PROYECTO TÉCNICO

REFORMA DEL SISTEMA

DE FRENADO DE UN VEHÍCULO TURISMO

MARCA:	***Renault***
TIPO:	***X063***
VARIANTE:	***III***
DENOMINACIÓN COMERCIAL:	***RENAULT-TWINGO***
BASTIDOR:	***VF1C0630510639362***

TRABAJO REALIZADO POR:

Abel Gómez Contreras

Beatriz Fernández Romero

Marta López López

GRUPO: 16

Jefe del Proyecto: Abel Gómez Contreras

ÍNDICE

Pág.

1. IDENTIFICACIÓN DEL VEHÍCULO Y DEL PROPIETARIO……3

2. OBJETO DEL PROYECTO……...4

3. TIPO DE REFORMA……4

4. ELEMENTOS AFECTADOS Y SU IDENTIFICACIÓN……4

5. REGLAMENTACION APLICABLE……...7

6. ENSAYOS DE HOMOLOGACIÓN NECESARIA……13

7. DESCRIPCIÓN DE LA REFORMA……17

8. CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO ANTES DE LA REFORMA……18

9. REFERENCIAS DE LOS COMPONENTES AFECTADOS……...21

10. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DE LA REFORMA……..22

11. EFECTOS EN LA SEGURIDAD……..37

12. PLANO, DISTRIBUCIÓN DE MASAS, DIMENSIONES ANTES

Y DESPUES DE LA REFORMA……39

13. ESTUDIOS DE FUNCIONALIDAD……42

14. OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES……...46

15. PRESUPUESTO DETALLADO……47

16. ANEXOS……48

17. REGISTRO DE LA PROPIEDAD INTELECTUAL……51

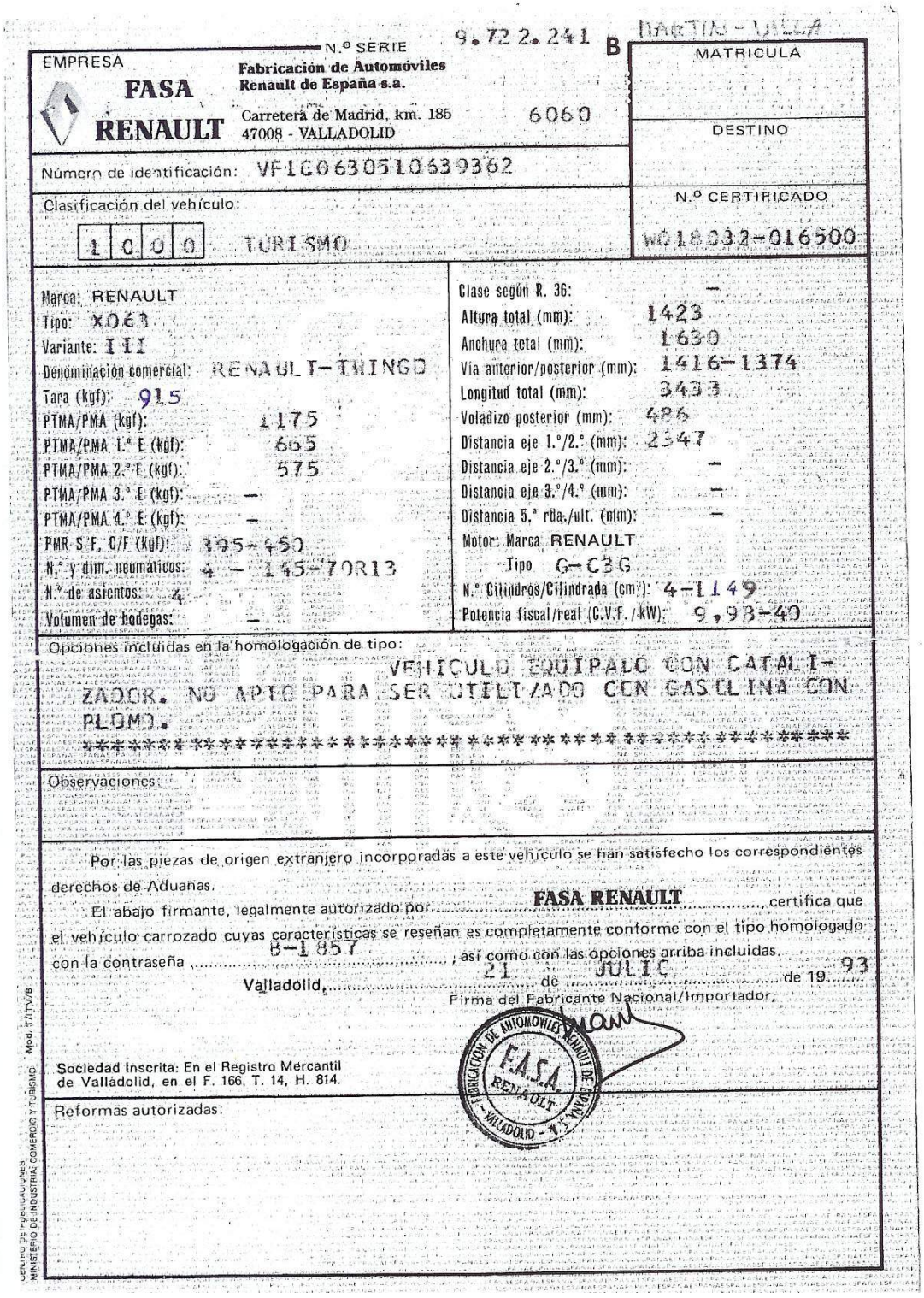
18. CERTIFICADO DE TALLER……52

19. CERTIFICADO FIN DE OBRA……53

20. RECURSOS UTILIZADOS……54

1. IDENTIFICACIÓN DEL VEHÍCULO Y DEL PROPIETARIO.

El propietario del vehículo turismo sobre el que se pretende realizar la reforma de importancia número 5 es Don Abel Gómez Contreras.



N.º SERIE 9.722.241 B

EMPRESA
FASA RENAULT
Fabricación de Automóviles Renault de España s.a.
Carretera de Madrid, km. 185
47008 - VALLADOLID
6060

MATRICULA

DESTINO

Número de identificación: VF1C06305106 39362

Clasificación del vehículo:
1 0 0 0 TURISMO

N.º CERTIFICADO
WG18032-016500

Marca:	RENAULT	Clase según R. 36:	–
Tipo:	X063	Altura total (mm):	1423
Variante:	III	Anchura total (mm):	1630
Denominación comercial:	RENAULT-TWINGO	Vía anterior/posterior (mm):	1416-1374
Tara (kgf):	915	Longitud total (mm):	3433
PTMA/PMA (kgf):	1175	Voladizo posterior (mm):	486
PTMA/PMA 1.º E (kgf):	665	Distancia eje 1.º/2.º (mm):	2347
PTMA/PMA 2.º E (kgf):	575	Distancia eje 2.º/3.º (mm):	–
PTMA/PMA 3.º E (kgf):	–	Distancia eje 3.º/4.º (mm):	–
PTMA/PMA 4.º E (kgf):	–	Distancia 5.ª rda./ult. (mm):	–
PMR S/F, C/F (kgf):	395-450	Motor: Marca	RENAULT
N.º y dim. neumáticos:	4 – 145-70R13	Tipo	G-C3G
N.º de asientos:	4	N.º Cilindros/Cilindrada (cm³):	4-1149
Volumen de bodegas:	–	Potencia fiscal/real (C.V.F./kW):	9,98-40

Opciones incluidas en la homologación de tipo:
VEHICULO EQUIPADO CON CATALIZADOR. NO APTO PARA SER UTILIZADO CON GASOLINA CON PLOMO.
****

Observaciones:

Por las piezas de origen extranjero incorporadas a este vehículo se han satisfecho los correspondientes derechos de Aduanas.

El abajo firmante, legalmente autorizado por FASA RENAULT, certifica que el vehículo carrozado cuyas características se reseñan es completamente conforme con el tipo homologado con la contraseña B-1857, así como con las opciones arriba incluidas.

Valladolid, 21 de JULIO de 1993

Firma del Fabricante Nacional/Importador,

FABRICACION DE AUTOMOVILES RENAULT DE ESPAÑA S.A. F.A.S.A. RENAULT VALLADOLID

Sociedad Inscrita: En el Registro Mercantil de Valladolid, en el F. 166, T. 14, H. 814.

Reformas autorizadas:

CENTRO DE HOMOLOGACIONES MINISTERIO DE INDUSTRIA COMERCIO Y TURISMO Mod. T/TV/B

2. OBJETO DEL PROYECTO.

El presente proyecto tiene como objetivo llevar a cabo la realización de una reforma de importancia consistente en el cambio del sistema de frenado (frenos de tambor a frenos de disco) en el eje trasero de un vehículo turismo.

3. TIPO DE REFORMA.

El titular del vehículo de la marca Renault, que tiene una configuración de frenos de tambor en el puente trasero, desea cambiar dicho sistema de frenos a otro equivalente que consista en frenos de disco.

Esta reforma es la número 5, recogida en el Real Decreto 736/1988 sobre la tramitación de las reformas de importancia.

La reforma número 5 queda definida por el cambio o modificación del sistema de frenado existente homologado o alguno de sus componentes.

4. ELEMENTOS AFECTADOS.

4.1. FRENOS DE TAMBOR.

El sistema de frenos de tambor, también recibe el nombre de freno de expansión, freno de mordazas o freno de zapatas. En todos los casos se hace mención del elemento principal que los compone, ya que las mordazas y las zapatas son la misma cosa; el sistema de expansión hace mención a la forma de abrirse el freno y el tambor es el cubo rodante solidario a la rueda, importante parte integrante del freno.

En líneas generales, podemos ver un esquema de uno de estos frenos en la figura 4.1.1. En primer lugar hemos de destacar la presencia del tambor (1) propiamente dicho, que se halla fijado solidario a la llanta del vehículo y gira a la misma velocidad. Con el tambor se define lo que es la parte móvil del freno.

En la misma figura tenemos las dos zapatas (2), que se hallan fijadas en unos pivotes (3), desde los cuales cada una de ellas puede expandirse cuando la leva (4) es girada por el accionamiento. Por otro lado, nos encontramos con la presencia de unos forros (5) de un material especial, que recubren la parte exterior de frotamiento de las mordazas. Esta parte es la que debe enfrentarse con el cubo del tambor y al frotar sobre la superficie interna, hacer que la rueda pierda velocidad.

Un muelle (6) de retorno, hace que las mordazas se mantengan siempre alejadas del contacto entre tambor y forros, y solamente se acercan estas partes entre si cuando es obligada la zapata a seguir el perfil de la leva (4), la cual es accionada por el conductor cuando desea frenar. En este momento la fuerza de la leva vence la presión del muelle y hace que se apliquen los forros sobre la superficie interna del tambor.

El sistema de accionamiento mecánico se puede ver en la figura 4.1.2, la forma en que la leva (4) actúa sobre las zapatas. En el dibujo 4.1.2A tenemos la situación de la leva cuando está en reposo. Las mordazas se mantienen sujetas entre sí por medio de su muelle de retorno y no hay contacto entre los forros (5) y el tambor (1). Cuando el conductor frena acciona el pedal el cual transmite un desplazamiento a la leva (4), de modo que las mordazas se expanden y, tal como se aprecia en el dibujo 4.1.2B, los forros se aplican sobre la superficie interna del tambor comenzando el rozamiento que determina la acción de la frenada.

