



UNIVERSIDAD DE MURCIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA DE LA
INFORMACIÓN Y LAS COMUNICACIONES.

Análisis de la defectología en la inspección técnica de
vehículos y establecimiento de un nuevo procedimiento
de inspección de frenado.

DON. Antonio González Carpena.
2015



UNIVERSIDAD DE MURCIA

Departamento de Ingeniería de la Información y las
comunicaciones.



Análisis de la defectología en la inspección técnica de vehículos y establecimiento de un nuevo procedimiento de inspección de frenado.

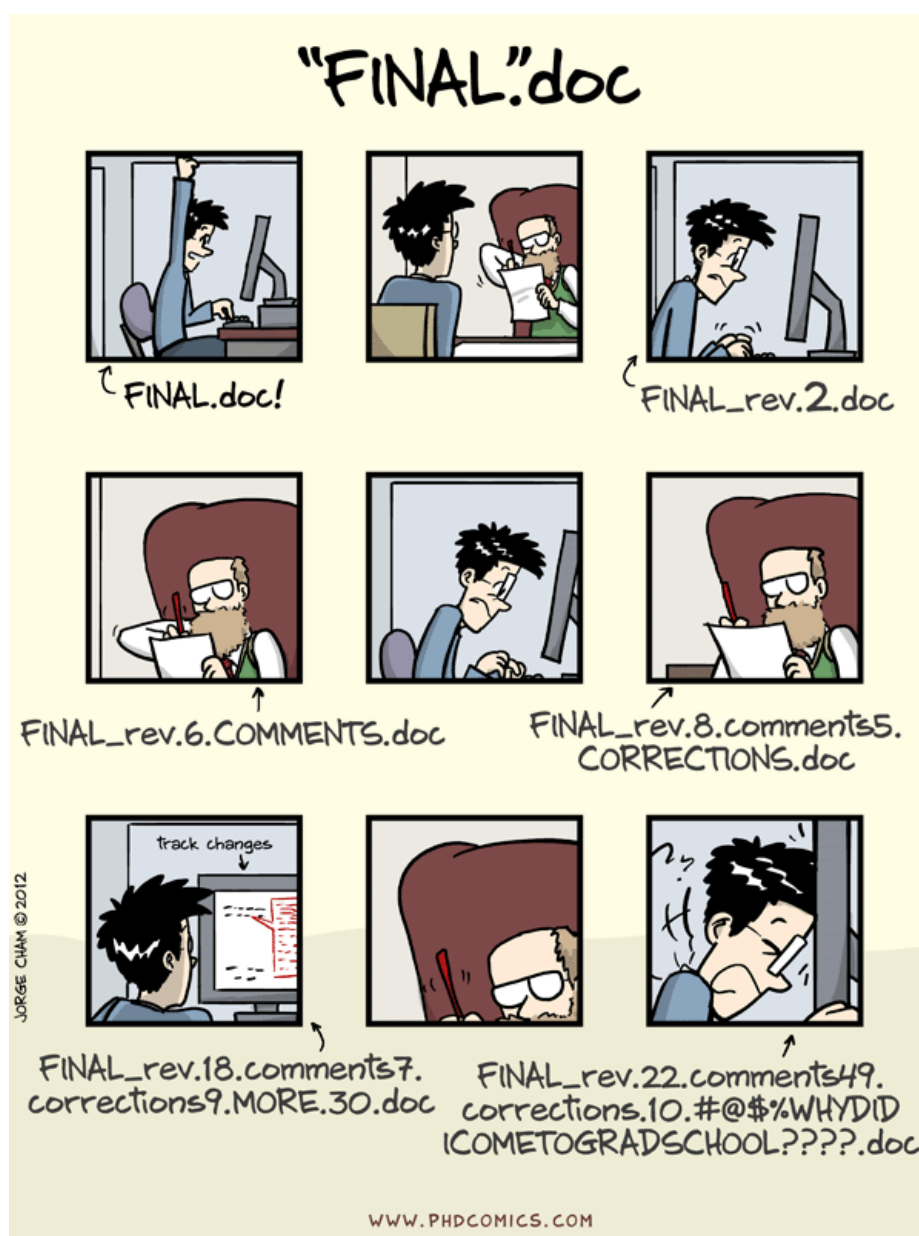
Presentada por: Antonio González Carpena

Codirigida por: Dr. Felix Cesareo Gómez de León Hijes
Dr. Mariano Alarcón García

Murcia, Noviembre de 2015

Agradecimientos.

Esta tesis no hubiera sido posible sin el apoyo la implicación y confianza de mis directores, los profesores Félix Cesáreo Gómez de León Hijes y Mariano Alarcón García. Ambos han sabido entender mi ritmo y necesidades y a cambio me han dado sabiduría y, lo mejor de todo, una gran amistad que trasciende a la elaboración de la presente tesis. Cuando se planta una semilla de amistad se recoge un ramo de felicidad, a ellos dedico la siguiente viñeta.



También agradezco a mi alumno Fran toda la ayuda desinteresada para la elaboración de los artículos que componen mi tesis.

Gracias ...

A mi esposa MARÍA JOSÉ.

Por su amor y ser cómplice incondicional en el logro
de mis metas.

A mis hijos JOSÉ y PILAR.

Por ser mi fuente de inspiración para avanzar y que un
día quisieran seguir mis pasos.

A mis Padres JOSÉ y JOSEFA.

Por su amor, apoyo y motivación constante en el logro
de cada proyecto soñado. Gracias por pertenecerles.

A mis Hermanos EDUARDO,
JOSÉ y CARMELO.

Por brindarme su cariño y con el compromiso de ser
su mano amiga en el logro de sus metas.

*“No hay nada permanente en este
malvado mundo, ni siquiera nuestros
problemas”.*

Charles Chaplin.

*“Confía en el tiempo, que suele dar
dulces salidas a muchas amargas
dificultades”.*

Miguel de Cervantes.



Capítulo 1. INTRODUCCIÓN.

- 1.1. Inspección del sistema de frenado de los vehículos industriales.
- 1.2. Problemática del nuevo método de inspección
- 1.3. Objetivos.

Capítulo 2. ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL DE LA REVISIÓN DE FRENOS EN LA ITV

- 2.1. Introducción.
- 2.2. Vehículos analizados. Definición de la muestra.
- 2.3. Análisis de los resultados de la inspección por grupos.
- 2.4. Análisis de los resultados de la inspección por defectos en el grupo 6 “frenos”.
- 2.5. Análisis de los resultados de inspección por subgrupo de defecto 6.01. “freno de servicio”

Capítulo 3. CONTROL DE LA EFICACIA DE FRENADO EN VEHÍCULOS DE MASA MÁXIMA ADMISIBLE (MMA) MAYOR DE 3500 KG.

- 3.1. Artículo publicado.

Capítulo 4. INSPECCIÓN DE LA EFICACIA DE FRENADO PARA VEHÍCULOS DE MMA SUPERIOR A 3500 KG MEDIANTE EL MÉTODO DE EXTRAPOLACIÓN

- 4.1. Artículo aceptado.

Capítulo 5. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE SIMULACIÓN DE CARGA PARA LA REALIZACIÓN DE PRUEBAS DE FRENADO DE VEHÍCULOS INDUSTRIALES.

- 5.1. Presentación.
- 5.2. Especificaciones técnicas del simulador de carga
- 5.3. Datos técnicos
- 5.4. Principio de funcionamiento.
- 5.5. Carriles y fosos.
- 5.6. Elementos de tiro.
- 5.7. Accesorios de unión.
- 5.8. Maquinaria y control.
- 5.9. Procedimiento de uso.

Capítulo 6. VALIDACIÓN DE UN SISTEMA DE SIMULACIÓN DE CARGA PARA LA COMPROBACIÓN DE LA EFICACIA DE FRENADA DE LOS VEHÍCULOS CON UNA MASA MÁXIMA ADMISIBLE MAYOR DE 3500 KG

- 6.1. Artículo en revisión.



**Capítulo 7. CONTROL DE LOS SISTEMAS DE REGULACIÓN DE LA FRENADA EN FUNCIÓN DE LA CARGA
EN VEHÍCULOS INDUSTRIALES EN SERVICIO**

7.1. Artículo publicado.



Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 INSPECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO DE LOS VEHÍCULOS INDUSTRIALES.

El sistema de frenado proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo y, si es necesario, la detención total del mismo, con lo que representa un elemento fundamental en la seguridad que tiene que cumplir unas condiciones determinadas definidas en el Reglamento CEPE/ONU número 13, dicho reglamento establece unos requisitos de RENDIMIENTO de frenado, es decir, del grado de aprovechamiento de la adherencia disponible.

$$\eta_f = \frac{\mu_{utilizada}}{\mu_{m\acute{a}x}} = \frac{d/g}{\mu_{m\acute{a}x}}$$

Donde:

- $\mu_{utilizada}$ = adherencia utilizada
- $\mu_{m\acute{a}x}$ = adherencia disponible.
- d = deceleración del vehículo
- g = aceleración de la gravedad.

Cada vehículo presentará su propio rendimiento de frenado, siendo deseable que sea lo mayor posible y todos los ensayos se realizan con el vehículo en movimiento midiendo valores de deceleración o distancia de frenado.

Para analizar algunos aspectos del comportamiento del sistema de frenos en las estaciones de ITV, aunque con importantes limitaciones, se utiliza una prueba en estático sobre un equipo denominado FRENÓMETRO. En este equipo se determina:

- El desequilibrio del sistema
- La ovalidad o alabeo en tambores o discos de freno.
- La eficacia

Concretamente la eficacia de frenada es un parámetro relacionado con el rendimiento de frenada de la siguiente manera:

$$Eficacia (\%) = \frac{F}{MMA \times g} 100 = \frac{d}{g} 100$$



Donde:

- F = suma de todas las fuerzas de frenado (N) obtenidas por el frenómetro.
- MMA = masa máxima autorizada del vehículo en kg (en el caso de semirremolques esta es la suma de la masa máxima autorizadas por eje).
- g = aceleración de la gravedad (m/s^2).
- d = deceleración (m/s^2).

Aunque la eficacia de frenada puede considerarse un valor indicativo del estado y actuación global del sistema de frenos del vehículo, la realidad es que tiene serias limitaciones. Por ejemplo, en el caso de vehículos que disponen de un sistema de compensación o regulación de la frenada al eje trasero con la carga o la deceleración, el valor que se obtiene en el frenómetro no se puede considerar representativo de la capacidad de frenado del vehículo. Para analizar la frenada de estos vehículos con un frenómetro, que por regla general son la mayoría de los vehículos industriales, sería necesario que se dispusiese de algún sistema para simular bien los efectos de la deceleración o bien los efectos de la carga.

Es por este motivo, por el cual la Directiva 2010/48/UE, publicada en el DOUE del 8 de julio de 2010, adapta la Directiva 2009/40/CE sobre inspección técnica de vehículos a motor y sus remolques. En su apartado 1.2.2. indica que para la medida de eficacia del freno de servicio de vehículos con MMA superior a 3,5 toneladas se debe de cumplir con lo indicado en la norma ISO 21069 o métodos equivalentes.

Esta norma ISO 20169-1:2004 establece el procedimiento para medir la eficacia de frenos en frenómetro con el vehículo completamente cargado, dando también la posibilidad de un método alternativo mediante la medición de presiones en los circuitos de freno sin plena carga, extrapolando estos valores hasta la presión máxima de trabajo.

1.2 PROBLEMÁTICA DEL NUEVO MÉTODO DE INSPECCIÓN.

Como hemos comprobado anteriormente, como norma general la prueba de frenado en ITV se efectuará en carga. Aunque no existen parámetros definidos en normativa, se considerará que el vehículo está en carga cuando supere los 2/3 de su MMA, es decir, el vehículo se presentará a la ITV con la carga habitual siempre y cuando el mismo no lleve una carga peligrosa o molesta, en cuyo caso deberá ir con carga distinta a la habitual.



Aun así, quedarán un número de vehículos que no puedan ir con carga propia o carga alternativa suficiente para someterse a la prueba de frenado en carga (mercancías peligrosas, transporte de pasajeros, transporte de animales vivos, basuras, ...). Para estos casos, sólo se podrá optar por el método alternativo por extrapolación definido en la norma ISO 20169-1:2004 si la estación ITV y el vehículo están adaptados.

Las condiciones para este método alternativo de extrapolación se resumen en:

- a) ITV con frenómetro adaptado para el método.
- b) Vehículo dispone de tomas de presión en cámaras llevadas al lateral izquierdo del vehículo, normalizadas e identificadas.
- c) La presión mínima medida en cámaras de freno al efectuar la prueba tiene que superar 2 bares para que el método de extrapolación sea válido.

Para conseguir este valor mínimo de 2 bares en las cámaras de freno o para mejorar la adherencia en el método de extrapolación se admite utilizar simuladores de carga en las estaciones ITV. Fundamentalmente son dos, frenómetros elevables o aplicación de cargas en el chasis.

