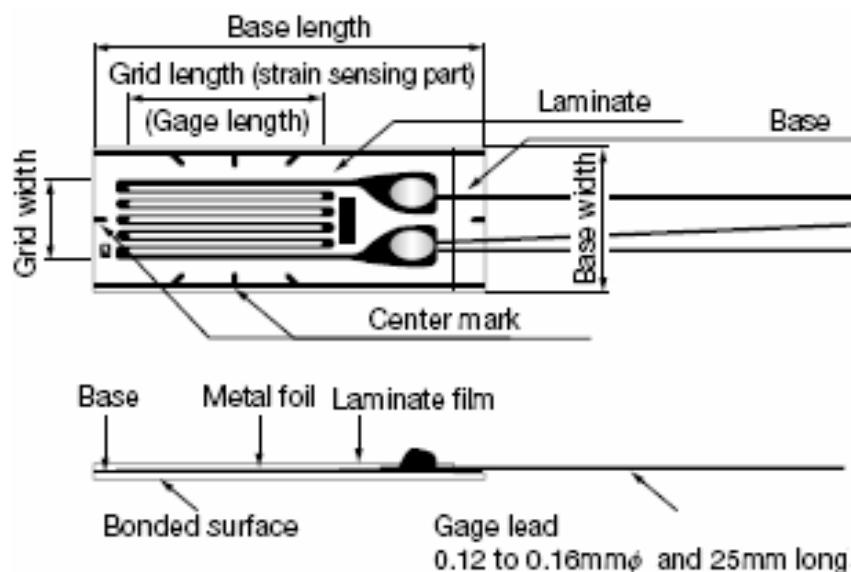


Figura 3.2.- Estructura de una galga extensiométrica de rejilla.

En el mercado se pueden encontrar otras configuraciones formadas por un conductor metálico de sección circular o galgas semiconductoras que varían su conductividad en función de la deformación. Los materiales aislantes más habituales son nylon, vinilo, polietileno o teflón que se eligen en función de las condiciones de temperatura de operación.

3.2.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

Al variar las condiciones tensionales a las que se ve sometido un conductor, normalmente metálico, también varían la manera en que se organizan sus enlaces intermoleculares, lo que afecta directamente a la conductividad del material. Dicha facultad posibilita a la rejilla de hilos metálicos de la galga, unida solidariamente con la superficie del material ensayado, extraer información de las deformaciones sufridas por el material, ya que existe una relación biunívoca entre la variación de resistencia eléctrica de la rejilla y la deformación de la misma, que se supone equivalente a la deformación del propio material.

La resistencia total de un elemento conductor viene dada por la expresión:

$$R = \rho \frac{L}{A} \quad \text{Ec. 3.3}$$

donde ρ es la resistividad propia del material, A es el área transversal del conductor y L la longitud total del hilo. Como lo que interesa son las variaciones en la resistencia eléctrica, se toman incrementos y se ordena la ecuación (3.3) linealmente:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta A}{A} \quad \text{Ec. 3.4}$$

siendo

$\frac{\Delta L}{L}$: variación de longitud unitaria de la galga al someterse a una tracción o compresión (ver figura 3.3).

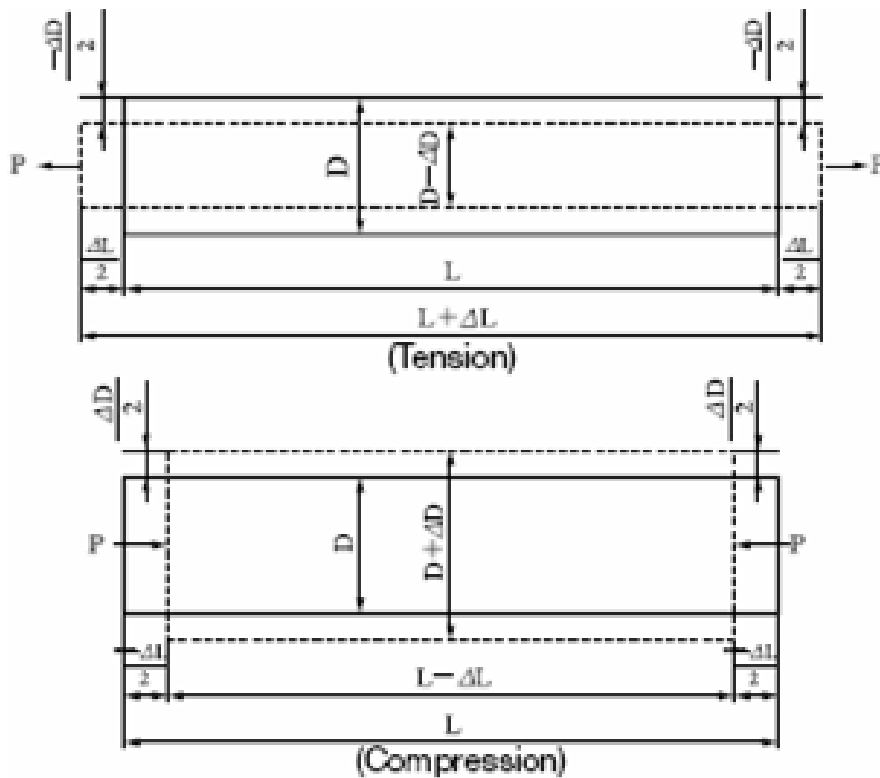


Figura 3.3.- Variación de dimensiones de una galga extensiométrica tras someterla a tracción o compresión.

$\frac{\Delta A}{A}$: deformación transversal que sufre el material conductor de la galga, en función de su sección inicial, tras la aplicación una deformación longitudinal previa. Esta variación depende, según la teoría de la Resistencia de los Materiales, de una constante lineal que se llama coeficiente de Poisson (ν).

$$\nu = - \frac{\epsilon_{transversal}}{\epsilon_{longitudinal}} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Si se supone que D es el diámetro inicial de la sección transversal equivalente del conductor y D' es el diámetro final tras una deformación:

$$\frac{\Delta A}{A} = \frac{D^2 - D'^2}{D^2} = \underbrace{\nu^2 \left(\frac{\Delta L}{L} \right)^2}_0 - 2\nu \frac{\Delta L}{L} \approx -2\nu \frac{\Delta L}{L} \quad \text{Ec. 3.6}$$

Sustituyendo 3.6 en 3.4 y dividiendo por ϵ queda:

$$s_A = \frac{\Delta R}{R\epsilon} = (1 + 2\nu) + \frac{\Delta \rho}{\rho\epsilon} \quad \text{Ec. 3.7}$$

3.2.2 **SENSIBILIDAD Y FACTOR DE GALGA**

La sensibilidad de galga (s_A) es un parámetro que relaciona la variación en la resistencia con la deformación. La expresión 3.7 tiene dos sumandos: Por un lado, $(1+2\nu)$, que representa el cambio de dimensiones, y $(\Delta\rho/\varepsilon\rho)$, que representa la variación de resistividad, según una deformación que se produce longitudinalmente.

Para la mayoría de aleaciones empleadas en la extensimetría, la sensibilidad de galga toma valores entre las 2 y 4 unidades. El valor final de la sensibilidad para cada aleación dependerá del grado de conformado en frío en el momento de la fabricación de la galga, de las impurezas que contiene la aleación y del rango de deformación sobre el que se hizo la medida de la sensibilidad.

Se puede hablar de aleaciones para galgas extensiométricas como el NICROM V (80% de níquel y 20% de cromo) o el KARMA (73% de níquel, 20% de cromo, 3% de hierro y 3% de aluminio). El Constantan o Advance (45% de níquel y 55% de cobre), que presenta un valor $s_A = 2.1$, supone la aleación más popular en el mercado para la fabricación de galgas extensiométricas, no en balde, posee propiedades tan interesantes como las que se describirán a continuación y que constituyen las características básicas de una galga extensiométrica eficaz y de calidad:

- La sensibilidad de la galga debe comportarse linealmente con respecto a un amplio rango de deformaciones y no variar significativamente si se sobrepasa el límite elástico de la aleación.
- La aleación debe presentar una excelente estabilidad térmica. Además, su dependencia con la temperatura debe ser fácilmente controlable mediante tratamientos térmicos y adición de impurezas durante el proceso de fabricación.
- Debe tener una elevada resistividad, con lo que con muy poco material se alcanza una resistencia base adecuada. A modo de ejemplo, el Constantan tiene una resistividad de $0.477 \Omega \cdot mm^2/m$.

Sin embargo, hay que considerar que la rejilla de hilo que configura una galga extensiométrica también produce, por su distribución en zigzag, deformaciones no sólo longitudinales, sino también transversales (ε_t) y tangenciales (γ_{At}) que han de tenerse en cuenta en la variación resistiva total de la misma incorporándolas a la ecuación 3.7 del

modo siguiente:

$$\frac{\Delta R}{R} = s_A \cdot \varepsilon_A + s_t \cdot \varepsilon_t + s_s \cdot \gamma_{At} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Las deformaciones tangenciales, y la sensibilidad de la galga para dichas deformaciones, son manifiestamente irrelevantes y se pueden despreciar, con lo que quedan sólo las sensibilidades de la galga a deformaciones longitudinales (axiales) y las transversales (normales).

Sea $K_t = s_t/s_A$ el factor transversal de galga y la sensibilidad a deformaciones tangenciales, nula. Entonces se puede reescribir la ecuación 3.8 como:

$$\frac{\Delta R}{R} = s_A \cdot (\varepsilon_A + K_t \cdot \varepsilon_t) \quad \text{Ec. 3.9}$$

Según este resultado, es evidente que la influencia de la deformación transversal sobre la variación de la resistencia de la galga, depende de la comparación de dicha deformación respecto de la axial. Por tanto, cuanto mayor sea el valor de K_t y ε_t , más necesario será compensar su efecto a fin de calibrar la deformación transversal objetivo.

El factor de galga relaciona la deformación axial con la variación de la resistencia. Los fabricantes definen dicha constante de calibración (s_g) del modo siguiente:

$$\frac{\Delta R}{R} = s_g \cdot \varepsilon_A \Rightarrow \Delta R = R \cdot s_g \cdot \varepsilon_A \quad \text{Ec. 3.10}$$

3.2.3. CARACTERÍSTICAS, PROPIEDADES Y FUENTES DE ERROR

Debido a la fatiga de la propia galga, en sucesivos procesos de carga y descarga, se crean desviaciones del comportamiento lineal de la carga que producen una traslación de la línea de descarga, provocando, a su vez, un valor negativo de la medida para una carga nula. Dicho valor se denomina deriva y el lazo formado por dicho comportamiento en la gráfica ε_{medida} vs. ε_{real} se denomina histéresis (ver figura 3.4).

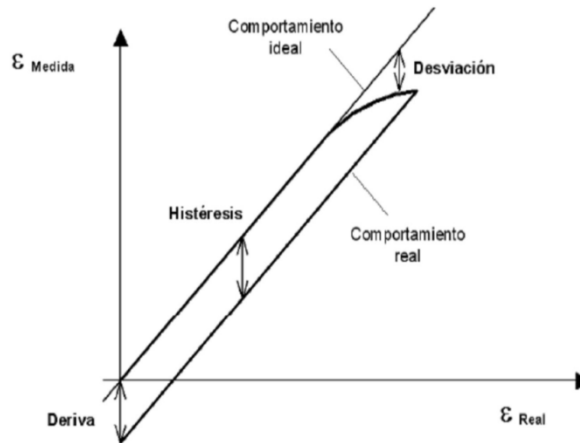


Figura 3.4.- Linealidad, histéresis y deriva de las galgas extensiométricas.

Tanto la linealidad, como la histéresis y la deriva dependen de la zona del rango de operación en la que trabaja la galga, del material sobre el que se adhiere la misma o incluso del adhesivo utilizado para ello. Pero cuando se siguen las indicaciones proporcionadas por el fabricante, estos errores suponen menos del 1% de la medida. Claro que, cuanto mayor deformación se esté midiendo, mayores desviaciones se producirán. Teniendo en cuenta que por encima de las 10000 $\mu\epsilon$, la galga deja de trabajar dentro del rango medible. Para las deformaciones que es previsible que se produzcan en el desarrollo de los ensayos, no se esperan, en ningún caso, imprecisiones superiores al 1% [13].

Cuando se produce un cambio de temperatura, el comportamiento de la galga cambia y se produce una desviación en la medición. La ecuación que rige la dilatación de los materiales por la temperatura es:

$$\frac{\Delta L}{L} = \alpha \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 3.11}$$

siendo α el coeficiente de dilatación del material.

Como en la medición existen 2 materiales en contacto, de propiedades distintas, se debe reescribir la ley de dilatación para ambos materiales: superficie de medición (α_1) y galga (α_2):

$$\frac{\Delta L}{L} = \alpha_1 \cdot \Delta T = \alpha_2 \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 3.12}$$

La resistividad de la aleación de la galga también se ve afectada por la temperatura según la ley:

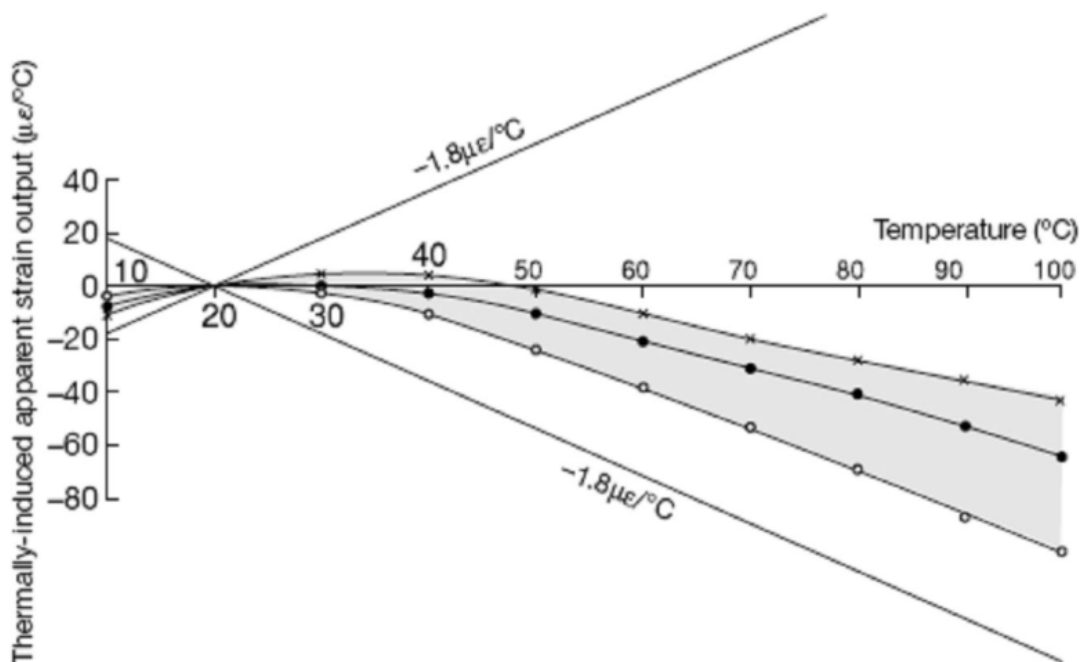
$$\frac{\Delta R}{R} = \gamma \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 3.13}$$

siendo γ el coeficiente de resistividad de la galga.

Todos los efectos pueden recogerse en la ecuación:

$$\frac{\Delta R}{R} = (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot s_g \cdot \Delta T + \gamma \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 3.14}$$

Si $\alpha_1 \neq \alpha_2$, la superficie que se quiere estudiar no está trasladando solidariamente su deformación a la galga, por tanto la medición es absolutamente errónea. Del mismo modo, si $\gamma \neq 0$, tampoco la medición será correcta. El método tradicional de compensación de estos efectos es situar galgas de compensación en los circuitos acondicionadores de señal. Se ampliará esta metodología más adelante, en el apartado 3.2.4. Hoy existen galgas autocompensadas (SELCOM® gages) fabricadas expresamente para materiales determinados y en específicas condiciones de diseño y operación. En la figura 3.5 se muestra la variación que induce una galga autocompensada es nula a temperatura ambiente. Entre 10 y 100 °C, el valor de salida se modifica en $1,8 \mu\epsilon/^\circ\text{C}$, diez veces menos de desviación por temperatura que una galga común.



Typical Temperature Characteristics of Self-temperature-compensation Foil Gage

Figura 3.5.- Característica térmica de las galgas de autocompensación.

En la tabla 3.1 se recogen los materiales habituales sobre los que se aplican las galgas de compensación y el coeficiente de expansión que presentan [13].

Tabla 3.1.- Materiales de aplicación para galgas autocompensadas.

| MATERIAL SOBRE EL QUE SE APLICA | COEFICIENTE DE EXPANSIÓN ($\mu\epsilon/^\circ\text{C}$) |
|---------------------------------|---|
| Madera | 5 |
| Acero | 11 |
| Acero inoxidable | 16 |
| Aleaciones alumínicas | 23 |
| Aleaciones de magnesio | 27 |
| Plásticos y acrílicos | 65 |

Los fabricantes de galgas no autocompensadas entregan tablas (ver figura 3.6) que indican el factor de corrección aplicable en función de la temperatura y del material que se trate.

TML STRAIN GAUGE TEST DATA

| | |
|--|---|
| GAUGE TYPE : FCA-2-11 | TESTED ON : SS 400 |
| LOT NO. : A515421 | COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION : 11.8 $\times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ |
| GAUGE FACTOR : 1=2.10 2=2.10 $\pm 1\%$ | TEMPERATURE COEFFICIENT OF G.F. : $+0.1 \pm 0.05 \%$ / $^\circ\text{C}$ |
| ADHESIVE : P-2 | DATA NO. : A0591 |

THERMAL OUTPUT (ϵ_{app} : APPARENT STRAIN)

$$\epsilon_{app} = -2.97 \times 10^{-1} + 2.73 \times T^1 - 7.23 \times 10^{-2} \times T^2 + 5.30 \times 10^{-4} \times T^3 - 1.40 \times 10^{-6} \times T^4 \quad (\mu\text{m/m})$$

TOLERANCE : ± 0.85 [$\mu\text{m/m}/^\circ\text{C}$], T : TEMPERATURE

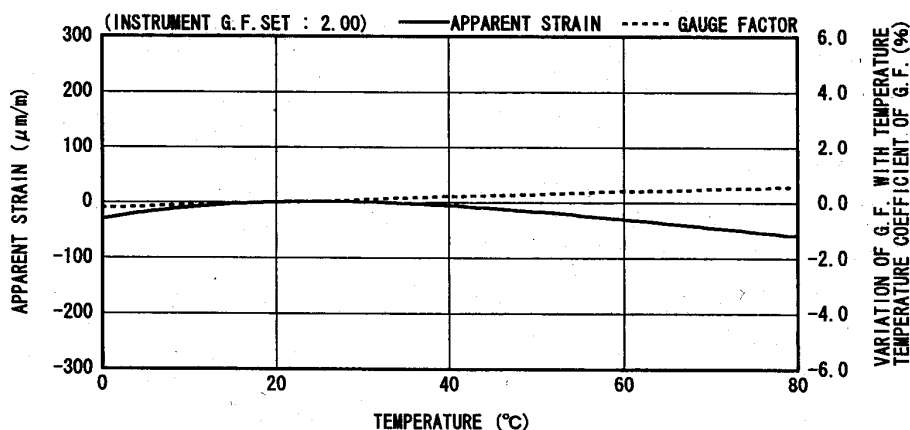


Figura 3.6.- Corrección del factor de galga en función de la temperatura.

En la documentación mostrada en la figura 3.6, existe un apartado llamado *Thermal Output* en el que se define una deformación aparente, ϵ_{app} , en función de la temperatura y que es la

corrección que hay que aplicar en la lectura para obtener la deformación real de la galga. La resistividad de los cables, que aumentan su resistencia eléctrica al aumentar su longitud y su temperatura, introducen un error importante en el sistema de medida. Por experiencia, se sabe que un conductor aislado de dos hilos de cobre incrementa el valor medido por la galga en aproximadamente $1 \mu\epsilon/^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}$. Para eliminar este efecto se emplean conexiones a 3 hilos, como muestra en la figura 3.7.

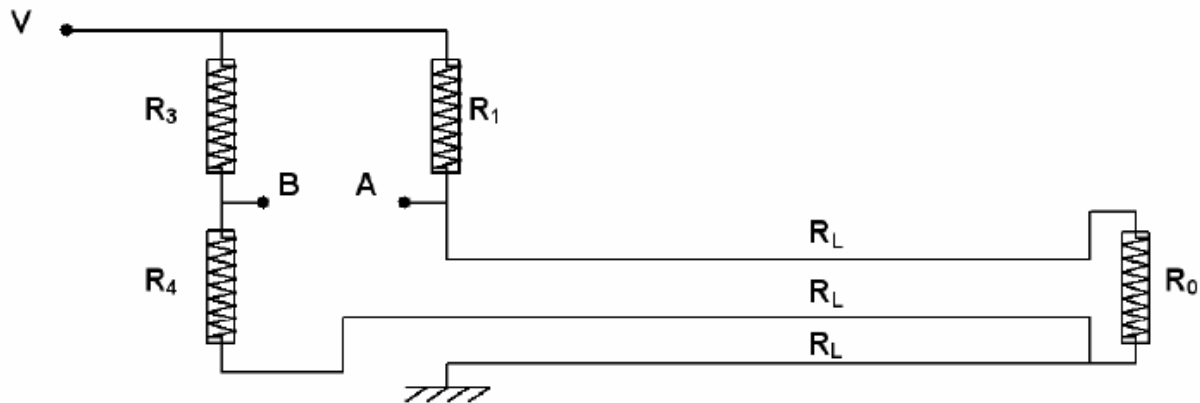


Figura 3.7.- Método de conexión a 3 hilos.

La resistencia de dos hilos se reparte entre los brazos que conectan el puente entre R_0 y R_4 . Así, el circuito se equilibra ya que las 2 ramas variarán su resistencia a la par. El tercer hilo permite la puesta a tierra del conjunto del circuito.

El efecto Joule produce una disipación de calor al atravesar una corriente a la galga. La ley de gobierno de dicha potencia calorífica, P , es:

$$P = i^2 \cdot R_{galga} \quad \text{Ec. 3.14}$$

siendo i la intensidad de corriente, y R_{galga} la resistencia de la galga.

La temperatura influye en la medición al aumentar la resistividad del cobre al aumentar su temperatura, luego se debe limitar dicha disipación disminuyendo la corriente que atraviesa la galga. Para los lotes que se utilizarán en los ensayos de este proyecto, con voltajes de 5 V y resistencia de 120Ω , se obtienen corrientes de 20 mA con lo que se controla, a través de los equipos acondicionadores, la disipación de calor.

La respuesta en frecuencia de la galga debe tenerse en cuenta en ensayos dinámicos. La transmisión de la deformación entre la superficie y la galga es solidaria, directa e inmediata por lo que no influye en el proceso de captura. Sin embargo, el tiempo de respuesta de la galga es de unos 200 ns, con lo que la frecuencia máxima es de hasta 5 GHz.