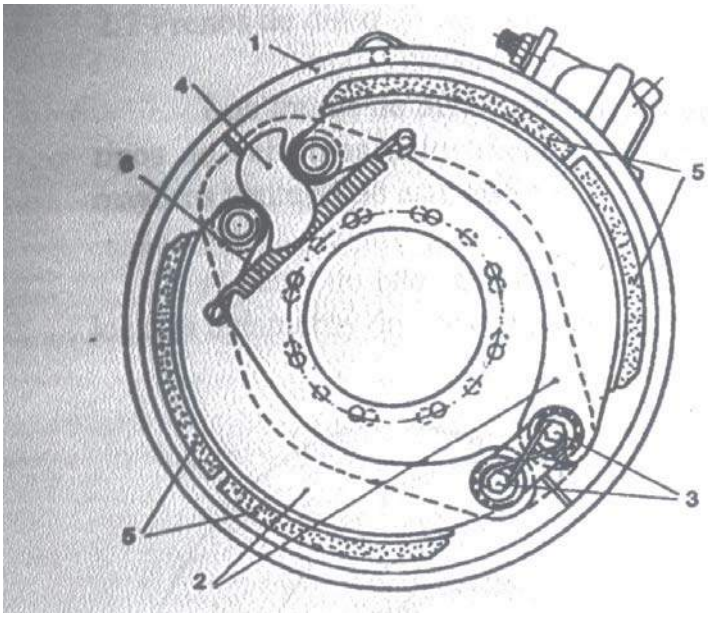
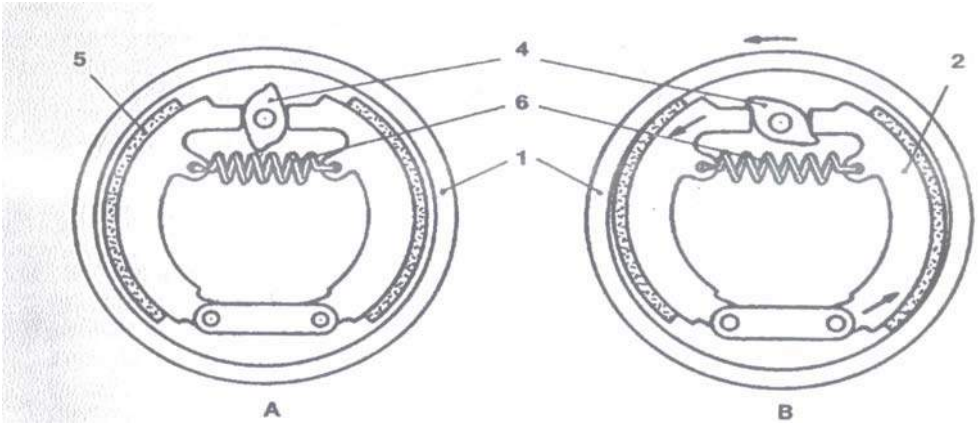


Figura 4.1.1. Esquema de un freno de tambor



Figuras 4.1.1.A/B. Sistema de accionamiento mecánico

4.2 FRENOS DE DISCO.

En la figura 4.2 se ve el conjunto de un freno de disco. Su constitución es la siguiente: en primer lugar consta de un disco que gira solidario con la rueda. Durante su giro, una parte del disco siempre por el interior de una pinza, fija al chasis, dentro de la cual existe un juego de pastillas (provistas de sus correspondientes forros), las cuales son impulsadas por medio de unos pistones que actúan en dirección perpendicular al disco cuando el conductor trata de frenar, y se aplica sobre la superficie del mismo, iniciando el rozamiento que determina la frenada.

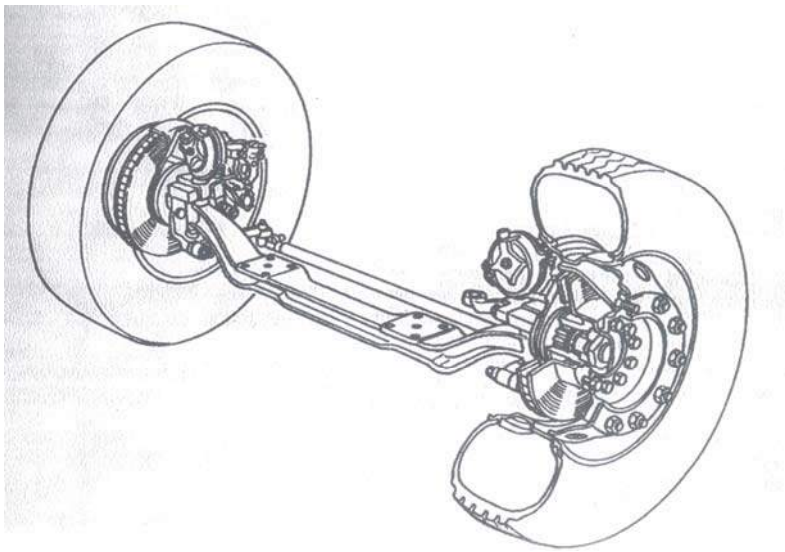


Figura 4.2.1. Esquema de un freno de disco

Los elementos afectados por la reforma se detallan en una lista que sigue a continuación:

- Frenos de tambor traseros:
  - Placa soporte del freno
  - Cilindro de freno
  - 2 zapatas de freno
  - Dispositivo de accionamiento del freno de mano
  - Tambor de freno
- Válvulas reguladoras en función de la carga.
- Eje trasero.
- Bomba de frenado.
- Frenos de disco

5. REGLAMENTACIÓN APLICABLE.

5.1 INTRODUCCIÓN.

En la actualidad los fabricantes de pastillas de freno no están obligados al cumplimiento de ninguna norma que obligue a mantener unos determinados estándares de prestaciones. Pero existe una normativa de carácter europeo que es aplicable en España a partir del 31 de Marzo del 2001 por la cual todas las pastillas que se vendan en el mercado de reposición, para las cuales sea aplicable dicha legislación, deben de haber pasado una homologación que a continuación se describe.

En la Directiva 98/12/CE sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor, se especifican los requisitos que deben cumplir los dispositivos de frenado de vehículos para conseguir la homologación. Para determinar el rendimiento del sistema de frenado, la Directiva obliga a la realización de una serie de ensayos en pista.

El rendimiento prescrito para los dispositivos de frenado está basado en la distancia de frenado y/o en la deceleración media estabilizada. El rendimiento de un dispositivo de frenado se determinará midiendo la distancia

de frenado en relación con la velocidad inicial del vehículo y/o midiendo durante el ensayo la deceleración media estabilizada.

La distancia de frenado será la distancia recorrida por el vehículo desde el momento en que el conductor accione el mando del dispositivo hasta el momento en que el vehículo se detenga; la velocidad inicial del vehículo (v_1) será la velocidad del vehículo en el momento en el que el conductor comience a accionar el mando del dispositivo; la velocidad inicial no será inferior al 98% de la velocidad exigida en el ensayo considerado. La deceleración media estabilizada (d_m) se calculará mediante la fórmula siguiente:

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_c^2}{25.92 \cdot (s_e - s_b)} \ m/s^2$$

siendo:

v_1= velocidad inicial del vehículo

v_b = 0.8 v_1 en Km/h

v_e = 0.1v_1 en Km/h

s_b = distancia recorrida entre v_1 y v_b en m.

s_e = distancia recorrida entre v_1 y v_e en m.

La velocidad y la distancia se determinarán mediante instrumentación cuyo margen de error sea de ±1% a la velocidad exigida para el ensayo. La d_m podrá ser determinada mediante otros métodos que no sean la medición de la velocidad y la distancia; en tal caso, el margen de error de la d_m será de ±3%.

5.2. REGLAMENTO 90.

El crecimiento del mercado libre de los componentes de automoción y la proliferación de marcas en el sector del frenado ha generado por parte de la administración europea la necesidad de introducir una normativa que regula las prestaciones de algunas piezas de seguridad. Esta normativa define las características del producto de frenado en sí, con independencia de otras homologaciones que puedan tener las empresas en cuanto a proceso de fabricación y evaluación de su gestión tales como la norma ISO9000. La

pastilla de freno es hoy el centro de toda la atención, ya que los organismos legislativos europeos han elaborado unas directivas que definen rigurosamente los criterios de seguridad y de eficacia que tiene que cumplir este importante componente del automóvil. Uno de los aspectos más restrictivos de la normativa son los ensayos que se deben realizar sobre el vehículo con el material de repuesto para más tarde compararlo con los ensayos a realizar con el material de origen. Los resultados no deben de diferir en un ± 15 % de las prestaciones del repuesto a las de origen.

La ECE R-90 está integrada en la directiva 98/12/EC y es efectiva para todos los estados miembros de la Comunidad Económico Europea desde el 11 de Octubre de 1.999. No obstante, se ha otorgado un período de transición hasta el 31 de Marzo de 2.001.

A partir de esa fecha, las pastillas que no cumplan los requisitos de la normativa no se podrán vender en el mercado de la unión europea.

Los controles y pruebas deben de ser realizados por organismos homologadores oficialmente autorizados por cada estado de la Unión Europea. Así mismo cada referencia que se desee vender a partir de la fecha de entrada en vigor de la normativa, debe pasar su propio proceso de homologación si éste es exigible para dicha referencia en cuestión. Esto implica no homologar un material de fricción sino homologar todas y cada una de las referencias, de forma individual, que se deseen vender y a las cuales se aplique dicha homologación.

La normativa ECE R-90 define unos estándares de calidad a los cuales los fabricantes deben atenerse para poder operar en el mercado independiente y supone una garantía de confianza en los productos de seguridad que su empresa comercializa.

Es, por fin, una garantía para el consumidor final, el cual podrá exigir en cualquier momento la homologación del producto, y proceder en consecuencia si el producto que le han instalado en el vehículo no está homologado bajo el R-90. A partir del 31 de Marzo del 2.001, vender, instalar, o circular con una pastilla no homologada, para aquellos vehículos que lo requieran, será considerado ilegal, y su propietario deberá atenerse a las consecuencias tanto de carácter civil como penal que la legislación imponga.

5.3. DIRECTIVA 71/320/CEE.

DIRECTIVA 2002/78/CE DE LA COMISIÓN de 1 de octubre de 2002 por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

5.3.1 Directiva 71/320/CEE

La directiva establece en primer lugar su ámbito de aplicación definiendo los principales conceptos relativos al frenado de los vehículos de motor: A los efectos de la directiva, se entiende por **vehículo** cualquier vehículo de motor destinado a circular por carretera, con o sin carrocería, con cuatro ruedas como mínimo y una velocidad máxima por construcción superior a 25 km/h, así como sus remolques, y que pertenezca a las categorías M (M1, M2, M3), N (N1, N2, N3) y O (O1, O2, O3, O4).

El **dispositivo de frenado** es el conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de un vehículo en marcha, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si se encuentra ya detenido.

El dispositivo de frenado debe realizar las siguientes funciones:

- **Frenado de servicio**: controlar el movimiento del vehículo sin separar las manos del órgano de dirección.
- **Frenado de socorro**: detener el vehículo manteniendo el control del órgano de dirección con una mano al menos.
- **Frenado de estacionamiento**: mantener inmóvil el vehículo.

Un dispositivo de frenado debe tener como mínimo dos mandos, independientes entre sí. El mando del dispositivo de frenado de servicio debe ser independiente del mando del dispositivo de frenado de estacionamiento.

Además de estas disposiciones, la directiva establece normas de seguridad, un sistema de prueba de la eficacia de los dispositivos de frenado y un sistema de control de los vehículos.

Los Estados miembros no pueden denegar la homologación CEE ni la homologación nacional de un vehículo por motivos que se refieran a sus dispositivos de frenado si dicho vehículo está equipado con los dispositivos previstos en los anexos de la directiva y si tales dispositivos se ajustan a las prescripciones que figuran en dichos anexos.

5.3.2 Directiva 74/132/CEE

Esta directiva adapta la directiva anterior al progreso técnico. Desde la adopción de la Directiva 71/320/CEE, se han producido numerosos accidentes causados por los dispositivos de frenado. La distribución de la fuerza de frenado resultaba inadecuada. Gracias al progreso técnico, es posible instalar en los vehículos de motor y en sus remolques dispositivos que permiten adaptar el frenado a la carga.

A tal fin, la Directiva 74/132/CEE modifica los anexos de la Directiva 71/320/CEE en lo que respecta, en particular, a las pruebas de frenado, las prestaciones de los dispositivos de frenado y la distribución del frenado entre los ejes de los vehículos.

5.3.3 Directiva 75/524/CEE

Esta directiva complementa la Directiva 74/132/CEE. Esta última se refería únicamente a los correctores de frenado y no a las condiciones de compatibilidad entre vehículos tractores y vehículos remolcados. Debido a problemas de incompatibilidad, ciertas combinaciones de vehículos no ofrecen todas las garantías de seguridad desde el punto de vista del frenado. La Directiva 75/524/CEE añade a las disposiciones vigentes determinadas condiciones de compatibilidad entre vehículos tractores y vehículos remolcados.

5.3.4 Directiva 79/489/CEE

Sobre la base del progreso técnico y de la experiencia adquirida en este ámbito, la Directiva 79/489/CEE establece prescripciones sobre frenado más estrictas y mejor adaptadas a las condiciones reales de prueba.

5.3.5 Directiva 88/194/CEE

Habida cuenta de los progresos realizados en la técnica del frenado en general y en la producción de dispositivos antibloqueo en particular, la Directiva 88/194/CEE establece disposiciones relativas a la instalación obligatoria de dispositivos de este tipo en determinados vehículos pesados y remolques con el fin de aumentar la seguridad en la carretera.