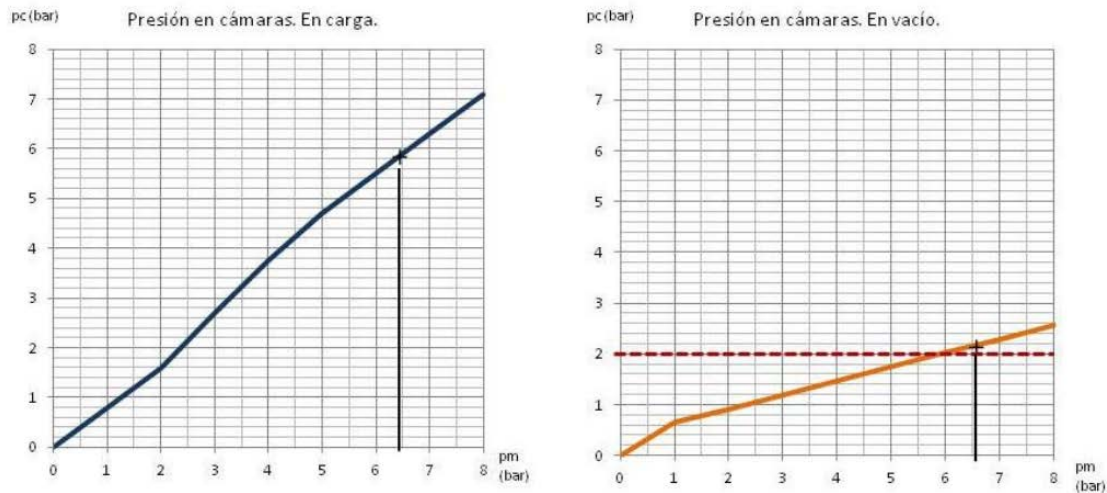
PROBLEMAS QUE SE PRESENTAN:

En el caso del ensayo en carga el problema puede darse cuando se va a la estación ITV con 2/3 del MMA si el cálculo de la eficacia se hace tomando como referencia el MMA y no la carga real en ese momento. El sistema de frenado responde en función de la carga, por lo que si lo referimos al MMA sin alcanzar el 100% de carga, estamos obteniendo menor eficacia de la real. Hay que referirlo al peso real por eje.

El resto de problemas los podemos encontrar en el método alternativo por extrapolación cuando el vehículo se presenta a la inspección sin carga:

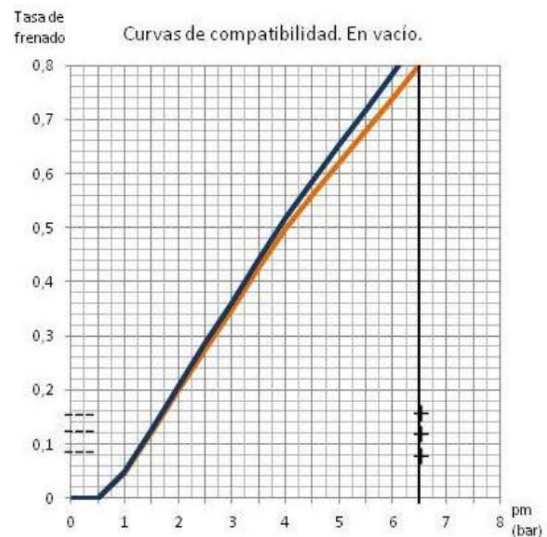
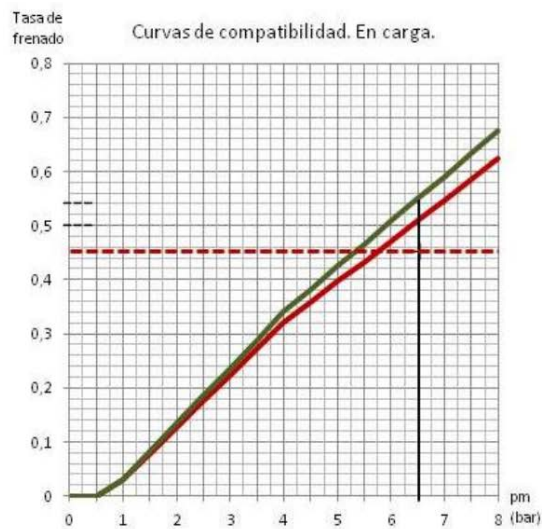
- a) La legislación vigente de frenos no exige en la homologación del vehículo los requisitos que se requieren para optar por el método de extrapolación, ni en número de tomas de presión, ni en situación, ni en identificación. El Reglamento 13 establece una toma por circuito, dos en función del número de moduladores, lo más cerca de cámaras posible. El método de extrapolación requiere una toma por eje, en el lateral izquierdo del vehículo e identificadas. Por ello, los vehículos que opten por este método tendrán que adaptarse a estos requisitos que exceden a lo requerido en homologación.

- b) La curva de respuesta del sistema de frenado respecto a la carga es muy distinta en el caso de ir en carga o en vacío. (Ver gráficas adjuntas)

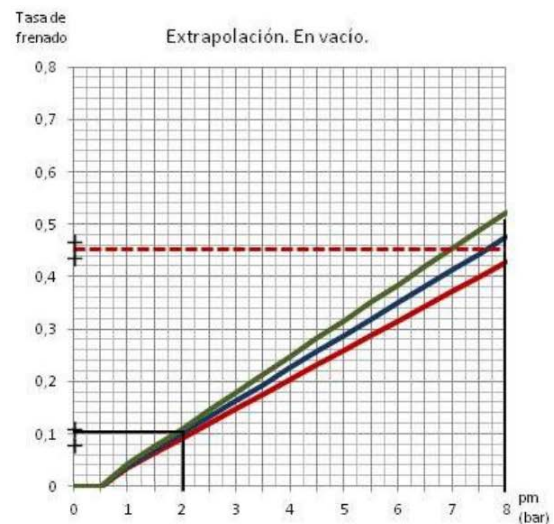
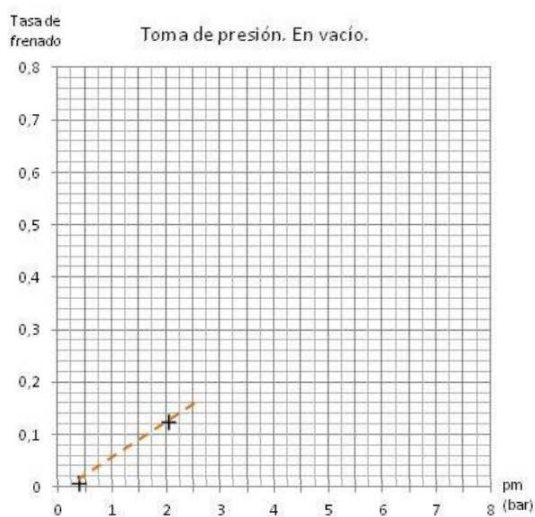


control pressure pm		6,5	control pressure pm		0,7	2,0	4,5	6,5	
axle	axle unladen	b. pr. Unl.	brake unl.	axle laden	brake pr. laden	brake pr. laden			
1	1500	to be	2,0	8000	to be	0,4	1,6	4,3	5,9
2	1500	entered	2,0	8000	entered	0,4	1,6	4,3	5,9
3	1500	by manuf.	2,0	8000	by manuf.	0,4	1,6	4,3	5,9

- c) Un porcentaje elevado de vehículos está parametrizado con valores de presión en cámaras alrededor de 2 bar o menos. Estos valores son totalmente correctos y resultan de calcular los frenos según la legislación vigente, aunque estén por el debajo del umbral del método de extrapolación para lograr resultados aceptables. (Ver tabla anterior)
- d) El sistema de simulación de carga por elevación del eje tiene un efecto menor de lo esperado en aumentar la presión. La suspensión neumática está diseñada precisamente para repartir la carga en el resto de ejes; la presión en el cojín de suspensión, que regula la respuesta del sistema de frenado, es similar tras la elevación del eje.
- e) Las curvas de compatibilidad de frenos son muy distintas en carga y en vacío. En el caso de que el vehículo esté sin carga, la eficacia de freno teórica es mayor que en carga, pero en la práctica lo que mide el frenómetro es el momento en el que se pierde adherencia entre rodillo y neumático, dando un valor muy inferior a la curva teórica. (Ver gráficas adjuntas)



- f) Los sistemas de simulación de carga mediante cargas directas sobre el chasis tendrían un efecto mayor que en la elevación del eje en términos de adherencia, pero hay problemas en el punto de aplicación de estas cargas externas. No es nada recomendable aplicar cargas externas en elementos que no han sido diseñados con esa finalidad, por lo que no se deben usar ejes, suspensión o partes estructurales bajo el chasis como puntos de amarre. Los vehículos están diseñados para aplicar carga en el suelo de las plataformas o en los apoyos específicos de otras carrocerías como cisternas o basculantes.
- g) El método de extrapolación elegido tiene los siguientes condicionantes: el primer punto de la gráfica se sitúa a 0,4 bar. El segundo punto es el resultado de la medida en cámaras, como mínimo 2 bar. El punto de comparación resulta de extrapolar linealmente a 8 bar. En estas condiciones una incertidumbre de medición a 2 bar de un $\pm 1\%$ de eficacia se puede convertir en una incertidumbre del $\pm 5\%$ tras la extrapolación. (ver gráfica adjunta)





- h) La curva teórica de frenado en el caso de ABS es bastante lineal, con lo que la extrapolación sigue aproximadamente el comportamiento del sistema de frenado. En el caso de EBS la curva tiene varios quiebros, con lo que la extrapolación lineal se va alejando del comportamiento real del sistema a medida que incrementamos la carga.
- i) Se han realizado pruebas con vehículos en carga y en vacío y se ha comprobado que algunos que no alcanzan la eficacia requerida utilizando el método de extrapolación, si la alcanzan al aplicar el método general en carga. Pueden darse casos de falsos negativos en el método alternativo de extrapolación porque estamos utilizando una medida indirecta con una incertidumbre que se incrementa al extrapolar.

1.3 OBJETIVOS.

En base a la problemática comentada anteriormente, el objetivo de la tesis es presentar un método alternativo a la inspección de frenos existente de tal manera que se garantice mayores niveles de seguridad en la circulación de los vehículos.

Se pretende proponer un método de simulación de carga que:

- Pueda ser utilizado para todo tipo de vehículos, independientemente de que posean o no un sistema de frenos exclusivamente neumáticos.
- Pueda regular la cantidad de carga que se le aplica para no tener que sobrecargar los vehículos en exceso.
- No haya que hacer adaptaciones en el vehículo.
- Se adapte a la respuesta de la curva de frenado en carga y en vacío.
- No tenga en cuenta la presión en la cámara de freno, que es distinta para cada tipo de vehículo.
- Simule carga en todos los ejes por igual, independientemente del eje donde actúe la válvula sensora de carga del vehículo.
- Aumente la adherencia neumático-rodillo en el frenómetro.
- No dañe la estructura del vehículo.
- Evite la incertidumbre de las medidas indirectas.
- Pueda ser aplicado con sistemas en de frenos electrónicos (EBS) donde la curva de frenado no es lineal.



Para ello, el primer objetivo de esta tesis es realizar un análisis de la situación actual de la ITV. Esto permite saber que el tipo de pruebas que se están realizando actualmente para comprobar el buen funcionamiento del freno de servicio se realizan correctamente, y así garantizar la seguridad de los pasajeros como de los demás usuarios de la vía pública. Después habría que ver si sería conveniente modificar alguna de las pruebas existentes en función del tipo de vehículo o crear una prueba nueva dirigida a estos nuevos vehículos. Para ello habrá que indagar cuáles son los componentes de estos nuevos vehículos y sus diferencias con los vehículos convencionales, porque en ellas residen los factores determinantes para realizar las modificaciones y por último proponer un método alternativo de inspección.



Capítulo 2

ANÁLISIS DE LA SITUACIÓN ACTUAL DE LA REVISIÓN DE FRENOS EN LA ITV

2.1.- INTRODUCCION.

En este capítulo se aborda el análisis de los resultados de las inspecciones realizadas con el actual sistema partiendo de los datos reflejados en el actual informe de inspección. Por lo tanto de cada inspección se conoce:

- **Vehículo:**
 - Marca y modelo
 - Matrícula
 - Contraseña de homologación. (Datos técnicos)
- **Inspección:**
 - Resultado de la inspección.
 - Relación de defectos encontrados.
 - Fecha de la inspección.
 - Caducidad
 - Tipo de inspección.

En el periodo analizado la existencia de este procedimiento no ha sufrido variación, y siempre se va a hablar de la existencia de defectos que se pueden catalogar en leves o graves.

En líneas generales el análisis se puede resumir según el siguiente proceso partiendo de los defectos encontrados durante las inspecciones periódicas:

- 1 Definición de la muestra a estudio.
- 2 ¿Qué es un vehículo con y sin defectos?
- 3 ¿Dónde se producen los defectos?

Una vez se haya respondido a estas cuestiones se podrá establecer la nueva sistemática que por un lado supla las carencias expuestas en cuanto a la reglamentación, y por otra parte presente una mayor fiabilidad a la vista de los resultados obtenidos con el sistema actual.



2.2.- VEHÍCULOS ANALIZADOS. DEFINICION DE LA MUESTRA.

La nueva normativa que se analiza en este estudio afecta a los vehículos de más de 3500 kg de MMA. Por lo tanto el estudio versa únicamente sobre vehículos con las siguientes clasificaciones según el Reglamento General de Vehículos:

Clasif.	Significado
12	Autobús o autocar MMA > 3.500 kg.
13	Autobús o autocar articulado
16	Autobús o autocar de dos pisos
21	Camión 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.
22	Camión MMA > 12.000 kg.
23	Tracto-camión
25	Furgón 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.
26	Furgón MMA > 12.000 kg.
33	Auto-caravana MMA > 3.500 kg.
42	Remolque y semirremolque 3.500 kg.< MMA <= 10.000 kg
43	Remolque y semirremolque MMA > 10.000 kg.

De entre todas las inspecciones realizadas: periódicas, previas a la matriculación, por reforma, etc. son las inspecciones periódicas las más numerosas, como no podía ser de otra forma, pero el análisis debe realizarse sólo sobre una parte de ellas, las primeras, es decir, las inspecciones que son motivadas por haber encontrado un defecto en una anterior no deben ser tenidas en cuenta ya que no comparten los mismos criterios de inspección.

En este punto tan sólo falta definir el periodo de estudio que a fin de no introducir más posibles variables fue el comprendido entre 2012 y 2014 en el que los criterios y el manual de inspección se han mantenido prácticamente constantes, exceptuando el nuevo procedimiento de inspección. Como quiera que este procedimiento entro en vigor en Julio de 2013, se ha dividido este periodo en dos partes, que abarcan el mismo tiempo, un año y medio, para poder así comparar dos periodos de tiempo similares lo suficientemente significativos.