A lo largo del tiempo, las galgas pueden verse afectadas por variaciones ambientales diversas que pueden afectar a su rendimiento si no se ponen las medidas para que las mismas no interfieran en el correcto funcionamiento de los aparatos. Dichas variaciones tienen que ver con la temperatura, las radiaciones solares, la humedad o el adhesivo.

Está demostrado que las resinas epoxi para el soporte y los cianoacrilatos para el adhesivo, son lo más eficaz y resistente. Al conseguir una correcta impermeabilización de los transductores y resistencias del acondicionador de señal, se mejora el tiempo de respuesta del sistema.

Finalmente, sólo resta decir que, según la experiencia de la extensimetría, el límite de fatiga de las galgas se sitúa alrededor a los 10^5 ciclos. Experimentalmente, se entiende que una galga extensiométrica de uso común presenta fatiga cuando, entre dos mediciones de un mismo patrón, se observa una deriva de $100 \mu\epsilon$ [13].

3.3 CIRCUITOS ACONDICIONADORES DE SEÑAL

Para obtener oscilaciones de tensión o intensidad en función de la resistencia que presenta la galga en cada instante es necesario disponer un circuito acondicionador al que conectar la galga que transforme y amplifique la variación de resistencia de la galga. En la figura 3.8 se muestra un diagrama topológico del circuito acondicionador.

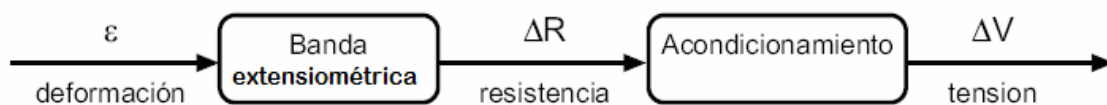


Figura 3.8.- Diagrama de bloques del acondicionamiento de señal en un sistema de medida que emplea galgas extensiométricas.

Para las galgas extensiométricas, el puente de *Wheatstone* es el acondicionador más eficiente. Su punto fuerte radica en que no presenta *offset* de salida y amplifica las pequeñas variaciones de la resistencia con mucha afinidad. Dicho puente dispone de 4 configuraciones en las que implementar resistencias fijas o transductores (ver figura 3.9).

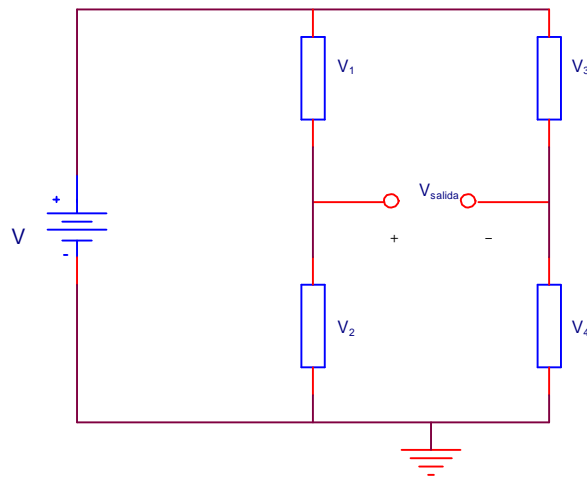


Figura 3.9.- Puente de Wheatstone.

Para que la tensión de salida, $V_{\text{salida}}=0$, la tensión de las galgas 2 y 4 son iguales, por tanto, se puede escribir, mediante divisores de tensión:

$$V_2 = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \cdot V = \frac{R_4}{R_3 + R_4} \cdot V = V_4 \quad \text{Ec. 3.15}$$

y simplificando,

$$R_1 \cdot R_4 = R_3 \cdot R_2 \quad \text{Ec. 3.16}$$

Que es condición necesaria y suficiente para que el sistema esté equilibrado.

Por consiguiente, para señales pequeñas, deformaciones reducidas, y puente equilibrado, se puede obtener la expresión que relaciona la tensión de salida y la variación resistiva de las galgas del puente:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{4 \cdot R_0} (\Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_1 - \Delta R_4) \quad \text{Ec. 3.17}$$

Considerando que la resistencia de la galga deformada, $R_i=R_0+\Delta R_i$ y R_0 es la resistencia de la galga cuando sobre esta actúa la deformación nula.

3.3.1 CIRCUITO EN ¼ DE PUENTE

El circuito en ¼ de puente se implementa con una única galga, situada en las posiciones 1 ó 2. Esta configuración no admite compensación de magnitudes de influencia.

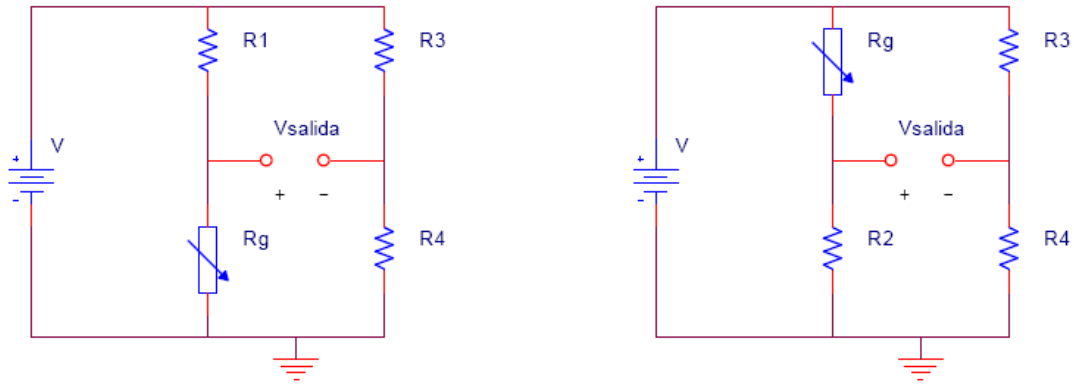


Figura 3.10.- Configuraciones típicas en $\frac{1}{4}$ de puente.

Suponiendo que se dan las condiciones de equilibrio, aplicando conceptos de señal pequeña y considerando la relación vista en la ecuación 3.9 que relaciona la variación resistiva con la deformación de la galga, es fácil obtener la relación de funcionamiento del $\frac{1}{4}$ de puente:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{4} \cdot s_g \cdot \varepsilon_A \quad \text{Ec. 3.18}$$

donde el signo del valor de la tensión de salida, V_{salida} , puede ser positivo o negativo dependiendo de que se sitúe la galga en las posiciones 2 ó 3 (positivo) o 1 ó 4 (negativo) mostradas en la figura 3.10. Esta es la configuración de $\frac{1}{4}$ de puente que se usa en los ensayos realizados en el proyecto presente.

3.3.2 CIRCUITO EN $\frac{1}{2}$ PUENTE

A diferencia del circuito en $\frac{1}{4}$ de puente, en el de $\frac{1}{2}$ de puente se emplean 2 galgas. Su ubicación depende del tipo de deformación que se desee caracterizar (ver figura 3.11).

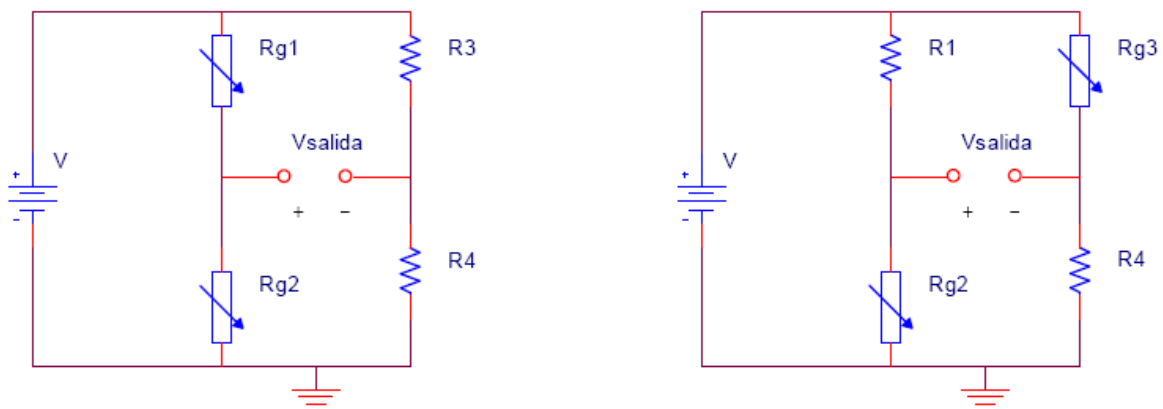


Figura 3.11.- Configuraciones típicas en $\frac{1}{2}$ puente.

Los montajes de uso más habitual con este circuito son:

- CIRCUITO PUSH – PULL:

Las galgas se sitúan en la misma rama del puente y sobre caras paralelas de la superficie del material ensayado, de modo que actúen en contrafase. Cuando una se somete a tracción, la otra se comprime (ver figura 3.12).

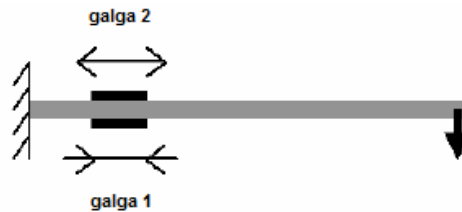


Figura 3.12.- Montaje en push – pull para flexión de una viga en voladizo.

Su función de gobierno es:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{2} \cdot s_g \cdot \varepsilon_A \quad \text{Ec. 3.19}$$

siendo V_{salida} la tensión de salida, V la tensión de la galga, s_g la sensibilidad de la galga, y ε_A la elongación.

- CIRCUITO PARA MEDIDA DE TRACCIÓN Y COMPRESIÓN.

Las galgas se montan en ramas opuestas y sobre el material, en dos superficies paralelas (ver figura 3.13).



Figura 3.13.- Montaje en 1/2 puente para la medida de tracción ó compresión.

La función de gobierno es, del mismo modo:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{2} \cdot s_g \cdot \varepsilon_A \quad \text{Ec. 3.20}$$

siendo V_{salida} la tensión de salida, V la tensión de la galga, s_g la sensibilidad de la galga, y ε_A la elongación.

- CIRCUITO PARA LA COMPENSACIÓN DE TEMPERATURA.

Las galgas se montan en la misma rama pero sólo una de ellas mide deformación. La otra compensa el efecto de las demás variables de influencia. La función de gobierno es la misma que para $1/4$ de puente, pero en este caso se ha eliminado la dependencia de las magnitudes de influencia:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{4} \cdot s_g \cdot \epsilon_A \quad \text{Ec. 3.21}$$

siendo V_{salida} la tensión de salida, V la tensión de la galga, s_g la sensibilidad de la galga, y ϵ_A la elongación.

3.3.3 CIRCUITO EN PUENTE COMPLETO

En el circuito de puente completo se usan 4 galgas, 2 por cada rama. (Figura 3.14)

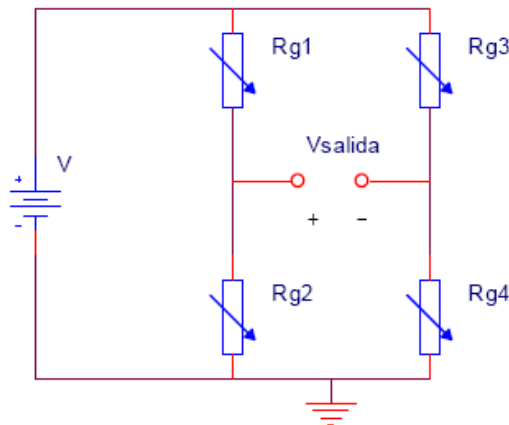


Figura 3.14.- Circuito en Puente Completo.

También existen configuraciones según el objetivo:

- CIRCUITO PUSH – PULL:

Las galgas se montan en contrafase dos a dos como se muestra en la figura 3.15.

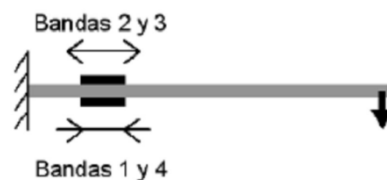


Figura 3.15.- Montaje en Push – Pull de puente completo sobre una viga en voladizo.

La función de gobierno es:

$$V_{\text{salida}} = V \cdot s_g \cdot \epsilon_A \quad \text{Ec. 3.22}$$

siendo V_{salida} la tensión de salida, V la tensión de la galga, s_g la sensibilidad de la galga, y ϵ_A la elongación.

- CIRCUITO PARA LA MEDIDA DE TRACCIÓN Y COMPRESIÓN.

Las galgas evalúan deformación axial y transversal dos a dos. (Ver figura 3.16)

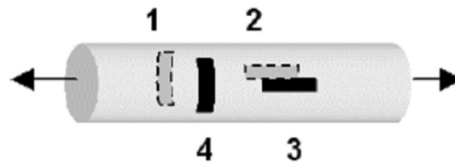


Figura 3.16.- Montaje para la medida de tracción y compresión en puente completo.

La ecuación de gobierno es:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{2} \cdot s_g \cdot \varepsilon_A \cdot (1 + \nu) \quad \text{Ec. 3.23}$$

donde ν representa el coeficiente de Poisson que relaciona las deformaciones transversales con las axiales, V_{salida} es la tensión de salida, V es la tensión de la galga, s_g es la sensibilidad de la galga, y ε_A , la elongación.

- CIRCUITO PARA LA COMPENSACIÓN DE TEMPERATURA.

Las galgas 2 y 3 miden deformación mientras que la 1 y la 4 compensan.

La función de gobierno es la misma que para 1/2 puente, pero en este caso se ha eliminado la dependencia de las magnitudes de influencia:

$$V_{\text{salida}} = \frac{V}{2} \cdot s_g \cdot \varepsilon_A \quad \text{Ec. 3.24}$$

siendo V_{salida} la tensión de salida, V la tensión de la galga, s_g la sensibilidad de la galga, y ε_A la elongación.

3.4 MONTAJE DE GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

Conseguir que la deformación de la superficie del material se transmita solidaria y directamente a la galga es uno de los puntos críticos para que el sistema de adquisición de datos funcione.

Existen gran número de adhesivos distintos para cada tipo de superficie y condiciones de operación. Según sea el ensayo y el material que se vaya a realizar, se debe elegir entre unos adhesivos u otros.

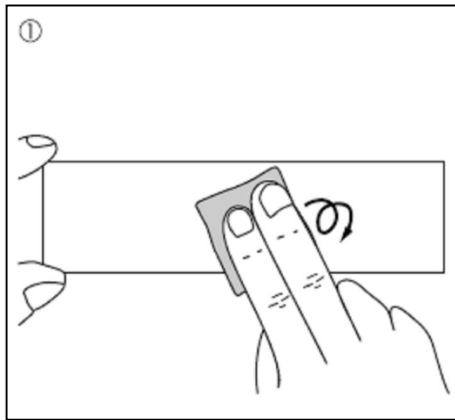
En la tabla 3.2 se muestra un listado que relaciona los adhesivos con el tipo de galga que son útiles y en qué condiciones de operación deben aplicarse [3].

Tabla 3.2.- Tipos de adhesivos usados en extensimetría.

| TIPO | COMPOSICIÓN | TEMPERATURAS DE OPERACIÓN | GALGAS A LAS QUE ES APLICABLE |
|--------|----------------|---------------------------|--|
| HC-25A | Cerámica | -50 hasta +500 °C | KH |
| HC-29 | Cerámica | -50 hasta +500 °C | KH-G6 |
| SC-22 | Silicona | -50 hasta +400 °C | KFA |
| PC-6 | Fenol | -269 hasta +250 °C | KFC, KFR, KFD, KC, KFN, KFL, KFH, KBN |
| EP-17 | Resina Epoxi | -50 hasta +170 °C | E5 (Galgas de semiconductor) |
| PC-12 | Polyester | -196 hasta +150 °C | KFC, KC, KFS, KBN, KFW, KFF (galga de semiconductor) |
| PC-13 | Polyester | -50 hasta +150 °C | KFC, KC, KBN, Galgas de semiconductor |
| CC-15A | Cianocrilato | -196 hasta +120 °C | KFC, KFR, KFD, KC, K, KFE, KFP, KFN, KBN, KFS, KFL, KFW, KFF, Galgas de semiconductor. |
| EP-18 | Resina Epoxi | -50 hasta +100 °C | KFC, KC, KBN, KFW, KFF |
| PC-28 | Fenol | -20 hasta +80 °C | KFC, KFR, KFD, KC, KFN (principalmente para galgas que contengan aluminio) |
| BC-11 | Nitrocelulosa | -50 hasta +80 °C | K |
| EC-30 | Resina Epoxi | 0 hasta +60 °C | KLM |
| EC-10 | Goma sintética | -10 hasta +60 °C | KL |
| UC-26 | Poliuretano | -196 hasta +50 °C | KFL (para aplicaciones sobre madera y cemento) |
| UC-27A | Poliuretano | -196 hasta +70 °C | KFL (para aplicaciones sobre metal) |

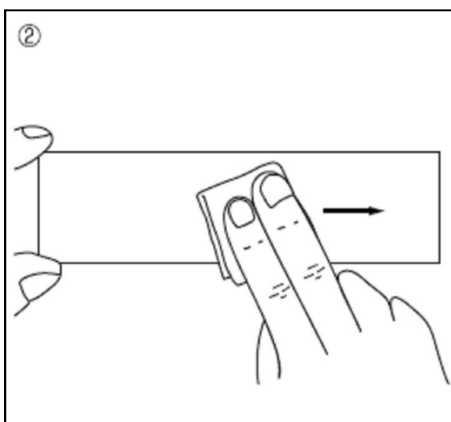
Tras elegir el adhesivo, es necesario preparar la superficie sobre la que se situará la galga. Para este proyecto sobre neumático se preparará la superficie lijándola de forma homogénea y después se aplicará un adhesivo Loctite® para fijar la galga.

Las Figuras 3.17 a 3.22 describen gráficamente cada uno de los pasos a seguir para la fijación de las galgas con el fin de que se asegure la transmisión solidaria entre superficie y galga.



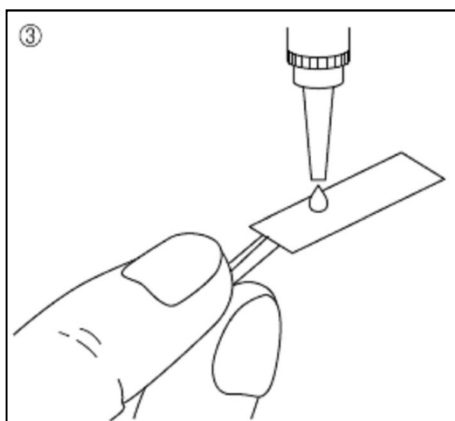
- 1) El primer paso consiste en pulir la superficie sobre la que se va a adherir la galga. Se recomienda lijar la misma con papel de lija de grano fino para eliminar eficazmente todas las impurezas existentes.

Figura 3.17.- Paso 1. Fijación de las galgas.



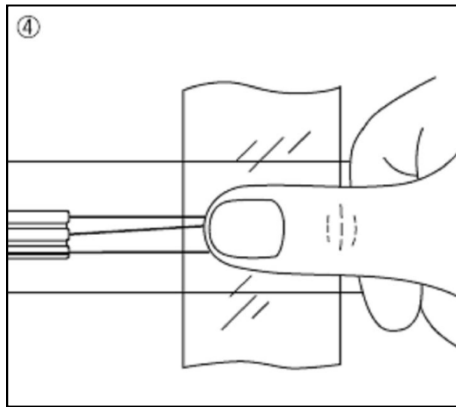
- 2) Acto seguido, se debe limpiar la superficie para eliminar restos de grasa o aceite, empleando cualquier disolvente volátil que no contenga agua. Frotar con una gamuza absorbente en un único sentido.

Figura 3.18.- Paso 2. Fijación de las galgas.



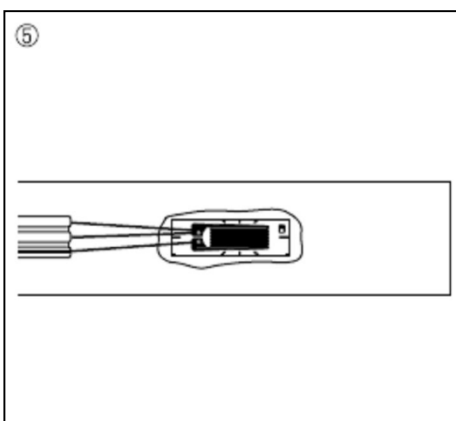
- 3) Se aplica una pequeña cantidad de adhesivo sobre el reverso de la galga extensiométrica. No es recomendable esparcir el producto, porque así, se reducirá el tiempo de secado del mismo.

Figura 3.19.- Paso 3. Fijación de las galgas.



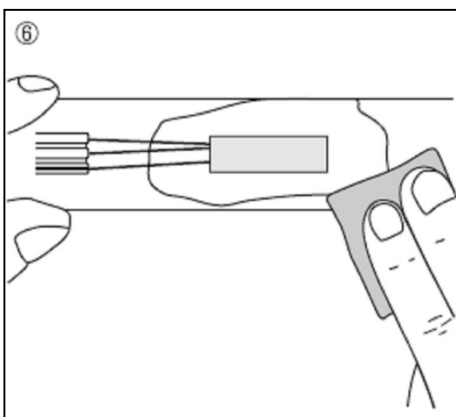
- 4) Situar la galga sobre la superficie del material, en el punto deseado. Presionar sobre una hoja de polietileno durante aproximadamente 1 minuto. Una vez superado este paso, no se debe tratar de variar la posición de la galga.

Figura 3.20.- Paso 4. Fijación de las galgas.



- 5) Una vez adherida la galga, se puede retirar la hoja de polietileno que la cubría. La situación ideal es que el adhesivo se haya esparcido alrededor del transductor.

Figura 3.21.- Paso 5. Fijación de las galgas.



- 6) Si el adhesivo se ha esparcido demasiado, eliminar el sobrante lijando la superficie. Un exceso de adhesivo alrededor de la galga, puede llevar a medidas defectuosas, ya que modifica el comportamiento del material.

Figura 3.22.- Paso 6. Fijación de las galgas.

Debe tenerse en cuenta la soldadura de los terminales de la galga con los cables de conexión ya que el calor excesivo en el proceso puede alterar el correcto funcionamiento de la galga. Por ello, es necesario que la soldadura sea rápida, menos de 3 segundos, y con los cables a unir pre-entrelazados.

Si es posible, es aconsejable proteger las galgas y las soldaduras mediante una masilla para evitar su deterioro a la intemperie tal como se ilustra en la figura 3.23.

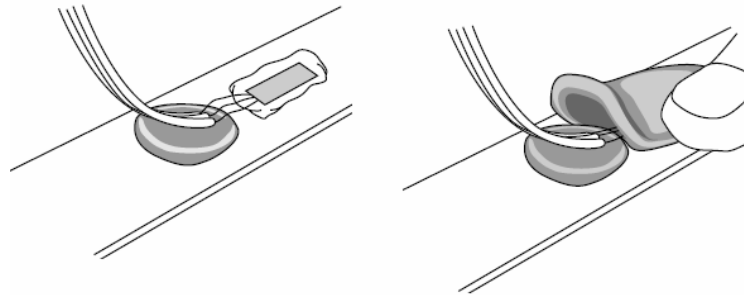


Figura 3.23.- Protección de una galga extensiométrica y del cableado de conexión.