5.3.6 Directiva 91/422/CEE

Con objeto de aumentar la seguridad vial y sobre la base del progreso técnico, esta directiva establece prescripciones más estrictas en materia de frenado y, más concretamente, hace obligatoria la instalación en determinados vehículos pesados y remolques de aproximadores automáticos de forros de frenado.

5.3.7 Directiva 98/12/CEE

A fin de garantizar el mantenimiento de las normas de seguridad y fiabilidad de los forros de freno de repuesto vendidos fuera de la red de concesionarios oficiales, la directiva regula la calidad y el rendimiento de tales productos en el mercado.

5.3.8 Directiva 2002/78/CE

A partir del 1 de enero de 2003, los Estados miembros no podrán prohibir la venta o la puesta en servicio de forros de freno de repuesto por motivos relacionados con los sistemas de frenado del vehículo, si dichos forros de freno de repuesto cumplen los requisitos de la Directiva 71/320/CEE, modificada por la presente Directiva.

6. ENSAYOS DE HOMOLOGACIÓN NECESARIA.

Para la homologación de cualquier vehículo, el rendimiento de frenado se determinará en ensayos en carretera; estos ensayos deberán efectuarse en las condiciones siguientes:

1. El vehículo deberá estar en las condiciones de masa indicadas para cada tipo de ensayo. Estas condiciones deberán indicarse en el acta de ensayo.

2. El ensayo deberá estar en las condiciones de masa indicadas para cada tipo de ensayo. Cuando la velocidad máxima por fabricación del vehículo sea inferior a la prescrita para un ensayo, éste deberá efectuarse a la velocidad máxima del vehículo.

3. Durante los ensayos, la fuerza ejercida sobre el mando del dispositivo de frenado para conseguir el rendimiento prescrito no deberá sobrepasar el valor máximo establecido para la categoría de vehículo que se está ensayando.

4. La calzada deberá tener una superficie que ofrezca buenas condiciones de adherencia.

5. Los ensayos deberán efectuarse en ausencia de viento susceptible de influir en los resultados.

6. Al comienzo de los ensayos los neumáticos deberán estar fríos y la presión prescrita para la carga efectivamente soportada por las ruedas cuando el vehículo está parado.

7. El rendimiento prescrito deberá obtenerse sin que las ruedas se bloqueen, sin que el vehículo abandone su trayectoria y sin vibraciones anormales. Las ruedas se podrán bloquear cuando se indique específicamente.

8. Durante los ensayos de frenado, y especialmente en aquellos que se desarrollen a altas velocidades, deberá controlarse el comportamiento general del vehículo durante el frenado.

La homologación de una referencia de pastilla para pasar el Reglamento 90, se debe de realizar tanto con pruebas en el laboratorio como con el propio vehículo. Cada referencia de pastilla debe de ser homologada en el vehículo en el que se han de montar, con el vehículo sensorizado, es decir, debemos de saber a que temperatura se encuentran los frenos, que presión se está ejerciendo en el circuito, con que fuerza estamos pisando el pedal y que deceleración sufre el vehículo cuando frenamos.

6.1 ENSAYOS SOBRE EL VEHÍCULO:

- Una serie de test de homologación tipo 0:

Una secuencia de frenadas en diferentes condiciones de velocidad y carga.

Se trata de comprobar el correcto funcionamiento en diferentes condiciones de servicio, así como en condiciones de emergencia y de estacionamiento. Este ensayo es una repetición de las pruebas realizadas por el fabricante del vehículo para la homologación del mismo bajo el Reglamento 13 (Reglamento de homologación de frenos).

- Un test de pérdida de eficiencia en caliente*:*

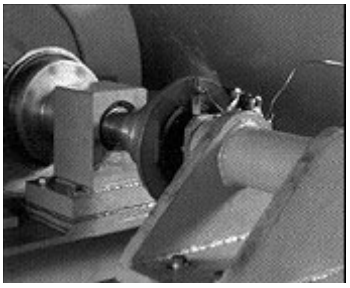


Figura 6.1.1. Test de

Primeramente se realiza una secuencia de 15 frenadas a alta velocidad con objeto de situar el freno en condiciones extremas de temperatura y posteriormente se comprueba su correcto funcionamiento, comparándolo con los resultados en frío. Los resultados obtenidos no deben encontrarse por debajo del 80% de las deceleraciones obtenidas en el ensayo de rendimiento en frío.

- Un test de equivalencia del rendimiento en frío:

Con el vehículo a plena carga, una temperatura inicial igual o inferior a 100ºC y a una velocidad de 80 km/h se ejercen una serie de seis frenadas consecutivas con diferentes presiones en los ejes delanteros y traseros,

llegando hasta la presión de bloqueo. Se trata de comprobar que las prestaciones del freno de recambio están situadas en torno al ± 15% de las prestaciones del equipo original, que previamente ha sido testado en el mismo vehículo.

- Un test de sensibilidad a la velocidad*:*

El test de sensibilidad a la velocidad es quizás uno de los más relevantes y difíciles de pasar en las homologaciones R-90. Se trata de comparar el comportamiento de las pastillas es muy similar en cualquier rango de velocidad.

Figura 6.1.2. Test de sensibilidad.

Ya que se trata de realizar 3 frenadas a 65 km/h, 3 frenadas a 90 km/h y 3 frenadas a 135km/h, con la presión en el circuito que haya hecho, en el test de rendimiento en frío, que da una deceleración de 5 m/s2. La media de la deceleración obtenida a las diferentes velocidades no debe de diferir en un ± 15% el valor de deceleración obtenido en la frenada de referencia, es decir, en aquella que se ha conseguido la deceleración de 5 m/s^2.

El inconveniente principal del ensayo, es que las frenadas se alargan mucho ya que la presión del circuito se debe mantener constante, lo cual provoca que la temperatura instantánea en el contacto de las pastillas con el disco, se incremente. Independientemente de ese incremento de temperatura el material debe ser capaz de mantener las mismas propiedades independientemente de la velocidad a la que circule el vehículo. Es decir, que el vehículo frene “igual” a 180 km/h que a 40 km/h si que el efecto de la velocidad influya en sus características de frenado.

6.2 ENSAYOS EN LABORATORIO:

Este tipo de ensayos lo que pretenden es que las características mecánicas del material se encuentren dentro de unos determinados valores

predeterminados, en cuanto a la compresibilidad del material de fricción (carrera de pedal) y sus características de resistencia mecánica.

- Un test de compresibilidad:

Figura 6.1.3. Test de compresibilidad.

Usando una máquina de compresibilidad se comprueba el valor que presenta la pastilla tanto en caliente como en frío. La compresibilidad de la pastilla es una característica importante del material de fricción ya que el material debe de ser compresible para conseguir una buena adaptación en el disco, es decir, que con esa compresibilidad sea capaz de absorber vibraciones.

Sin embargo, una muy alta compresibilidad en caliente puede dar lugar a desplazamientos del fluido de freno que podría desembocar en un agotamiento de la carrera del pedal de freno y la consecuente pérdida del control del vehículo al quedar este sin freno.

Los límites de compresibilidad según el R-90 son de un 2% del espesor de la pastilla para la compresibilidad en frío, y un 5% del espesor de la pastilla para el test en caliente.

- Un test de resistencia al cizallamiento*:*

Usando una máquina de cizalladura se mide la resistencia del material de fricción a ser despegado del soporte metálico, por medio de una fuerza tangencial a ambas superficies.

Este valor es muy importante ya que recordemos que el material de fricción estará sometido a fuerzas de cizalladura mientras trabaje friccionando contra el disco. Los valores mínimos aceptables para un 100% de adherencia del material de fricción sobre el soporte metálico son de 25 kg/cm^2, equivalentes a 1250 kg. de resistencia para una pastilla de freno para un vehículo de tipo medio, que tenga un área de 50 cm^2.

Figura 6.1.4. Test de cizalladura.

Obviamente, las exigencias impuestas en los distintos apartados del Reglamento 90, no son todas las que podrían ser exigibles para unas pastillas de freno, pero al menos representan unos mínimos que excluirán a priori algunos fabricantes o productos de calidad dudosa.

7. DESCRIPCIÓN DE LA REFORMA

La reforma que nos ocupa consiste en realizar el cambio del sistema de frenos del eje trasero de un Renault TWINGO, de frenos de tambor a frenos de disco.

Para ello, será necesario cambiar el puente trasero del vehículo, para facilitar el posterior montaje del sistema nuevo, puesto que hacer la instalación sobre el puente antiguo presentaría dificultades para el montaje.

Igualmente será necesario modificar el circuito hidráulico de frenado para lo que se deberá cambiar el cilindro maestro (bomba de freno) así como instalar un corrector de frenada (válvula reguladora de presión).

8. CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO ANTES DE LA REFORMA.

Dimensiones y capacidades

Anchura 1630
Batalla 2347
Capacidad de combustible 40
Carrocerías ..... Monovolumen
Coef. Aerodinámico 0.35
Longitud 3433
Número de plazas ..... Cuatro
Número de puertas 3
Peso 915
Reparto del peso del/tras 63.76/36.24
Superficie frontal 1.95
Vía delantera..... 1416
Vía posterior..... 1374
Volumen maletero..... 168
Volumen maletero asientos abatibles 1096

Motor

Carrera..... 76.8
Cilindrada 1149
Combustible..... Gasolina
Compresor..... Falso
Diámetro..... 69
Distribución..... Un árbol de levas en la culata
Distribución variable..... Falso
Estructura ..... En línea
Geometría variable..... Falso
Intercooler..... Falso
Material del bloque ..... Hierro fundido
Material de la culata..... Aluminio

Número de cilindros…… 4
Par máximo…… 93
Potencia en CV…….. 60
Potencia en KW máximo…….. 43
Relación de compresión…….. 9.6
Revoluciones en par máximo…….. 2500
Revoluciones en potencia máxima …… 5250
Situación del motor ……..…… Delantero transversal
Tipo de inyección…….. Inyección directa multipunto
Turbo…….. Falso
Válvulas por cilindro ……. 2

Transmisión

Tipo de cambio ……...Manual
Tracción …….. Delantera
Velo ……1000rpm
Diámetro de giro borde a borde ……10
Diámetro de giro pared a pared …… 0
Dirección …….. de cremallera
Frenos delanteros ……..Disco ventilado (259 mm)
Frenos traseros ……Tambor (203 mm)

Chasis

Neumáticos ……..145/70 R13
Suspensión delantera…… Independiente. Tipo McPherson Resorte helicoidal Barra estabilizadora (17 mm)
Suspensión trasera…… Semi-independiente. Brazo tirado. Eje de torsión transversal. Resorte helicoidal. Barra estabilizadora (21 mm)

Prestaciones

Consumo extraurbano …… 5.1
Consumo mixto…….. 6
Consumo urbano ……7.5
Recupera 80 a 120 en cuarta…….. 0

Velocidad máxima ……151

Velo 1 …….. 8.1

Velo 2 ……14.7

Velo 3 …… 20.7

Velo 4 …… 28.3

Velo 5 …… 36.1

Aceleración 0-100 Km/h (s) …….. 15.37

Aceleración 0-1000 m (s) ……36.56

Adelantamiento 60-120 Km/h (s) en 3ª ……15.2

Adelantamiento 80-120 Km/h (s) en 4ª/5ª/6ª ……...13.04/21.49/-

Recuperación 1000m en 4ª a 40 Km/h …… 37.15

Recuperación 1000 m en 5ª a 50 Km/h …… 39.23

Frenos

Desde 60/80/100/120/140 Km/h (m) ……... 15.3/27.3/42/61.5/90.3

9. REFERENCIAS DE LOS COMPONENTES AFECTADOS.

En el presente apartado se indican las referencias de cada uno de los componentes del sistema de frenado por el que será sustituido el ya existente en el vehículo.

***Frenos de disco*: REF: 6066.00**
***Pastillas*: REF: 2144.80**
***Frenos de tambor*: REF: 7014.00**
***Zapatas*: REF: 4169.00**

10. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DE LA REFORMA

Veremos a continuación los diferentes esfuerzos que intervienen durante el proceso de frenado, algunos de ellos nos podrían parecer irrelevantes, pero veremos que son de vital importancia dependiendo del tipo de conducción que realicemos.

10.1 Fuerza de frenado.

Las principales fuerzas retardadoras del vehículo en el proceso de frenado son las que se desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con la calzada, al serles aplicados pares que se oponen a su movimiento, es decir, las fuerzas de frenado.