Ya se tiene definida la muestra que en resumen es: **“Primeras inspecciones periódicas realizadas a vehículos de MMA > 3500 kg, con contraseña de homologación de tipo nacional o europea y realizadas en alguna de las estaciones de ITV de la Comunidad Autónoma de la Región de Murcia entre el 1/1/2012 y 31/12/2014.”**



Con todas estas premisas la descomposición de las inspecciones por clasificación del vehículo

es:

Periodo 01/01/2012 al 30/06/2013		
Clasif.	Definición	Numero inspecciones
12	Autobús o autocar MMA > 3.500 kg.	3500
13	Autobús o autocar articulado	60
16	Autobús o autocar de dos pisos	19
21	Camión 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	4753
22	Camión MMA > 12.000 kg.	15974
23	Tracto-camión	18520
25	Furgón 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	59
26	Furgón MMA > 12.000 kg.	62
33	Auto-caravana MMA > 3.500 kg.	29
42	Remolque y semirremolque 3.500 kg.< MMA <= 10.000 kg	165
43	Remolque y semirremolque MMA > 10.000 kg.	27975
Total		71116

Periodo 01/07/2013 al 31/12/2014		
Clasif.	Definición	Numero inspecciones
12	Autobús o autocar MMA > 3.500 kg.	3450
13	Autobús o autocar articulado	61
16	Autobús o autocar de dos pisos	16
21	Camión 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	5072
22	Camión MMA > 12.000 kg.	14510
23	Tracto-camión	19932
25	Furgón 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	47
26	Furgón MMA > 12.000 kg.	43
33	Auto-caravana MMA > 3.500 kg.	17
42	Remolque y semirremolque 3.500 kg.< MMA <= 10.000 kg	87
43	Remolque y semirremolque MMA > 10.000 kg.	29030
Total		72265

De cada inspección se han utilizado los siguientes datos:

- Clasificación por construcción
- Fecha de inspección.
- Resultado de la inspección.
- Código de los defectos.
- Gravedad de cada defecto.



Los dos primeros ya han sido ampliamente comentados y por lo tanto tan sólo falta definir los restantes:

Resultado de la inspección.

La actual reglamentación tal y como ya se ha expuesto prevé cuatro posibles catalogaciones del resultado de la inspección según los criterios del Manual de Inspección:

- 1- SD.- Inspección sin defecto.
- 2- DL.- Inspección con defectos leves que deben ser corregidos antes de la próxima inspección periódica.
- 3- DG.- Inspección con defectos graves y que prevé que el vehículo sólo puede circular hasta el taller y volver a una segunda inspección tras su reparación.
- 4- DMG.- Idéntico al caso anterior pero el vehículo debe ser trasladado al taller por medios ajenos al mismo.

Códigos de los defectos

Se han utilizado los grupos y subgrupos descritos en el Manual de Inspección. Por lo tanto cada defecto se define por cuatro dígitos separados por un punto, los dos primeros indican el grupo (de 1 a 10), mientras que los dos segundos indican el motivo del defecto (llamado en este trabajo subgrupo).

Los grupos son:

Grupo	
01	Identificación
02	Acondicionamiento exterior, carrocería y chasis
03	Acondicionamiento interior
04	Alumbrado y señalización
05	Emisiones contaminantes
06	Freno
07	Dirección
08	Ejes, ruedas, neumáticos y suspensión
09	Motor y transmisión
10	Otros

A continuación, se muestra una tabla con los grupos, subgrupos y códigos de defectos.

Área de Ingeniería Mecánica



Grupo		Subgrupo	
1	Identificación	1	Documentación
		2	Número de bastidor
		3	Placas de matrícula
2	Acondicionamiento exterior, carrocería y chasis	1	Antieptotramiento delantero
		2	Carrocería y chasis
		3	Dispositivos de acoplamiento
		4	Guardabarros y dispositivos antiproyección
		5	Limpia y lavaparabrisas
		6	Protecciones laterales
		7	Protección trasera
		8	Puertas y peldaños
		9	Retrovisores
		10	Señales en los vehículos
		11	Soporte exterior de rueda de repuesto
		12	Vidrios de seguridad
3	Acondicionamiento interior	1	Asientos y sus anclajes
		2	Cinturones de seguridad y sus anclajes
		3	Dispositivo de retención para niños
		4	Antihielo y antivaho
		5	Antirrobo y alarma
		6	Campo de visión directa
		7	Dispositivos de retención de la carga
		8	Indicador de velocidad
		9	Salientes interiores
4	Alumbrado y señalización	1	Luces de cruce y carretera
		2	Luz de marcha atrás
		3	Luces indicadoras de dirección
		4	Señal de emergencia
		5	Luces de frenado
		6	Luz de la placa de matrícula trasera
		7	Luces de posición
		8	Luces antiniebla
		9	Luz de gálibo
		10	Catadióptricos

Área de Ingeniería Mecánica



		11	Alumbrado interior
		12	Avisador acústico
		13	Luz de estacionamiento
		14	Señalización de apertura de puertas
		15	Señalización luminosa específica
5	Emisiones contaminantes	1	Ruido
		2	Vehículos con motor de encendido por chispa
		3	Vehículos con motor de encendido por compresión
6	Freno	1	Freno de servicio
		2	Freno secundario (de socorro)
		3	Freno de estacionamiento
		4	Freno de inercia
		5	Dispositivo antibloqueo
		6	Dispositivo de desaceleración
		7	Pedal del dispositivo de frenado
		8	Bomba de vacío o compresor y depósitos
		9	Indicador de baja presión
		10	Válvula de regulación del freno de mano
		11	Válvulas de frenado
		12	Acumulador o depósito de presión
		13	Acoplamiento de los frenos de remolque
		14	Servofreno. Cilindro de mando (sistemas hidráulicos)
		15	Tubos rígidos
		16	Tubos flexibles
		17	Forros
		18	Tambores y discos
		19	Cables, varillas, palancas, conexiones
		20	Cilindros del sistema de frenado
		21	Válvula sensora de carga
		22	Ajustadores de tensión automáticos
7	Dirección	1	Desviación de ruedas
		2	Volante y columna de dirección
		3	Caja de dirección
		4	Timonería y rótulas
		5	Servodirección

Área de Ingeniería Mecánica



8	Ejes, ruedas, neumáticos y suspensión	1	Ejes
		2	Ruedas
		3	Neumáticos
		4	Suspensión
9	Motor y transmisión	1	Estado general del motor
		2	Sistema de alimentación
		3	Sistema de escape
		4	Transmisión
		5	Vehículos que utilizan gas como carburante
10	Otros	1	Transporte de mercancías peligrosas
		2	Transporte de mercancías perecederas
		3	Transporte escolar y de menores
		4	Tacógrafo
		5	Limitador de velocidad
		6	Reformas no autorizadas

Gravedad del defecto.

En los datos suministrados desde las estaciones de ITV, a cada código de defecto se le asigna la gravedad del mismo por una L para los leves y una G para los graves.



2.3.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA INSPECCIÓN POR GRUPOS.

El Manual de inspección se descompone en los 10 grupos indicados en el apartado anterior y cada uno de éstos 10 grupos a su vez se descompone en subgrupos los cuales responden a determinados elementos a inspeccionar o a pruebas a realizar a lo largo de la inspección. Por lo tanto el subgrupo es capaz de esclarecer cual es el motivo del defecto y por ello es la unidad que sirve de base al estudio. Por el contrario los grupos (de 1 a 10) tan sólo sirven como agrupación de subdefectos.

El estudio analiza en primer lugar y de forma rápida los diez grupos a fin de aproximar los conceptos. El análisis se resume en un gráfico en el que se ha representado la relación porcentual entre el número de defectos del grupo y los vehículos inspeccionados. Esta relación se realiza para cada uno de los periodos de tiempo analizados.

La siguiente tabla muestra el número de defectos encontrados en cada uno de los grupos.

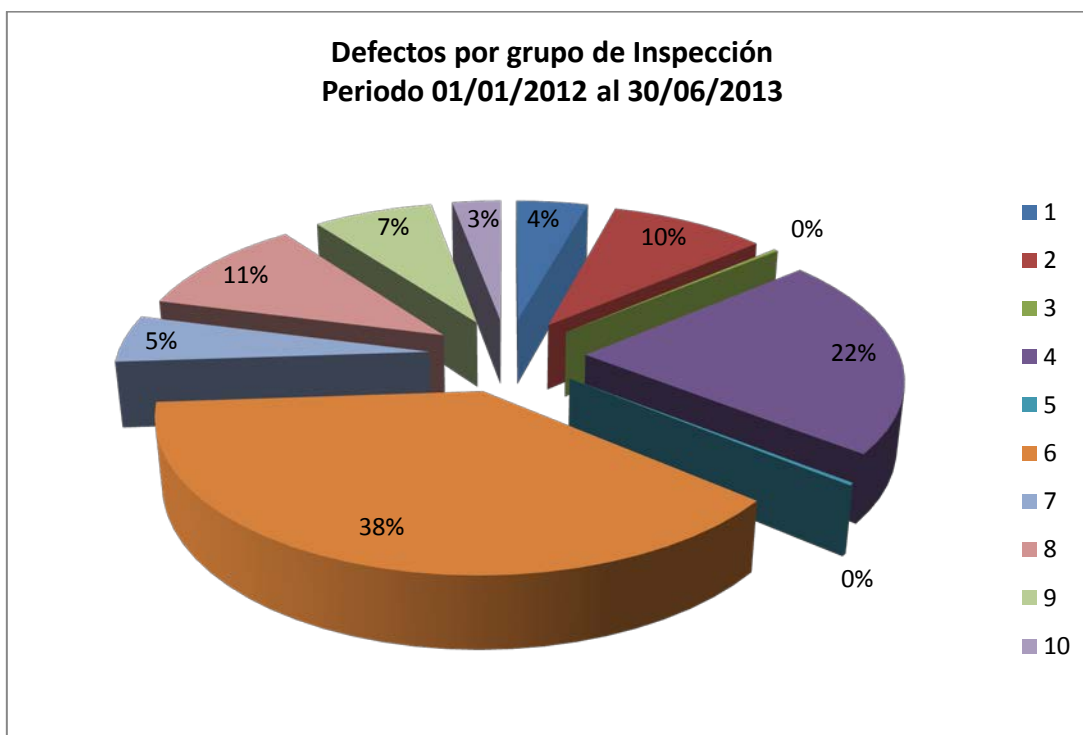
Periodo 01/01/2012-30/6/2013				
defectos por grupo				
GRUPO	DEFINICIÓN	L	G	TOTAL
1	Identificación	2030	581	2611
2	Acondicionamiento exterior	3115	2568	5683
3	Acondicionamiento interior	15	152	167
4	Alumbrado y señalización	9264	3728	12992
5	Emisiones	0	165	165
6	Frenos	11870	11012	22882
7	Dirección	1356	1723	3079
8	Ruedas, neumáticos	2369	4105	6474
9	Motor	3739	627	4366
10	Otros	0	1782	1782
Total		33758	26443	60201

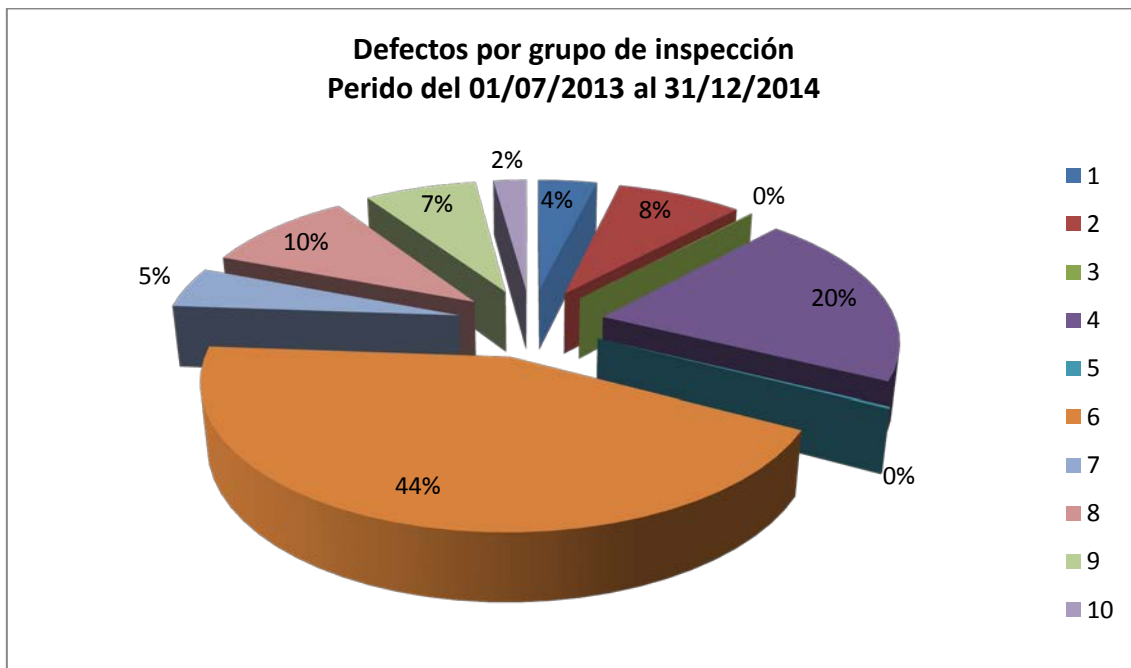


Periodo 30/06/2013-31/12/2014

defectos por grupo				
GRUPO	DEFINICIÓN	L	G	TOTAL
1	Identificación	1821	389	2210
2	Acondicionamiento exterior	2671	2046	4717
3	Acondicionamiento interior	7	32	39
4	Alumbrado y señalización	8781	3009	11790
5	Emisiones	0	120	120
6	Frenos	11812	13417	25229
7	Dirección	1223	1505	2728
8	Ruedas, neumáticos	1874	3771	5645
9	Motor	3696	506	4202
10	Otros	0	1247	1247
Total		31885	26042	57927

Los resultados anteriores en forma de gráfico presentan el siguiente aspecto:





Comentario:

Como puede observarse la mayor incidencia de defectos se produce en aquellos grupos que en principio y a tenor de la descripción ofrecen una mayor incidencia en la parte mecánica del vehículo. Esta apreciación puede llevar a cometer el error de despreciar alguno de los grupos por su bajo índice de incidencia, pero cuando se estudian los subgrupos se puede encontrar que pese a ser bajo el índice de uno de ellos, éste incluye un subgrupo que comparado con otros tiene su importancia, por ello es imprescindible abordar el análisis de cada uno de los puntos o pruebas de inspección que se vienen denominando subgrupos.