Finalmente, habrá que cerciorarse de que existe continuidad eléctrica entre todo el circuito y que no existe conexión con la superficie ensayada, especialmente si esta es metálica.

CAPÍTULO 4
MATERIALES UTILIZADOS,
SISTEMA DE MEDICIÓN Y
ADQUISICIÓN DE DATOS

4.1 INTRODUCCIÓN

Un sistema de medida electrónico es aquel equipo cuya finalidad es obtener información acerca de un proceso físico y presentar dicha información en la forma adecuada a un observador o a otro sistema técnico de control. Existen multitud de magnitudes físicas susceptibles de ser medidas [14].

La información de las variables que se pretendan capturar se almacena en algún tipo de variable eléctrica que generalmente es tensión. Esta variable eléctrica es lo que se denomina señal. La naturaleza de las variables y de las señales que las contiene puede ser igual o distinta. En cualquier caso las variables y señales pueden clasificarse en dos:

- Digitales, son los datos que constituyen matemáticamente un conjunto denso. Es decir, aquel que tiene la particularidad de que entre dos valores cualesquiera de él, se puede incluir otro valor del mismo conjunto.
- Analógicas, son los datos que constituyen un conjunto finito de valores.

En general, los sistemas de medida y almacenamiento de datos constan de cinco elementos básicos [14]:

- Los sensores que convierten un fenómeno físico en una magnitud eléctrica.
- Un bloque acondicionador que realiza el acondicionamiento para aislar, filtrar, convertir y/o amplificar la señal.
- Un sistema de adquisición que convierte la señal del dominio analógico al digital.
- Un sistema de tratamiento que realiza operaciones con los datos (información digital) con objeto de transformarlos en información útil.
- Un sistema de representación cuyo objeto es comunicar los resultados al usuario.

Para la realización de presente proyecto se ha empleado el sistema de medición y almacenamiento que se puede ver en la figura 4.1. No obstante, en esta parte del proyecto se describirá por separado la parte del hardware y el software para su mejor comprensión.

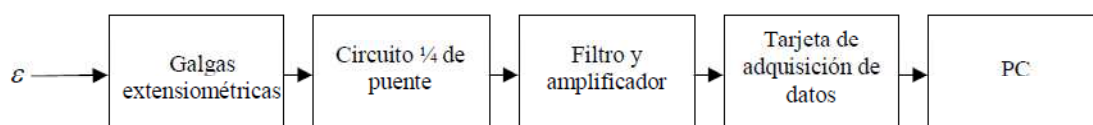


Figura 4.1.- Sistema de medición y almacenamiento empleado.

4.2 HARDWARE

4.2.1 GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

Las galgas extensiométricas son un componente importantísimo del sistema de medición puesto que son estas las que convierten el fenómeno físico que ocurre en el neumático en una señal eléctrica medible. En el capítulo 3 se ha comentado de manera detallada sus principales características. Solamente se comentará en este apartado el tipo de galgas utilizadas para la medición en este proyecto y sus características específicas.

Las galgas empleadas en el sistema de muestreo son: FLA – 10 – 11 del fabricante japonés TML. Son de tipo rejilla y tienen dos hilos para la conexión con el sistema de medición y muestreo (ver figura 4.2).

Sus características principales son:

- Fabricada con aleación de Constantan y base de poliamida.
- Longitud: 10 mm.
- Factor de galga: $S_g = 2.11 \pm 1\%$.
- Sensibilidad transversal: $S_t = -0.3\%$.
- Resistencia nominal sin deformación: $R_{g0} = 120 \pm 0.3\Omega$.
- Autocompensación de temperatura: $11 \mu\epsilon/^\circ C$.



Figura 4.2.- Galga FLA-10-11

Este tipo de galga se ha empleado por su amplia respuesta en frecuencia, su robustez y fácil utilización y montaje. Su espesor y tamaño es muy pequeño con lo que la influencia en el neumático es nula, lo que hace que sea idóneo para su empleo en el sistema de medida y muestreo de la deformación. También, cabe destacar la relación calidad-precio puesto que para la realización de las medidas se ha utilizado un número elevado de galgas.

Como se ha explicado en el capítulo 3, los fabricantes suelen facilitar unas tablas de compensación del factor de galga con la temperatura (ver figura 4.3). No obstante, en este caso concreto no adquiere un valor relevante puesto que todas las medidas se realizan en una nave climatizada donde no se producen cambios de temperatura. También, se ha de destacar que el neumático no se ha calentado en ningún momento ya que las velocidades han sido siempre menores a 20 km/h, en procesos de ensayo menores de 30 segundos.

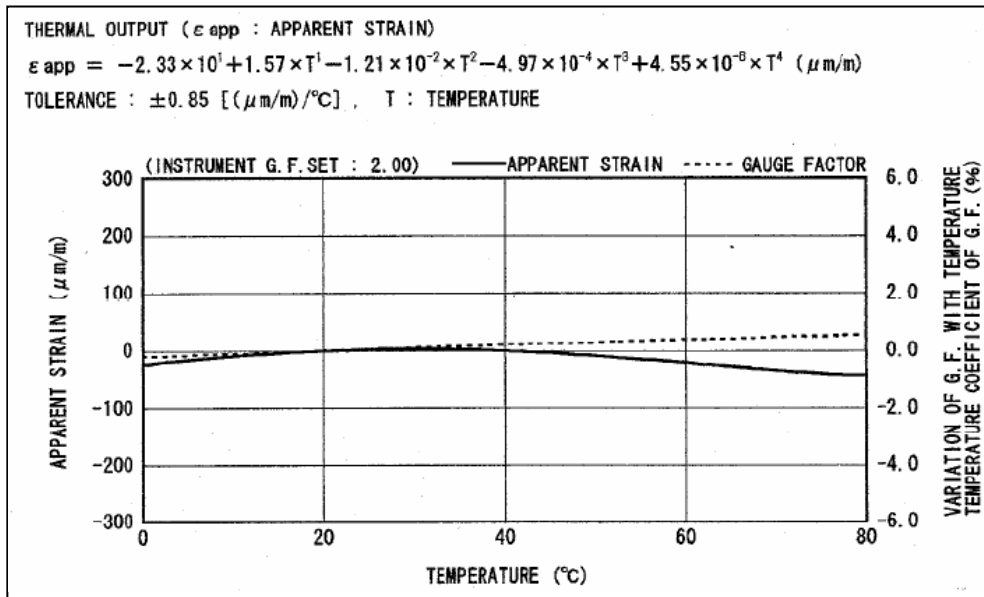


Figura 4.3.- Tabla de compensación del factor de galga.

4.2.2 CIRCUITO ACONDICIONADOR DE ¼ DE PUENTE

Con el fin de acondicionar el transductor para que genere una señal eléctrica se emplea un circuito acondicionador de ¼ de puente de *Wheatstone*. Las características de este circuito se han explicado en el capítulo 3.

Se ha utilizado como circuito de ¼ de puente una caja con terminales dado por el fabricante del equipo, NEC. Este tipo de instrumento tiene incluido un circuito interior que en función de cómo se conecte a la galga se podrá configurar en ¼ de puente, ½ puente a 3 hilos, ½ puente, ½ puente a tres hilos y puente completo. El modelo concreto es BRIDGE BOX 5370 del fabricante NEC (ver figura 4.4).

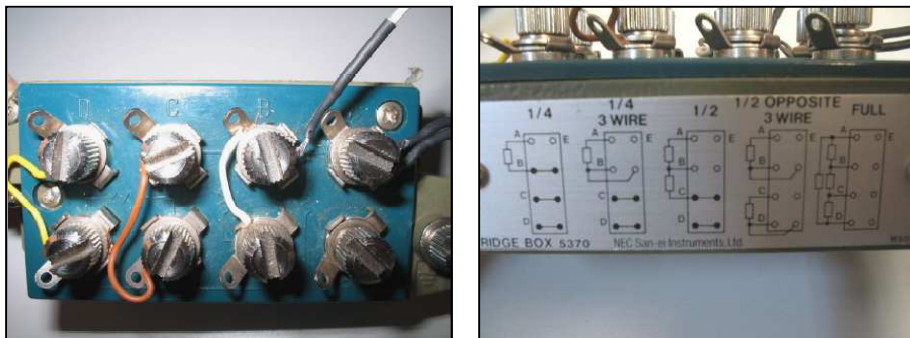


Figura 4.4.- NEC BRIDGE BOX 5370: A la izquierda, vista de planta; a la derecha, vista posterior.

4.2.2.1 FILTRO Y AMPLIFICADOR DE SEÑAL

Un filtro se define como un cuadripolo capaz de atenuar determinadas frecuencias del espectro de la señal. Como cuadripolo, un filtro se caracteriza por una función de transferencia $H(s)$:

$$H(s) = \frac{V_o(s)}{V_i(s)} \quad \text{Ec. 4.1}$$

donde $V_o(s)$ y $V_i(s)$ representan las funciones de las señales de entrada y salida, respectivamente.

Los filtros puede clasificarse bajo dos criterios: según la señal procesada y según su función:

- Según la señal procesada:
 - Filtros analógicos:
 - Pasivos, compuestos por resistencias, bobinas y condensadores y con ganancia inferior a 1 en la frecuencia que no es atenuada.
 - Activos, circuitos formados con los elementos activos capaces de conseguir ganancia superior a 1 en la frecuencia permitida.
 - Capacidad conmutada, a diferencia de los filtros anteriores, la señal de entrada es muestreada y procesada en un tiempo discreto.
 - Filtros digitales
- Según su función:
 - Paso bajo, filtros que atenúan frecuencias altas y dejan pasar las frecuencias bajas.
 - Paso alto, filtros que permiten el paso de frecuencias altas y bloquean las frecuencias bajas.
 - Paso banda, filtros que dejan pasar un ancho de banda determinado bloqueando el resto de frecuencias.

Para el presente proyecto se ha empleado como filtro y amplificador el equipo del fabricante NEC compuesto por un módulo de monitorización NEC 5636 y por siete módulos de filtrado y amplificación del tipo NEC AS2101 DC STRAIN AMPLIFIER (ver figura 4.5).



Figura 4.5.- Vista frontal y trasera del equipo amplificador

La capacidad de amplificador del equipo depende de la configuración con la que se prepare, si bien, será de 1000 V/V la tensión de salida del puente acondicionador de las galgas en su amplificación máxima.

Posee varios monocanales amplificadores y de filtrado y un módulo aparte de monitorización pudiendo seleccionar este el canal que se desee visualizar. Cada módulo de filtrado y amplificaron se conectan al de monitorización mediante un bus interno propio del conjunto.

4.2.2.2 MÓDULO DE MONITORIZACIÓN

El equipo completo de filtrado y amplificación tiene 8 módulos diferentes. Como se puede ver en la vista frontal de la figura 4.5, el primer modulo de la izquierda es el módulo de monitorización (ver figura 4.6). Este se compone de un *display* de led capaz de mostrar la tensión de salida final del modulo previamente seleccionado con los botones inmediatamente inferiores, por lo que tiene capacidad para seleccionar siete canales diferentes.

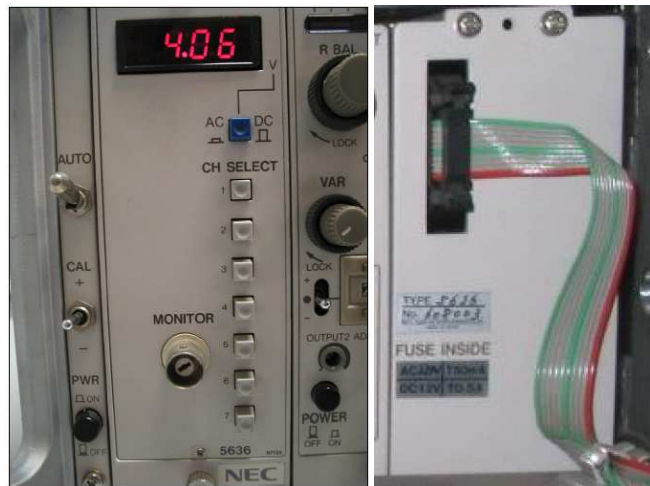


Figura 4.6.- Vista NEC 5636, vista anterior y posterior.

4.2.2.3 MÓDULO DE FILTRADO Y AMPLIFICACIÓN

Una etapa de amplificación en un sistema electrónico es un bloque con una entrada y una salida que se encarga de tomar la señal presente en esta entrada y situarla en la salida con un mayor nivel de potencia [14].

Las señales eléctricas pueden ser corrientes o tensiones por lo que se tendrá cuatro tipos de amplificadores:

- Amplificadores que convierten una tensión de entrada en otra de salida superior (V/V).
- Amplificadores que convierten una tensión de entrada en corriente de salida superior (V/I).
- Amplificadores que convierten una corriente de entrada en otra de salida superior (I/V).
- Amplificadores que convierten una corriente de entrada en otra de salida superior (I/I).

En la realización de este proyecto se ha empleado una serie de amplificadores de tensión-tensión separados en módulos. El equipo de medida tiene siete módulos monocanal de filtrado y amplificación situados a la derecha del modulo de monitorización, como se muestra en la figura 4.7. El rango de salida de cada modulo de amplificación puede oscilar entre ± 10 V, generando como máximo 5 mA de corriente, siempre y cuando se elija salida en tensión. Si se opta por salida en corriente, el pico que puede ofrecer el equipo son 30 mA por cada canal.



Figura 4.7.- Vista NEC AS2101 DC STRAIN AMPLIFIER, vista anterior y posterior.

Cada uno de los módulos recoge la variación de tensión proveniente de la caja acondicionadora de $\frac{1}{4}$ de puente a través del puerto de conexión trasero (INPUT), filtrando y amplificando la señal para posteriormente sacarla por la conexión de salida (OUTPUT), situada también en la parte trasera. La conexión de salida es del tipo conector BNC (ver figura 4.7).

En la parte trasera existe un conmutador capaz de seleccionar la tensión de alimentación del puente (BV) entre cinco valores diferentes: 2, 3, 5, 10 ó 12 V.

En la realización de las medidas se ha posicionado el selector de tensión de la caja de $\frac{1}{4}$ de puente a 2 V. Se ha optado por esta opción ya que el sistema de medida posee una ganancia lo suficientemente elevada para que no sea necesario alimentar las galgas con excesiva potencia produciendo su sobrecalentamiento.

En la parte delantera de AS2101 DC STRAIN AMPLIFIER se sitúa una serie de selectores y botones (ver figura 4.7) A continuación se explican los más relevantes.

- R BAL, Ajuste de cero.
- VAR ganancia del sistema del amplificador.
- ATT, conmutador de amplificaron la señal. Tiene 6 posiciones que son: 1, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{20}$ y OFF. Para la ejecución de las medidas se ha situado el selector en la posición de $\frac{1}{5}$ puesto que si se atenúa menos la tarjeta de adquisición de datos se satura.
- FILTER, conmutador del filtrado de la señal. Tiene 5 posiciones que son: W/B, 10k, 1k, 100 y 10. Situando el selector en W/B da la máxima frecuencia posible del

sistema y en posicionando 10 filtra a 10 Hz. Para la realización de las medidas se ha seleccionado la frecuencia de 10 kHz ya que si se sitúa en el máximo ancho de banda posible produce excesivo ruido.

Se puede observar en la figura 4.7 que en la parte superior hay una fila de leds. Esta permite ver de forma rápida e intuitiva la salida. Si la señal de salida es cero permanecerá encendido el led central de color verde, si bien, si la salida es diferente de cero estará encendido el led que corresponda de color rojo.

4.2.3 TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Las tarjetas de adquisición de datos son dispositivos en formato de tarjeta de circuito impreso que se conectan directamente al computador a través de las ranuras de expansión. Generalmente son tarjetas que se conectan al bus PCI, por ser el bus de comunicación con dispositivos periféricos más extendido. No obstante, puede haber tarjetas para otro tipo de computadores y para otros buses.

La tarjeta de adquisición más sencilla consiste en un hardware de adquisición que tan sólo convierte la señal analógica de entrada en una señal digital que es enviada al computador sin realizar ningún tipo de procesamiento. En otras tarjetas se puede realizar un tratamiento de los datos en la propia tarjeta incorporando para ello un procesador especializado, por ejemplo uno o varios DSPs (*Digital Signal Processors*). Estas tarjetas con procesador incorporado suelen utilizarse en aplicaciones exigentes (alta velocidad de adquisición y gran cantidad de procesamiento) donde se demande procesamiento local, bien porque el procesador central del computador no posea la suficiente potencia para procesar las muestras en tiempo real, o bien por que existan limitaciones derivadas de la velocidad máxima de transferencia de datos a través del bus.

El núcleo central de la tarjeta de adquisición está compuesto por los circuitos analógicos de entrada y la conversión A/D. Los circuitos analógicos de entrada incluyen un multiplexor, al que llegan las distintas variables de entrada [14].

La tarjeta de adquisición de datos empleada en el sistema de medición y almacenamiento de datos es una ADVANTECH PCI 1716L que se conecta a un sistema de filtrado y

amplificación mediante una placa de conexiones ADAM 3968 SCSI 68P. Esto será necesario para transformar la señal analógica amplificada y filtrada de la etapa anterior en otra señal digital capaz de ser almacenada en el PC.

4.2.3.1 PLACA DE CONEXIONES

La placa de conexiones ADAM es simplemente un accesorio incluido por ADVANTECH para facilitar el acceso a cada una de las entradas y salidas que posee la tarjeta PCI. La conexión entre ambas se realiza mediante un cable especial apantallado, también proporcionado por el fabricante. En la figura 4.8 se muestra la placa de conexiones en cuestión.

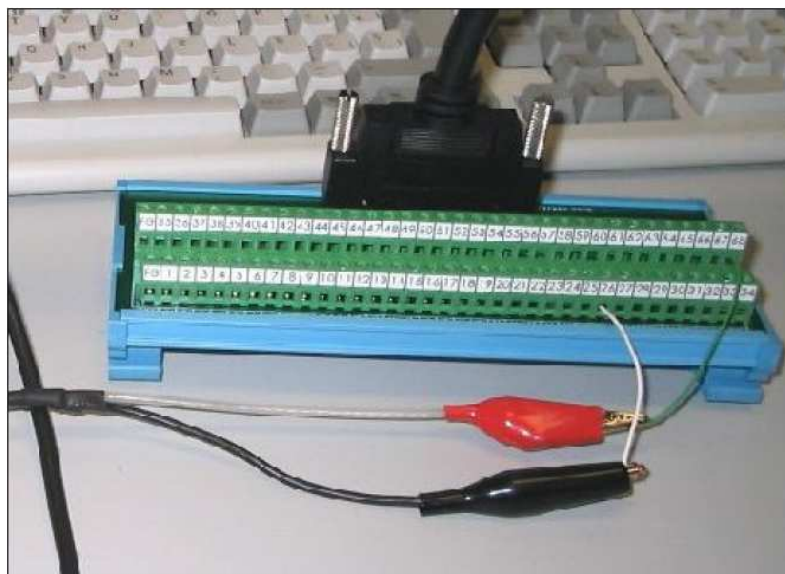


Figura 4.8.- Placa de conexión ADAM 3968 SCSI 68P.

En la figura 4.9 se puede observar la utilización de cada uno de los pines de la tarjeta de conexión.

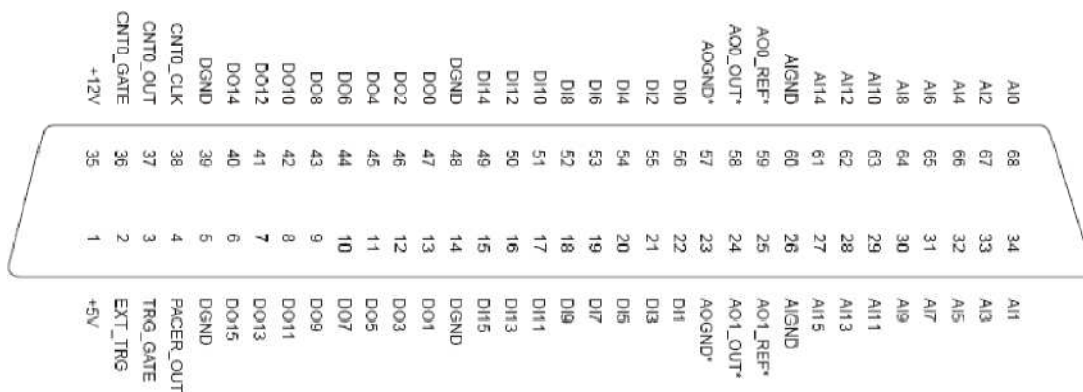


Figura 4.9.- Pines de conexión de la placa ADAM.

4.2.3.2 TARJETA DE CONEXIÓN A/D

La tarjeta de conexión A/D de ADVANTECH es la encargada de muestrear la señal de amplificada y filtrada de las galgas. Gracias a esta herramienta de gran capacidad de conversión se puede registrar cualquier variación que se produzca en intervalos de tiempo sumamente cortos, exactamente hasta cada 4 milmillonésimas de segundo en la frecuencia máxima (ver figura 4.10).



Figura 4.10.- Placa ADVANTECH PCI 1716L.

Este componente de *hardware* de adquisición y conversión de datos, se inserta sobre una ranura PCI de la placa base de un ordenador. Se debe destacar que para operar sobre la tarjeta, realizar operaciones de configuración, muestreo y cierre de dispositivo, se está obligado a utilizar un software propio el cual se comentará en el punto 4.2.4.

Las características de la tarjeta de adquisición de datos son:

- Resolución de 16 bits.
- Frecuencia máxima de muestreo 250.000 kHz.
- 16 canales de entrada digitales.
- 16 canales de entrada A/D para conversión.
- 16 canales de salida digitales.
- 16 canales de salida A/D para conversión.
- Memoria de 4K, tipo FIFO.
- Capacidad de *trigger* externo.
- 3 contadores/temporizadores de los cuales uno es de 16 bits lanzado interno o externamente.
- Sistema dinámico programable por software de escaneo de canal.

4.2.4 SOFTWARE

4.2.4.1 MATLAB

MATLAB (MATrix LABoratory), es un programa para realizar cálculos numéricos con vectores y matrices. Como caso particular, puede trabajar también con números escalares, tanto reales como complejos. Una de las capacidades más atractivas que ofrece es la de realizar una amplia variedad de gráficos en dos y tres dimensiones. Dicho programa fue creado por The Math Works en 1984 y está disponible para plataformas Unix, Windows y Mac OS X. Además, se pueden ampliar sus capacidades con la incorporación de Toolboxes. También cuenta con otras herramientas como SIMULINK, que sirve para simular sistemas [15].