La fuerza de frenado máxima así como la fuerza de tracción máxima tienen dos límites. En ambos casos el impuesto por el “neumático - suelo”. En lo relativo a las fuerzas de frenado, existe el otro límite impuesto es el que tiene el sistema de freno y en lo referente a las fuerzas de tracción máxima el que impone la potencia del motor. El límite crítico es el impuesto por la adherencia existente entre el neumático y el suelo. Cuando se rebasa este límite, en el caso del sistema de freno, se produce el bloqueo de las ruedas que deslizan sobre el pavimento, produciéndose efectos nefastos que más adelante comentaremos.

10.2 Resistencia a la rodadura.

La resistencia a la rodadura así como la resistencia aerodinámica del vehículo intervienen como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado. Aunque su influencia es pequeña frente a la fuerza de frenado, pero aún así ayudan durante el proceso de deceleración. La resistencia a la rodadura, fundamentalmente está compuesta por la fricción neumático – suelo y perdidas mecánicas en el sistema de transmisiones. Su valor es generalmente pequeño en comparación con las otras fuerzas en juego. El valor de la resistencia a la rodadura crece casi proporcionalmente a la velocidad.

10.3 Acciones aerodinámicas.

Las fuerzas aerodinámicas al avance solo tienen interés como fuerzas retardadoras a altas velocidades. A velocidades moderadas o bajas pueden despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado.

Las fuerzas aerodinámicas son importantes a altas velocidades ya que su valor aumenta con el cuadrado de la velocidad que el vehículo lleve. Es decir que cuando doblamos la velocidad de un vehículo, por ejemplo de 80 km/h a 160 km/h la resistencia aerodinámica al avance, por ejemplo 40 Kg. se multiplica por cuatro siendo necesario un empuje de 160 Kg. En la siguiente tabla vemos como crecen las fuerzas aerodinámicas y de rodadura así como la potencia necesaria que debe tener el vehículo para superarlas.

10.4 Resistencia del motor y transmisión.

La resistencia que ofrece el motor constituye, en muchos casos, un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando gira a un gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad, hasta hacerse pequeño en el último intervalo de un proceso de frenado.

En bajadas prolongadas, especialmente si se trata de vehículos pesados, la retención efectuada por el motor es de suma importancia para preservar los elementos de fricción de los frenos del calentamiento y consiguientes desgastes elevados.

Si la deceleración con la que deseamos frenar es lo suficientemente fuerte, y el motor se encuentra embragado, las exigencias requeridas por el sistema de freno son mucho mayores que si desembragásemos el motor para realizar la frenada.

Evidentemente, este efecto de frenado es mayor en los motores diesel con relaciones de compresión del orden de 20:1 que en motores de gasolina en los cuales está establecido en valores de compresión de 9:1.

10.5 Magnitud de la fuerza de frenado total.

Las directrices de la C.E.E., exigen para los vehículos de la categoría M1 sólo 5.8 m/s^2 de deceleración que equivale a un frenado de Z = 2.8/9.87 = 0.6. No obstante, en la práctica se diseña como mínimo para Z = 0.85 a 0.9, y por lo tanto la fuerza de frenado total debe ser para vehículo cargado de 0.85P a 0.9 P. Esta fuerza de frenado total debe ser alcanzada con un esfuerzo de aplicación en el pedal de freno inferior a 50 daN.

$$F = Z \cdot P = 0.80 \cdot 915 \cdot 9.81 = 7180.92N$$

10.6 Distribución de la fuerza de frenado.

Durante el proceso de frenada, aparece sobre el centro de gravedad del vehículo una fuerza dirigida hacia adelante y de magnitud la masa del vehículo multiplicada por la aceleración de frenada. Esta fuerza provoca una descarga del eje trasero mientras se carga el delantero.

En la figura 10.6.1 se muestra un vehículo de peso total P, que carga en parado P_d sobre el eje delantero y P_t sobre el trasero.

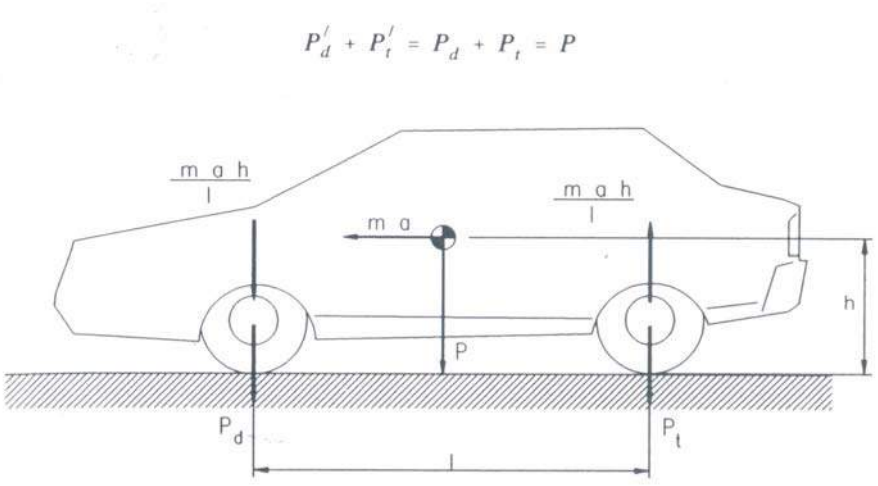


Figura 10.6.1. Esquema de esfuerzos durante la frenada

Durante la dinámica de la frenada, esta fuerza genera un par ($m \cdot a \cdot h$) que es el que provoca la descarga del eje trasero y la consecuente sobrecarga del delantero. El valor de la descarga y la sobrecarga se calcula con la expresión:

$$DESCARGA = SOBRECARGA = \frac{m \cdot a \cdot h}{l}$$

donde: h es la altura del centro de gravedad y l la batalla.

La carga por eje durante la frenada vendrá definida para el delantero por la que tenía en estática más la sobrecarga, y para el trasero por la que tenía en estática menos la de descarga.

$$P_d^{'} = P_d + \frac{m \cdot a \cdot h}{l}$$
$$P_t^{'} = P_t - \frac{m \cdot a \cdot h}{l}$$
$$P = P_d + P_t = P_d^{'} + P_t^{'}$$

Teniendo esto en cuenta las expresiones anteriores quedarán:

$$P_d^{'} = P_d + P \cdot Z \cdot \frac{h}{l}$$
$$P_t^{'} = P_t - P \cdot Z \cdot \frac{h}{l}$$

La relación existente entre la altura del centro de gravedad y la batalla del vehículo se denomina factor de forma del vehículo:

$$x = \frac{h}{l}$$

Si denominamos γ a la relación entre la carga estática sobre el eje trasero, respecto a la total del vehículo, las expresiones de $P_d^{'}$ y $P_t^{'}$, pueden escribirse de la siguiente manera:

$$\left.\begin{array}{l} \gamma = \dfrac{P_t}{P} \\ 1-\gamma = \dfrac{P_d}{P} \end{array}\right\} \Rightarrow \quad \gamma = \frac{331.596 Kg}{915 Kg} = 0.3624$$

La expresión para la carga en el eje delantero será:

$$P_d^{'} = \frac{P_d}{P} + \frac{P \cdot Z \cdot x}{P} = P \cdot (1 - \gamma + Z \cdot x)$$

Y para el eje trasero: $P_t^{'} = P \cdot (\gamma - Z \cdot x)$

Una vez conocidas las cargas por eje durante la frenada, las fuerzas de frenada máxima que pueden aplicarse son:

$F_d = P_d^{'} \cdot \mu$
$F_t = P_t^{'} \cdot \mu$ siendo $\mu = 0.8$ el coeficiente de adherencia.

La fuerza total máxima de frenada será la suma de las dos anteriores, es decir:

$$\boldsymbol{F_{máx} = P \cdot \mu = 915\ Kg \cdot 9.81\ m/s^2 \cdot 0.8 = 7180.92\ N}$$

Por otra parte esta fuerza de frenada va a ser la encargada de provocar la deceleración, y en definitiva: $F_{máx} = m \cdot a$

Igualando ambas expresiones:
$$m \cdot a = P \cdot \mu$$
$$\mu = \frac{m \cdot a}{P} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \frac{a}{g} = Z$$

Sustituyendo esto en las fuerzas de adherencia quedará:

$$F_d = Z \cdot P \cdot (1 - \gamma + Z \cdot x)$$
$$F_t = Z \cdot P \cdot (\gamma - Z \cdot x)$$

La relación existente entre la fuerza de frenado en el eje trasero y en el delantero viene dada por la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{F_d (\gamma - Z \cdot x)}{1 - \gamma + Zx}$$

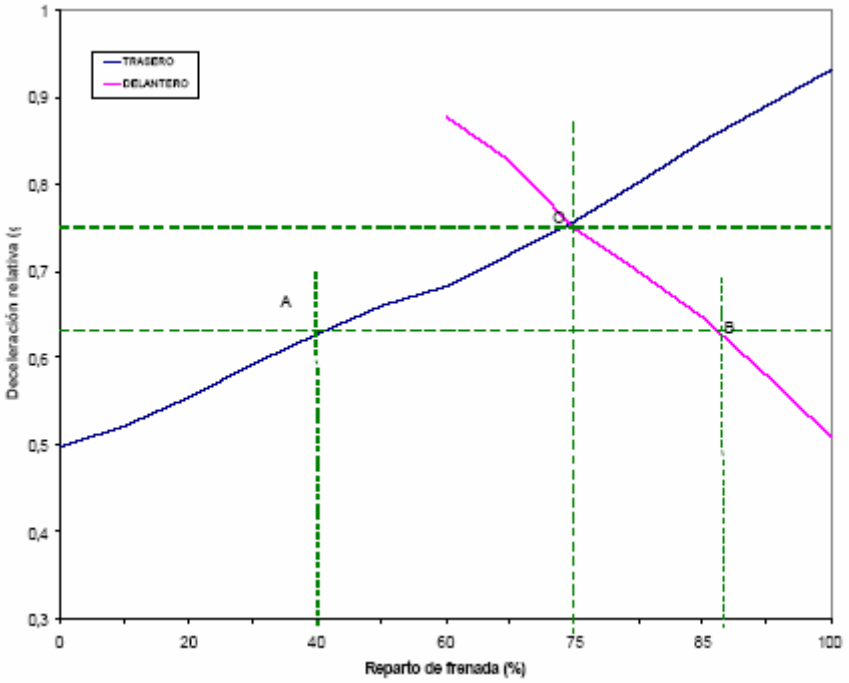
Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del vehículo se reparte entre el eje delantero y el eje trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto. Casi todos los vehículos comerciales de nuestros días, son ligeramente más pesados en la zona delantera que en la trasera. Ya que, no solo, el motor está ubicado en la parte delantera, sino que además al traccionar en ese mismo eje, caja de cambio, diferencial, las transmisiones, etc. se encuentran en el eje delantero.

El menor peso en el eje trasero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el **bloqueo** de las ruedas traseras. Además como ya se ha comentado anteriormente, cuando nosotros frenamos aparece un momento de cabeceo alrededor del centro de gravedad, que genera una transferencia de carga del eje trasero al eje delantero. Esto significa, que no solo el eje trasero es menos pesado que el delantero, sino que además por dinámica vehicular en el eje trasero y siempre que se accione el freno, se va a descargar transfiriendo parte de esa carga al eje delantero.

El valor de la transferencia de carga que se produce al frenar del eje trasero al delantero, depende de la altura del centro de gravedad del vehículo y de la batalla del vehículo, es decir, de su distancia entre ejes.

Debido a todas estas variables, la fuerza frenante que se aplicará al eje delantero no es igual a la del eje trasero. Lo mismo debe decirse para las fuerzas que se aplican durante la aceleración. Si hiciésemos los cálculos para saber que porcentaje de la frenada debe de producirse en el eje delantero y cual en el eje trasero, considerando un coeficiente de fricción neumático – suelo de valor μ =0,8.

El reparto sería de un 0,75 % de la frenada en las ruedas delanteras; y 0,25 % en las ruedas traseras (Punto O).



Grafica 10.6.1. Gráfica que representa el reparto óptimo de frenada entre ambos ejes.