2.4.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA INSPECCION POR DEFECTOS EN EL GRUPO 6
“FRENOS”.

A continuación se estudiará la estructura de análisis del grupo 6 de frenos, comenzando por una descripción del método de inspección según el Manual. A continuación se muestran los subgrupos incluidos en el mismo y los resultados obtenidos del número de defectos encontrados por cada 100 vehículos revisados de la muestra objeto de estudio.



2.4.1.- Método de inspección.

Inspección mecanizada.

Esta inspección se hará por medio del frenómetro. Se verificará en el mismo cada uno de los ejes del vehículo comprobando:

- La eficacia de los distintos sistemas de frenos, freno de servicio, freno de estacionamiento y freno de socorro.
- El desequilibrio de las fuerzas de frenado entre las ruedas de un mismo eje.
- Las oscilaciones de las fuerzas de frenado debidas a ovalidad en tambores o alabeos en discos.
- La graduabilidad de la acción de frenado, a voluntad del conductor.
- La reserva de energía disponible, en su caso.
- La existencia de fuerzas de frenado en ausencia de acción sobre el mando del freno.

Para ello se seguirán las pautas establecidas en el procedimiento de inspección, apartados 6.01 al 6.04 y 6.10, teniéndose en cuenta las características específicas del tipo de frenómetro y las condiciones técnicas del vehículo ensayado.

Inspección visual.

Este método de inspección se utilizará para verificar el estado del circuito del sistema de frenos (tuberías, válvulas, etc.) así como los distintos órganos de frenado que componen los distintos dispositivos, apartados 6.05 al 6.09. Para ello se dispondrá el vehículo en un foso o elevador y se utilizará el detector de holguras. Los datos de esta inspección visual se tendrán en cuenta en la inspección mecanizada y se prestará especial atención a los órganos de frenado propiamente dichos utilizando los registros dispuestos a tal efecto por los fabricantes, para controlar el desgaste de las zapatas o pastillas, desplazamientos anormales y holguras en las palancas, ejes, etc.

2.4.2.- Subgrupos.

En primer lugar se indica la influencia de cada uno de ellos tanto dentro de su grupo como con respecto al total de los defectos.



GRUPO 6 DE DEFECTOS
del 01/01/2012 al 30/06/2013

SUB	SUBGRUPO	L	G	TOTAL	% SUBGR.	%TOTAL	DEFC/100 INSP
1	Freno de servicio	11642	7621	19263	84,18	32,00	27
2	Freno secundario (de socorro)	0	0	0	0,00	0,00	0
3	Freno de estacionamiento	134	2163	2297	10,04	3,82	3
4	Freno de inercia.	0	0	0	0,00	0,00	0
5	Dispositivo antibloqueo	15	40	55	0,24	0,09	0
6	Dispositivo de desaceleración	8	6	14	0,06	0,02	0
7	Pedal del dispositivo de frenado	3	6	9	0,04	0,01	0
8	Bomba de vacío o compresor y depósitos	0	89	89	0,39	0,15	0
9	Indicador de baja presión	0	2	2	0,01	0,00	0
10	Válvula de regulación del freno de mano	0	14	14	0,06	0,02	0
11	Válvulas de frenado	8	503	511	2,23	0,85	1
12	Acumulador o depósito de presión	24	60	84	0,37	0,14	0
13	Acoplamiento de los frenos de remolque	0	6	6	0,03	0,01	0
14	Servofreno. Cilindro de mando (sistemas hidráulicos)	2	4	6	0,03	0,01	0
15	Tubos rígidos	0	21	21	0,09	0,03	0
16	Tubos flexibles	8	82	90	0,39	0,15	0
17	Forros	0	72	72	0,31	0,12	0
18	Tambores y discos	0	251	251	1,10	0,42	0
19	Cables, varillas, palancas, conexiones	0	14	14	0,06	0,02	0
20	Cilindros del sistema de frenado	26	20	46	0,20	0,08	0
21	Válvula sensora de carga	0	35	35	0,15	0,06	0
22	Ajustadores de tensión automáticos	0	3	3	0,01	0,00	0
	TOTAL	11870	11012	22882	100,00	38,01	32

GRUPO 6 DE DEFECTOS
Periodo del 01/07/2013 al 31/12/2014

SUB	SUBGRUPO	L	G	TOTAL	% SUBGR.	%TOTAL	DEFC/100 INSP
1	Freno de servicio	11490	9728	21218	84,10	36,63	29
2	Freno secundario (de socorro)	0	4	4	0,02	0,01	0
3	Freno de estacionamiento	219	2324	2543	10,08	4,39	4
4	Freno de inercia.	0	0	0	0,00	0,00	0
5	Dispositivo antibloqueo	23	43	66	0,26	0,11	0
6	Dispositivo de desaceleración	10	4	14	0,06	0,02	0
7	Pedal del dispositivo de frenado	4	9	13	0,05	0,02	0
8	Bomba de vacío o compresor y depósitos	0	82	82	0,33	0,14	0
9	Indicador de baja presión	0	4	4	0,02	0,01	0
10	Válvula de regulación del freno de mano	0	30	30	0,12	0,05	0
11	Válvulas de frenado	27	494	521	2,07	0,90	1
12	Acumulador o depósito de presión	19	57	76	0,30	0,13	0
13	Acoplamiento de los frenos de remolque	0	4	4	0,02	0,01	0
14	Servofreno. Cilindro de mando (sistemas hidráulicos)	0	2	2	0,01	0,00	0
15	Tubos rígidos	0	17	17	0,07	0,03	0
16	Tubos flexibles	6	107	113	0,45	0,20	0
17	Forros	0	85	85	0,34	0,15	0
18	Tambores y discos	0	320	320	1,27	0,55	0
19	Cables, varillas, palancas, conexiones	0	20	20	0,08	0,03	0
20	Cilindros del sistema de frenado	14	37	51	0,20	0,09	0
21	Válvula sensora de carga	0	44	44	0,17	0,08	0
22	Ajustadores de tensión automáticos	0	2	2	0,01	0,00	0
	TOTAL	11812	13417	25229	100,00	43,55	35



Comentario.

Se trata del grupo más numeroso de defectos y que puede dar lugar a mayor número de accidentes que no serán catalogados como fallo del vehículo.

Dentro de este grupo la parte más importante es el subgrupo 6.01, que corresponde al estado del freno de servicio. El motivo de esta alta incidencia es que por una parte la inspección es mecanizada y por tanto no entra en juego el factor humano sino que el resultado de la medición es analizado por el equipo sin posibilidad de interpretación, además de que engloba dos grandes descripciones de defectos como son la eficacia de frenada y el desequilibrio.

Por otro lado se comprueba un aumento en el nivel de defectos del grupo 6, pasando de 32 defectos cada 100 vehículos en el periodo anterior a la entrada en vigor de la directiva de frenado a 35 defectos por cada 100 vehículos en el periodo posterior.

Como no puede ser de otra manera, el incremento se produce en el subgrupo 01 de frenos que es el que corresponde a la eficacia de frenada, por lo que se debe de profundizar en el estudio de este subgrupo para ver la incidencia de la aplicación de la nueva normativa en este tipo de vehículos.

2.5.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE INSPECCIÓN POR SUBGRUPO DE DEFECTO 6.01.

“FRENO DE SERVICIO”

2.5.1. Defectología grupo 06.01.

La descripción de los defectos, se encuentra recogida en el manual de ITV, y se muestra a continuación:

0601.- Freno de servicio para todos los ejes.	DL	DG	DMG
1.- Frenado inoperante en una o más ruedas		X	
En más de una rueda			X
2.- Desequilibrio de las fuerzas de frenado entre las ruedas de un mismo eje, superior al 30% e igual o inferior al 50 %		X	
Desequilibrio superior al 50 %			X
3.- Desequilibrio de las fuerzas de frenado entre las ruedas de un mismo eje, superior al 20% e inferior al 30%	X		
4.- Progresión no gradual del freno (agarre)		X	(X)
5.- Retraso anormal en el funcionamiento de los frenos en cualquiera de las ruedas		X	
6.- Fluctuación superior al 55% de las fuerzas de frenado de una rueda		X	
7.- Fluctuación superior al 30% e inferior al 55% de las fuerzas de frenado de una rueda	X		



8.- Existencia de fuerzas de frenado en ausencia de acción sobre el mando del freno		X	
16.- El vehículo no alcanza la eficacia requerida		X	
20.- Elementos del sistema de frenado de servicio no incluidos en otros apartados, dañados, corroídos, con fugas o riesgo de desprendimiento		X	
21.- El indicador de averías del EBS no funciona adecuadamente		X	
22.- El indicador de averías del EBS indica avería		X	
23.- En su caso, conexiones de prueba dañadas de manera que no se puedan utilizar		X	
24.- Conexiones de prueba con fugas		X	
25.- El vehículo no alcanza la mitad de la eficacia mínima requerida para el freno de servicio			X
26.- Condiciones inadecuadas para el ensayo		X	
27.- El sistema EBS indica una anomalía a través de la interfaz del vehículo		X	
28.- Líquido de frenos insuficiente, contaminado o con impurezas		X	

2.5.2.- Procedimiento de inspección de la Eficacia de Frenos.

Tal y como se ha indicado en la introducción, se entiende por eficacia el valor E deducido por la fórmula:

$$E = \frac{F}{MMA \times 9,81} \times 100$$

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).

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

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

Como norma general los vehículos con MMA >3.500 kg se inspeccionarán en un estado de carga tal que permita alcanzar los valores de eficacia mínimos definidos en el método.

La carga del vehículo no podrá suponer peligros o molestias para el personal o usuarios de la estación.



Las estaciones de inspección de vehículos que dispongan de métodos de simulación de carga los podrán aplicar dichos métodos en función de las características técnicas del vehículo.

Las estaciones que dispongan de los medios adecuados podrán someter a los vehículos de más de 3.500 kg de MMA con sistema de frenado puramente neumático a la prueba de frenado según el método de extrapolación descrito en la norma ISO 21069-1:2004 o método equivalente. En el caso de que se midan presiones, sólo se aplicará a vehículos con conexiones de prueba para la medida de presiones de frenado normalizadas, accesibles y operativas

Valores de eficacia mínimos de frenado según la Directiva 2010/48/UE:

Vehículos matriculados después del 1 de enero de 2012:	
Categoría N1, N2; N3; M2 y M3:	50 %
Categoría M1:	58 %
Categoría O3 y O4: Semi-remolques: 45%	45 %
Categoría O3 y O4: Remolques: 50%	50 %

Vehículos matriculados antes del 1 de enero de 2012:	
- Categoría N1, M2 y M3	50 %
- Categoría N2 y N3	45 %
- Categoría M1	50 %
- Categoría O3 y O4	43 %
- Taxis y ambulancia	50%

2.5.3.- Categorías de vehículos.

Las categorías de vehículos citadas anteriormente para los valores límite, vienen definidas en el Anexo II de la Directiva 2007/46/CE, tal y como se indica a continuación:

Categoría	Vehículos de motor concebidos y fabricados principalmente para el transporte de personas y su equipaje (Anexo II Directiva 2007/46/CE · Reglamento UE 678/2011)	
Categoría M1	Vehículos de la categoría M que tengan, como máximo, ocho plazas de asiento además de la del conductor. No dispondrán de ningún espacio para viajeros de pie. El número de plazas podrá limitarse a una (es decir la del conductor).	10
Categoría	Vehículos de la categoría M que tengan más de ocho plazas, además de la del	11, 12,



M2	conductor y cuya masa máxima no sea superior a 5 toneladas. Los vehículos pertenecientes a la categoría M2 podrán tener, además de las plazas de asiento, espacio para viajeros de pie	13, 14
Categoría M3	Vehículos de la categoría M que tengan más de ocho plazas de asiento además de la del conductor y cuya masa máxima sea superior a 5 toneladas. Los vehículos pertenecientes a la categoría M3 podrán tener espacio para viajeros de pie	12, 13, 14, 16
Categoría N	Vehículos de motor concebidos y fabricados principalmente para el transporte de mercancías.	
Categoría N1	Vehículos de la categoría N cuya masa máxima no sea superior a 3,5 toneladas.	20, 23, 24
Categoría N2	Vehículos de la categoría N cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas pero no a 12 toneladas.	21, 23, 25
Categoría N3	Vehículos de la categoría N cuya masa máxima sea superior a 12 toneladas.	22, 23, 26
Categoría O	Remolques concebidos y fabricados para el transporte de mercancías o de personas, así como para alojar personas.	
Categoría O1	Vehículos de la categoría O cuya masa máxima no sea superior a 0,75 toneladas.	40
Categoría O2	Vehículos de la categoría O cuya masa máxima sea superior a 0,75 toneladas, pero no a 3,5 toneladas.	41
Categoría O3	Vehículos de la categoría O cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas, pero no a 10 toneladas.	42
Categoría O4	Vehículos de la categoría O cuya masa máxima sea superior a 10 toneladas.	43

2.5.4. Defectología en la Eficacia de frenado.

Conociendo los esfuerzos de frenado en todas las ruedas y el peso del vehículo, se deducirá el valor de la Eficacia según lo descrito anteriormente. Los casos que no alcancen los valores considerados como límites de seguridad, implicarían fallos graves del sistema de frenos que necesitarán reparación inmediata.

NOTA:

- En el supuesto de vehículos dotados con regulador de esfuerzo de frenado (compensador) no tiene por qué alcanzarse el bloqueo de las ruedas mediante el incremento de la carga.



- En el caso de vehículos con dobles o triples ejes no desacoplables, la comprobación de la eficacia de frenado se podrá realizar en frenómetros especiales, o mediante decelerómetro en prueba en pista.