4.2.4.2 SIMULINK

Este paquete de Software SIMULINK que se ejecuta acompañando a MATLAB, puede modelar, simular y analizar sistemas dinámicos.

Para iniciar SIMULINK es necesario entrar antes en MATLAB. Ambos programas están desarrollados y comercializados por The Math Works, Inc. SIMULINK es soportado en sistemas Windows, Unix o Macintosh SIMULINK puede simular cualquier sistema que pueda ser definido por ecuaciones diferenciales continuas y ecuaciones diferenciales discretas. Esto significa que se puede modelar sistemas continuos en el tiempo, discretos en el tiempo o sistemas híbridos. SIMULINK puede trabajar con:

- Sistemas lineales y no lineales.
- Sistemas en tiempo continuo, muestreados o un híbrido de los dos.
- Sistemas multifrecuencia.

Esta herramienta tiene un poderoso interfaz de usuario gráfico (GUI), con diagramas de bloque que da la posibilidad de construir modelos únicamente utilizando el ratón. SIMULINK a diferencia de otros paquetes de simulación proporciona un manejo más rápido e intuitivo. En SIMULINK se encuentra una amplia biblioteca de bloques de sumideros, fuentes, componentes lineales y no lineales y conectores, si bien, también se puede crear bloques propios. Los modelos son jerárquicos, de tal forma que se pueden ver el sistema descendiendo o ascendiendo de nivel en cada bloque para poder ver con más detalle cómo es su funcionamiento.

En general las librerías más utilizadas son:

- *Sources* (fuentes), generan cualquier tipo de señal.
- *Sink* (sumideros), se emplean para las salidas.
- *Discrete*, son los elementos lineales y en tiempo discreto (funciones de transferencia, diagramas de espacio-estado, etc.).
- *Linear*, son los elementos y conexiones para sistemas lineales y en tiempo continuo (sumadores, multiplexores, demultiplexores, etc.).
- *Nonlinear*, operadores no lineales (funciones de saturación, retrasos, etc.).

Una vez creado el modelo se puede simular utilizando diferentes métodos de integración disponibles en MATLAB: introduciendo una línea de comando o directamente desde el menú de órdenes de SIMULINK. También con los bloques de visualización se puede ver los resultados mientras que se ejecuta la simulación.

Para iniciar SIMULINK se puede realizar de dos formas (ver figura 4.16):

- Teclear “>>simulink“ en la línea de comandos
- A través del icono en la barra de herramientas.

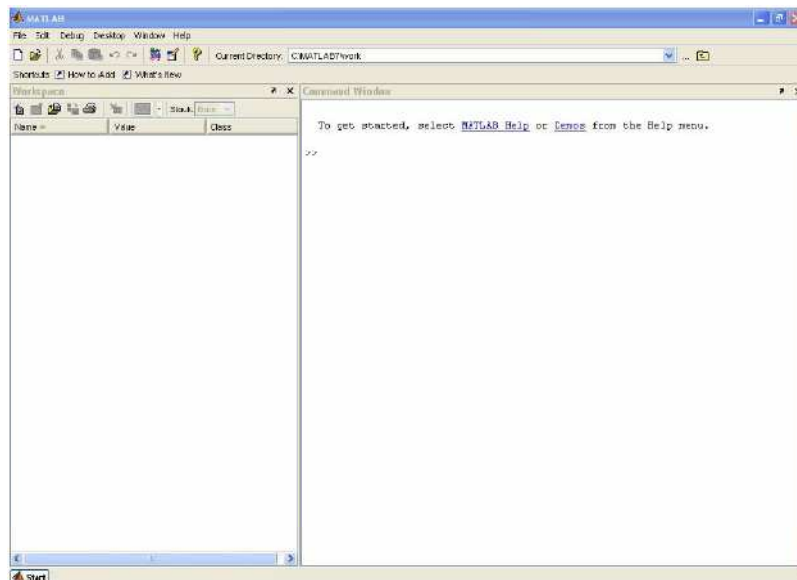


Figura 4.11.- Pantalla de inicio de MATLAB.

Una vez abierto el subsistema deben aparecer los *displays*, el *scope* y los bloques de almacenamiento de la forma que se detalla en la figura 4.12

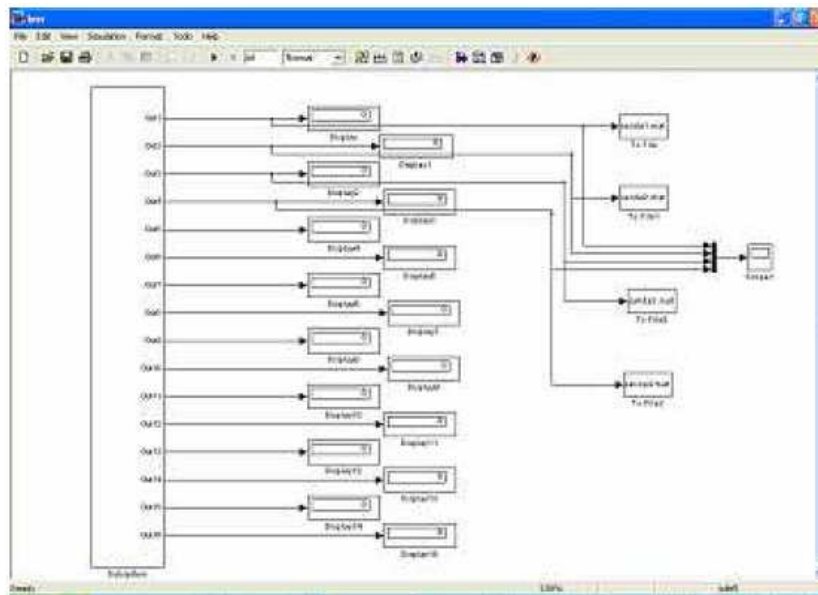


Figura 4.12.- Vista general del programa

De las 16 salidas que tiene el bloque se llevan a 16 *displays*. No obstante, para el programa de aplicación de la tarjeta únicamente se emplean las cuatro primeras salidas. También, se debe llevar salidas a los bloques de almacenamiento y al multiplexor que posteriormente acabará en el bloque *scope* para su visualización y control de la ejecución del neumático en tiempo real. Se debe hacer especial mención a los 4 bloques de almacenamiento denominados *To file*. Estos bloques son los encargados de almacenar toda la información que proporciona la tarjeta y guardarla en un fichero. Se ha puesto como nombre a los bloques *salida1.mat*, *salida2.mat*, *salida3.mat* y *salida4.mat*.

Los 16 puertos de salida se limitan a exportar la señal procedente del multiplexor hacia el exterior del subsistema. El verdadero núcleo del programa desarrollado se encuentra en el bloque denominado *leer_multiple*: es el que realmente gestiona las rutinas de control de la tarjeta conversora. Ahora, se analizarán los aspectos más relevantes de cara a la comprensión del funcionamiento del programa.

Al iniciar la captura, *Matlab* ejecuta las instancias programadas dentro de la rutina *mdlStart*. Se abre la tarjeta de adquisición de datos y, a continuación, se procede a la configuración de los 4 elementos básicos del dispositivo: frecuencia de muestreo, canal de inicio, canal finalización y rango de tensión de entrada a dichos canales.

La frecuencia de muestreo se asume como dato externo, es decir, el seleccionado en la

ventana de simulación del sistema. En ella, al elegir el menú *Simulation* y, acto seguido, la opción *Configuration parameters*, se despliega la ventana que nos permite modificar este parámetro.

Los tres parámetros restantes, a saber, canales de inicio y finalización de muestreo y rango de la tensión de entrada a los mismos, se configuran mediante una ventana que se ha desarrollado a tal efecto. Se puede acceder a ella haciendo doble clic sobre el bloque de 16 entradas que se observaba en la figura 4.12, en la zona más a la derecha del cuadro.

Como ejemplo, se puede configurar el sistema para que comience a muestrear en el canal 1 y finalice en el 4, ambos inclusive. A todos ellos, en el último cuadro de diálogo, se les asigna una tensión de entrada variable entre ± 5 voltios. Es importante mencionar que estos parámetros sólo son modificables si la ejecución de la captura está detenida. En caso contrario, no son accesibles.

Los contenidos de esta ventana están relacionados con el vector de parámetros generado por la *S-function* que llevará los valores de configuración hasta la tarjeta de adquisición de datos. La forma en la que se crea dicho vector (denominado *param*) y los parámetros que lo componen (*inican*, *fincan* y *gancan*) se explica en las referencias bibliográficas [3] y [4].

4.3 MATERIALES AUXILIARES UTILIZADOS Y ENTORNO DE TRABAJO

4.3.1 VEHÍCULO DE ENSAYO

El vehículo con que se han realizado todos los ensayos es un Citroën C3 Pluriel 1.4 litros de gasolina de tracción delantera, (figura 4.13). Las medidas y principales dimensiones del vehículo se encuentran detalladas en la figura 4.14. Es descapotable, con un techo desmontable por piezas. Tiene tres puertas y cuatro plazas y dimensiones parecidas a las de un C3 de cinco puertas pero un poco más largo y más alto. Su peso aproximado es de 1200 kg [16].



Figura 4.13.- Citroën C3 Pluriel.

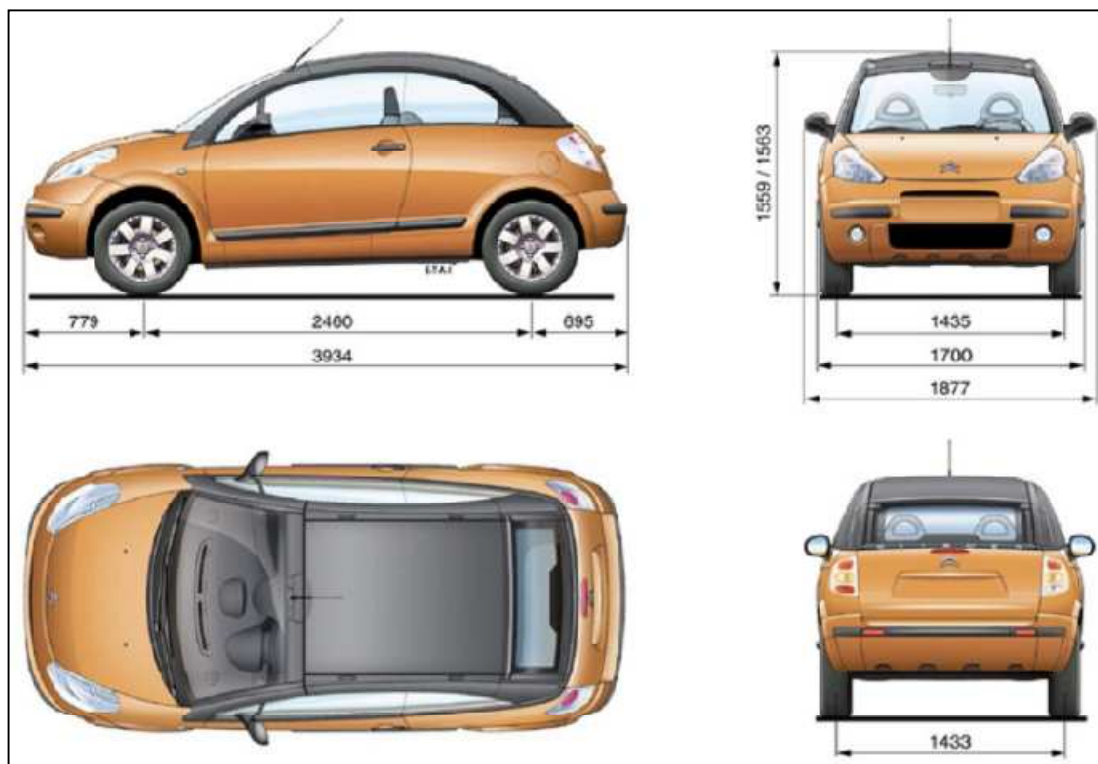


Figura 4.14.- Dimensiones del vehículo. (Cotas en mm)

4.3.2 NEUMÁTICOS

Los neumáticos empleados en los ensayos son los que incorpora de serie el Citroën C3 Pluriel. Se trata de neumáticos de la marca *Michelin Energy 185/65 R15 88H*. El modelo, dimensiones y características se detallan en la figura 4.15 [15].

MICHELIN ENERGY 185/65 R15 88H

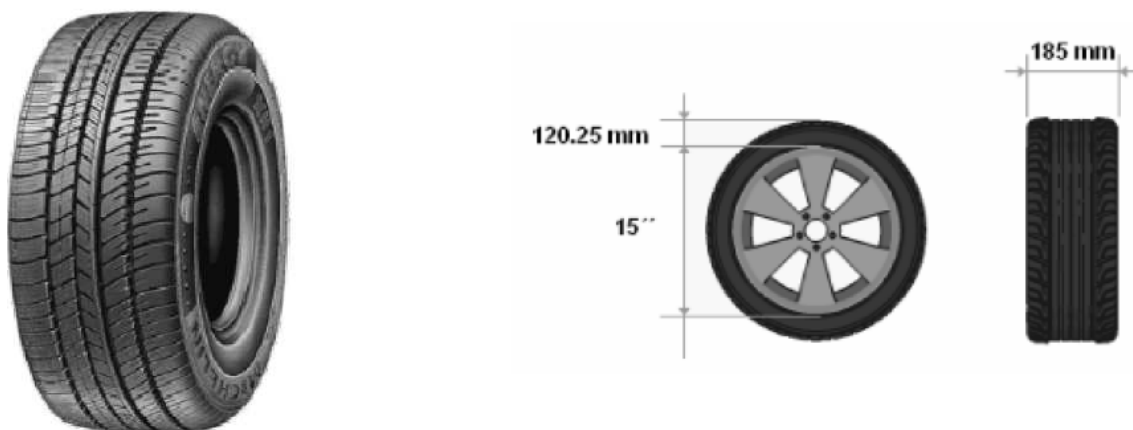


Figura 4.15.- Modelo de neumático empleado en los ensayos

Las características y dimensiones del marcaje del neumático se explican a continuación:

- Ancho de su sección de 185 mm.
- La relación nominal de aspecto del 65%.
- Estructura radial.
- Sin cámara.
- Montar sobre una llanta de diámetro de 15 pulgadas.
- El índice de carga es 88. Puede soportar 560 kg.
- Velocidad máxima 210 km/h.

La presión de inflado recomendada por el fabricante del vehículo es de 2.1 bar para los neumáticos delanteros y 2.3 bar para los neumáticos traseros.

4.3.3 HERRAMIENTAS

En los ensayos de este proyecto fin de carrera se han empleado distintas herramientas que se enumeran a continuación:

- **Adhesivo de cianocrilato** (figura 4.16): Este tipo de adhesivo se ha empleado para unir las galgas con la superficie del neumático. Se caracteriza por obtener una unión muy eficaz al cabo de pocos segundos, con una simple presión manual en la superficie. El cianocrilato sirve para unir a la mayoría de materiales como: metales, algunos plásticos, cristal, cerámica, madera, cuero y caucho natural o sintético. Técnicamente hablando los adhesivos de cianocrilato pegan de forma muy rápida, son monocomponentes, no contienen disolventes y reaccionan con la humedad

ambiental. Entre otras ventajas, estos adhesivos se caracterizan por realizar uniones limpias y sin restos de adhesivo lo que junto a su rápida y fuerte adhesión, supone un ahorro en tiempo y en costes de manipulación.

Los adhesivos a base de cianocrilato no son baratos, pero tampoco hay que usar mucha cantidad. Como en todo encolado es preciso aplicar sobre superficies que estén limpias de polvo, mugre, grasa y cualquier partícula suelta.



Figura 4.16.- Adhesivo de cianocrilato

- **Gato hidráulico** (figura 4.17): Esta herramienta se ha empleado para levantar el vehículo y poder retirar las ruedas.



Figura 4.17.- Gato hidráulico

- **Soldador eléctrico** (figura 4.18): Las soldaduras de las galgas y cables, han sido realizadas con este tipo de soldador. El soldador eléctrico de punta fina, gracias a su potencia y facilidad de uso, permite la realización de trabajos de soldadura finos. El material empleado en las soldaduras es aleación de estaño con plomo (50% plomo y 50% estaño), es empleado por su baja temperatura de fusión, que lo hace ideal para esa aplicación ya que facilita su fundición y disminuye las probabilidades de daños en los circuitos y piezas electrónicas.



Figura 4.18.- Soldador eléctrico

4.3.4 CALZADA

Todas las mediciones y experimentos se han realizado en el aula 1.0.C.13 perteneciente al departamento de Ingeniería Mecánica en la Universidad Carlos III de Madrid. Su suelo, sobre que se ha hecho rodar el vehículo, es de cemento de mortero pintado con pintura impermeable. Esto proporciona una superficie macrolisa y microrugosa ideal para este tipo de ensayos (ver figura 4.19), ya que introduce muy poco ruido en el muestreo [7,8].

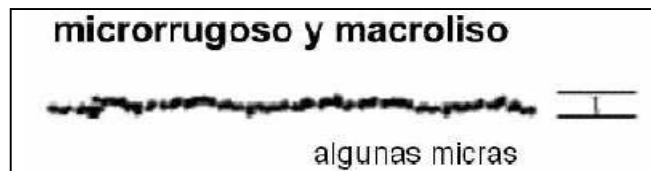


Figura 4.19.- Esquema de la rugosidad de la superficie del laboratorio

4.4 EJECUCIÓN DE LA APLICACIÓN

El programa se encarga de captar, grabar, interpretar y visualizar los datos obtenidos de las variaciones de la señal digital procedente de la tarjeta de conexión ADVANTECH, que previamente se encarga de digitalizar la señal analógica procedente de las variaciones de tensión producidas por la deformación de la galga durante el proceso de cada experimento.

Lo único necesario para acceder a la aplicación implementada es el archivo .dll y las librerías externas que se utilizan. Antes de empezar a ejecutar la aplicación se debe configurar primero una serie de parámetros que son importantes para un funcionamiento correcto.

Primeramente se debe configurar el tiempo de muestreo de MATLAB y SIMULINK. Seleccionando mediante un cuadro de dialogo que proporciona MATLAB. Para acceder a este cuadro se debe situar uno en el entorno de SIMULINK y hacer clic en el menú *Simulation*. A continuación, se debe elegir la opción *Configuration Parameters*. Se desplegará el cuadro de diálogo que se ven en la figura 4.20.

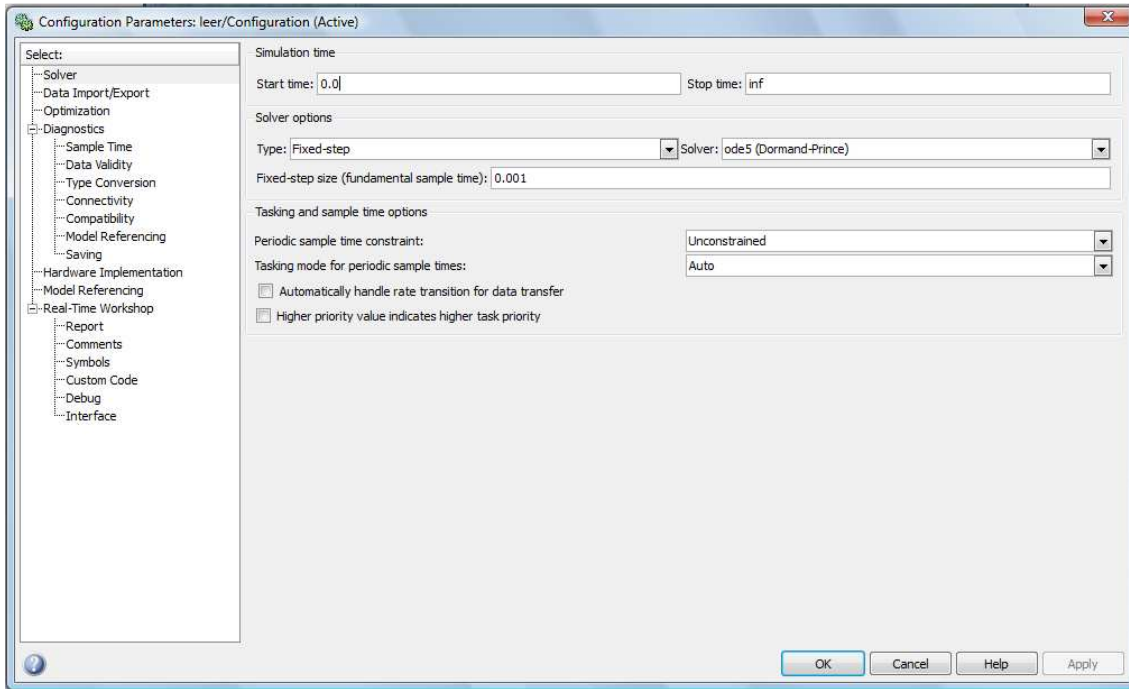


Figura 4.20.- Cuadro de diálogo de configuración del tiempo de muestreo

Para la aplicación se utiliza una frecuencia de filtrado de 10 kHz. Se ha elegido un periodo de intervalos fijos (*fixed-step*) y una frecuencia de muestreo de 0.005 ms debido a que cumple la condición de la regla de Carson [14]:

$$f_{\text{muestreo}} \geq 2f_{\text{sistema}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Esta condición garantiza en todo momento que el muestreo sea suficientemente representativo de la señal proveniente del sistema:

$$\frac{1}{T_{\text{muestreo}}} = f_{\text{muestreo}} \rightarrow \frac{1}{0.000005} = 20 \text{ KHz} \geq 10 \text{ KHz} = f_{\text{sistema}} \quad \text{Ec. 4.3}$$

También se debe configurar los parámetros del subsistema. Los parámetros de canal de inicio, finalización y rango de tensión de entrada de cada uno. Para realizar esta operación simplemente es necesario situarse sobre el bloque del subsistema y hacer doble clic. Aparecerá un cuadro de diálogo como el de la figura 4.21. Se introducirá los valores necesarios de tal forma que el canal de inicio de lectura sea el 1 y el de finalización sea el 4 con un rango de valores de ± 5 V.