Con esto obtenemos:

$$F_d = F_{\max} \cdot 75\% = 7180.92 \cdot 0.75 = 5385.69N$$

$$F_t = F_{\max} \cdot 25\% = 7180.92 \cdot 0.25 = 1795.23N$$

de donde podemos obtener x:

$$F_t = \frac{F_d(\gamma - Z\cdot x)}{1-\gamma + Zx} \Rightarrow x = \frac{F_d\cdot\gamma + F_t\cdot\gamma - F_t}{(F_t + F_d)\cdot Z} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow x = \frac{5385.69\cdot 0.3624 + 1795.23\cdot 0.3624 - 1795.23}{(1795.23 + 5385.69)\cdot 0.8} = 0.141$$

La expresión para la carga en el eje delantero será:

$$P_d^{'} = \frac{P_d}{P} + \frac{P\cdot Z\cdot x}{P} = P\cdot(1-\gamma + Z\cdot x) \Rightarrow P_d^{'} = 915\cdot 9.81\cdot(1-0.3624 + 0.8\cdot 0.141) = 6755\,Kg$$

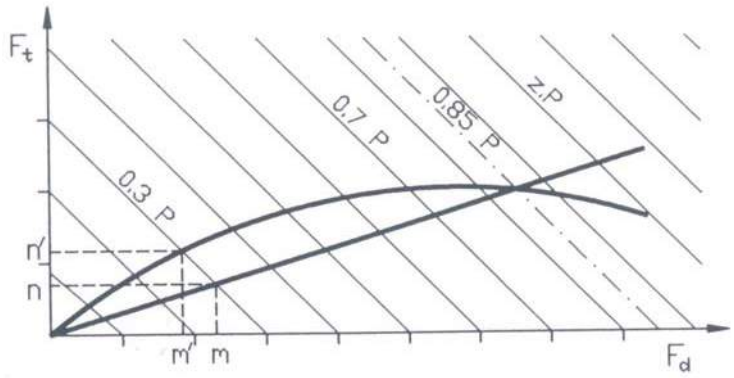
y del trasero:

$$P_t^{'} = P\cdot(\gamma - Z\cdot x) = 915\cdot 9.81\cdot(0.3624 - 0.8\cdot 0.141) = 2240.41N$$

10.7 Coeficiente de adherencia utilizado.

El coeficiente de adherencia es la relación entre la fuerza de frenado en una rueda y la carga en dinámica sobre esa misma rueda.

En la siguiente figura se muestra la curva de equiadherencia como distribución ideal de frenada y la recta como distribución real del sistema de frenos.



Gráfica 10.7.1. Curva de equiadherencia y recta real de funcionamiento.

Si se parte de la hipótesis de que las dos ruedas de un eje están igualmente cargadas y producen iguales fuerzas de frenado, y que la distribución de frenada es la indicada por la gráfica 10.6.1, se pueden aplicar las siguientes expresiones:

COEFICIENTE DE ADHERENCIA UTILIZADO EN EL EJE DELANTERO

$$\mu_d = \frac{F_d}{P_d^{'}} = \frac{5385.69N}{6755.36N} = 0.79$$

COEFICIENTE DE ADHERENCIA UTILIZADO EN EL EJE TRASERO

$$\mu_t = \frac{F_t}{P_t^{'}} = \frac{1795.23N}{2240.41N} = 0.80$$

La recta de la distribución real del sistema de frenos, se definía como la relación entre la fuerza de frenado en el eje trasero, respecto a la fuerza total de frenado: $\phi = \frac{F_t}{F_t + F_d} = \frac{1795.23N}{1795.23N + 5385.69N} = 0.25$

10.8 Dimensionamiento de los bombines

Para el dimensionamiento de los bombines haremos uso de las siguientes expresiones:

$$A_d = \frac{Z \cdot P(1-\phi)}{p \cdot \eta_d \cdot \frac{r_d}{R} \cdot 2 \cdot C_d^*} \qquad A_t = \frac{Z \cdot P \cdot \phi}{p \cdot \eta_t \cdot \frac{r_t}{R} \cdot 2 \cdot C_t^*}$$

Siendo:

A_d = Sección bombín delantero.

A_t = Sección bombín trasero.

p = presión del circuito hidráulico con la que se quiera alcanzar la deceleración Z.

ϕ = cociente del esfuerzo de frenada del eje trasero respecto al esfuerzo de frenada total.

P = estado de carga del vehículo para el que se quiere obtener la deceleración Z con una presión p.

η_d = rendimiento mecánico de los bombines delanteros.

r_d = radio eficaz del freno de disco delantero.

R = Radio bajo carga del neumático.

C_d^* = Índice de freno del disco delantero.

η_t = Rendimiento mecánico de los bombines traseros.

r_t = Radio eficaz del freno de disco trasero.

C_t^* = Índice de freno del disco trasero.

Los cálculos serán realizados para el vehículo cargado, por lo que Z = 0.8, con una presión en el circuito hidráulico de 100 bares.

Usualmente η para los bombines de frenos de disco oscila entre 0.96 y 0.98, la presión p vale de 110 a 125 bar del 85 al 90% de frenado. Se va a tomar tanto para los delanteros como para los traseros el valor de 0.97.

Teniendo en cuenta estos valores usuales, en la práctica se pueden utilizar las siguientes fórmulas prácticas.

En los discos, el índice de frenos es igual al coeficiente de rozamiento entre pastilla y disco multiplicado por 2. Se toma:

$$C_d^* = C_t^* = 2 \cdot \mu = 0.7$$

Siendo μ = 0.35

Por último se va a considerar un radio eficaz para los discos de 0.095 m, y un radio de neumático bajo carga de 0.25 m.

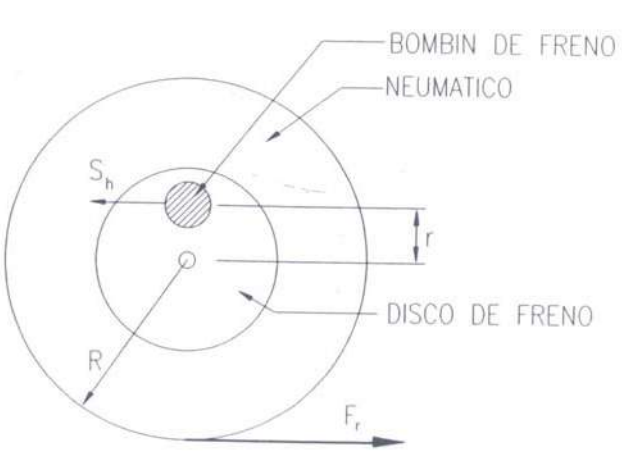


Figura 10.8.1. Fuerzas de frenado en rueda

En definitiva, tenemos:

P = 915 Kg · 9.81m/s^2 = 8976.15 N

Z = 0.8

ϕ = 0.308

p = 10000000 N/m^2

$\eta_d = \eta_t = 0.97$

$C_d^* = C_t^* = 0.7$

$r_d = r_t = 0.095$ m

R = 0.25 m

Sustituyendo y operando se obtiene:

$A_d = 9.63 \cdot 10^{-4}$ m

$A_t = 4.29 \cdot 10^{-4}$ m

Y para los radios de los bombines:

$$r_{bd} = \sqrt{\frac{A_d}{\pi}} = 1.75 \cdot 10^{-2}\, m = 17.5 mm$$

$$r_{bt} = \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} = 1.17 \cdot 10^{-2}\, m = 11.6 mm$$

Los valores resultantes son un poco bajos y para que se incrementaran bastaría con disminuir el valor de la presión con la que se quiere alcanzar la deceleración Z = 0.8.

En cuanto se refiere a la bomba principal del sistema de frenos que es el cilindro accionado por el pedal, se comienza calculando el volumen de aceite que es necesario desplazar.

$$V_c = 4 \cdot \left[A_d \cdot \lambda_d + A_t \cdot \lambda_t\right] + V_v$$

Siendo:

V_c = volumen útil de la bomba principal.

A_d = sección bombín delantero.

λ_d = recorrido bombín delantero.

A_t = sección bombín trasero.

λ_t = recorrido bombín trasero.

V_v = volumen suplementario debido a la deformación de las conducciones flexibles.

Los recorridos de los bombines se toman de 0.7 mm, y en cuanto al volumen suplementario, se considera de 1.8 cm^3.

$$V_C = 4\left[9.63 \cdot 10^{-4} \cdot 0.7 \cdot 10^{-3} + 4.29 \cdot 10^{-4} \cdot 0.7 \cdot 10^{-3}\right] + 1.8 \cdot 10^{-6}$$

$$V_C = 5.70 \cdot 10^{-6} m^3 = 5.70 cm^3$$

La sección de la bomba, se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$A_C = \frac{V_C}{\lambda_C - \lambda_S}$$

En donde λ_C es la carrera del cilindro, que está en la práctica limitada por mecanismo del pedal con valores comprendidos entre 3 y 3.6 cm.

La carrera del émbolo hasta que se salva el orificio de escape, se denomina λ_s y tiene un valor comprendido entre 0.15 y 0.25 cm:

Tomando:

$\lambda_c = 0.035m$

$\lambda_S = 0.0025m$

Se obtiene para la sección:

$$A_c = 1.75 \cdot 10^{-4} m^2$$

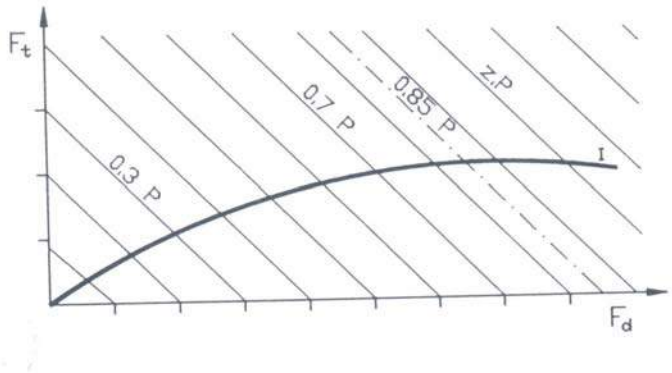
y un radio:

$$r_C = \sqrt{\frac{A_C}{\pi}} = 7.47 \cdot 10^{-3} m = 0.0075mm$$

Una vez conocida la sección de la bomba principal, para alcanzar la presión de 100 bar será necesario ejercer sobre el pistón una fuerza de:

$$F_{piston} = A_C \cdot p = 1.75 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 10^7 = 1750N$$

Representando esta expresión se obtiene la gráfica de equiadherencia.



Gráfica 10.8.1. Curva de equiadherencia..

De esta gráfica somos capaces de obtener las fuerzas de frenado teóricas del vehículo. No obstante, el sistema de frenos no puede comportarse siguiendo la curva de equiadherencia.

A continuación se muestra el sistema de frenos, que presenta frenos de disco tanto en el eje trasero como en el delantero.

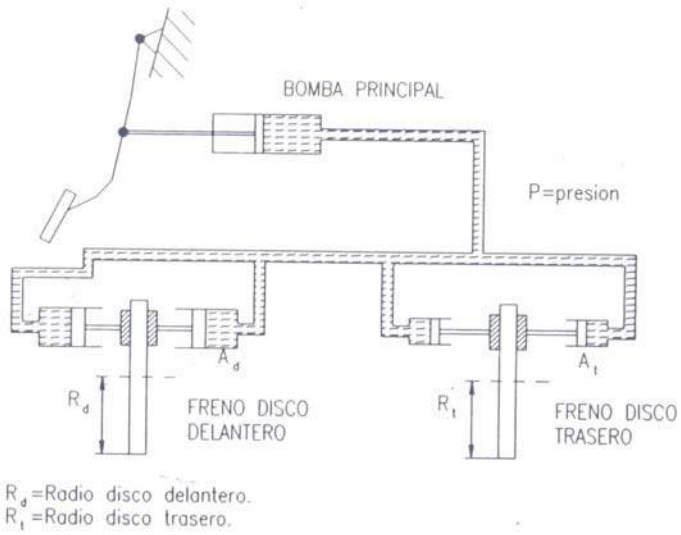


Figura 10.8.2. Esquema del sistema de frenos

Según los reglamentos, por debajo de Z = 0.8 no deben bloquearse antes las ruedas del eje trasero que las del delantero, es decir el eje sobrefrenado debe ser el delantero. Una distribución de frenado según la línea anterior cumple con los reglamentos.

En función del número de pasajeros, cambia tanto la carga total como el reparto por ejes, e incluso la altura del centro de gravedad. Existirán tantas curvas de equiadherencia como estados de carga posibles, y todas ellas estarán comprendidas entre la correspondiente al vehículo vacío y la del vehículo con carga máxima.

Como los esfuerzos de frenada delanteros y traseros dependen del estado de carga, habría que hacer diferentes gráficos para cada uno de ellos. Para evitar esto se normalizan los esfuerzos.