Periodo 01/01/2012 al 30/06/2013				
Clasif.	Definición	Nº Insp.	defectos	%
12	Autobús o autocar MMA > 3.500 kg.	3500	72	2,07
13	Autobús o autocar articulado	60	1	1,20
16	Autobús o autocar de dos pisos	19	0	0,00
21	Camión 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	4753	261	5,49
22	Camión MMA > 12.000 kg.	15974	345	2,16
23	Tracto-camión	18520	269	1,45
25	Furgón 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	59	0	0,00
26	Furgón MMA > 12.000 kg.	62	0	0,00
33	Auto-caravana MMA > 3.500 kg.	29	0	0,00
42	Remolque y semirremolque 3.500 kg.< MMA <= 10.000 kg	165	2	1,45
43	Remolque y semirremolque MMA > 10.000 kg.	27975	1090	3,90
Total		71116	2041	2,87

Periodo 01/07/2013 al 31/12/2014				
Clasif.	Definición	Nº Insp.	defectos	%
12	Autobús o autocar MMA > 3.500 kg.	3450	137	3,97
13	Autobús o autocar articulado	61	0	0,00
16	Autobús o autocar de dos pisos	16	0	2,86
21	Camión 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	5072	553	10,90
22	Camión MMA > 12.000 kg.	14510	1419	9,78
23	Tracto-camión	19932	1311	6,58
25	Furgón 3.500 kg. < MMA <= 12.000 kg.	47	6	11,76
26	Furgón MMA > 12.000 kg.	43	0	0,00
33	Auto-caravana MMA > 3.500 kg.	17	0	0,00
42	Remolque y semirremolque 3.500 kg.< MMA <= 10.000 kg	87	13	15,38
43	Remolque y semirremolque MMA > 10.000 kg.	29030	2997	10,33
Total		72265	6437	8,91



Resumen del subgrupo 06.01

Periodo	Sub	Descripción	Defectos	Eficacia	%
Periodo 01/01/2012 al 30/06/2013	1	Freno de servicio y soc.	19263	2041	10,6
Periodo 01/07/2013 al 31/12/2014	1	Freno de servicio y soc.	21218	6437	30,3

Comentario.

Durante todo el periodo de tiempo estudiado, los valores límite de eficacia, a partir de los cuales se produce el defecto, no han variado. Con la entrada en vigor de la nueva directiva lo que si ha variado ha sido el método de inspección, revisando este tipo de vehículos cargados. Este nuevo método ha provocado que el porcentaje de defectos debidos a la eficacia de frenada, haya aumentado desde el 10,6% en el periodo de tiempo anterior a la aplicación de la nueva directiva hasta 30,3% a partir de la aplicación de la misma, y ha pasado de suponer un 2,87% de todos los defectos observados en este tipo de vehículos hasta un 8,91%.

Es por lo tanto, un punto importante a tratar durante las tareas de mantenimiento preventivo, pues se trata de un aspecto que merece especial atención.



Capítulo 3.

Control de la eficacia de frenado en vehículos de masa máxima admisible (MMA) mayor de 3500 kg.



RESUMEN

El 1 de Enero de 2012 entró en vigor la Revisión 7ª del Manual de procedimiento de inspección. En dicho manual se indica que para el cálculo de la eficacia de frenada se tendrá en cuenta la Masa Máxima Admisible del vehículo. Esta normativa obliga a que los vehículos de más de 3500 kg de MMA se presenten a inspección cargados. Después de un periodo de adaptación el 01 de Julio de 2012 se puso en marcha la citada normativa para vehículos de hasta 10.000 kg de MMA, siendo demorada esta puesta en marcha al 01 de Septiembre para vehículos de más de 10.000 kg. En el presente artículo se describen las adaptaciones necesarias para la puesta en marcha de la citada normativa y la problemática asociada a las mismas.

Control de la eficacia de frenado en vehículos de masa máxima admisible (MMA) mayor de 3500 kg



Antonio González-Carpena*
Felix Cesáreo Gómez-deLeón-Hijos*
Mariano Alarcón-García**

Ingeniero de Materiales
Dr Ingeniero Industrial
Dr. Ingeniero Industrial

UNIVERSIDAD DE MURCIA. Facultad de Informática* y Facultad de Química**. Campus de Espinardo – 30100 Murcia. Tfno: +34 868 887191. agoncar@um.es

Recibido: 10/09/2012 • Aceptado: 04/02/2013

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/5272>

CONTROL OF BRAKING EFFICIENCY IN THE VEHICLES OF MAXIMUM ALLOWABLE MASS (MAM) GREATER THAN 3500 KG

ABSTRACT

- In January 2012 Revision 7 of the Road Vehicles Inspection Manual came into force. The text of this Manual is based on Directive 2009/40/EC, amended by Directive 2010/48/EC, which modifies Annex II to the Directive, regarding technical inspections of motor vehicles and their trailers. It establishes, to measure the effectiveness of the service braking system of wheeled vehicles exceeding 3500 kg, that ISO 21069-1:2004 or any equivalent method shall be applied. Procedures described in the Standard were analysed in this paper with the aim to select the best one to be implemented in Vehicle Technical Inspection (VTI) test stations
- **Keywords:** Road Safety, ISO 21069, Brakes, Inspection, VTI.

RESUMEN

El 1 de Enero de 2012 entró en vigor la Revisión 7ª del *Manual de procedimiento de inspección*. En dicho manual se indica que para el cálculo de la eficacia de frenada se tendrá en cuenta la Masa Máxima Admisible del vehículo. Esta normativa obliga a que los vehículos de más de 3500 kg de MMA se presenten a inspección cargados. Después de un periodo de adaptación el 01 de Julio de 2012 se puso en marcha la citada normativa para vehículos de hasta 10.000 kg de MMA, siendo demorada esta puesta en marcha al 01 de Septiembre para vehículos de más de 10.000 kg. En el presente artículo se describen las adaptaciones necesarias para la puesta en marcha de la citada normativa y la problemática asociada a las mismas.

Palabras clave: Seguridad Vial, ISO 21069, Frenos, Inspección, ITV.

INTRODUCCIÓN

En junio de 2010 se publica la directiva 2010/48/CE [1] relativa a la inspección

técnica de los vehículos a motor y de sus remolques entrando en vigor antes del 31 de Diciembre de 2011. En el punto 1.2.2. de dicha directiva, referido a la eficacia de frenada, se indica literalmente: “Prueba en aparato estático de comprobación de frenos o, si no pudiera utilizarse por razones técnicas, una prueba en carretera empleando un decelerómetro registrador. Se deben inspeccionar los vehículos o remolques de masa máxima autorizada (MMA) superior a 3500 kg, de acuerdo con las normas dadas por la ISO 21069-1:2004 [3] o los métodos equivalentes”.

Según datos del Ministerio de Industria, durante el año 2010 se realizaron en España un total de 976.356 inspecciones de vehículos de MMA > 3500 kg, afectados por la citada normativa y cuya distribución por tipo de vehículo se puede observar en el Gráfico 1. Dicha norma establece que la prueba se debe realizar en vehículos cargados o bien simulando carga.

Se entiende por eficacia de frenado (E) la relación de las fuerzas de frenado con respecto a la masa máxima autorizada (MMA) o, si se trata de semirremolques, a la suma de las cargas por eje autorizadas.

INSPECCIONES AÑO 2010 POR TIPO VEHÍCULO

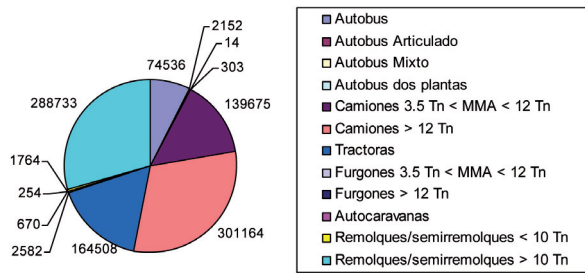


Gráfico 1: Número de inspecciones de vehículos MMA > 3500 kg realizadas en España durante el año 2010 por tipo de vehículo (Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Minas)

Se calculará por la fórmula:

$$E = \frac{F}{MMA \times g} \times 100 \quad (1)$$

Donde:

- E: Valor de la eficacia en %.
- F: Suma de todas fuerzas de frenado en Newtons (suma de las lecturas del frenómetro para todas las ruedas)
- MMA: Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg (si se trata de semirremolques, suma de las masas máximas autorizadas por eje)
- g: Aceleración de la gravedad (aproximada a 9,8 m/s²)

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.

Existen una serie de vehículos que tienen dificultades para acudir a la estación de ITV cargados, como son los autobuses y autocares así como aquellos vehículos cuya carga pueda suponer peligros o molestias para el personal o usuarios de la estación ITV, concretamente se distinguirán los siguientes vehículos (Gráfico2):

NÚMERO VEHÍCULOS QUE NO SE PUEDEN INSPECCIONAR CARGADOS AÑO 2010



Gráfico 2: Número de inspecciones de vehículos MMA > 3500 kg realizadas en España durante el año 2010 que no pueden presentarse a inspección cargados (Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Minas)

- Autobuses
- Vehículos de mercancías peligrosas
- Ambulancias
- Vehículos de transporte de animales
- Vehículos de recogida de basuras
- Por cuestiones operativas, los vehículos en inspección previa a la matriculación

En el presente artículo se analizan las alternativas para poder inspeccionar la eficacia de frenada de estos vehículos y otros vehículos que tienen dificultad para acudir a la inspección cargados.

2. SISTEMAS Y EQUIPOS EMPLEADOS

En este punto, en un primer apartado, expondremos los distintos sistemas de freno existentes en los vehículos industriales, puesto que dependiendo del sistema empleado por el vehículo se podrá aplicar o no la norma ISO 21069-1. Luego expondremos las particularidades de los vehículos industriales que afectan al cálculo de la eficacia de frenada con el vehículo descargado y por último daremos una breve descripción del equipo de medida de la frenada indicado en la citada norma.

2.1. SISTEMAS DE FRENADO EN LOS VEHÍCULOS INDUSTRIALES

2.1.1. Sistemas hidroneumáticos

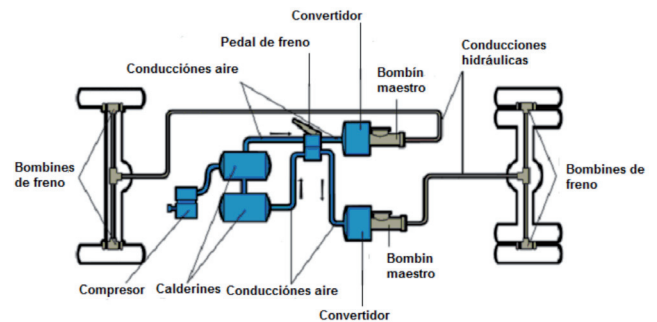


Figura 1: Esquema simplificado de sistema de frenado hidroneumático [4]

En los camiones de tonelaje medio (hasta 10000 kilogramos aproximadamente) se han generalizado las instalaciones hidroneumáticas, que son instalaciones mixtas con una base hidráulica y servo asistida neumáticamente con aire comprimido.

Para ello cuenta con los elementos típicos de una instalación hidráulica y con los de una instalación neumática que sirve de apoyo o asistencia. La fuerza final en las ruedas la efectúan bombines y receptores hidráulicos.

Los componentes principales de un circuito básico oleoneumático son:

- Un compresor de aire, accionado por el motor del vehículo, el cual suministra aire a presión que se

- acumula en un depósito a una determinada presión.
- Varios depósitos o calderines.
- Un convertidor oleoneumático, situado en el centro del camión y que contiene la bomba principal y el cilindro neumático de asistencia.
- Una válvula principal de frenado, accionada por el pedal de freno, que deja pasar el aire a presión hasta el correspondiente cilindro neumático de asistencia.
- El desplazamiento del émbolo del cilindro actúa directamente sobre el pistón de la bomba hidráulica de freno, pero con una fuerza amplificada imposible de obtener sin este método.
- La presión hidráulica generada llega hasta los receptores de las ruedas y frena el vehículo.

2.1.2. Sistemas neumáticos

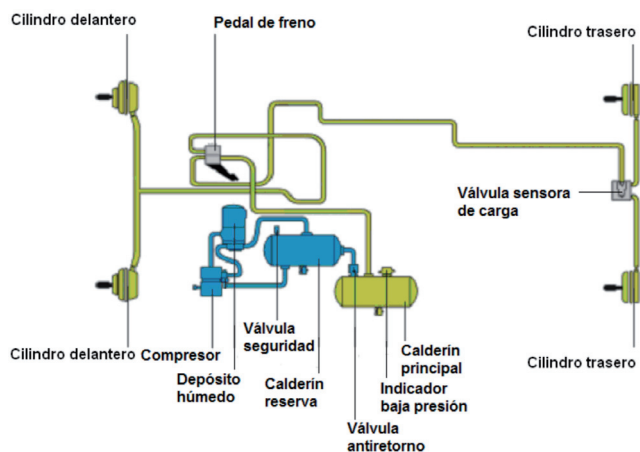


Figura 2: Esquema simplificado de sistema de frenado neumático [4]

Los sistemas neumáticos son los empleados exclusivamente en camiones pesados y de gran tonelaje. Utilizan el aire comprimido como medio de transmisión de fuerza.

Los componentes principales de un circuito básico de aire comprimido son:

- Un compresor de aire, accionado por el motor del vehículo, el cual suministra aire a presión que se acumula en un depósito a una determinada presión comprendida entre 8 y 12 kg/cm², dependiendo del camión y del sistema y que se regula por medio de una válvula de descarga.
- Una válvula de regulación de la presión en el circuito.
- Varios depósitos o calderines, con capacidad suficiente para suministrar aire a presión al circuito de frenos y a otros sistemas servo asistido que puedan instalarse en el vehículo. La presión del depósito viene indicada por un manómetro situado en el panel de instrumentos.
- Una válvula principal de frenado, accionada por el pedal de freno, que deja pasar el aire a presión hasta los cilindros de las ruedas.