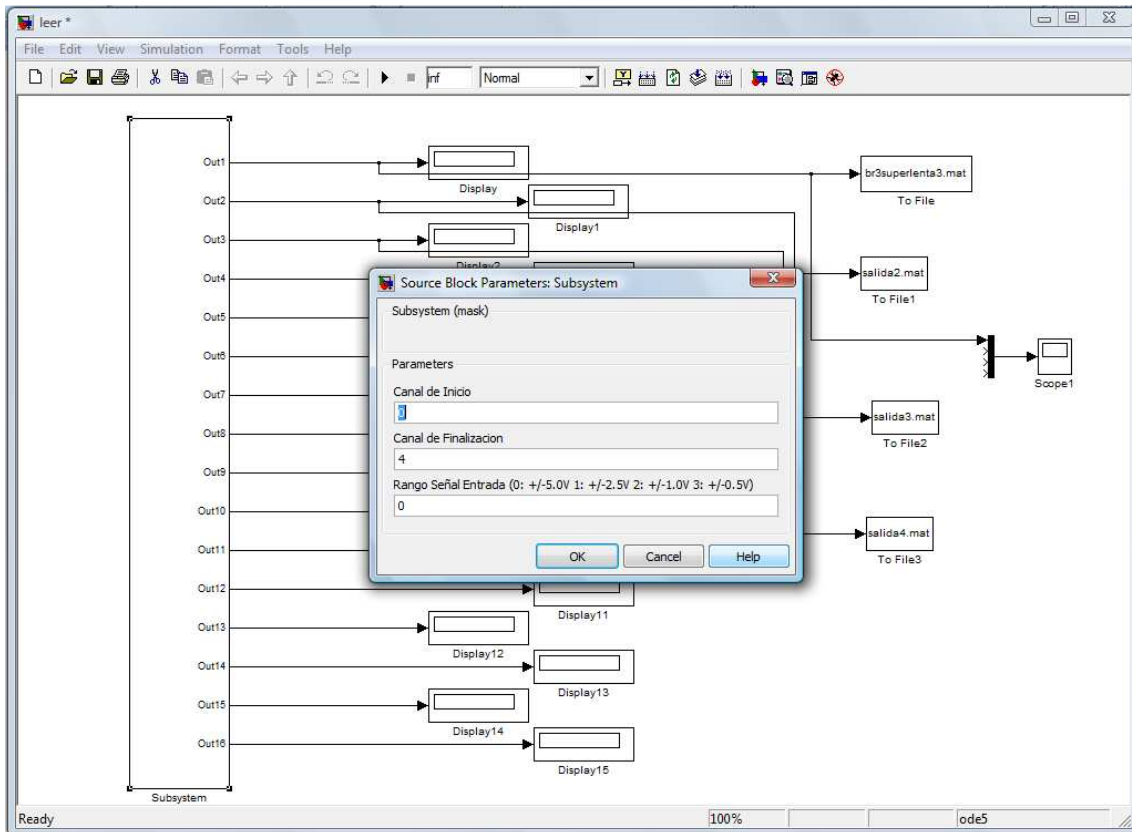


Figura 4.21.- Configuración de parámetros

Una vez realizado la operativa anterior el sistema está preparado para funcionar, pulsando el icono de *play* que aparece en la ventana.

4.5 AJUSTE DEL EQUIPO

A lo largo de este punto se expondrán los procedimientos necesarios para ajustar el equipo de forma correcta. Lo primero que se debe hacer es preparar la tarjeta de adquisición de datos. No obstante, esta ya viene configurada por el fabricante ADVANTECH por lo que no ha sido necesario en el presente proyecto. Si la tarjeta no estuviese preparada para utilizarse, el fabricante adjunta un kit de instalación, proporcionando programas de testeo y configuración.

Una vez comprobado su correcto funcionamiento se procederá a adecuar el equipo de medida. Para ello, se ha recurrido a un dispositivo de calibración para extensimetría (ver figura 4.22) y a los conocimientos obtenidos de las referencias bibliográficas [1, 2, 3].

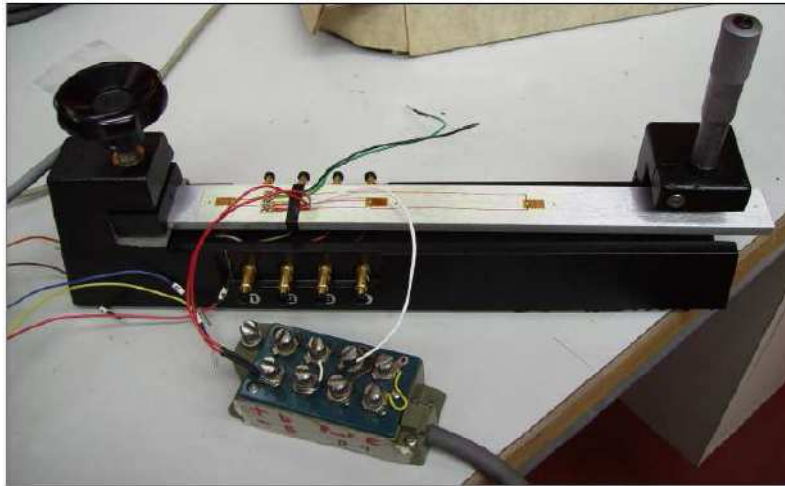


Figura 4.22.- Equipo de calibración para extensimetría

El equipo de calibración se compone de dos elementos: una placa metálica de acero rectangular con galgas adheridas, y una base con una mordaza en uno de los lados y una punta de altura regulable en el otro. La placa queda sujeta, en voladizo, por la mordaza de la base, mientras que el otro extremo queda libre. Con la punta ajustable en altura, se aplica una determinada flecha sobre el extremo no sujeto de la placa. Matemáticamente, la fuerza correspondiente a esa flecha queda definida por las ecuaciones [17]:

$$F = \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot f}{l^3} \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$F = \frac{\sigma \cdot a \cdot h^2}{6 \cdot l} \quad \text{Ec. 4.5}$$

donde:

F → Fuerza aplicada en Kg.

E → Módulo de elasticidad expresado en Kg/m²

f → Flecha expresada en m.

l → Longitud de la placa, expresada en m.

a → Ancho de la placa, expresado en m.

h → Grosor de la placa, expresado en m.

$\sigma = E \cdot \varepsilon$ → Tensión aplicada a la placa, expresada en Kg/m².

$I = \frac{1}{12} h^3 \cdot a$ → Momento de inercia de la placa, expresado en m⁴.

Se desconoce la fuerza aplicada por la punta, sin embargo, se conoce la flecha, ya que la base del equipo posee una escala graduada que lo indica. Por ello, igualando las ecuaciones anteriores, y sustituyendo los valores de momento de inercia y de tensión, se obtiene que:

$$\varepsilon = \frac{18 \cdot h \cdot f}{12 \cdot l^2} \quad \text{Ec. 4.6}$$

Esta ecuación relaciona la deformación con la flecha aplicada, el largo y grueso de la placa de pruebas. La placa tiene un grosor h de 2.5 mm y una longitud l de 252 mm. Introduciendo estos valores en la ecuación 4.6 queda:

$$\varepsilon = 0,59051 \cdot f \quad \text{Ec. 4.7}$$

Por otro lado, se tiene el sistema de amplificación y filtrado que posee una serie de selectores que se muestran en la figura 4.23 para poder ajustar adecuadamente el equipo.



Figura 4.23.- Selectores de calibración del equipo amplificador

La rueda de ajuste R BAL se utiliza para corregir el *offset*. Con la galga en reposo sin deformación, se puede calibrar desde esta rueda de ajuste la salida a cero, para minimizar en lo posible los errores de deriva por el vicio de la galga.

El ajuste de VAR y ATT se emplean para modificar la tensión de salida a modo de atenuador. El regulador VAR es un atenuador analógico a diferencia del conmutador ATT que es un atenuador con seis posiciones: 1, 1/2, 1/5, 1/10, 1/20 y OFF.

Durante todas las pruebas de calibración se ha situado la atenuación con el VAR al máximo y ATT a 1/5. En este último caso, se ha optado por esta posición ya que la tarjeta se saturaría para atenuaciones inferiores.

El indicador CAL y la palanca selectora a su izquierda sirve para fijar una tensión de salida del módulo de filtrado y amplificación en función de las deformaciones puestas. El funcionamiento es muy sencillo: Si el equipo está ajustado adecuadamente a cero, el valor de la tensión de salida sería 0 V. Al desplazar la palanca hacia la posición “+” ó “-”, el modulo de monitorización del equipo mostrará la tensión de salida correspondiente cuando la galga alcance las deformaciones marcadas en el selector.

La figura 4.24 ilustra gráficamente lo comentado en el párrafo anterior. En la imagen de la izquierda el equipo está en reposo y la palanca selectora en su posición central. Si se sitúa $3000 \mu\epsilon$ y la palanca selectora se coloca en la posición “+”, el módulo de monitorización da una tensión de salida de 1.19 V como se muestra en la imagen de la izquierda. Si, por el contrario, la palanca se sitúa en la posición “-”, la tensión de salida sería -1.19 V.



Figura 4.24.- Ejemplo de la utilización de los botones CAL

Para ajustar el equipo se han seguido los pasos siguientes:

- Poner en el equipo de calibración una flecha arbitraria.
- Medir la tensión de salida de manera experimental.
- Calcular las microdeformaciones correspondiente a la flecha.
- Buscar mediante los botones CAL las microdeformaciones analizadas.

El proceso de ajuste del equipo se ha realizado en dos partes. Por un lado se conoce la relación entre la flecha aplicada y la deformación de la galga, luego se puede calcular la deformación a la que está sometida la galga de una forma teórica con la ec.4.7. Por otro lado, se busca la relación pero de una forma experimental empleando el equipo de amplificación. Luego para unas determinadas flechas se obtienen las tensiones correspondientes. Por último, variando las microdeformaciones fijadas mediante los *switches* se busca los mismos valores que los obtenidos de la ecuación 4.7 para las flechas elegidas. En la tabla 4.1 y figura 4.25 se muestran la comparativa del proceso de calibración. La atenuación del amplificador - ATT – se ha fijado a 1/5.

Tabla 4.1.- Resultados con el equipo de calibración vs valores teórico

| Flecha (mm) | Deformaciones Teóricas ($\mu\epsilon$) | Tensión de salida del equipo (V) | Deformaciones Experimentales ($\mu\epsilon$) |
|-------------|--|----------------------------------|--|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 59 | 0.03 | 71 |
| 2 | 118 | 0.06 | 146 |
| 3 | 177 | 0.08 | 197 |
| 4 | 236 | 0.11 | 278 |

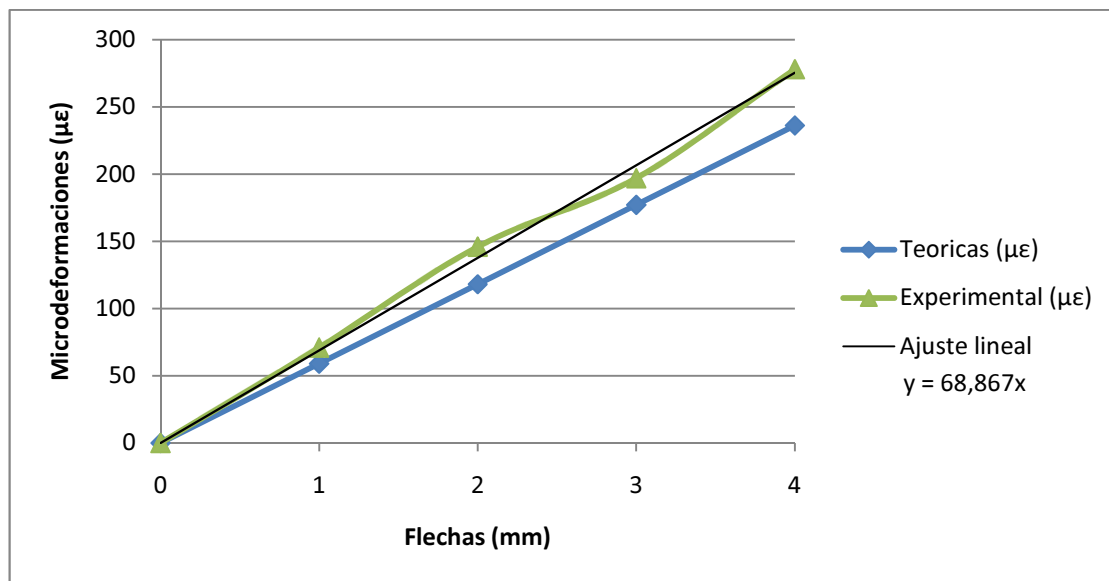


Figura 4.25.- Comparativa entre la deformación experimental y teórica con el equipo de calibración

La desviación entre los valores teóricos y los experimentales analizados con la placa de pruebas, para una misma tensión de salida, no es excesiva, como máximo se llega a diferencias de $12.34 \mu\epsilon$ lo que parece asumible en el rango en el que se está trabajando. Además, como cabía esperar, los valores experimentales se comportan de forma bastante lineal.

Las galgas que se utilizan para el equipo de medición y almacenamiento del presente proyecto poseen un factor de galga diferente S_g de 2.11 respecto al factor de galga que posee el equipo de calibración S_g de 2.09, luego la pendiente variará y habrá que ajustarla a la nueva situación.

Para ajustar las galgas es importante tener en cuenta que estas se comportan de forma lineal en un intervalo de trabajo por lo que la pendiente de la ecuación 4.5 se deberá ajustar al nuevo factor de galga.

Para ajustar el equipo de medida para el nuevo factor de galga de 2.11 se deben hacer los siguientes pasos:

- 1º. Situar el valor de tensión de la galga en el punto neutro del sistema. Se sitúa mediante R BAL la salida a 0 V eliminando cualquier *offset* que pueda tener el sistema.
- 2º. Se elige un par de puntos de la recta de caracterización del equipo.
- 3º. Se fijan las microdeformaciones (3000 $\mu\epsilon$) en el amplificador mediante los botones que se tiene para ello en el display de modulo de filtrado y amplificación
- 4º. Se desplaza la palanca selectora de CAL a la posición “+”.
- 5º. Con VAR se ajusta la tensión de salida hasta la tensión correspondiente (1.19 V).

Una vez realizada la operativa anterior el equipo de medición y muestreo está ajustado para que dé una salida proporcional a la deformación. Finalmente, esta tensión procedente de la amplificación va a parar a la tarjeta de adquisición de datos que recoge los valores en tensión y lo almacena en los archivos .mat correspondientes. Lo único que se debe hacer para convertir los valores de tensión en microdeformaciones es aplicar un factor de conversión al archivo y presentar los resultados finales en la unidad $\mu\epsilon$.

CAPÍTULO 5
ANÁLISIS DE LOS
RESULTADOS
EXPERIMENTALES

5.1 INTRODUCCIÓN

El objeto de este capítulo será el estudio de las deformaciones que sufre el neumático en los ensayos realizados en la nave atendiendo a valoraciones de carácter cualitativo y cuantitativo que posteriormente puedan ayudar a enunciar un modelo de comportamiento del neumático bajo las condiciones de ambiente, velocidad y carga de los neumáticos expuestas en los capítulos precedentes.

Durante la realización de los ensayos, las medidas se realizaron sobre neumáticos con una presión interna constante de 2.2 bares. La velocidad media real posterior a los arranques y anterior a las frenadas del vehículo durante las medidas fue de 0.5 m/s, con lo que el tiempo de duración del contacto de la galga extensiométrica con el suelo puede variar ligeramente en los ensayos. Cabe destacar la independencia de la velocidad respecto de la deformación del neumático en este rango de velocidades, como quedará después de manifiesto en el análisis de los datos cuantitativos de los ensayos.

Las figuras 5.1 y 5.2 muestran las deformaciones sufridas en la banda de rodadura y el flanco del neumático cuando pasa de un estado libre de carga y movimiento a un estado de carga del peso propio del vehículo en estado de reposo sin carga motriz.

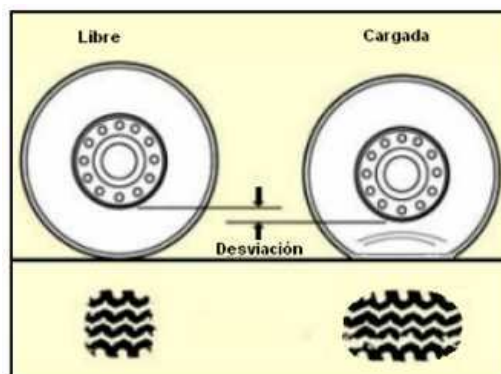


Figura 5.1.- Vista lateral en la que se diferencia la zona de contacto en una rueda libre y otra cargada

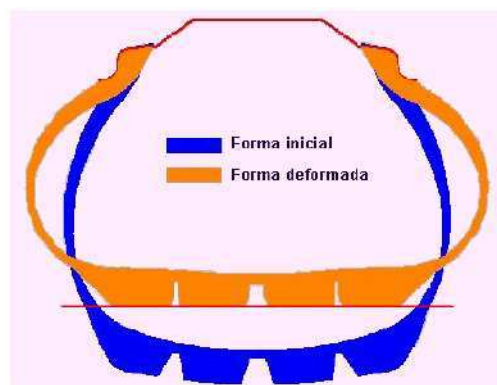


Figura 5.2.- Vista frontal del neumático con forma inicial y forma deformada

En la figura 5.3 se refleja la disposición y la nomenclatura utilizada para nombrar a cada uno de los dibujos de las bandas de rodadura que constituyen el neumático y sobre las cuales se han tomado los datos de deformación. Respecto a ello, cabe comentar que la banda de rodadura 1 es la situada en la parte más externa del vehículo y la banda 5 la más interna.



Figura 5.3.- Dibujos del neumático

En cada una de las bandas de rodadura se colocan las galgas extensiométricas en posición longitudinal y transversal de esta. En las figuras 5.4 y 5.5 se pueden ver el posicionamiento de las galgas en las bandas de rodadura.



Figura 5.4.- Posición de una galga para la medida de deformaciones transversales en la banda de rodadura 1



Figura 5.5.- Posición de una galga para la medida de deformaciones longitudinales en la banda de rodadura 1

Para el análisis de las deformaciones sufridas en el flanco, la colocación de las galgas ha sido de dos formas: radial y longitudinal, como se refleja en las figuras 5.6 y 5.7.



Figura 5.6.- Posición de una galga para la medida de deformaciones en el flanco externo longitudinal



Figura 5.7.- Posición de una galga para la medida de deformaciones en el flanco externo radial

Se realizan mediciones de deformaciones longitudinales y transversales en cada una de las cinco bandas de rodadura, y mediciones radiales y longitudinales en el flanco exterior del neumático, con el fin de estudiar el comportamiento de dicho neumático, analizando los resultados obtenidos en todos los ensayos.

5.2 ENSAYOS EN LA BANDA DE RODADURA EN DIRECCIÓN TRANSVERSAL

Los ensayos en el neumático precisan de un análisis cuantitativo de los puntos críticos en que se generan y acentúan los esfuerzos en el neumático durante la pisada. Desde esta perspectiva, se han elegido los tres puntos críticos que se describen más abajo:

- **Entrada de huella:** Valores de la deformación producida al entrar la banda de rodadura en contacto con la calzada por el movimiento de rotación de la rueda. Los valores producidos son de tracción al expandirse la goma para adaptar la forma toroide a la plana característica de la calzada.
- **Máxima deformación:** Valores de la deformación producida en el centro de la huella de contacto que coinciden con los valores más críticos de deformación de la

goma. Estos valores reflejan la asociación de dos efectos principalmente: el peso del vehículo y la presión del neumático, que en la parte interna de la banda de rodadura están provocando grandes tracciones, que se absorben en la banda de rodadura exterior con grandes compresiones como ocurriría con una viga sometida a flexión.

- **Salida de la huella:** Valores de la deformación producida al salir la banda de rodadura del contacto con el pavimento, debido al movimiento de rotación de la rueda. Los valores producidos, como en el caso de la entrada de huella, son de tracción al volver la goma a su forma de toroide.

Estos puntos característicos son empleados también para los ensayos longitudinales de la banda de rodadura. En la figura 5.8 se muestra una gráfica de un ensayo donde se identifican las zonas anteriormente expuestas, y que corresponde a un ensayo donde se captó la deformación sufrida por la banda de rodadura 1, es decir, el dibujo más externo al vehículo de la banda de rodadura. Seguidamente, se mostrarán las figuras y tablas correspondientes a cada uno de los ensayos en las bandas de rodadura en dirección transversal.

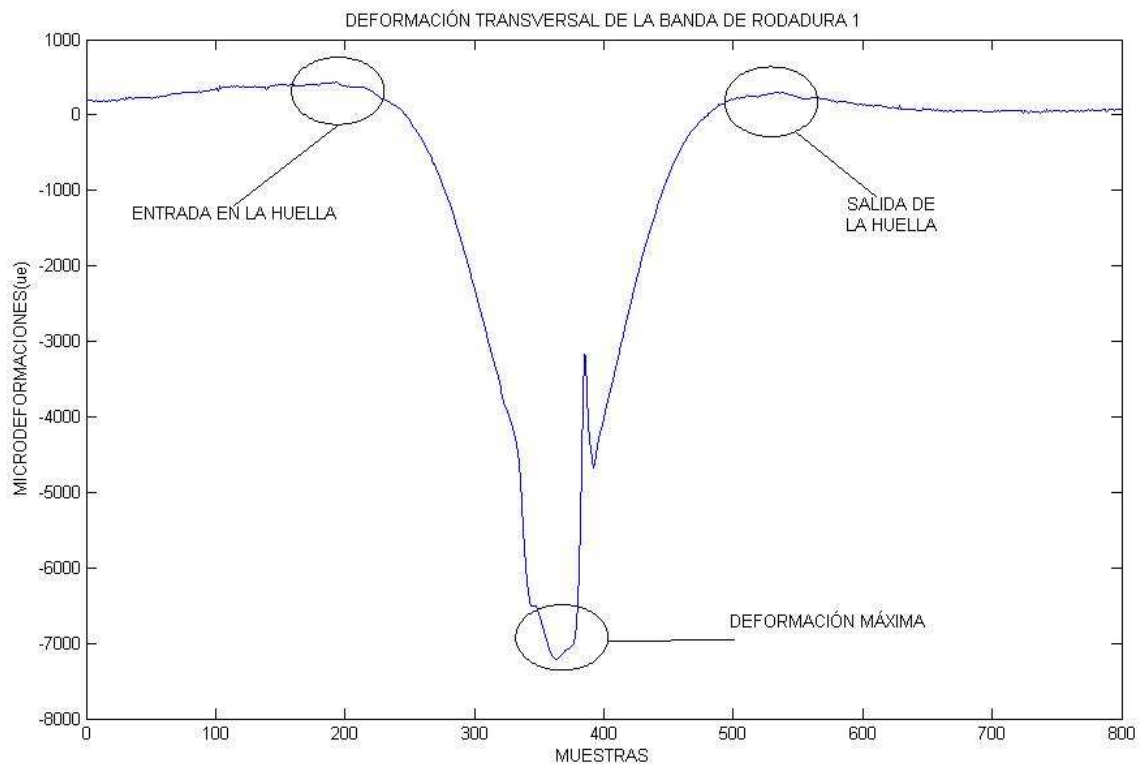


Figura 5.8.- Deformación transversal de la banda de rodadura 1

Tabla 5.1.- Deformación transversal de la banda de rodadura 1

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (με) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (με) | SALIDA HUELLA (με) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------|
| 1 | 421,51 | -7048,74 | 351,18 |
| 2 | 428,07 | -7343,19 | 286,64 |
| 3 | 319,66 | -6810,50 | 132,35 |
| 4 | 434,62 | -6792,35 | 321,43 |
| 5 | 480,50 | -6520,34 | 264,45 |
| MEDIA | 416,97 | -6903,03 | 271,26 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 58,99 | -310,08 | 84,45 |

Cabe mencionar la dificultad técnica para lograr que la galga extensiométrica no sufriera daños durante los ensayos reflejados en la tabla 5.1, en esta parte del dibujo de la banda de rodadura. De los numerosos ensayos realizados en este dibujo, la mitad de ellos necesitaron repetición, por rotura de galga. Sin embargo, con la repetición se pudo obtener una cantidad suficiente de datos para respaldar el valor medio como valor cuantitativo aceptable para el estudio.