Denominando P_1 al peso del vehículo en vacío y P_2 al peso en carga, los esfuerzos de frenada normalizados serán:

$$F_d^* = \frac{F_d}{P} = \frac{5385.69}{915 \cdot 9.81} = 0.6$$

$$F_t^* = \frac{F_t}{P} = \frac{1795.23}{915 \cdot 9.81} = 0.2$$

Los parámetros γ, x, están particularizados para los estados de carga P_1 y P_2.

10.9 Fuerza que actuará sobre cada pastilla

La fuerza que actuará sobre cada pastilla vendrá dada por.

$$T = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot (23.2 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 10^7 = 4227.33N$$

donde:

d: diámetro del bombín hidráulico

p_h: presión hidráulica

Suponiendo que la distribución de presiones ejercida por la pastilla sobre el disco, se mantiene constante en toda la superficie de contacto cuyo valor será de 30 bar, se verifica que:

$$p = \frac{T}{S_{pastilla}} \Rightarrow S_{pastilla} = \frac{T}{p} = \frac{4227.33}{30 \cdot 10^5} = 1.409 \cdot 10^{-3} m^2$$

Integrando la expresión de un elemento diferencial de área de la pastilla obtenemos:

$$S_{pastilla} = \frac{\alpha\left(R_e^2 - R_i^2\right)}{2} \Rightarrow \alpha = 1.085rad = 62.21^{o}$$

donde:

R_e : radio exterior de la pastilla

R_e : radio interior de la pastilla

α : ángulo abarcado por la pastilla

Sabemos que el radio exterior de la pastilla es menor que el radio del disco. Para este caso, hemos escogido un disco cuyo radio es de 250 mm, de manera que se utilizarán unas pastillas que tengan como radio 230 mm. Asimismo, conocemos que el ancho de la pastilla debe ser de 54.7 mm, por lo que los cálculos que se derivan de esto son:

$$\left.\begin{array}{l} R_e - R_i = 54.7 \\ R_e = 240mm \end{array}\right\} R_i = 234.53mm$$

Sobre cada diferencial de superficie actúa una fuerza normal a la pastilla. Esta fuerza normal entre las pastillas y el disco genera una fuerza de rozamiento μ cuyo valor está entre $\mu = 0.3$ y $\mu = 0.4$. Esta fuerza de rozamiento genera un par respecto al centro de giro del disco, integrando este obtenemos el par de frenada generado por una pastilla, quedando:

$$N = \frac{\alpha \cdot \mu \cdot p \cdot \left(R_e^3 - R_i^3\right)}{3}$$

Con lo que al tener dos discos quedará:

$$N = \frac{2 \cdot \alpha \cdot \mu \cdot p \cdot \left(R_e^3 - R_i^3\right)}{3} = \frac{2 \cdot 1.085 \cdot 0.38 \cdot 30 \cdot 10^5 \cdot \left[\left(240 \cdot 10^{-3}\right)^3 - \left(234.53 \cdot 10^{-3}\right)^3\right]}{3} = 761.8N \cdot m$$

Una vez obtenido el par de frenada podremos obtener el radio del freno de disco que tiene como valor el cociente entre el par de frenada y la fuerza total de rozamiento generados por una pastilla:

$$r_d = \frac{N}{F_n \cdot \mu} = \frac{\frac{\alpha \cdot \mu \cdot p \cdot \left(R_e^3 - R_i^3\right)}{3}}{\frac{\alpha \cdot \mu \cdot p \cdot \left(R_e^2 - R_i^2\right)}{2}} = \frac{2 \cdot \left(R_e^3 - R_i^3\right)}{3 \cdot \left(R_e^2 - R_i^2\right)} = 0.237m = 237.3mm$$

Comparando el valor obtenido del radio del freno de disco con la expresión anterior, vemos que es muy similar al utilizado para los cálculos. Por ello, se considerará que los cálculos de dimensionamiento son válidos para el diseño que nos ocupa.

11. EFECTOS EN LA SEGURIDAD

Cuando un vehículo se encuentra en movimiento tiene una cierta energía cinética y si queremos detenerlo tenemos que transformar esa energía en algún de otro tipo de energía que no involucre el movimiento del vehículo, como la energía calorífica. Esto se logra mediante la fricción, que es la fuerza que se opone a algún movimiento.

Al aplicar los frenos de un automóvil, provocamos una fricción en el disco o tambor (según el tipo) que genera calor. Es decir, transformamos la energía cinética (velocidad) en energía calorífica (calor) y entre más calor pueda desprender el sistema de frenos más velocidad va a disminuir el vehículo. Este principio básico nos permite determinar que el sistema de frenos más efectivo va a ser aquel que pueda disipar más calor. Entre más velocidad y peso tenga un vehículo más energía cinética va a poseer y más difícil resulta detenerlo, lo cual se debe compensar con una mayor presión y un mayor área de frenado para generar más fricción y disipar más calor.

11.1 Frenos de tambor

El primer sistema de frenos en las ruedas (después de los frenos de mano) fue el de tambor, que toma su nombre porque los componentes del freno están dentro de un cilindro en forma de tambor que gira junto con el eje de las ruedas. En el interior se encuentran las zapatas que al oprimir el pedal del freno son presionadas contra el tambor generando fricción para detener el vehículo.

El diseño básico resultó ser muy efectivo para la mayoría de las circunstancias, sin embargo, tienen una desventaja importante. Cuando se somete a altos esfuerzos como frenando cuesta abajo en una pendiente, los frenos pierden su efectividad debido a que se genera mucho calor dentro del tambor. Como la ventilación del tambor no es buena se deja de desprender calor y no se puede reducir más la velocidad.

11.2 Frenos de disco

Los frenos de disco utilizan exactamente los mismos principios básicos de frenado (fricción y calor), sin embargo, su diseño es muy superior al de los frenos de tambor. En lugar de tener los componentes encerrados en el tambor, los frenos de disco constan de un disco expuesto al aire que es frenado por una mordaza generando fricción y calor. Este sistema de frenos es muy efectivo ya que el calor se disipa fácilmente al tener todos sus elementos expuestos al aire evitando encerrar el calor.

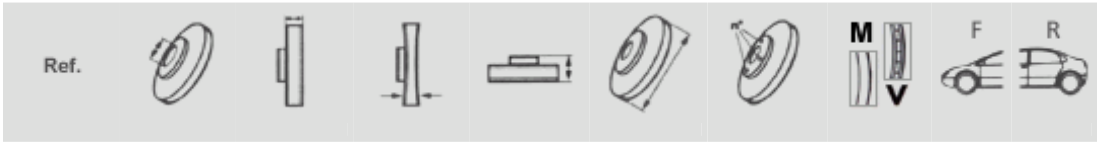
Esta tecnología fue desarrollada en automóviles de carreras para permitirles a los pilotos frenar hasta el último momento en las curvas aprovechando las menores distancias de frenado. Con el tiempo esta tecnología llegó a los vehículos convencionales y actualmente es muy común encontrar frenos de disco en las cuatro ruedas en vehículos sin intenciones deportivas.

Ventaja de los frenos de disco frente a los frenos de tambor

Una vez analizadas las diferencias en términos de efectividad entre los frenos de disco y de tambor se puede concluir fácilmente que los frenos de disco son mejores. Sin embargo, la mayoría de los vehículos que actualmente se venden vienen equipados con un sistema de frenos de disco en las ruedas delanteras y de tambor en las traseras. No obstante, si consideramos el hecho que entre el 60% y 90% de poder de frenado proviene de las ruedas delanteras, encontramos que un sistema de frenos bien diseñado con discos en la parte delantera y tambores en la parte trasera provee un frenado adecuado para la mayoría de los vehículos. Además es necesario considerar que tanto los frenos de disco como de tambor han sido mejorados considerablemente a tal punto que los frenos de tambor actuales son mucho más efectivos que los frenos de disco de hace 20 o 30 años.

12. PLANO, DISTRIBUCIÓN DE MASAS, DIMENSIONES ANTES Y DESPUÉS DE LA REFORMA

12.1 Freno de disco



6066.00	238	8	7	41	61	4	Macizo	F	-

Figura 13. Dimensiones de los frenos de disco escogidos.

12.2 Pastillas

2144.80	15	-	-	105x54,7	F	-	-	BDX

Figura 14. Dimensiones de las pastillas de freno.

12.3 Freno de tambor

7014.00	180,2	-	4	83	-	-	R

Figura 15. Dimensiones de los frenos de tambor.

12.4 Zapatas

4169.00	BDX	180	42

Figura16. Dimensiones de las zapatas.

12.5 Freno de tambor

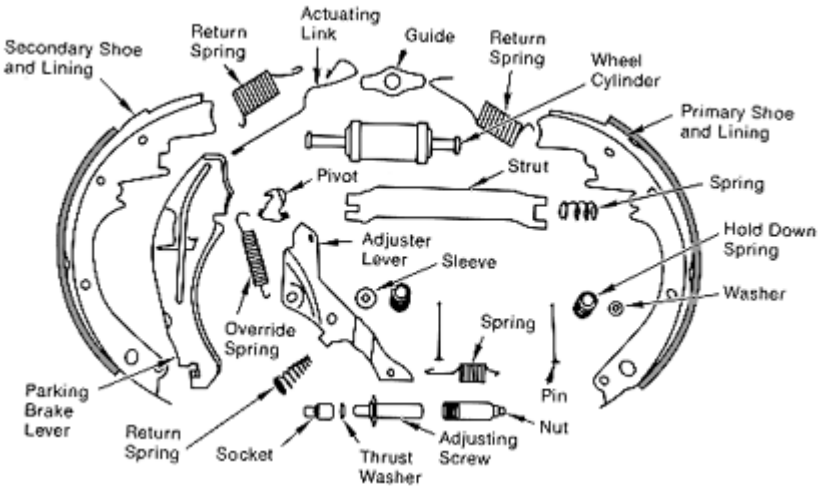


Figura 12.5.1. Partes de un freno de tambor.

12.6 Pastilla de freno trasera

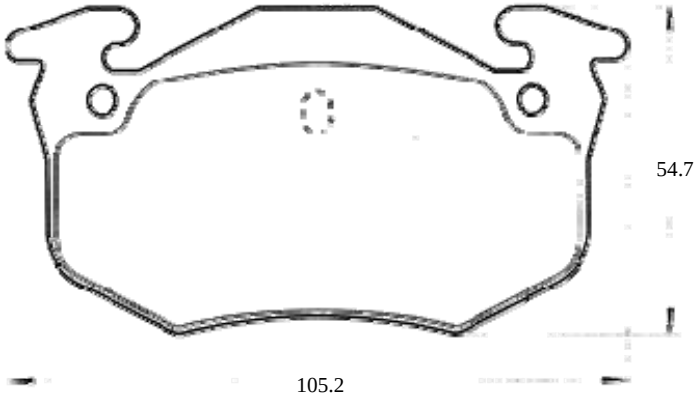


Figura 12.6.1. Esquema de la pastilla de freno trasera del nuevo sistema.

12.7 Montaje del acoplamiento

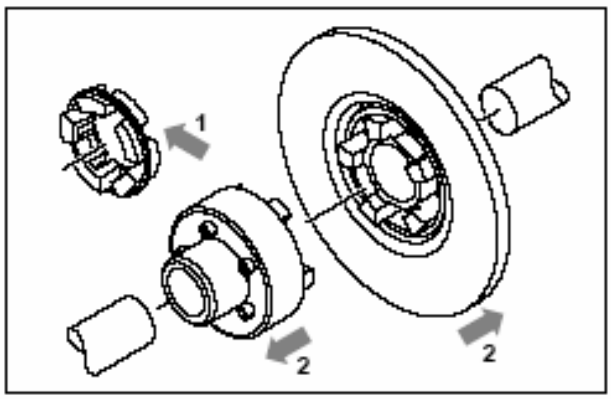


Figura 12.7.1. Montaje de acoplamiento.