- Una válvula de descarga rápida para eliminar automáticamente el aire contenido en los cilindros cuando cesa la acción de frenado.

La conexión de todos estos elementos se realiza a través de tuberías con tramos flexibles con objeto de canalizar el aire a los distintos puntos del circuito.

2.2. FACTORES QUE AFECTAN A LA EFICACIA DE FRENADA

La inspección periódica de los vehículos industriales tiene lugar en las condiciones en las que los usuarios presentan los vehículos. En la mayor parte de las ocasiones estos vehículos se presentan descargados o parcialmente cargados. Esto ocasiona que no se pueda establecer con precisión la fuerza de frenada máxima cuando se mide con el frenómetro, dado que las ruedas tienden a bloquear antes de llegar a la presión máxima de frenado.

Este problema se acentúa cuando se está midiendo la fuerza de frenada en el eje trasero cuando el vehículo viene descargado, dado que la fuerza de frenada depende de la carga estática que se le aplica a cada eje y del coeficiente de adherencia del neumático con el frenómetro.

La fuerza de frenada máxima de un vehículo se obtiene justo en el momento anterior al bloqueo de cada uno de los ejes, cuando el deslizamiento rodillo-neumático se sitúa en torno al 10-20% del deslizamiento máximo medido en la prueba (Figura 3), valor a partir del cual el frenómetro se para automáticamente.

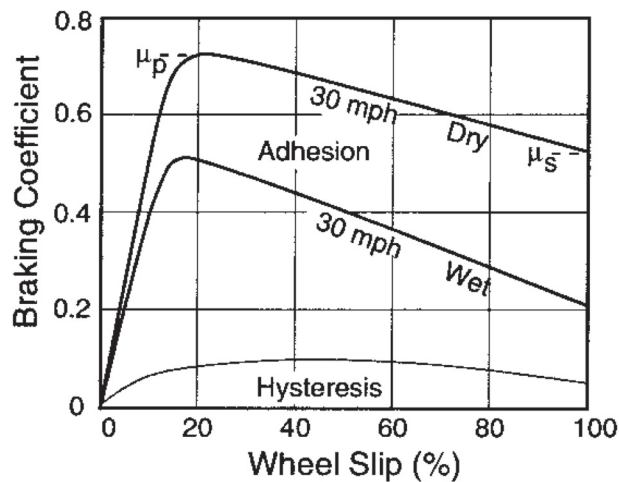


Figura 3: Coeficiente de frenada en función del deslizamiento [5]

Para evitar el bloqueo de las ruedas cuando el vehículo circula por la carretera, dado que el bloqueo de uno de los dos ejes reduce la fuerza de frenada sobre el mismo y puede provocar la pérdida de control del vehículo, se necesita de un diseño adecuado que prevea el bloqueo simultáneo de los ejes delanteros y traseros, aunque en la realidad se prefiere que el eje trasero tarde más en bloquearse que el delantero. Pero esto es difícil de conseguir en todos los vehículos y

sobre todo en los vehículos industriales donde, además de la transferencia de carga que se produce en el momento de la frenada desde el eje trasero al delantero, hay que tener en cuenta la gran variedad de condiciones de carga que se pueden presentar.

Para solucionar este problema en la práctica se emplean dos procedimientos:

- Las llamadas válvulas de proporcionalidad con sensores de carga, que se instalan en los ejes y que perciben las condiciones de carga y ajustan la proporción del freno de forma adecuada en función de la carga del eje.
- Los sistemas ABS.

La válvula limitadora de frenado en función de la carga (ALB, en alemán, o LSV, en inglés), no es obligatoria cuando los vehículos llevan ABS porque la función de evitar el bloqueo la ejerce mejor el ABS que la propia válvula.

Otra cosa es que técnicamente sea aconsejable, puesto que en condiciones de poca carga la válvula, que se encarga de limitar la presión de aire en los circuitos, impide que la rueda descargada bloquee y se evita que el ABS entre en funcionamiento.

Si no hay válvula, incluso en asfalto seco y con buena adherencia, prácticamente en cada frenada en vacío las ruedas bloquean y el ABS se ve obligado a actuar, lo que implica un alto gasto de aire comprimido de los depósitos y un desgaste muy alto de neumáticos, puesto que aunque el ABS actúe, en cada ciclo de actuación va arrastrando el neumático contra el asfalto, ocasionando un desgaste acelerado del mismo.

Otros países, como por ejemplo Inglaterra, aplican estrictamente la norma y no ponen ALB si hay ABS, pero en otros como España se siguió la costumbre de mantener la válvula ALB incluso con ABS, cosa que es muy aconsejable para el comportamiento del vehículo.

En los vehículos que disponen solamente de ABS este sistema no afecta a los métodos de simulación de frenada, dado que por requerimientos normativos este no actúa por debajo de los 15 km/h, velocidad mucho mayor que a la que se realiza la prueba de frenada en ITV.

No ocurre lo mismo con los vehículos que disponen de válvula ALB que sí se ven afectados debido al modo de actuación que tiene esta válvula, cuya misión es regular la presión del aire que llega a los cilindros de freno en función de la carga del vehículo, el modo de funcionamiento de esta válvula es diferente en vehículos con suspensiones de ballesta y vehículos con suspensiones neumáticas.

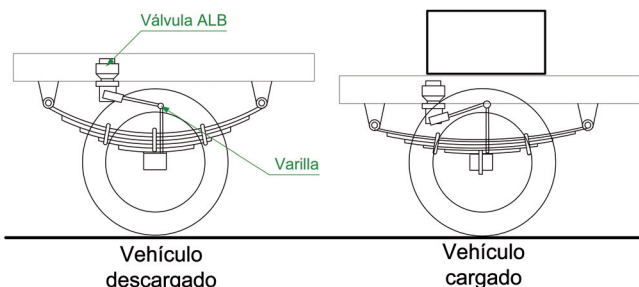


Figura 4: Válvula ALB en vehículos con suspensión mecánica

2.2.1. Suspensión mecánica (ballestas)

En los vehículos de ballesta, la válvula va montada en el bastidor y lleva una varilla que apoya en el eje motor y en el caso de los semirremolques, sobre el segundo eje.

Cuando la ballesta pierde parte de su curvatura por efecto de la carga, la varilla actúa sobre la válvula aumentando la presión de aire que envía a las cámaras de freno.

2.2.2. Suspensión neumática

En los vehículos de suspensión neumática (Figura 5), la altura (A) del bastidor (5) tiende a mantenerse constante, de manera que cuando se carga el vehículo y el diapres (6) se comprime, se acciona la válvula de control de nivel (2) por medio del varillaje (1) sujeto al soporte de la suspensión (3) y el eje (4) que automáticamente aumenta la presión en el interior del diapres (6) hasta alcanzar la altura de marcha. Este aumento de presión se utiliza para accionar la válvula correctora de frenada.

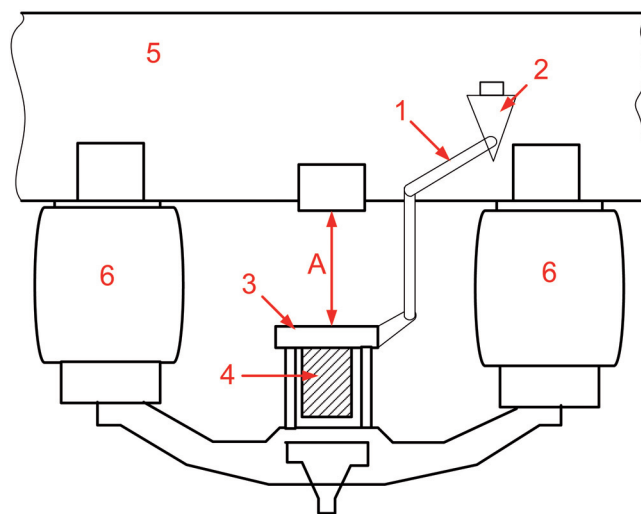


Figura 5: Válvula de Control de Nivel en vehículos con suspensión neumática

2.3. EQUIPOS PARA LA MEDICIÓN DE LA FUERZA DE FRENADA

Los frenómetros de rodillos son los equipos necesarios para realizar la inspección de los vehículos según la norma ISO 21069-1. Consisten en dos pares de rodillos sobre los cuales se colocan las ruedas de un mismo eje durante el ensayo, midiendo la fuerza de frenado producida por los neumáticos mientras giran en los mismos.

Los frenómetros se fabrican en una gran cantidad de tamaños en función de las cargas por eje admisibles. Normalmente un frenómetro para vehículos industriales debe ser capaz de funcionar con unas masas por eje de 13.000 kg. En función de la carga máxima admisible en el frenómetro se calcula la fuerza de frenada máxima que se puede obtener en cada rueda que viene dada por:

$$F = \frac{1}{2} m \cdot g \cdot \mu \quad (2)$$

Donde:

- m = carga máxima por eje en kg.
- $g = 10 \text{ m/s}^2$.
- μ = coeficiente de adherencia neumático-frenómetro.

Además tendrá las siguientes características:

- El diámetro de los rodillos debe ser al menos de 200 mm, excepto en los frenómetros superficiales (sin cimentación) donde el diámetro podrá ser de 150 mm.
- La longitud de cada rodillo deberá ser al menos de 900 mm.
- La distancia entre los rodillos debe de estar entre 530 y 1300 mm.
- Para obtener una mayor fuerza de frenada se admite que el rodillo trasero esté elevado entre 40 y 100 mm
- El coeficiente de adherencia con el rodillo cuando los neumáticos estén en buenas condiciones será de al menos 0,7 en seco y 0,5 en mojado, aunque la adherencia real se vea reducida por la separación entre los rodillos.
- Los rodillos deberán ponerse en marcha automáticamente cuando el vehículo permanezca más de tres segundos sobre ellos.
- Se producirá la parada automática de los rodillos cuando el deslizamiento entre el rodillo y el neumático alcance el $27\% \pm 3\%$.
- El rodillo se parará automáticamente cuando el vehículo abandone el frenómetro y no se pondrá en marcha si los dos rodillos no están cargados simultáneamente.
- La velocidad de los rodillos estará entre un mínimo de 2 km/h y un máximo de 6 km/h.

3. PROPUESTAS PARA MEDIR LA EFICACIA DE FRENADA CON EL VEHÍCULO DESGARGADO

Según la norma ISO 21069-1, para calcular la eficacia de frenada se pueden utilizar dos procedimientos: el primero consiste en realizar una extrapolación en base a la fuerza de frenado indicada en el frenómetro y la presión de aire a la que se obtiene. El segundo consiste en aplicar una carga simulada sobre el vehículo o sobre el eje que se está midiendo consiguiendo así el efecto de vehículo cargado. Los dos procedimientos pueden usarse al mismo tiempo.

DISTRIBUCIÓN PARQUE VEHÍCULOS INDUSTRIALES EN ESPAÑA

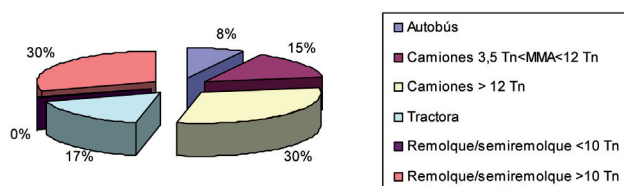


Gráfico 3: Parque de vehículos industriales (Fuente: Junta de Andalucía).

3.1. MÉTODO DE EXTRAPOLACIÓN

Este método es aplicable solamente a los vehículos que disponen de un sistema neumático de frenado y parte de la suposición de que las fuerzas de frenado se incrementan proporcionalmente con la presión de aire. Es decir, no puede aplicarse a los vehículos con sistema de frenado hidroneumático que son prácticamente todos los vehículos comprendidos entre 3500 y 12.000 kg, que corresponde aproximadamente con el 15 % del parque de vehículos industriales que existen en España (Gráfico 3).

Para utilizar este método habrá que disponer de manómetros con una resolución de $\pm 10 \text{ kPa}$ y se utilizarán las tomas de ensayo de presión (Figura 6) disponibles en los vehículos industriales que deberán corresponderse con los indicados en la norma ISO 3584:1984 [7] que especifica las características que deben de cumplir los puntos de medida en el circuito de aire a presión. Estos conectores deberán estar accesibles e identificados y se tendrán en cuenta las siguientes prescripciones:

- Los puntos de toma de presión deberán estar tan próximos a la rueda como sea posible y no deberá existir ninguna válvula estranguladora (p.e. la válvula ALB) entre el punto de toma de presión y la rueda del eje que se está midiendo.
- Solamente se podrá medir la presión de frenada lejos de la rueda, por ejemplo en el acoplamiento de aire de los semirremolques, si la válvula ALB puede puentearse o abrirse completamente. En este caso, deberá tenerse en cuenta cualquier válvula que incremente la presión existente entre el acoplamiento y la rueda.
- Hay que medir la fuerza de frenado y su correspondiente presión de aire en cada uno de los ejes justo antes de que las ruedas se bloqueen. Hay que intentar obtener la mayor presión de aire posible. Como norma general, si no se alcanza al menos un tercio de la presión máxima de diseño, o como mínimo los dos bares de presión, el método de extrapolación no es preciso.

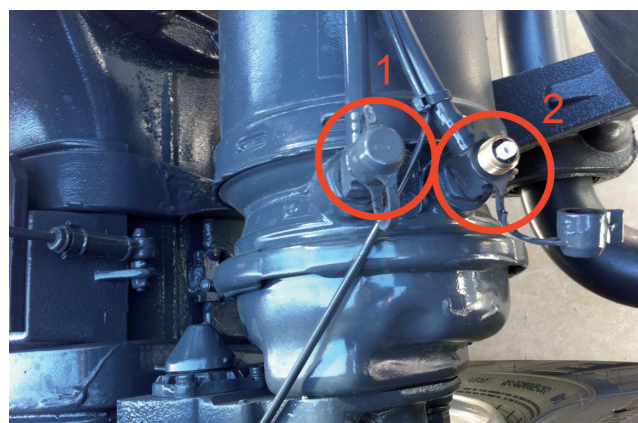


Figura 6: Tomas de presión en pulmón de freno eje trasero en un vehículo industrial nuevo

Para calcular la eficacia de frenado se utilizará el método de extrapolación de uno ó dos puntos según lo indicado en la

ISO 21069 puntos 4.3.2. y 4.3.3. (Figura 7), entendiéndose como punto el par presión de aire en la toma de presión - fuerza de frenada indicada en el frenómetro. Preferiblemente, se deberá utilizar un software que registre simultáneamente la fuerza de frenada y la presión de aire.