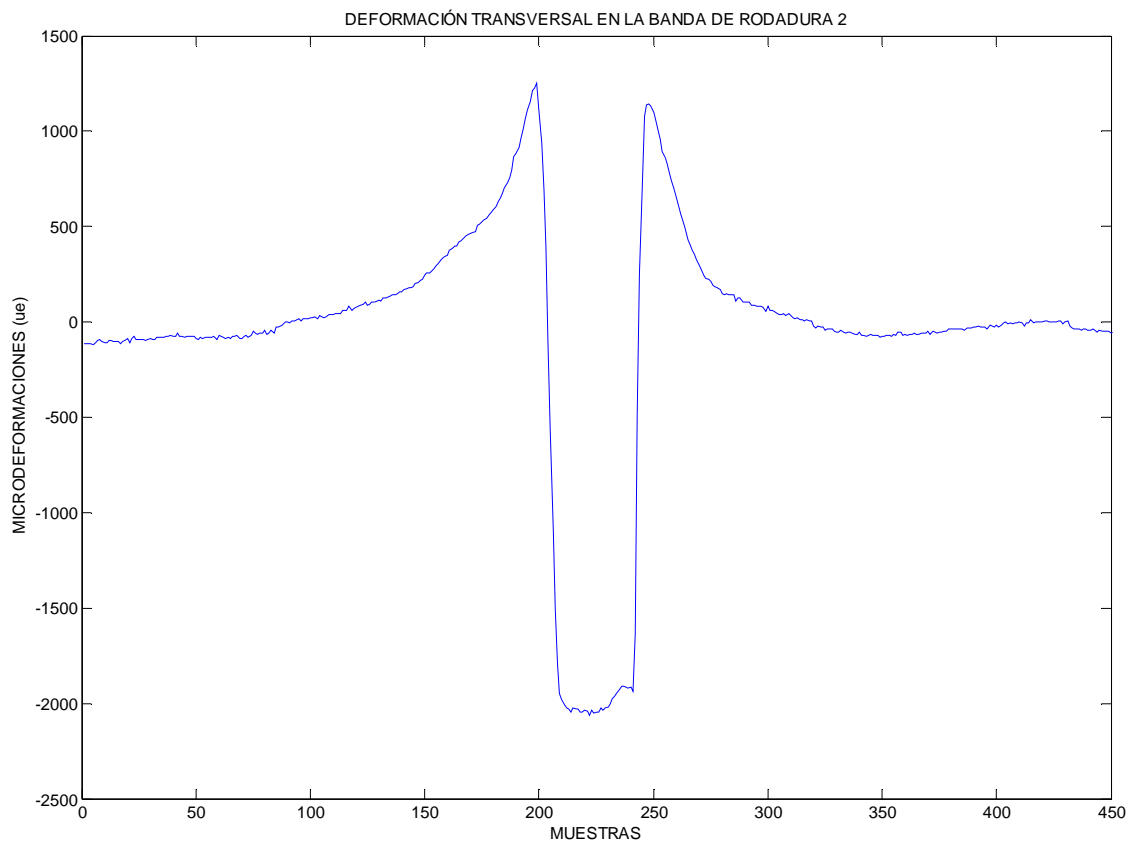


Figura 5.9.- Deformación transversal de la banda de rodadura 2

Tabla 5.2.- Deformación transversal de la banda de rodadura 2

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA ($\mu\epsilon$) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN ($\mu\epsilon$) | SALIDA HUELLA ($\mu\epsilon$) |
|--------------------------|-------------------------------------|---|---------------------------------|
| 1 | 1273,36 | -2036,22 | 1145,29 |
| 2 | 1273,61 | -1980,50 | 1098,40 |
| 3 | 1345,21 | -1724,62 | 860,17 |
| 4 | 1324,29 | -1575,88 | 920,92 |
| 5 | 1272,10 | -2036,97 | 1205,55 |
| 6 | 1174,29 | -2149,16 | 1100,42 |
| 7 | 1332,10 | -1985,04 | 955,46 |
| 8 | 1399,92 | -2505,13 | 984,71 |
| 9 | 1373,95 | -1940,42 | 1263,28 |
| 10 | 1404,71 | -1829,50 | 1010,42 |
| 11 | 1129,66 | -2000,17 | 1041,93 |
| 12 | 1596,30 | -2358,91 | 1153,87 |
| MEDIA | 1326,30 | -2021,85 | 1064,62 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 121,51 | -290,92 | 121,51 |

En la figura 5.9 y la tabla 5.2 se presentan los datos cuantitativos de los 12 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 2 así como la gráfica más representativa de las deformaciones sufridas por el neumático. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

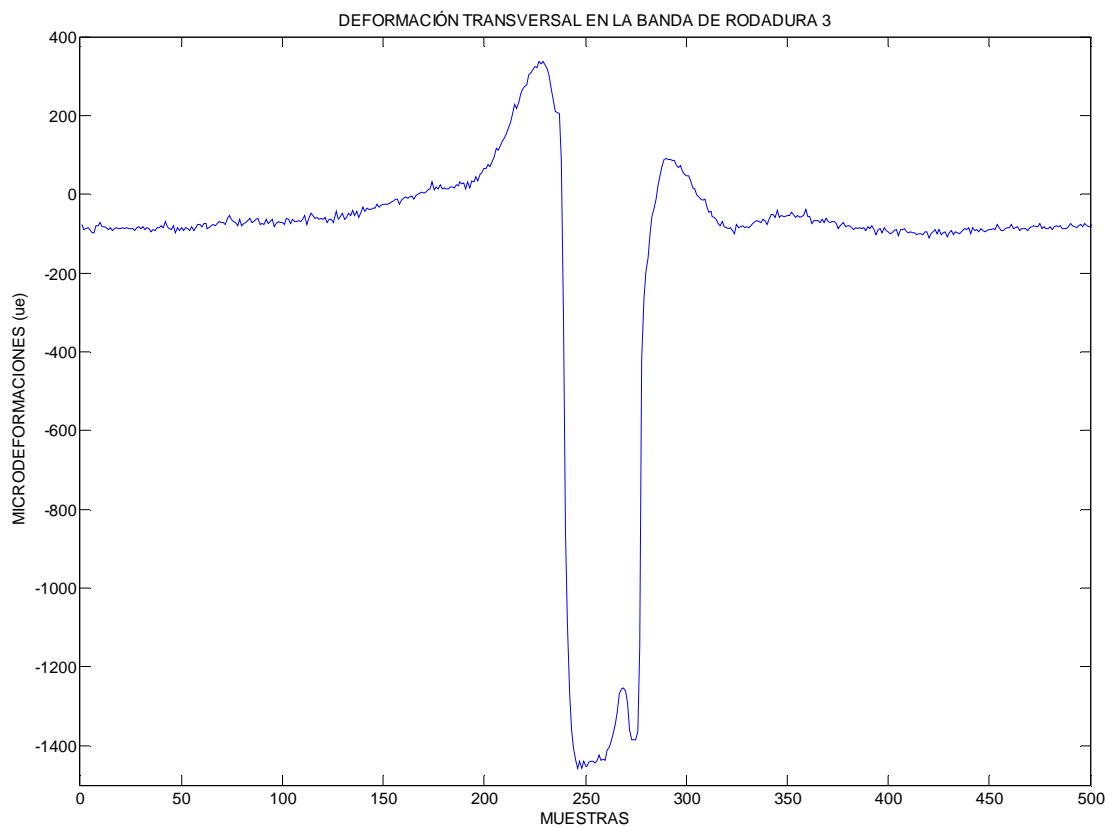


Figura 5.10.- Deformación transversal de la banda de rodadura 3

Tabla 5.3.- Deformación transversal de la banda de rodadura 3

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (μ ϵ) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (μ ϵ) | SALIDA HUELLA (μ ϵ) |
|--------------------------|-----------------------------------|---|-------------------------------|
| 1 | 409,66 | -1406,47 | 218,82 |
| 2 | 334,54 | -2017,82 | 240,25 |
| 3 | 416,22 | -1518,66 | 196,89 |
| 4 | 356,47 | -1937,65 | 257,39 |
| 5 | 380,92 | -1456,13 | 191,60 |
| 6 | 294,45 | -2168,57 | 231,18 |
| 7 | 379,41 | -1460,92 | 180,50 |
| 8 | 329,24 | -2132,77 | 232,94 |
| 9 | 369,33 | -1498,24 | 169,66 |
| 10 | 260,17 | -1957,31 | 147,98 |
| 11 | 340,08 | -1552,69 | 107,39 |
| 12 | 240,50 | -1992,61 | 147,98 |
| MEDIA | 342,61 | -1758,40 | 193,61 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 55,21 | -297,48 | 44,87 |

En la figura 5.10 y la tabla 5.3 se presentan los datos cuantitativos de los 12 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 3 así como la gráfica más representativa de las deformaciones sufridas por el neumático. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

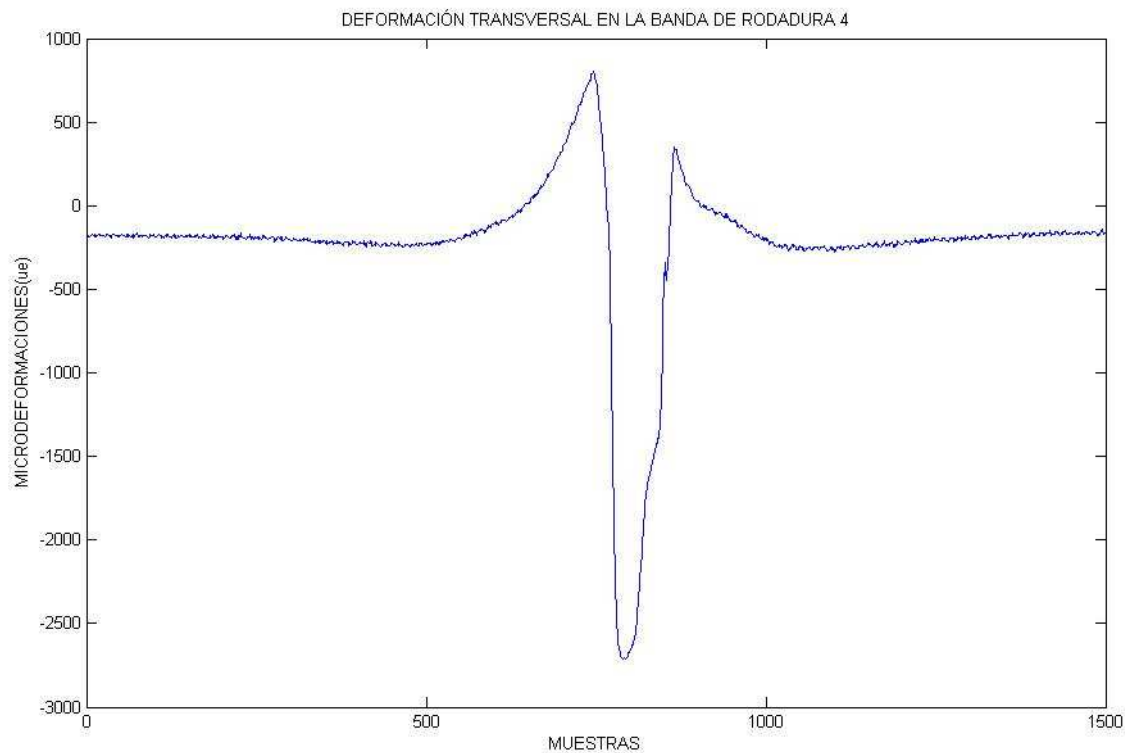


Figura 5.11.- Deformación transversal de la banda de rodadura 4

Tabla 5.4.- Deformación transversal de la banda de rodadura 4

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (με) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (με) | SALIDA HUELLA (με) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------|
| 1 | 997,56 | -2449,41 | 400,84 |
| 2 | 777,23 | -2805,13 | 665,29 |
| 3 | 748,99 | -2794,03 | 691,26 |
| 4 | 1032,86 | -2402,77 | 507,48 |
| 5 | 757,82 | -2800,34 | 716,22 |
| 6 | 1041,43 | -2354,37 | 585,88 |
| 7 | 794,12 | -2895,88 | 729,33 |
| 8 | 1007,65 | -2305,21 | 529,92 |
| 9 | 759,33 | -2903,70 | 692,77 |
| 10 | 734,62 | -2803,36 | 714,45 |
| 11 | 752,02 | -3066,55 | 700,59 |
| 12 | 1057,31 | -2706,30 | 537,23 |
| MEDIA | 871,76 | -2690,67 | 592,44 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 138,91 | -248,57 | 106,89 |

En la figura 5.11 y la tabla 5.4 se presentan los datos cuantitativos de los 12 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 4 así como la gráfica más representativa de las deformaciones sufridas por el neumático. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

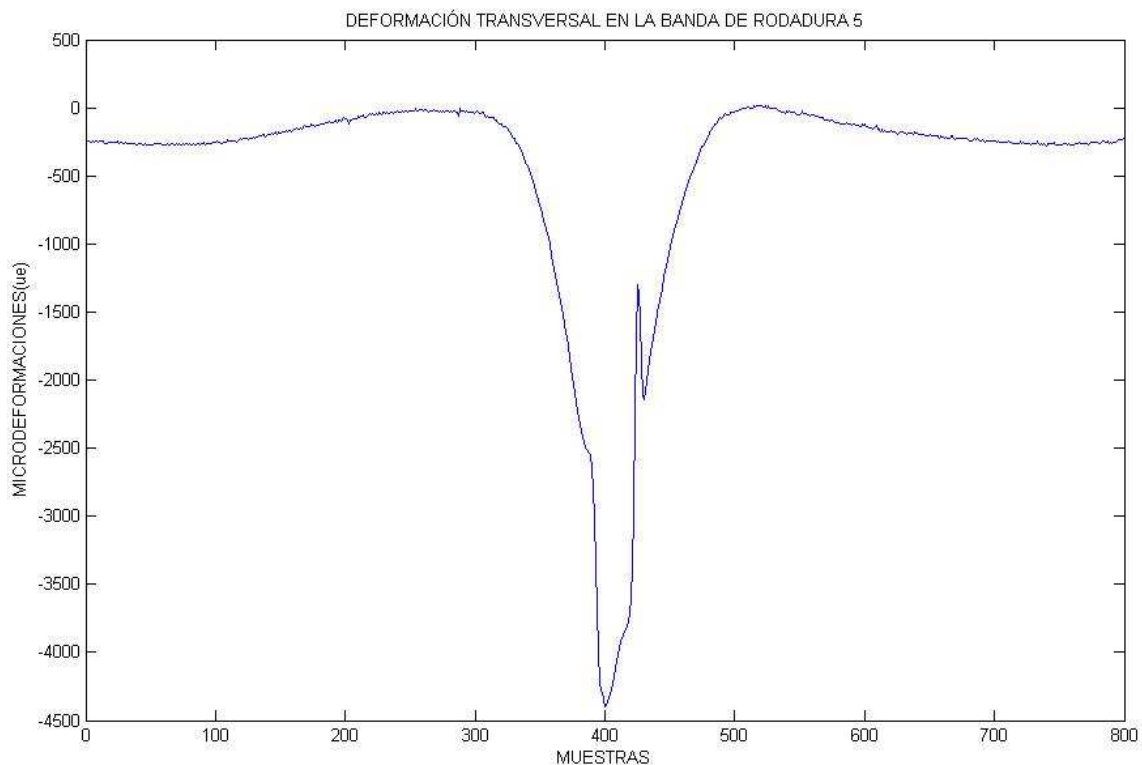


Figura 5.12.- Deformación transversal de la banda de rodadura 5

Tabla 5.5.- Deformación transversal de la banda de rodadura 5

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA ($\mu\epsilon$) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN ($\mu\epsilon$) | SALIDA HUELLA ($\mu\epsilon$) |
|--------------------------|--|--|------------------------------------|
| 1 | 360,00 | -3701,60 | 406,13 |
| 2 | 378,91 | -4053,03 | 396,81 |
| 3 | 338,32 | -4316,47 | 396,81 |
| 4 | 278,82 | -4174,54 | 519,58 |
| 5 | 415,46 | -4003,36 | 286,13 |
| 6 | 342,35 | -4013,19 | 316,89 |
| 7 | 292,18 | -3897,73 | 282,10 |
| 8 | 211,01 | -4088,32 | 286,39 |
| 9 | 248,82 | -4183,11 | 278,82 |
| 10 | 195,63 | -4403,95 | 312,61 |
| 11 | 174,20 | -4282,44 | 340,34 |
| 12 | 221,34 | -4136,97 | 221,60 |
| 13 | 227,65 | -4185,63 | 227,65 |
| 14 | 376,39 | -4218,40 | 391,76 |
| 15 | 293,45 | -4095,38 | 418,49 |
| 16 | 185,55 | -4202,27 | 148,74 |
| 17 | 111,93 | -3968,82 | 142,69 |
| 18 | 330,25 | -4033,61 | 265,71 |
| 19 | 237,98 | -3796,64 | 262,69 |
| 20 | 377,14 | -3959,75 | 371,60 |
| 21 | 242,27 | -4062,10 | 383,70 |
| 22 | 353,45 | -3918,66 | 227,14 |
| 23 | 221,09 | -3943,87 | 251,85 |
| 24 | 389,24 | -4101,68 | 313,87 |
| 25 | 276,81 | -4195,97 | 415,71 |
| 26 | 331,51 | -3916,89 | 370,06 |
| 27 | 243,03 | -4138,99 | 387,98 |
| 28 | 323,70 | -3946,64 | 237,73 |
| 29 | 222,10 | -3778,99 | 262,18 |
| MEDIA | 282,35 | -4059,83 | 316,64 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 76,39 | -164,87 | 86,47 |

En la figura 5.12 y la tabla 5.5 se presentan los datos cuantitativos de los 29 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 5 así como la gráfica más representativa de las deformaciones sufridas por el neumático. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

Para poder hacer una mejor valoración de los resultados obtenidos en cada una de las franjas de tacos de la banda de rodadura, se puede presentar un resumen de los valores medios en una gráfica, clasificados en función de la parte de la banda a la que van referidas y a la zona de la huella en que se han tomado.

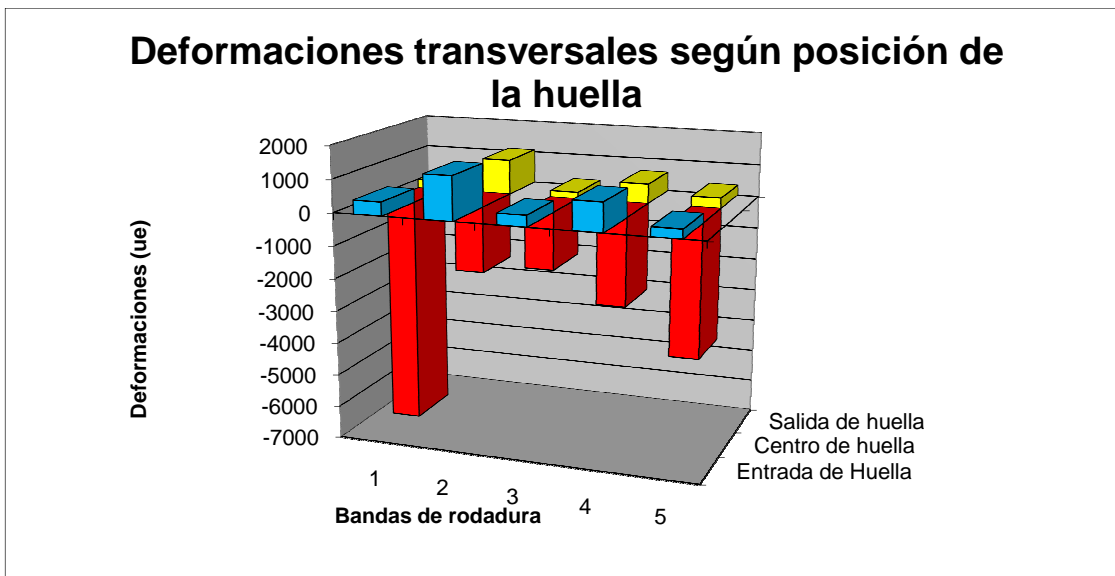


Figura 5.13.- Deformaciones transversales de las 5 bandas de rodadura

Tabla 5.6.- Deformaciones transversales de las 5 bandas de rodadura

| Dibujos de Banda de rodadura | Entrada de Huella ($\mu\epsilon$) | Centro de huella ($\mu\epsilon$) | Salida de huella ($\mu\epsilon$) |
|------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| 1 | 416,97 | -6903,03 | 271,26 |
| 2 | 1326,30 | -2021,85 | 1064,62 |
| 3 | 342,61 | -1758,40 | 193,61 |
| 4 | 871,76 | -2690,67 | 592,44 |
| 5 | 282,35 | -4059,83 | 316,64 |

Los datos muestran algunos hechos significativos en cuanto al comportamiento de los neumáticos:

- El dibujo de la banda de rodadura sólo tiene trascendencia en el equilibrio de tracciones transversales en la entrada y la salida de la huella.
- La pisada genera, principalmente, compresiones en el sentido transversal. Compresiones que se agudizan conforme se avanza a los extremos de la banda de rodadura, donde las cargas que proceden de los flancos y de la curvatura de los hombros actúan intensificando dicha compresión.
- Las tracciones superiores en los dibujos 2 y 4 a la entrada y a la salida de la huella son el resultado de la reacción interna de la goma a las fuertes compresiones en el centro de la huella, que son superiores en los dibujos 1 y 5, provocando el aumento de las tracciones en los dibujos adyacentes.
- El dibujo 1 presenta las compresiones máximas en el centro de la huella. Esto es debido al diseño propio de los ejes de rueda de los turismos, que presentan un ángulo de caída inicial positivo. Es decir, con las ruedas sin contacto con ninguna superficie, tienen una desviación de su inclinación que hace que su eje tienda a

juntarse por la parte inferior, lo que mejora la vida de los rodamientos sometidos a un gran esfuerzo lateral. Por el contrario, los vehículos deportivos se diseñan con ángulos negativos de caída para ofrecer ventajas en la competencia de la dirección en las curvas. En nuestro caso, al ser el ángulo de caída positivo, hay una concentración de presiones en la zona exterior del neumático, lo que explica que aquí, dichos valores, sean críticos.