12.8 Explosionado del disco de freno

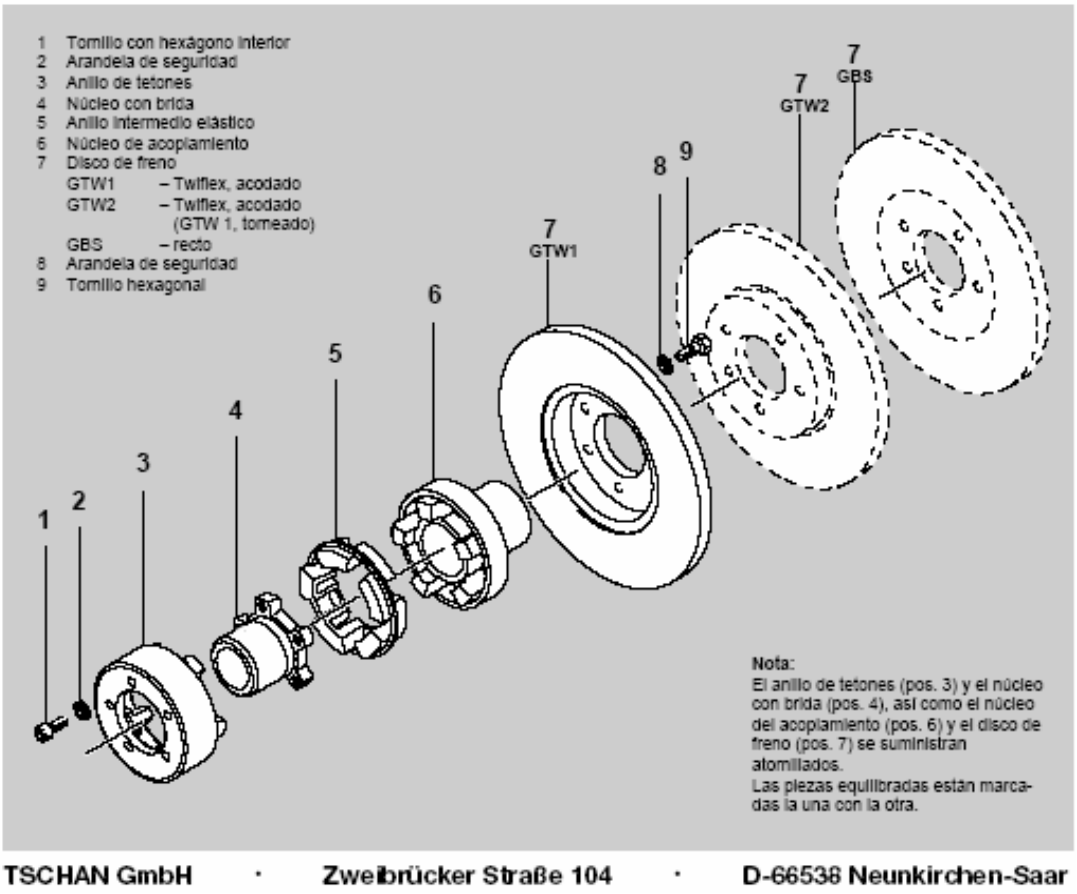


Figura 12.8.1. Vista explosionada de un disco de freno.

12.9 *Alineación del acoplamiento*

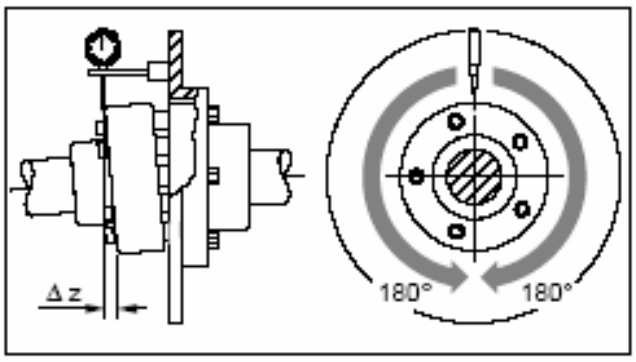


Figura 12.9.1. Acoplamiento del disco de freno al puente del vehículo.

13. ESTUDIOS DE FUNCIONALIDAD

13.1 FUNCIONAMIENTO DE LOS FRENOS

Los frenos detienen el automóvil al presionar un material de alta fricción (pastillas o balatas) contra los discos o los tambores de hierro atornillados a la rueda, y que giran con ella. Esta fricción reduce la velocidad del automóvil hasta detenerlo.

Hay dos tipos de frenos: de disco y de tambor. Los frenos de disco funcionan cuando las pastillas presionan ambos lados del disco. Los de tambor presionan las balatas contra la cara interna del tambor. Los frenos de disco son más eficaces, porque su diseño permite una mayor disipación del calor por el aire. A su vez existen diferentes sistemas de frenado, el más común y utilizado es el sistema de antibloqueo de frenos, mejor conocido como ABS. La mayoría de los automóviles tienen frenos delanteros de disco y frenos traseros de tambor.

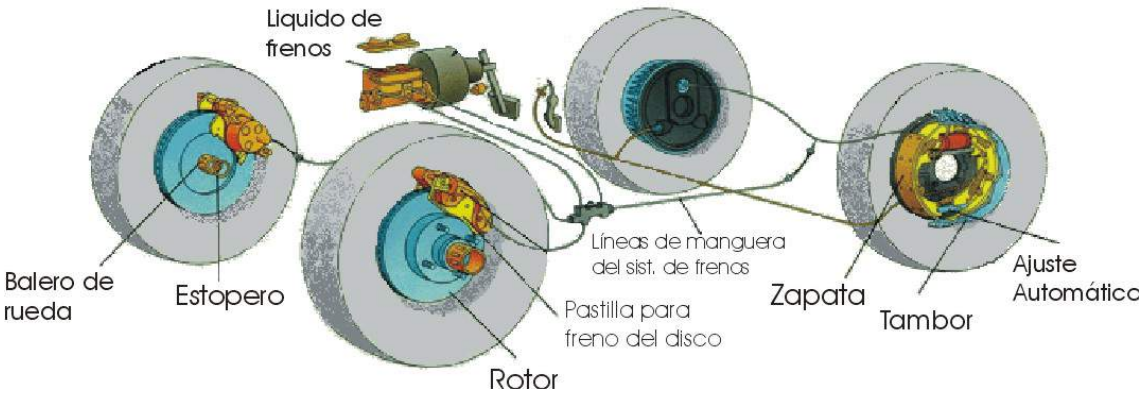


Figura 13.1.1. Sistema de frenos de un vehículo.

Cuando las pastillas o balatas rozan contra el disco o el tambor, se genera calor. Si éste no se disipa rápidamente, los frenos se sobrecalientan y dejan de funcionar. A este fenómeno se le llama cristalización de balatas.

Los frenos delanteros producen 80% de la potencia de frenado del automóvil, y por ello, son más susceptibles al sobrecalentamiento que los traseros. La mayoría de los automóviles tienen frenos delanteros de disco porque al enfriarse por el aire, son menos propensos a la cristalización de las balatas.

El freno de estacionamiento, que sirve para mantener inmóvil al automóvil, es un sistema mecánico de palancas y cables conectado a los frenos traseros. Un pedal o una palanca de mano acciona los frenos y un retén de engrane los sujeta. Una perilla o botón libera este sector y libera los frenos.

13.2 FRENOS DE DISCO

El freno de disco consiste en un disco de hierro fundido o rotor que gira con la rueda, y una pinza o mordaza (caliper) montada en la suspensión delantera, que presiona las pastillas de fricción (balatas) contra el disco.

La mayoría de los frenos de disco tienen pinzas corredizas. Se montan de modo que se puedan correr unos milímetros hacia ambos lados. Al pisar el pedal del freno, la presión hidráulica empuja un pistón dentro de la pinza y presiona una pastilla contra el rotor. Esta presión mueve toda la pinza en su montaje y jala también la otra pastilla contra el rotor.

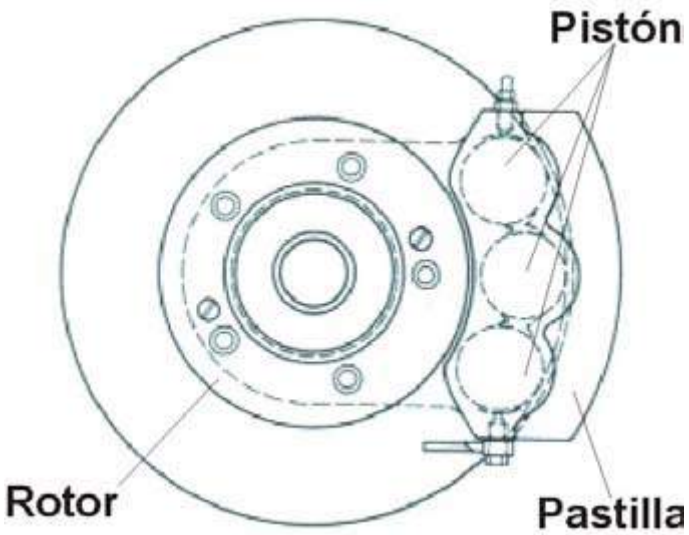


Figura 13.2.1. Esquema de un freno de disco.

Este sistema de frenado tiene las siguientes ventajas:

1. No se cristalizan las balatas, ya que se enfrían rápidamente

2. Cuando el rotor se calienta y se dilata, se hace más grueso, aumentando la presión contra las pastillas

3. Tiene un mejor frenado en condiciones adversas, cuando el rotor desecha agua y polvo por acción centrífuga.

Por otra parte, las desventajas de los frenos de disco, comparados con los de tambor, son que no tienen la llamada acción de servo o de aumento de potencia, y sus pastillas son más pequeñas que las zapatas de los frenos de tambor, y se gastan más rápido.

13.3 PARTES DEL FRENO DE DISCO

1. Pinza (mordaza o caliper)
2. Disco o rotor de freno
3. Pastilla de freno (balata)
4. Cubierta del pistón

Cubo (maza) de la rueda

5. Cubrepolvo
6. Pasador de deslizamiento de la pinza
7. Ranuras de ventilación
8. Válvula de purga (purgador)
9. Manguera de frenos

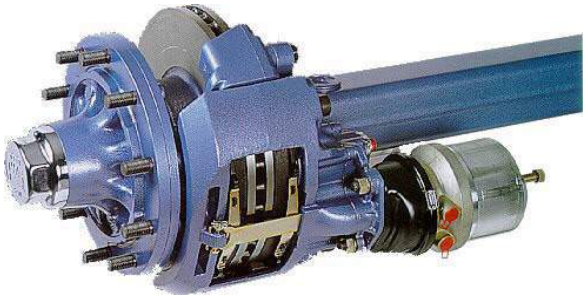


Figura 13.3.1. Freno de disco.

13.4 FRENOS DE TAMBOR

Los frenos de tambor tienen dos zapatas semicirculares que presionan contra la superficie interna de un tambor metálico que gira con la rueda. Las zapatas están montadas en un plato de anclaje; este plato está sujeto en la funda del eje trasero o en la suspensión para que no gire.

Cuando el conductor pisa el pedal del freno, la presión hidráulica aumenta en el cilindro maestro y pasa a cada cilindro de rueda. Los cilindros de rueda empujan un extremo de cada zapata contra el tambor, un pivote llamado ancla, soporta el otro extremo de la zapata.

En el ancla, generalmente hay un ajustador de freno. Cuando las balatas, que van unidas a las zapatas, se desgastan, hay que acercar más las zapatas al tambor con un ajustador de rosca para mantener la máxima fuerza de frenado. En algunos automóviles se debe hacer un ajuste manual a intervalos de 5,000 a 10,000 kilómetros.

13.5 PARTES DEL FRENO DE TAMBOR

1. Tambor del freno
2. Zapata
3. Balata
4. Resortes de retorno de las zapatas
5. Ancla
6. Plato de anclaje
7. Cable de ajuste
8. Pistón hidráulico
9. Cilindro de rueda

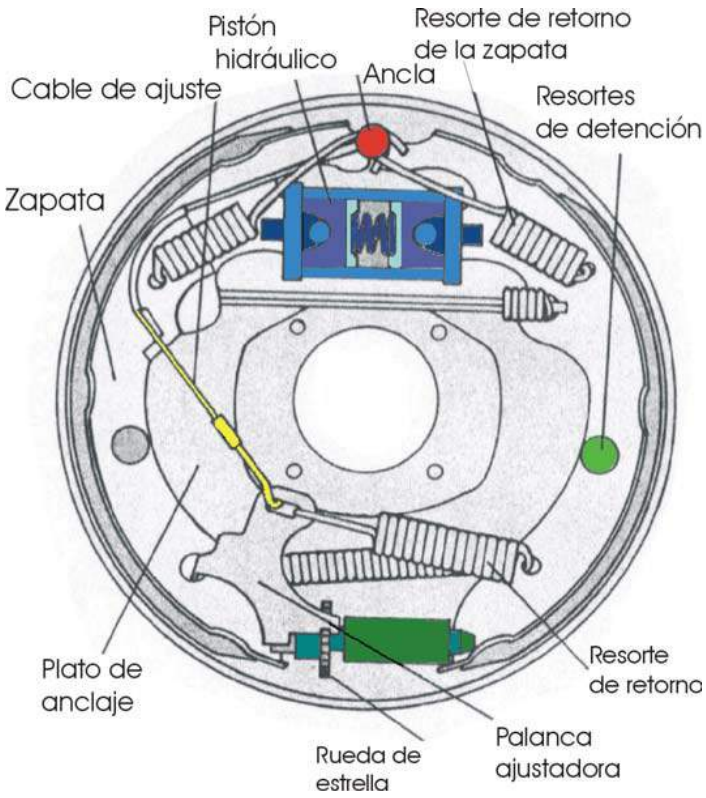


Figura 13.5.1. Esquema de un freno de tambor.

14. OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

A la vista de los resultados obtenidos de los cálculos realizados en el presente Proyecto Técnico, podemos afirmar que se puede realizar la reforma requerida en el vehículo Renault Twingo, cambio del sistema de frenado del puente trasero, sin que disminuyan las condiciones de seguridad de dicho vehículo.

De hecho, con la reforma efectuada, la fuerza de frenada conseguida con los nuevos frenos (de disco), es mayor que la fuerza de frenada que proporcionaban los frenos de tambor que tenía inicialmente el vehículo.

Por tanto, aseguramos que la reforma numero 5 es factible de realizarse en el vehículo:

MARCA	***RENAULT***
TIPO	***X063***
VARIANTE	***III***
BASTIDOR	***VF1C0630510639362***

15. PRESUPUESTO DETALLADO

REFORMA DE IMPORTANCIA: CAMBIO SISTEMA DE FRENADO

(Frenos de tambor a frenos de disco)

Vehículo: *Renault Twingo*

Componentes	Unidades	Precio (€)
Puente trasero	1	350
Portapinzas	2	32
Pinzas	2	180
Discos de freno	2	204
Pastillas de freno	1 juego	42
Latiguillos Cu	2	38
Latiguillos flexibles	2	42
Líquido de frenos	2 botes	6
Cable freno de mano	1	20
Corrector de frenada	1	53
Bomba de freno	1	120

Mano de obra taller……5 h x 35€/h…….…. 185 €

Proyecto Técnico ……. 350 €

TOTAL…….. 1625 €

16. ANEXOS

A continuación se presenta un extracto de los “Métodos y Procedimientos de Inspección” en el apartado de “Frenos de servicio”, en aquellos puntos en los cuales pudiese afectar al siguiente prototipo.

a) Métodos de inspección.

Para comprobar la eficacia de frenado tanto en las ruedas del tren delantero como en las del trasero, así como el desequilibrio que pudiera existir entre las fuerzas de frenado en las ruedas de un mismo eje se utilizará el método de inspección mecanizada, verificando a través del frenómetro.

b) Procedimiento

- **Eficacia:** Se entiende por eficacia el valor E deducido por la expresión:

$$E = \frac{F \cdot 100}{P \cdot 9.81}$$

donde:

E = valor de la Eficacia en tanto por ciento.

F = suma de todas las fuerzas de frenado en Newtons (suma de las lecturas del frenómetro de todas las ruedas en Newtons).

P = peso del vehículo en el momento de la prueba en Kg.

Este dato de eficacia vendrá dado en tanto por ciento y es un valor indicativo del estado y actuación global del sistema de frenos del vehículo.

En general, valores de eficacia superiores al 40 % suponen un estado aceptable del sistema de frenos.

Así pues, para calcular la eficiencia del vehículo cuyo peso es de 915 Kg, y cuya suma de las fuerzas de frenado de las cuatro ruedas presenta un valor de 7180.92N, tiene una eficacia:

$$E = \frac{F \cdot 100}{P \cdot 9.81} = \frac{7180.92 \cdot 100}{915 \cdot 9.81} = 80\%$$

- Desequilibrio: se entiende por desequilibrio la diferencia de esfuerzos de frenado entre las ruedas de un mismo eje. La medida del desequilibrio se efectuará, por consiguiente, por cada eje, y se hallará como porcentaje de la rueda que frena menos respecto a la que frena más. Se tomarán para cada rueda como esfuerzo de frenado el valor máximo que marque el frenómetro.

NOTA: Una incorrecta presión en los neumáticos puede dar lugar a lecturas erróneas, por lo que es imprescindible una correcta presión de los mismos, así mismo el dibujo de la banda de rodadura deberá ser suficiente (superior a 1.6 mm).

a) Comprobación del desequilibrio en el eje anterior.

Se introducirán las ruedas del tren delantero en los rodillos del frenómetro y el conductor actuará sobre el pedal del freno (motor en marcha para los vehículos que dispongan de servofreno o sistema neumático). Se tomarán las medidas de los indicadores del frenómetro y, en función de dichos valores, se deducirá el valor del desequilibrio según lo expuesto anteriormente.

b) Comprobación del desequilibrio en el eje posterior.

Colocando el eje posterior, se procederá de la misma forma que en el apartado anterior.

c) Eficacia.

Conociendo los esfuerzos de frenado en todas las ruedas, se deducirá el valor de la eficacia según lo descrito.

En los casos en los que no se alcancen los valores considerados como límites de seguridad, se deducen fallos graves del sistema de frenos que necesitan reparación inmediata.

NOTA: En el supuesto de vehículos con regulador de esfuerzo de frenado (compensador) no tiene porqué alcanzarse el bloqueo de las ruedas mediante el incremento de carga.

c) Interpretación de defectos

Eje anterior y posterior	D.L.	D.G.	N.A.C. D.M.G.
Desequilibrio en cada eje superior al 40%		X	(X)
Desequilibrio en cada eje entre el 30% y el 40%		X	
Desequilibrio en cada eje entre el 20% y el 30%	X		
Eficacia (para vehículos con PMA≤3500 Kg) inferior al 25%		X	(X)
Eficacia (para vehículos con PMA≤3500 Kg) entre el 25% y el 40%		X	
Eficacia (para vehículos con PMA≤3500 Kg) entre el 40% y el 55%	X		
Eficacia (para vehículos con PMA> 3500 Kg) inferior al 20%		X	(X)
Eficacia (para vehículos con PMA>3500 Kg) entre el 20% y el 35%.		X	
Eficacia (para vehículos con PMA>3500 Kg) entre el 35% y el 50%.	X		

17. REGISTRO DE LA PROPIEDAD INTELECTUAL

MINISTERIO
DE CULTURA

OFICINA PROVINCIAL DE _____

SOLICITUD núm.:
Fecha, hora y minuto de presentación:
...../...../..... ____ .....h. .....Min

(A rellenar por la Administración)

SOLICITUD DE INSCRIPCIÓN

SOLICITANTE (Si no es autor, deberá acreditar la representación)

APELLIDOS Y NOMBRE.....

NACIONALIDAD..... DNI/PASAPORTE.....

DIRECCIÓN: CALLE.....Nº.....PISO.....TLF.....

LOCALIDAD..... PROVINCIA.....C.P.....

DIRECCIÓN CORREO ELECTRÓNICO.....

TÍTULO DE LA OBRA (Deberá ser idéntico al que figura en el ejemplar aportado)

MODELO A-1

AUTOR/ES ☐ UNO ☐ VARIOS (Se incluirán en Modelo A-2)

PRIMER (o ÚNICO) AUTOR ES EL SOLICITANTE ☐ Parte de la que es autor.....

APELLIDOS.....

NOMBRE.....

NACIONALIDAD.....DNI/PASAPORTE.....

DIRECCIÓN : CALLE.....Nº..... PISO.....

LOCALIDAD.....PROVINCIA.....C.P.....

TITULAR DEL DERECHO

EL AUTOR/ES ☐

OTRO TITULAR
Persona Jurídica:
DENOM. SOCIAL..... CIF.....
Persona Física:
APELLIDOS Y NOMBRE.....

NACIONALIDAD.....DNI/PASAPORTE.....

DIRECCIÓN: CALLE..... Nº.....PISO.....

LOCALIDAD..... PROVINCIA.....C.P.....

El plazo máximo para resolver y efectuar la notificación correspondiente será de seis meses contados desde la fecha de entrada de la presente solicitud, según el art. 24.1 del Reglamento del Registro (R.D. 281/2003, de 7 de marzo. BOE del 28 de marzo). Transcurrido dicho plazo sin que se haya dictado resolución expresa, se entenderá estimada la solicitud de acuerdo con lo dispuesto en el Art. 43 de la Ley 30/1992, de 26 de noviembre, de Régimen Jurídico de las Administraciones Públicas y del Procedimiento Administrativo Común según redacción dada por la Ley 4/1999, de 13 de enero.

En....., a.....de.....de.....

FIRMA

18. CERTIFICADO DE TALLER

CERTIFICADO DE TALLER

(ANEXO II DEL MANUAL DE REFORMAS DE IMPORTANCIA PUBLICADO POR EL MINISTERIO DE CIENCIA Y TECNOLOGIA)

D……....., expresamente autorizado por la Empresa ....., domiciliada en..... provincia de .....,calle .....nº..... teléfono ....., dedicada a la actividad de ....., con nº de Registro Industrial .....y nº de Registro Especial .....

CERTIFICA

Que la mencionada empresa ha realizado la/s Reforma/s consistentes en: (1)

.....

.....

.....

.....

Tipificada(s) en el Real Decreto 736/1988, con el(los) número(s).....sobre el vehículo (2), marca ....., tipo ....., variante....., denominación comercial ..... matricula..... y con nº de bastidor....., de acuerdo con:

- La normativa vigente en materia de reformas de importancia en vehículos.
- Las condiciones del informe favorable, o en su caso, las normas del fabricante del vehículo aplicables a la/s reforma/s llevadas a cabo en él.
- El proyecto descriptivo de la/s reforma/s, adjunto al expediente.

OBSERVACIONES:

.....

.....

En....., a..... de.....de.....

Firma y sello

Fdo.:.....

(1) Se describirán las operaciones básicas realizadas sobre el vehículo y se citarán los elementos y sistemas instalados.

(2) Todos los datos del vehículo se encuentran en la ficha técnica: marca, tipo, variante y denominación comercial.

19. CERTIFICADO DE FIN DE OBRA.

COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS INDUSTRIALES
COIIM-MADRID

CERTIFICADO FINAL DE OBRA

D. /Dª.:	Abel Gómez Contreras/ Marta López López/ Beatriz Fernández Romero
Ingeniero/a Industrial, colegiado/a Nº:	

CERTIFICA QUE:

1. Es el Director Técnico de las obras e instalaciones siguientes:

Titular:	Abel Gómez Contreras
Situación:	
Municipio:	Leganés
Destino:	
Título Proyecto:	Cambio de sistemas de frenos
Redactado por:	Abel Gómez Contreras/ Marta López López/ Beatriz Fernández Romero
Número de visado:	
Fecha de visado:	

2. Que las obras e instalaciones descritas han sido ejecutadas con estricta sujeción al proyecto presentado en Universidad Carlos III, como parte del expediente promovido por la empresa solicitante y con las modificaciones recogidas en proyectos adicionales o complementarios tramitados ante el mismo órgano.

3. Que tales obras e instalaciones se han realizado bajo la supervisión y dirección técnica del que suscribe.

4. Que en el desarrollo de los repetidos trabajos se han observado y cumplido todas las prescripciones técnicas de seguridad y se han realizado todas las pruebas previstas en los Reglamentos vigentes que afectan a las instalaciones que el proyecto comprende.

5. Que los elementos de la obra afectados por los Reglamentos vigentes y medidas de seguridad adoptados así como las pruebas de mediciones efectuadas son:

   Especificados en el documento adjunto

6. Observaciones:

Leganés, a 31 de Mayo de 2005

VISADO	Firma del/de la Ingeniero/a Industrial

20. RECURSOS UTILIZADOS

La información contenida en este Proyecto Técnico ha sido recabada en diferentes paginas Web (de diferentes catálogos y fabricantes), así como de diferentes libros y proyectos fin de carrera de la biblioteca.

Algunas de estas páginas que nos han servido de guía son las que se detallan:

- *Pagina oficial del Colegio de Ingenieros de Madrid*.
- http://www.frenosdoppler.com/espanol.htm).
- http://www10.gencat.net/ti_normativa/pls/normaweb/normativa_tict.download?p_file=F4113/2002-78.pdf
- http://europa.eu.int/scadplus/leg/es/lvb/l21247.htm
- http://www.juridicas.com/base_datos/Admin/rd2028-1986.html
- http://www.juridicas.com/base_datos/
- http:// www.roadhouse.es