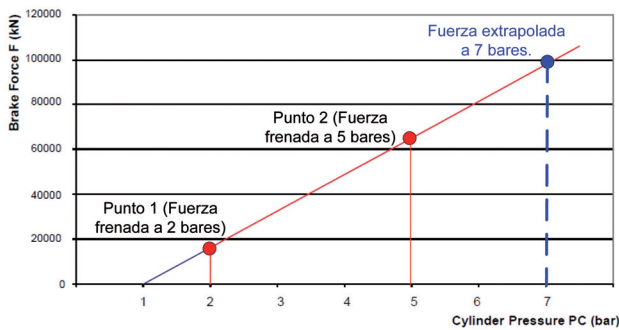


Figura 7: Método extrapolación de dos puntos según ISO 21069-1

Las fuerzas de frenada obtenidas y su correspondiente presión de actuación se podrán comparar con fuerzas de frenada de referencia suministradas por el fabricante del vehículo (Tabla 1). En caso de que estas fuerzas de frenada sean suficientes para obtener la eficacia para el vehículo cargado no será necesario hacer extrapolación.

Y los siguientes inconvenientes:

- Sólo se puede utilizar en vehículos con instalación puramente neumática (mayores de 10.000 kg de MMA)
- En la mayoría de los casos supone algo de costo para el propietario del vehículo al tener que colocar accesibles las tomas de presión.
- Hay que invertir en la adaptación del software de los frenómetros de las estaciones ITV.
- En algunos vehículos hay que simular carga para alcanzar los 2 bares de presión por alguno de los métodos que se describen más adelante.

3.2. MÉTODO DE SIMULACIÓN

Se puede simular carga de tres maneras, elevando los ejes, tirando de ellos o tirando del chasis.

3.2.1. Simulación por elevación del eje

Consiste en elevar el eje que se está ensayando por medio de un sistema hidráulico conectado al frenómetro de prueba (Figura 8).

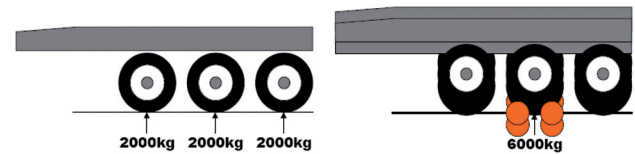


Figura 8: Simulación por elevación

Dimensión de neumático	Presión de cilindro (P) kPa							
	100	150	200	300	400	500	600	700
11 R22,5	5500	9400	13200	21100	29400	38000	46700	55800
12 R22,5	5400	9100	12800	20500	28500	36800	45200	54000
13 R22,5	5200	8800	12400	19700	27500	35500	43600	52100
495/45 R22,5	5700	9700	13600	21800	30300	39200	48200	57500
385/55 R22,5	5800	9900	13900	22300	31000	40100	49200	58800
295/60 R22,5	6300	10600	15000	24000	33300	43100	52900	63200

Fuente: Volvo Trucks

Tabla 1: Fuerza de freno por eje en newton, incluso resistencia a la rodadura. Vehículos Volvo FM y FH con frenos de disco TBRA-D37 (ELSA195A)

De todas formas, para prevenir un bloqueo prematuro de las ruedas sobre el frenómetro, es aconsejable que los vehículos se presenten a inspección parcial o totalmente cargados o utilizar métodos de simulación de carga. El bloqueo prematuro de las ruedas puede ocurrir sobre todo cuando llueve y los rodillos del frenómetro están húmedos, en estos casos habría que aplicar un “factor corrector” para evitar rechazar vehículos que tienen suficiente fuerza de frenada.

Este método tiene las siguientes ventajas:

- Se puede utilizar para todo tipo de vehículos independientemente del número de ejes.
- Abarca a la mayor parte del parque de vehículos industriales pesados.
- Se puede utilizar en vehículos con válvula ALB.

Este método tiene las siguientes ventajas:

- Rápido de utilizar.
 - No hay necesidad de manipular el vehículo.
 - No supone costo alguno para el propietario del vehículo.
- Y los siguientes inconvenientes:
- Solo es útil en vehículos con más de dos ejes. En vehículos de dos ejes el efecto que se consigue es el contrario, dado que se descarga el eje que se está elevando.
 - En los vehículos con un ratio TARA/MMA muy bajo, no se alcanza los 2/3 de la carga, valor a partir del cual se considera que el vehículo está suficientemente cargado para alcanzar la eficacia máxima.
 - Cuando se utiliza conjuntamente con el método de extrapolación para elevar la presión de aire a más de

dos bares, en los vehículos con válvula ALB, en caso de vehículos de suspensión mecánica, sólo funciona cuando se eleva el eje que acciona la varilla de la válvula sensora de carga, en caso de elevar los otros ejes se disminuye dicha presión.

- Lo mismo sucede en los vehículos con suspensión neumática provistos de válvula ALB.
- Hay que invertir en sistemas de elevación para las estaciones ITV.

3.2.2. Simulación tirando del eje

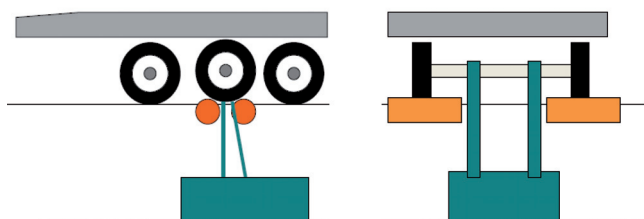


Figura 9: Simulación tirando del eje

Este método tiene las siguientes ventajas:

- No supone costo alguno para el propietario del vehículo.
- Se puede utilizar para todo tipo de vehículos de dos y más ejes.
- Se puede graduar la carga que hay que aplicar al vehículo pudiéndose alcanzar la MMA máxima en cada eje.

Y los siguientes inconvenientes:

- Es lento de utilizar.
- Hay que manipular el vehículo.
- No sirve para vehículos con válvula ALB.
- Hay que invertir en sistemas de tiro para las estaciones ITV.

3.2.3. Simulación tirando del chasis



Figura 10: Simulación tirando del ala del bastidor

Este es el método que más se asemeja a vehículo cargado, debido a que hace actuar a la válvula ALB en todas las ocasiones. Se puede hacer de dos maneras:

Tirando del ala del chasis (Figura 10), para lo que es necesario retirar de la misma todas las conducciones eléctricas y neumáticas que aprovechan este espacio para recorrer toda la longitud del vehículo.

Tirando de los anclajes para transporte marítimo de corta distancia que tienen algunos vehículos (Figura 11).



Figura 11: Simulación tirando de los anclajes para transporte marítimo

Este método tiene las siguientes ventajas:

- Se puede utilizar para todo tipo de vehículos de dos y más ejes.
- Se puede graduar la carga que hay que aplicar al vehículo, pudiéndose alcanzar la MMA máxima en cada eje.
- Se puede utilizar en vehículos con válvula ALB.

Y los siguientes inconvenientes:

- En el sistema de tiro del ala hay que manipular el vehículo para colocar las grapas de tiro.
- Supone algo de costo para el propietario del vehículo al tener que colocar los anclajes para el tiro.
- Es lento de utilizar.
- Hay que invertir en sistemas de tiro para las estaciones ITV.
- Posibilidad de dañar el bastidor del vehículo si se tira de sitios inadecuados.

4. DISCUSIÓN

La Directiva 2009/40/CE [2], de 6 de mayo, relativa a la inspección técnica de vehículos a motor y sus remolques, expresa en su considerando número (4), que la inspección técnica: "debe ser relativamente simple, rápida y barata".

En base a estas premisas se proponen los siguientes métodos para efectuar la prueba de eficacia de frenada en las estaciones ITV.

4.1. EL MÉTODO DE EXTRAPOLACIÓN

Es un método válido para vehículos de más de 10.000 kg de MMA, que corresponde a la mayor parte del parque de vehículos industriales del estado Español. Faltaría por solucionar el problema de las tomas de presión para que el procedimiento cumpla con las prescripciones del manual y de la directiva.

La normativa obliga a que los vehículos tengan un mínimo de dos tomas de prueba en cada uno de los componentes del sistema neumático y lo más próximas posibles a este. Esto ocasiona que los vehículos con sistemas neumáticos de frenado dispongan de múltiples tomas de prueba repartidas a lo largo de todo el chasis del vehículo, además cada fabricante las coloca en un sitio distinto, lo que dificulta su

localización e identificación a no ser que se disponga de la información del fabricante referida al vehículo concreto que se está inspeccionando. En la Figura 12 podemos comprobar un pulmón de frenado que no dispone de tomas de presión, al contrario que el mostrado en la Figura 6 que dispone de dos.



Figura 12: Pulmón de freno sin toma de presión

Si a esto le unimos que muchas tomas se encuentran en un estado de conservación deficiente (Figura 13), lo que ocasiona dificultades en su manipulación y posibilidad de averías que pueden dar lugar a fugas de aire comprimido y que una vez carrozado el vehículo muchas de estas tomas se vuelven difícilmente accesibles por interferencias con la carrocería (Figura 14), nos encontramos con problemas para la conexión de los manómetros para hacer extrapolación. Es por ello que algunos fabricantes ya ofrecen sus vehículos con las tomas de presión de prueba accesibles e identificadas (Figura 15 y 16).



Figura 13: Toma de presión deteriorada



Figura 14: Tomas de presión difícilmente accesibles

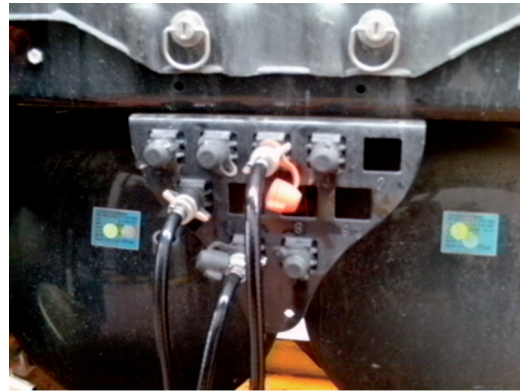


Figura 15: Camión (tomas de presión centralizadas e identificadas)



Figura 16: Autobús (tomas de presión centralizadas e identificadas)

En el caso de que el vehículo no disponga de tomas de presión de prueba accesibles e identificadas, deberá de procederse a la adaptación de las mismas; para ello bastará con instalar unos manguitos alargadores que vayan desde las tomas situadas en los cilindros de cada eje hasta uno de los laterales del vehículo (Figuras 15 y 16). Como quiera que no se produce ninguna modificación de la instalación neumática de frenos no se considera reforma, por lo que no hay que proceder a su regularización.

4.2. EL MÉTODO DE SIMULACIÓN

Partiremos de la simulación tirando del bastidor del vehículo, debido a que, como se ha indicado anteriormente, es el que abarca todo el parque de vehículos industriales, tanto con sistemas neumáticos como oleoneumáticos, con válvula ALB y sin ella.

En primer lugar haremos una breve descripción de los sistemas de sujeción de las carrocerías al bastidor aceptados por todos los fabricantes de vehículos, para posteriormente proponer, en base a estos sistemas, un método de sujeción de plantillas perforadas para poder facilitar el tiro del mismo.

A la hora de carrozar un vehículo industrial, el carrocerero coloca un bastidor auxiliar, cuya misión principal es distribuir la carga uniformemente sobre el bastidor del vehículo. Este falso bastidor se ancla por medio de pletinas o escuadras distribuidas a lo largo del mismo. Existen dos tipos de fijaciones, elásticas (Figura 17) y rígidas

(Figura 18), siendo las rígidas las que se colocan preferentemente en la parte trasera del vehículo (Figura 19).

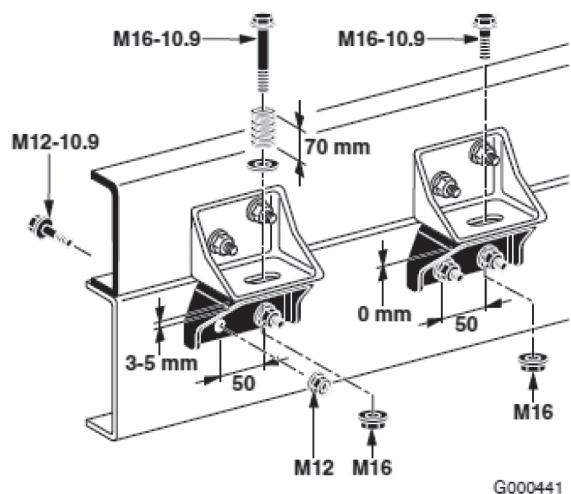


Figura 17: Fijaciones elásticas [8]

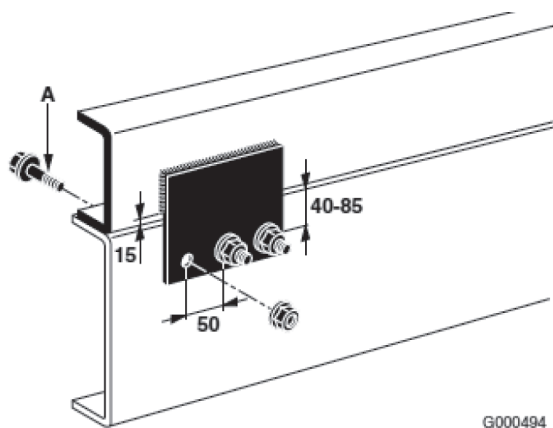


Figura 18: Fijaciones rígidas [8]

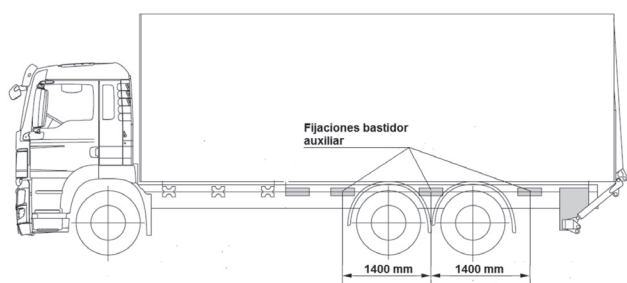


Figura 19: Fijación de la carrocería al chasis [8]

Se propone en este artículo que para poder utilizar este sistema, se coloquen o sustituyan algunas de estas fijaciones por otras especialmente adaptadas para permitir la simulación de carga del vehículo (Figura 20).