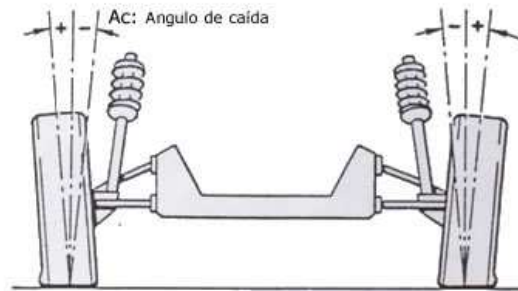


Figura 5.14.- Deformaciones transversales debidas al ángulo de caída

Cuando el neumático entra en contacto con el suelo los extremos del mismo se comprimen transversalmente debido a dos efectos: el propio efecto que ejerce el suelo sobre el neumático (ver figura 5.15) y el efecto de Poisson. Como se comentará en el apartado siguiente del presente proyecto, el neumático se estira longitudinalmente inmediatamente antes de la entrada a la zona de contacto lo que provoca la compresión transversal del mismo.

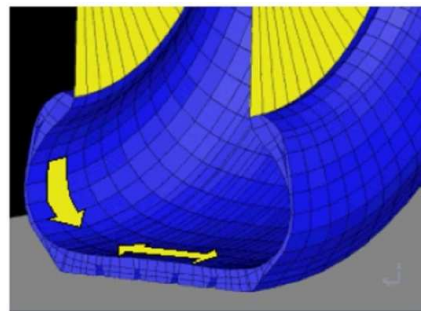


Figura 5.15.- Esquema de la compresión en la zona cercana a los flancos del neumático

La diferencia respecto a los ensayos de referencia de proyectos anteriores [3] y [4], no se encuentra tanto en el comportamiento de las bandas, que tienden al mismo, sino en los valores numéricos de deformación que se obtienen. Estas diferencias pueden ser debidas a las distintas condiciones en las que los ensayos fueron realizados. En nuestro caso, mayor presión de inflado y tracción de las ruedas delanteras [7].

5.3 ENSAYOS EN LA BANDA DE RODADURA EN DIRECCIÓN LONGITUDINAL

Al igual que en el caso de las medidas transversales, se muestran los resultados obtenidos de los ensayos en el laboratorio con las galgas extensiométricas colocadas longitudinalmente en las distintas bandas de la cubierta del neumático. Se escogen los mismos tres puntos característicos de deformación para realizar el estudio.

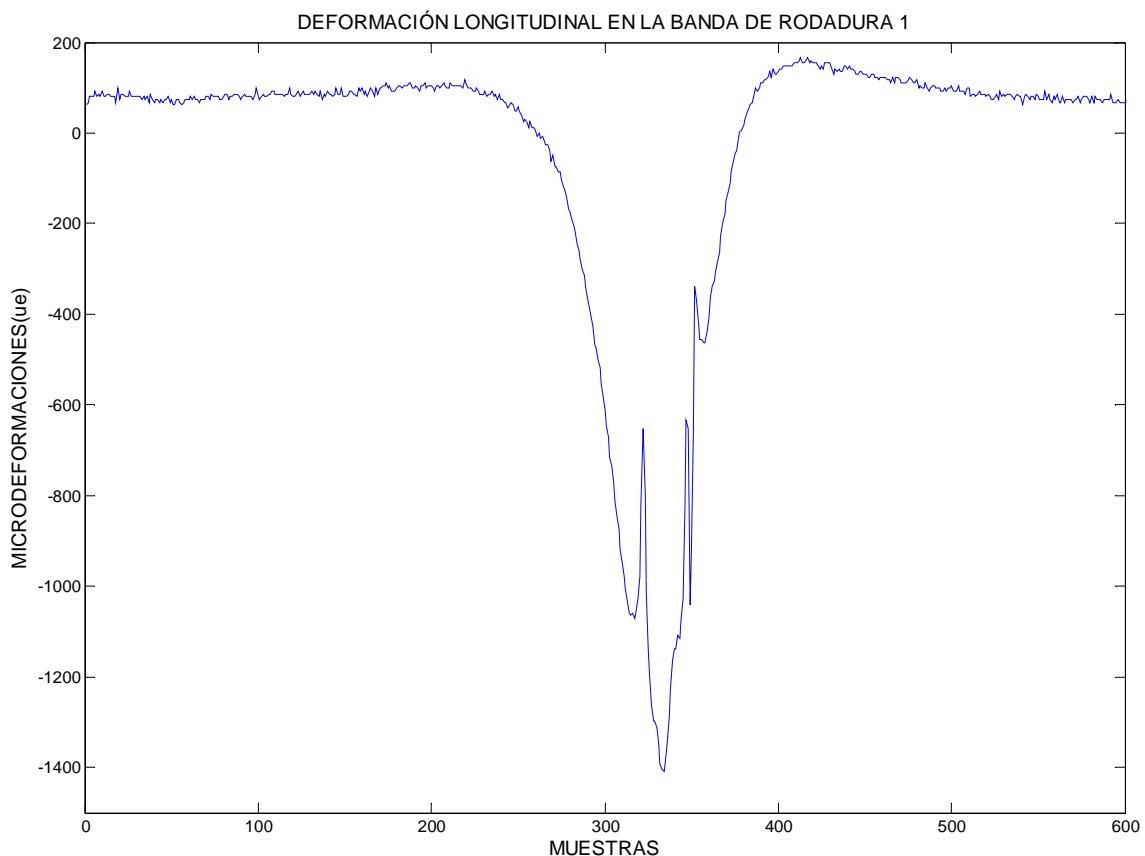


Figura 5.16.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 1

En la figura 5.16 se presenta la gráfica más representativa de las deformaciones longitudinales sufridas por el neumático en la banda de rodadura 1. Pueden observarse claramente las tres zonas de la huella de contacto, y como los efectos elásticos y de deslizamiento provocan discontinuidades en la gráfica para esta parte del neumático, casi en el exterior de la banda de rodadura.

Tabla 5.7.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 1

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (με) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (με) | SALIDA HUELLA (με) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------|
| 1 | 86,97 | -1427,14 | 130,08 |
| 2 | 86,97 | -1439,50 | 136,13 |
| 3 | 86,97 | -1402,44 | 136,13 |
| 4 | 114,96 | -2205,38 | 102,61 |
| 5 | 114,96 | -1879,16 | 114,96 |
| 6 | 84,20 | -1953,03 | 133,36 |
| 7 | 144,20 | -1413,03 | 101,09 |
| 8 | 150,25 | -1425,38 | 101,09 |
| 9 | 150,25 | -1388,32 | 88,74 |
| MEDIA | 113,45 | -1613,45 | 115,97 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 30,25 | -312,61 | 20,17 |

En la tabla 5.7 se presentan los datos cuantitativos de los 9 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 1. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

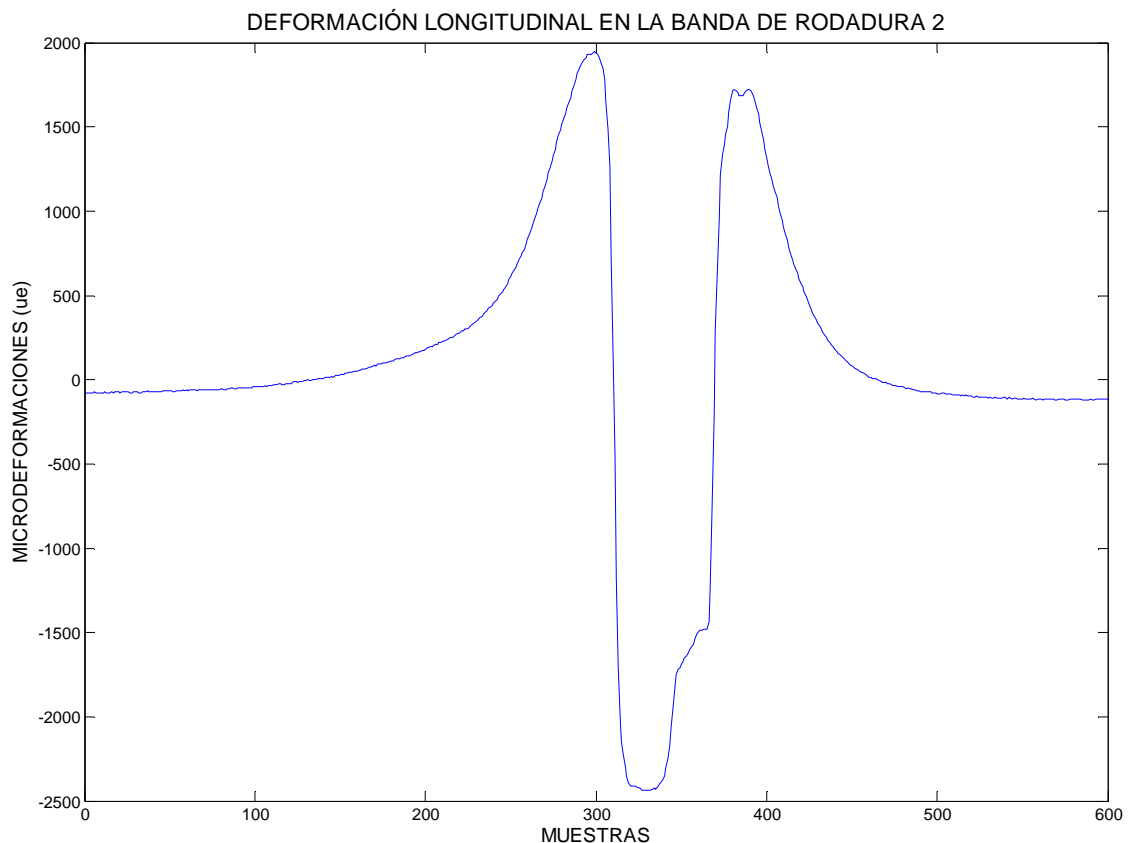


Figura 5.17.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 2

En la figura 5.17 se presenta la gráfica más representativa de las deformaciones longitudinales sufridas por el neumático en la banda de rodadura 2. Pueden observarse

claramente las tres zonas de la huella de contacto, y como los efectos elásticos y de deslizamiento provocan discontinuidades más esporádicas que en la banda de rodadura 1 por el hecho de estar más centrada en la huella.

Tabla 5.8.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 2

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (με) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (με) | SALIDA HUELLA (με) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------|
| 1 | 1506,81 | -2913,78 | 3254,87 |
| 2 | 1476,05 | -2850,76 | 3125,55 |
| 3 | 1451,60 | -3025,71 | 3113,19 |
| 4 | 1537,56 | -2929,16 | 3162,35 |
| 5 | 1470,00 | -2815,71 | 3199,41 |
| 6 | 1414,54 | -3002,27 | 3070,08 |
| 7 | 1334,12 | -2743,87 | 2983,61 |
| 8 | 1352,52 | -2702,27 | 3082,18 |
| 9 | 1303,36 | -2873,70 | 2977,56 |
| 10 | 1480,34 | -2720,67 | 3197,39 |
| 11 | 1474,29 | -2684,12 | 3172,94 |
| MEDIA | 1436,97 | -2841,18 | 3121,01 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 75,63 | -118,49 | 88,24 |

En la tabla 5.8 se presentan los datos cuantitativos de los 11 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 2. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

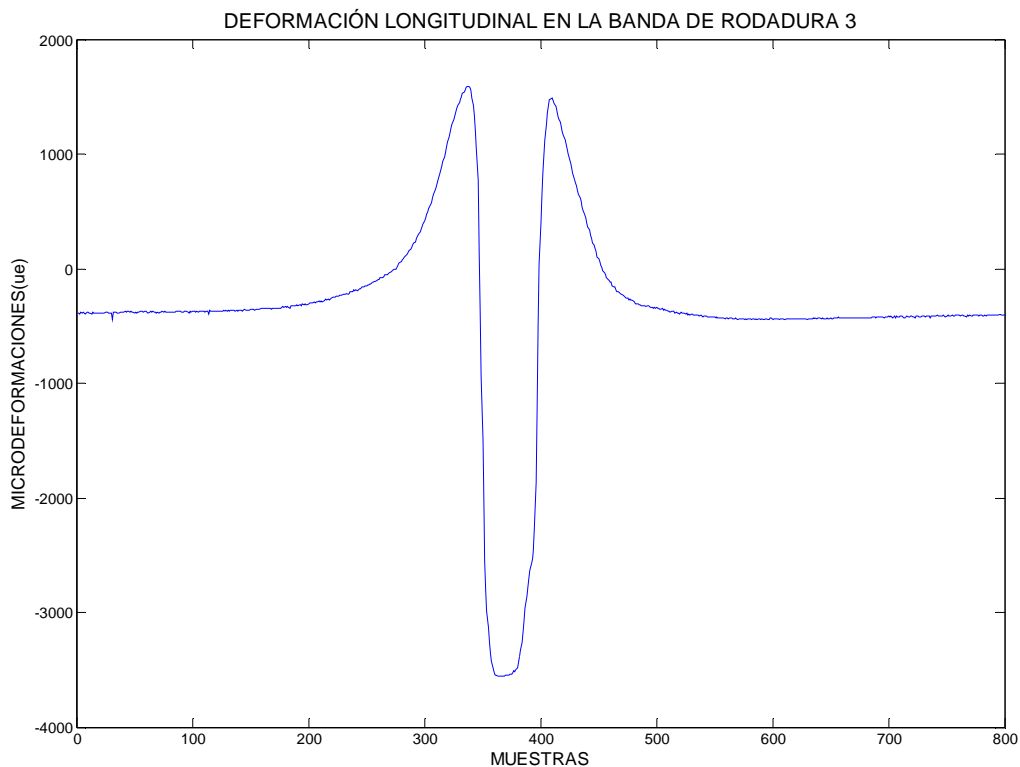


Figura 5.18.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 3

En la figura 5.18 se presenta la gráfica más representativa de las deformaciones longitudinales sufridas por el neumático en la banda de rodadura 3. Pueden observarse claramente las tres zonas de la huella de contacto, y como los efectos elásticos y de deslizamiento son inexistentes ya que no se aprecian discontinuidades debido a la perfección de la rodadura en esta zona de la huella.

Tabla 5.9.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 3

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (με) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (με) | SALIDA HUELLA (με) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------|
| 1 | 1924,79 | -3253,87 | 1787,39 |
| 2 | 3938,57 | -3127,82 | 1780,84 |
| 3 | 1924,03 | -3264,45 | 1797,98 |
| 4 | 3673,61 | -3207,98 | 1682,52 |
| 5 | 3823,87 | -3070,84 | 1891,26 |
| 6 | 1821,18 | -3094,54 | 1787,14 |
| 7 | 3619,16 | -3028,24 | 1688,57 |
| 8 | 1816,39 | -3075,88 | 1757,39 |
| 9 | 3641,60 | -3145,71 | 1692,61 |
| 10 | 2259,33 | -3097,06 | 1719,83 |
| 11 | 3657,98 | -3157,56 | 1675,46 |
| MEDIA | 2918,32 | -3138,40 | 1751,09 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 939,08 | -76,64 | 66,30 |

En la tabla 5.9 se presentan los datos cuantitativos de los 11 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 3. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

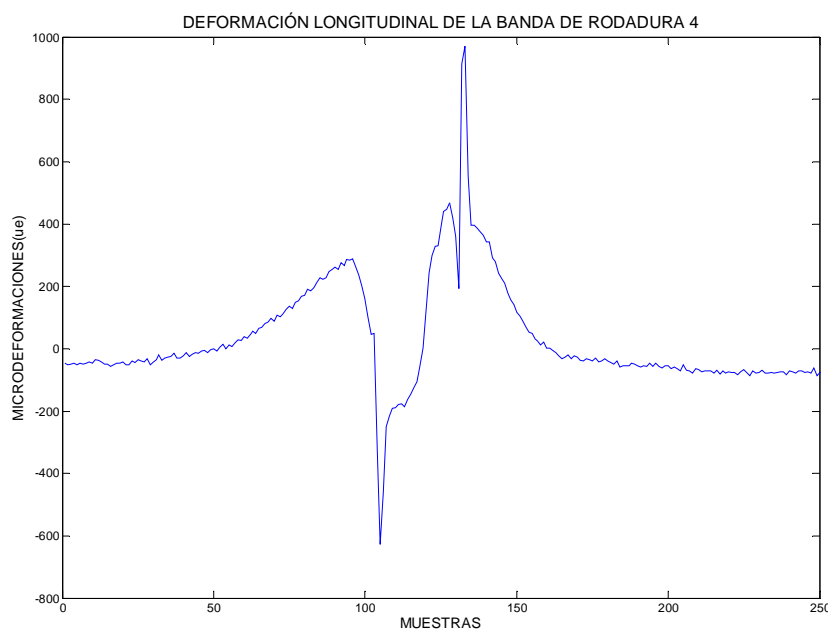


Figura 5.19.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 4

En la figura 5.19 se presenta la gráfica más representativa de las deformaciones longitudinales sufridas por el neumático en la banda de rodadura 4. La gráfica cambia significativamente respecto de las precedentes ya que se aprecian con dificultad las tres zonas de la huella de contacto, y como los efectos elásticos y de deslizamiento son mayoritarios ya que se aprecian discontinuidades debido al efecto des deslizamiento a lo largo de toda la huella.

Tabla 5.10.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 4

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA (με) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN (με) | SALIDA HUELLA (με) |
|--------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------|
| 1 | 303,28 | -284,37 | 1491,68 |
| 2 | 295,71 | -488,82 | 1345,21 |
| 3 | 317,14 | -471,68 | 1336,39 |
| 4 | 321,68 | -517,06 | 1221,93 |
| 5 | 303,28 | -481,76 | 1344,71 |
| 6 | 291,93 | -406,64 | 1035,38 |
| 7 | 293,19 | -358,24 | 1124,12 |
| MEDIA | 303,78 | -429,83 | 1271,34 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 11,60 | -83,95 | 154,54 |

En la tabla 5.10 se presentan los datos cuantitativos de los 7 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 4. La disminución en la cantidad de ensayos se debe a la menor duración de vida de las galgas sometidas a los efectos de deslizamiento de la huella del neumático.

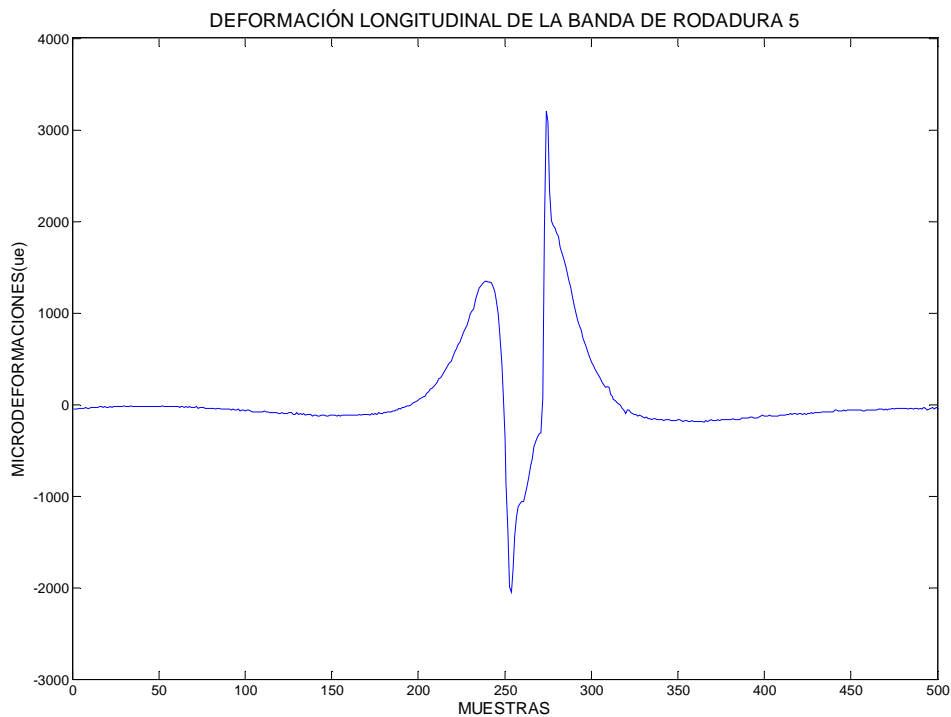


Figura 5.20.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 5

En la figura 5.20 se presenta la gráfica más representativa de las deformaciones longitudinales sufridas por el neumático en la banda de rodadura 5. La gráfica cambia significativamente respecto a la de la banda de rodadura 4 ya que prácticamente desaparecen los efectos elásticos y de deslizamiento por el hecho de que la galga se sitúe prácticamente fuera de la huella de contacto.

Tabla 5.11.- Deformación longitudinal de la banda de rodadura 5

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA ($\mu\epsilon$) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN ($\mu\epsilon$) | SALIDA HUELLA ($\mu\epsilon$) |
|------------------------------|---|--|---------------------------------------|
| 1 | 1427,65 | -2702,52 | 4052,02 |
| 2 | 1394,87 | -2159,50 | 3687,48 |
| 3 | 1382,52 | -2018,32 | 3239,75 |
| 4 | 1415,29 | -1560,50 | 2818,99 |
| 5 | 1339,41 | -2718,40 | 1907,65 |
| 6 | 1371,68 | -1530,50 | 3230,92 |
| 7 | 1421,09 | -1630,34 | 2860,34 |
| 8 | 1403,70 | -1316,22 | 3029,75 |
| 9 | 1346,47 | -1267,82 | 3175,97 |
| 10 | 1301,09 | -1174,79 | 2979,08 |
| 11 | 1228,24 | -1750,59 | 3082,44 |
| 12 | 1387,56 | -1157,90 | 3182,77 |
| MEDIA | 1370,92 | -1750,34 | 3103,87 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | 57,98 | -547,06 | 511,76 |

En la tabla 5.11 se presentan los datos cuantitativos de los 12 ensayos válidos sobre la banda de rodadura 5. Los valores medios y sus desviaciones se corresponden con lo esperado y pueden considerarse fiables.

Para obtener una mejor visión de conjunto de los resultados, y así como se hizo con las mediciones transversales, en la figura 5.21 se han dispuesto los valores medios de las series de microdeformaciones correspondientes a cada banda de rodadura estudiada ordenadas según su punto de captación, a saber, entrada de huella, centro de huella y salida de huella.

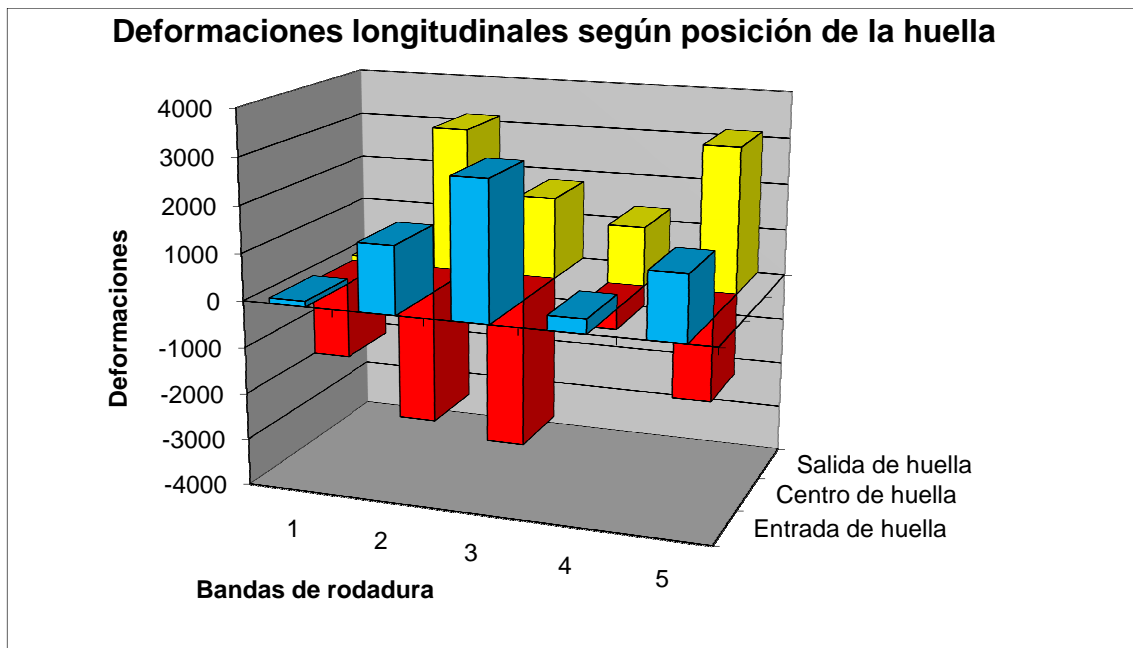


Figura 5.21.- Deformaciones longitudinales de las 5 bandas de rodadura

Tabla 5.12.- Deformaciones longitudinales de las 5 bandas de rodadura

| Dibujo de Banda de rodadura | Entrada de Huella (μ€) | Centro de huella (μ€) | Salida de huella (μ€) |
|-----------------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|
| 1 | 113,45 | -1613,45 | 115,97 |
| 2 | 1436,97 | -2841,18 | 3121,01 |
| 3 | 2918,32 | -3138,4 | 1751,09 |
| 4 | 303,78 | -429,83 | 1271,34 |
| 5 | 1370,92 | -1750,34 | 3103,87 |

En este caso, se observa que el neumático se estira antes de su entrada en la zona de contacto, se comprime en la zona de contacto y se vuelve a estirar a la salida. Se debe comentar que la banda de rodadura 4 no sigue la evolución cuantitativa esperada, aunque si la cualitativa, ello puede ser debido a un mal posicionado de la galga, motivado por el complicado espacio para ubicarla debido a la geometría del dibujo de esta banda.

En la zona de contacto (centro de la huella) existe compresión debido al aplastamiento del neumático, que a la vez provoca el estiramiento de las bandas de rodadura en las zonas próximas a la de contacto tanto en la entrada como a la salida de la huella. Esto se explica de forma más esquemática en la figura 5.22.

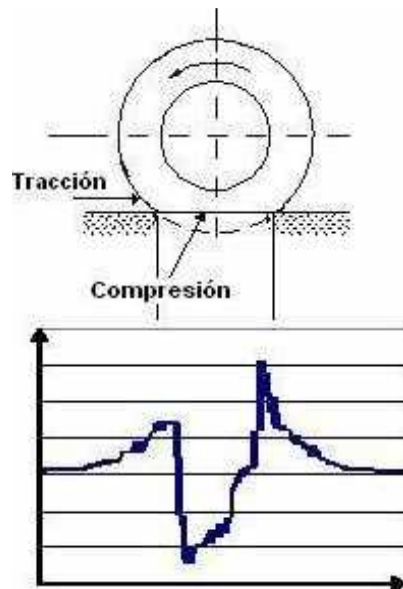


Figura 5.22.- Dibujo esquemático de la zona de tracción y compresión

La deformación en dirección longitudinal se puede explicar fundamentalmente a partir del estudio geométrico. El neumático, en la zona central de contacto, pasa de una cierta longitud a otra menor, por lo que se ve obligado a comprimirse. Por otra parte, las dos zonas de tracción son debidas a que el neumático pasa de un radio de curvatura muy pequeño, en las zonas de entrada y salida a la huella de contacto, a un radio infinito en el interior de dicha huella, dado que el contacto se produce sobre una superficie plana (ver figura 5.23).

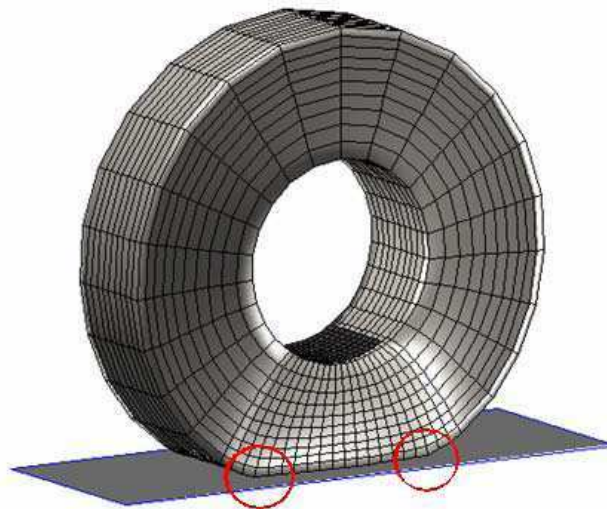


Figura 5.23.- Dibujo de un neumático en 3-D indicando las zonas de tracción

Existe una pequeña variación de valores en las deformaciones entre la entrada y la salida de la zona de contacto, siendo mayor en la salida, alrededor de $1100 \mu\epsilon$, posiblemente debidas a la propia inercia de recuperación del material del neumático.

Las deformaciones en el centro de contacto de la huella en bandas de rodadura 1 y 5 del neumático se comportan de manera semejante a las bandas 2, 3 y 4 con valores de deformación a compresión pero con la salvedad de que las bandas extremas tienden a comprimirse con valores menores. Esto también se asocia, al igual que en el caso transversal, a las proximidades con el flanco, y a los esfuerzos transversales de compresión en los extremos del neumático.

5.4 ENSAYOS EN LOS FLANCOS EXTERIORES DEL NEUMÁTICO

Este tipo de ensayos son una novedad dentro de las referencias bibliográficas [3] y [4] dentro de los estudios realizados en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid. Se incluyen en este proyecto como referencia para futuros desarrollos.

De nuevo, en este caso, tanto en los ensayos radiales como en los longitudinales el estudio se centra en los puntos más significativos como son a la entrada y salida de huella y el punto de máxima deformación:

- **Entrada de huella:** Valores de deformación donde el neumático comienza a tomar contacto con el pavimento. Zona en la que se producen deformaciones a compresión.
- **Máxima deformación:** Valores donde el neumático alcanza la máxima deformación en contacto con el pavimento. Zona que se produce tracciones elevadas.
- **Salida de huella:** Valores de deformación donde el neumático se encuentra en su fase última de contacto con el pavimento. Zona que al igual que en la entrada de huella se vuelven a producir deformaciones a compresión.

Los resultados reflejan una gran dependencia de los valores de deformación en el flanco, del contacto entre neumático y calzada, y de la presión de inflado previa de los neumáticos. A continuación se presenta la figura 5.24 en la que se aprecia, además, la dependencia del ángulo de caída, como ocurría en las bandas de rodadura y comentado en el apartado 5.2, lo que confirma aquella hipótesis.

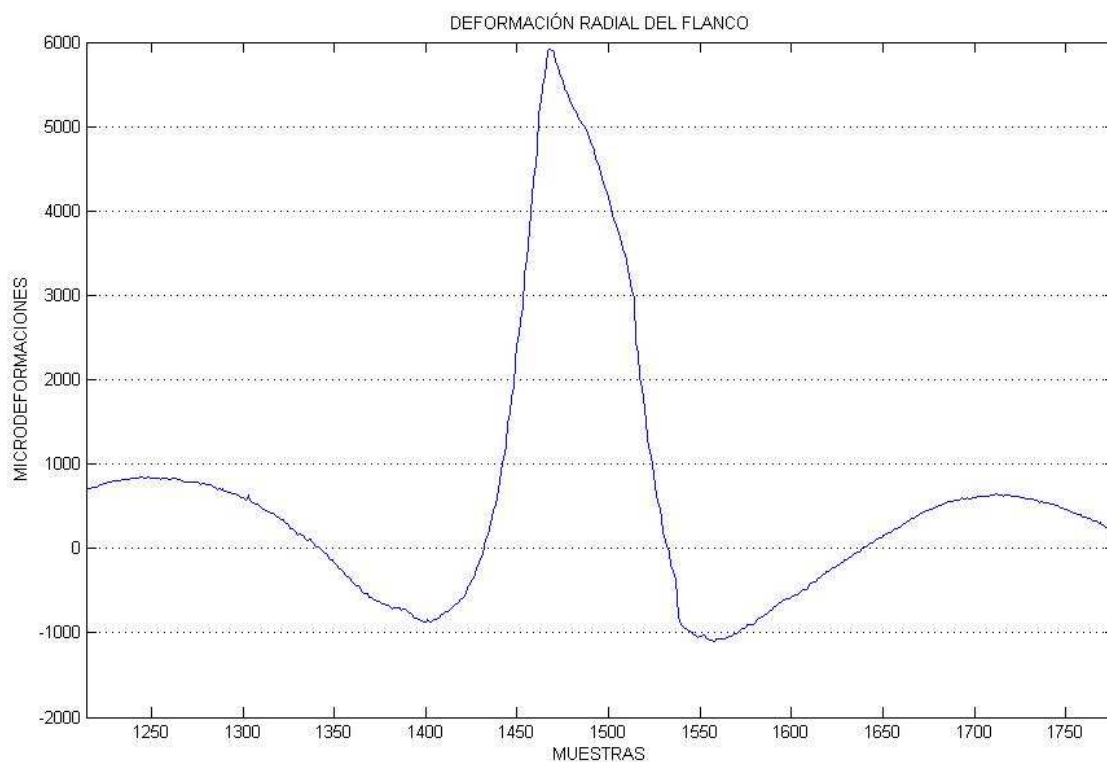


Figura 5.24.- Deformación radial del flanco

Tabla 5.13.- Deformación radial del flanco

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA ($\mu\epsilon$) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN ($\mu\epsilon$) | SALIDA HUELLA ($\mu\epsilon$) |
|--------------------------|-------------------------------------|---|---------------------------------|
| 1 | -743,19 | 6070,59 | -205,41 |
| 2 | -877,82 | 5916,81 | -1100,67 |
| 3 | -771,68 | 5770,59 | -1064,87 |
| 4 | -803,29 | 5883,25 | -879,35 |
| 5 | -854,17 | 6006,33 | -651,54 |
| 6 | -793,53 | 5974,42 | -993,96 |
| MEDIA | -807,28 | 5937,00 | -815,97 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | -50,51 | 104,92 | -340,15 |

La figura 5.25 y la tabla 5.14 muestran los resultados obtenidos de la deformación longitudinal que experimenta el flanco del neumático. Comentar los escasos ensayos válidos obtenidos en el flanco en su posición longitudinal debido a la poca durabilidad que ofrecía la galga en esta posición.

Se aprecia una pequeña deformación a tracción del flanco en la dirección longitudinal en el momento en que el neumático toma contacto con la calzada que es geoméricamente

semejante a la producida en las bandas de rodadura, salvo por la atenuación debida al carácter elástico del material, y la ausencia de la restricción que supone el aplastamiento de la huella en la entrada y salida del mismo.

Los valores de deformación obtenidos son muy pequeños con un valor medio de $607 \mu\epsilon$. Estos valores van disminuyendo en función del paso del centro de la galga respecto del radio de entrada, zona de contacto y salida de huella, hasta la posición más cercana a la llanta.

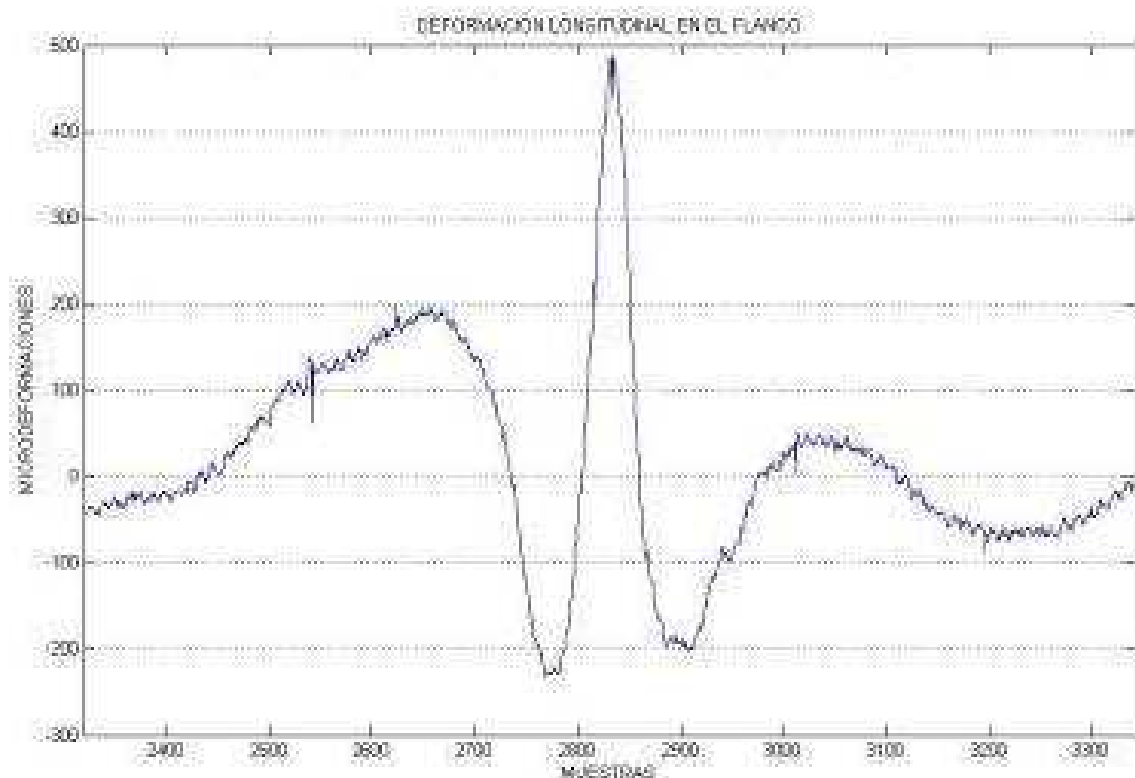


Figura 5.25.-Deformación longitudinal del flanco

Tabla 5.14.-Deformación longitudinal del flanco

| ENSAYOS | ENTRADA DE HUELLA ($\mu\epsilon$) | PUNTO DE MÁXIMA DEFORMACIÓN ($\mu\epsilon$) | SALIDA HUELLA ($\mu\epsilon$) |
|--------------------------|-------------------------------------|---|---------------------------------|
| 1 | -146,22 | 568,99 | -167,39 |
| 2 | -69,83 | 644,12 | -80,17 |
| MEDIA | -107,90 | 606,55 | -123,78 |
| DESVIACIÓN TÍPICA | -146,22 | 568,99 | -167,39 |

CAPÍTULO 6
CONCLUSIONES Y FUTUROS
DESARROLLOS

6.1 CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en los ensayos, así como la experiencia acumulada durante los mismos, permiten extraer conclusiones respecto a la metodología del análisis y el comportamiento del neumático que se mencionan a continuación:

- Se demuestra que pequeñas variaciones en la posición de las galgas en las líneas de dibujo pueden provocar cambios en las medidas y resultados finales, como ocurre en la banda de rodadura 4 en la posición longitudinal (ver figura 5.19 y tabla 5.10).
- Las medidas transversales sobre la banda de rodadura presentan compresiones más elevadas en las zonas cercanas a los flancos del neumático y hacia el lado exterior del neumático. Se prueba el efecto menos restrictivo de movimientos en los extremos del neumático.
- Se comprueba el efecto del ángulo de caída en la mayor concentración de presiones en las bandas de rodadura y flancos más exteriores del vehículo, respecto de las geométricamente simétricas del interior del mismo. Será esta zona, una zona de desgaste máximo del neumático en vehículos turismos. Por el contrario, el desgaste será superior en la zona interior para vehículos destinados a competición.
- Las medidas longitudinales sobre la banda de rodadura presentan compresiones menos elevadas en las zonas cercanas a los flancos del neumático y hacia el lado exterior del neumático, aumentando en las zonas centrales, dependientes de factores como los ángulos de caída o los ángulos de dirección.
- Los valores de deformación en el flanco en la posición longitudinal, son deformaciones pequeñas, en torno a $600 \mu\epsilon$ en el momento del contacto neumático-calzada. Esto es debido a que las medidas se han tomado en posiciones muy cercanas a la llanta, en el supuesto de que a medida que se hubiese realizado en posiciones más alejadas a la llanta, los valores de deformación hubiesen aumentado, apreciándose la mayor libertad de movimientos al expandirse.

Para dar clara definición del ámbito de los resultados y su fiabilidad es necesario conocer las limitaciones de la metodología utilizada para captar dichos resultados. En este aspecto, conviene hacer las siguientes consideraciones:

- Los esfuerzos que aparecen en la zona de la huella de contacto fuerzan la rápida degradación de las galgas extensiométricas, afectando, principalmente, a los hilos

de conexión de las mismas con el resto del sistema.

- La facilidad con la que se produce la rotura de las galgas ha condicionado, de principio a fin, el proceso de toma de datos. Las medidas han sido siempre realizadas a muy baja velocidad, en trayectorias rectilíneas y evitando todo tipo de brusquedades. Estas pautas alejan los resultados obtenidos de lo que se recogería bajo unas condiciones reales de utilización del neumático (a mayores velocidades, sometido a esfuerzos bruscos de tracción y frenada, recorriendo trayectorias curvas, etc.).
- Pueden existir otros factores que pueden afectar y que no se han estudiado, como podría ser la temperatura, aunque en el entorno de ensayo se puede considerar estable, con lo que no es probable que hayan afectado a los resultados obtenidos.
- La distribución de los cables de conexión entre las ranuras del dibujo del neumático y el guiado de los mismos hasta el equipo amplificador ha sido otro elemento a tener en cuenta, ya que un movimiento no deseado de los mismos afectaba de forma clara a las condiciones de la pisada y, con ello, a los resultados obtenidos.
- El equipo de filtrado y amplificación ha permitido una gestión rápida y sencilla de los valores de tensión procedentes de las galgas.
- La frecuencia real de funcionamiento del sistema, ha sido de 650 Hz. Se han obtenido más de 10.000 muestras en cada ensayo. Así, se ha conseguido analizar con mayor precisión el comportamiento dinámico de la banda de rodadura y flanco externo del neumático, tanto en los transitorios de entrada y salida de la zona de contacto, como en las zonas de compresión de la misma. Se ha recogido mayor cantidad de información por unidad de tiempo.

6.2 FUTUROS DESARROLLOS

La relativamente moderna metodología utilizada en este proyecto, permite proyectar múltiples formas de desarrollo del análisis de neumáticos en el futuro. A continuación se relacionan sólo las más importantes:

- Determinación de la influencia de los ángulos de dirección en la deformación del neumático durante la pisada.
- Modificar las características de las muestras, empleando diferentes velocidades

del vehículo para percibir qué influencia tiene en el fenómeno del contacto neumático-calzada.

- Estudiar la relación de deformación que se produce en la parte interior y exterior del neumático.
- Propuesta de un modelo matemático que relacione la deformación del neumático con la posición tanto longitudinal como transversal en la huella de contacto.

El estudio de los neumáticos y su funcionamiento bajo cualquier circunstancia, será siempre un campo interesante de investigación, por la importancia que tienen estos en la estabilidad y conductibilidad del vehículo automóvil. La fuente de conocimiento adquirido mediante las metodologías estudiadas, permitirán una mejora en los diseños de compuestos y en las arquitecturas de fabricación de los neumáticos. Además, lateralmente, se obtendrá una comprensión paralela de las características de las superficies de rodadura que pueden ayudar a la mejora de las calzadas de modo que sean más respetuosas con los neumáticos, alargando la vida de los mismos, sin dejar de atender a las necesidades de durabilidad y resistencia al clima que todas las calzadas deben observar. El estudio del neumático, es pues, el estudio del bienestar de conductor y pasajeros en viaje sobre un vehículo automóvil, que por suerte o por desgracia, es el principal medio de transporte de corta distancia, y supone una herramienta indispensable para el desarrollo de la vida de miles de millones de personas en el mundo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Salvat Editores, S.A. “*Cómo funciona*” Tomo 8, entrada “neumáticos, fabricación de”. Año 1981.
- [2] Pacejka, H., Bakker, E. and Linder, “*A new tire model with application in vehicle dynamics studies*” SAE transactions 1989, p: 83–93
- [3] Librán Domingo, Roberto. “*Sistema para la medida y almacenamiento de deformaciones aplicado a un neumático*” Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2007.
- [4] Jiménez Rodríguez, Emilio. “*Diseño y aplicación de un sistema de adquisición de datos para el estudio de las deformaciones en el contacto neumático-calzada*” Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2007.
- [5] Villar Amador, Antonio. “*Estudio de las deformaciones en un neumático sometido a tracción*” Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2008.
- [6] Editorial Planeta, S.A. “*Gran Enciclopedia Larousse*” Tomo 7, entrada “neumático”. Año 1998.
- [7] F. Aparicio, C. Vera, V. Díaz. Título: “*Teoría de Vehículos automóviles*”. Publicaciones ETSIIM. Año 1995.
- [8] Escobar Muñoz, Jesús. “*Estudio experimental de las deformaciones del neumático en el proceso de rodadura*” Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2007.
- [9] Sagredo Rodríguez, Benito. “*Determinación del tiempo real del coeficiente de adherencia neumático-calzada*” Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2001.

- [10] “*Intelligent Tyre Systems – State of the Art and Potential Technologies*” Technical Research Centre of Finland. Año 2003.
- [11] Cid Montes, Rafael. “*Estudio experimental de las deformaciones del neumático en el contacto neumático-calzada*” Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2006.
- [12] Tuononen, A. J. “*Optical position detection to measure tyre carcass deflections*” Laboratory of Automotive Engineering, TKK, Helsinki University of Technology, Finland. Año 2007.
- [13] “*Strain Gage Instruction Manual*”. Kyowa Electronics Instruments Co. Ltd. 2008
- [14] Pérez García, Miguel A., Juan C. Álvarez Antón, Juan C. Campo Rodríguez, Fco. Javier Ferrero Martín, Gustavo J. Grillo. Ortega. “*Instrumentación electrónica*”. Thompson. Año 2003.
- [15] Ortiz Berrocal, Luís. “*Resistencia de Materiales*”. Editorial: McGraw-Hill. Año 1990.
- [16] www.mathworks.com (Última visita en 9/02/2010)
- [17] www.citroen.es (Última visita en 9/02/2010)
- [18] www.michelin.es (Última visita en 9/02/2010)
- [19] www.mecanicavirtual.org (Última visita en 27/04/2010)