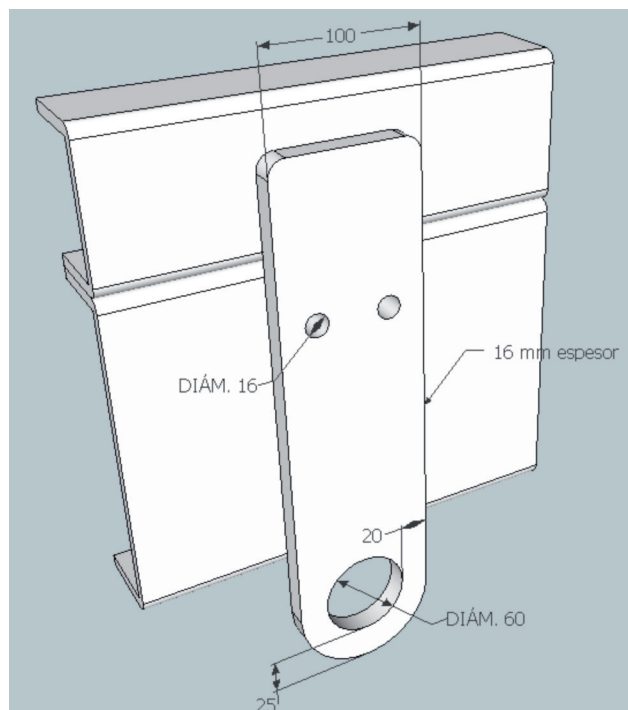


Figura 20: Propuesta de placa de tiro

Estas placas irían soldadas o atornilladas preferentemente al falso bastidor y deben de ser capaces de resistir una fuerza de tracción de 4000 kg como máximo por cada placa. Dicha fuerza de tracción será la que se emplee para el cálculo del equipo de tiro necesario, limitando la fuerza de tiro del mismo a estos 4000 kg para evitar posibles daños en el bastidor del vehículo.

En función de la forma de colocación sobre el bastidor principal se pueden dar los siguientes casos:

Sistema de sujeción	Reforma
Se debe de taladrar el bastidor original del vehículo para colocar las placas de tiro atornilladas o hay que soldarlas al mismo	Si
Se tiene que modificar algún sistema del vehículo para poder colocar las placas (soportes de ballesta, sistema de freno o suspensión, ..)	Si
Se utilizan los agujeros existentes para su colocación	No
Se puede soldar directamente al falso bastidor sin necesidad de atornillar	No

En caso de ser tipificado como reforma se deberá proceder a su regularización en la Estación ITV previo informe del laboratorio o del fabricante del chasis cabina.

En función de la fuerza que sea necesaria para llegar a la MMA, será necesario colocar más o menos placas de anclaje. Estas se deberán colocar lo más cerca posible de los ejes traseros, dado que normalmente el eje delantero ya está suficientemente cargado. Preferentemente se colocarán

centrados sobre el eje a una distancia de entre 1350 y 1400 mm entre ellos, que correspondería a la distancia entre ejes más común de los ejes de los semirremolques (Figura 21).

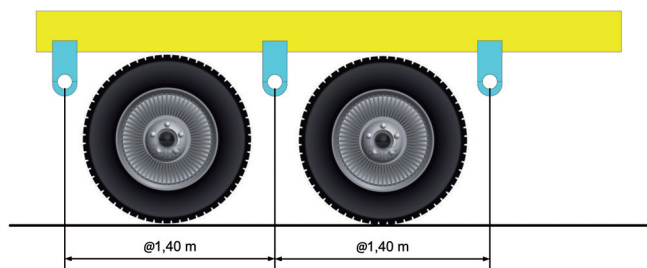


Figura 21: Colocación de las placa de tiro

5. CONCLUSIÓN

En base a lo anteriormente expuesto, para poder inspeccionar todos los vehículos industriales sin carga se propone el siguiente procedimiento, el cual combina dos procedimientos ya existentes el método de extrapolación indicado por la norma ISO 21069-1 junto con el método de simulación de carga por tiro en el chasis.

El método de extrapolación, es válido para los vehículos con sistema de frenado exclusivamente neumático, con este método se cubriría todo el parque de vehículos industriales de más de 10.000 kg de MMA. Se puede utilizar el método de extrapolación de un punto, con el primer punto fijo en unos valores previamente legislados o el de dos puntos, para utilizar el método de los dos puntos se hace imprescindible el método de simulación de carga a efectos de conseguir que los dos puntos estén lo más separados posibles, tomando por tanto un punto con el camión descargado sin simulación de carga y el otro punto con simulación, siendo este último método el más aconsejable.

Es en los vehículos comprendidos entre los 3500 kg y los 10.000 kg de MMA donde el método de simulación con placas de tiro es el único válido, al disponer la mayoría de estos vehículos de un sistema de frenado oleoneumático, siendo la única alternativa viable actualmente para permitir a estos vehículos acudir descargados a la inspección técnica de vehículos.

Este último método también se podría utilizar para vehículos de más de 10.000 kg de MMA, aumentando el número de puntos de anclaje y sus correspondientes puntos de tiro.

Por último, hará falta un estudio pormenorizado e individualizado de cada uno de los bastidores de camión a los que se les instalan los puntos de anclaje, a efectos de conseguir una distribución de esfuerzos lo más uniforme posible que asegure que estos no van a ser dañados durante la realización de la prueba, además de proceder al diseño y ejecución del equipo necesario para efectuar el tiro del mismo.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Unión Europea. Directiva 2010/48/EC de 5 de Julio de 2010, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 2009/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques. *Diario oficial de la Unión Europea*, 8 de Julio de 2010, L 173/47.
- [2] Unión Europea. Directiva 2009/40/EC de 6 de Mayo de 2009 relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques. *Diario oficial de la Unión Europea*, 6 de Junio de 2009, L 141/12.
- [3] International Organization for Standardization (ISO). *Road vehicles -- Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3,5 t using a roller brake tester -- Part 1: Pneumatic braking systems*. ISO 21069-1. First edition. Switzerland: ISO 2004.
- [4] Department of Public Safety of New Brunswick. *Air Brake Manual*. Canada. New Brunswick: 2010. 79 p. ISBN: 1-55396-034-3.
- [5] Meyer WE, Kummer HW. *Mechanics of Force Transmission between Tire and Road*. Society of Automotive Engineers. 1962. Paper No 620407 (490A). p18.
- [6] Comunidad Económica Europea. Directiva 71/320/CEE del Consejo, de 26 de julio de 1971, 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. *Diario oficial de la Unión Europea*. 6 de Septiembre de 1971 L 202.
- [7] International Organization for Standardization (ISO). *Road vehicles -- Pressure test connection for compressed-air pneumatic braking equipment*. ISO 3584. First edition. Switzerland: ISO 1984
- [8] DAF Trucks. N.V. *Instrucciones para el carrozado DAF LF, CF y XF105*. Holanda: Marzo 2008. 373 p.



Capítulo 4.

Inspección de la eficacia de frenado para vehículos de MMA superior a 3500 kg mediante el método de extrapolación



RESUMEN:

En enero de 2012 entró en vigor la Directiva 2009/40/CE, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y sus remolques, cuyo Anexo II fue modificado por la Directiva 2010/48/UE. Dicha directiva establece que, para la medición de la eficacia de frenado de servicio de los vehículos de más de 3500 kg, se debe aplicar la norma ISO 21069-1 o un método equivalente. La consecuencia fundamental es el establecimiento de valores de eficacia de frenada para vehículos industriales cargados, lo que supone, en la práctica, variar los procedimientos de medición en todos los centros de inspección técnica de vehículos, con fuertes inversiones en maquinaria y obra civil, además de plantear un problema para los usuarios de cierto tipo de vehículos que no pueden presentarse a inspección cargados, como es el caso de los autobuses y los vehículos que transportan mercancías peligrosas.

En el presente artículo, se analizan los procedimientos descritos en la citada norma con el propósito de encontrar el más adecuado para su implantación en las estaciones de ITV, útil para todos los tipos de vehículos, minimizando las inversiones a realizar, y cumpliendo con el requisito indicado en la Directiva que sostiene que la inspección técnica “debe ser relativamente simple, rápida y barata”.

INSPECCIÓN DE LA EFICACIA DE FRENADO PARA VEHÍCULOS DE MMA SUPERIOR A 3500 kg MEDIANTE EL MÉTODO DE EXTRAPOLACIÓN

Antonio González Carpena – Ingeniero de Materiales

Universidad de Murcia, Profesor Asociado, Facultad de Informática, Departamento de Ingeniería de la Información y las comunicaciones, Área de Ingeniería Mecánica, Campus de Espinardo, 868887191, agoncar@um.es

Félix Cesáreo Gómez de León Hijes – Doctor Ingeniero Industrial

Universidad de Murcia, Profesor Titular, Facultad de Informática, Departamento de Ingeniería de la Información y las comunicaciones, Área de Ingeniería Mecánica, Campus de Espinardo, 868887329.

Mariano Alarcón García – Doctor Ingeniero Industrial

Universidad de Murcia, Profesor Titular, Facultad de Química, Departamento Mixto, Área de Máquinas y Motores térmicos, Campus de Espinardo, 868887327.

Francisco Miguel Moral Moreno – Ingeniero Técnico Industrial con especialidad en Química

Recibido: -- Aceptado: - DOI: 10.(A cumplimentar por el Editor)

BRAKING EFFECTIVENESS INSPECTION FOR VEHICLES WITH A MAM OVER 3500 kg USING THE EXTRAPOLATION METHOD

ABSTRACT:

In January 2012, Directive 2009/40/EC, of the European Parliament and of the Council, came into force, on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers, which Annex II was amended by Directive 2010/48/EU. This directive provides that, for measuring the braking effectiveness of vehicles of more than 3500 kg, it must be applied ISO 21069-1 or equivalent method. The fundamental result is the establishment of braking effectiveness values for laden vehicles, which means, in practice, the change of the measurement procedures at Inspection Stations, with heavy investment in machinery and civil works, as well as pose a problem for users of certain types of vehicles that cannot go laden to inspections, such as buses and vehicles carrying dangerous goods.

In this article, the procedures described in the above Directive will be analyzed in order to find the most suitable one for implementation in Inspection Stations, useful for all types of vehicles, minimizing these investments to be done and complying with the requirement indicated in the Directive: "technical inspection should be relatively simple, quick and cheap".

Keywords: road safety, ISO 21069, brakes, technical inspection, vehicle inspection, braking effectiveness

RESUMEN:

En enero de 2012 entró en vigor la Directiva 2009/40/CE, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y sus remolques, cuyo Anexo II fue modificado por la Directiva 2010/48/UE. Dicha directiva establece que, para la medición de la eficacia de frenado de servicio de los vehículos de más de 3500 kg, se debe aplicar la norma ISO 21069-1 o un método equivalente. La consecuencia fundamental es el establecimiento de valores de eficacia de frenada para vehículos industriales cargados, lo que supone, en la práctica, variar los procedimientos de medición en todos los centros de inspección técnica de vehículos, con fuertes inversiones en maquinaria y obra civil, además de plantear un problema para los usuarios de cierto tipo de vehículos que no pueden presentarse a inspección cargados, como es el caso de los autobuses y los vehículos que transportan mercancías peligrosas.

En el presente artículo, se analizan los procedimientos descritos en la citada norma con el propósito de encontrar el más adecuado para su implantación en las estaciones de ITV, útil para todos los tipos de vehículos, minimizando las inversiones a realizar, y cumpliendo con el requisito indicado en la Directiva que sostiene que la inspección técnica "debe ser relativamente simple, rápida y barata".

Palabras clave: seguridad vial, ISO 21069, frenos, inspección técnica, inspección de vehículos, eficacia de frenado

1.- INTRODUCCIÓN

La inspección técnica de vehículos es un procedimiento que se aplica en muchos países por todo el mundo en base a una legislación de carácter nacional normalmente, aunque existen también normas, como los Reglamentos de Ginebra o las ISO, que armonizan estos procedimientos a nivel mundial.

Concretamente en la Unión Europea, en julio de 2010, se publicó la Directiva 2010/48/UE [1] de la Comisión Europea, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 2009/40/CE [2] del Parlamento y del Consejo Europeo, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques, modificando su Anexo II.

En el punto 1.2.2. de dicha Directiva, se indica que la evaluación de la eficacia de frenada debe realizarse mediante una prueba en aparato estático de comprobación de frenos o en carretera empleando un decelerómetro registrador. Además, establece que la inspección de los vehículos de masa máxima autorizada (MMA) superior a 3500 kg deben regirse por la ISO 21-069-1 [3] o un método equivalente.

Este cambio normativo ha significado una revolución en la Inspección Técnica de Vehículos en Europa, dado antes la prueba se podía realizar en vehículos descargados. Por ello, se ha estado investigando incansablemente acerca de cómo optimizar esta nueva situación. En anteriores trabajos, se ha estudiado el cambio normativo [4] y la inspección de la válvula ALB [5].

Un procedimiento similar está contemplado por la National Highway Traffic Safety Administration de EEUU, aunque no obliga a aplicar la norma ISO 21069-1 ni, por tanto, a que los vehículos acudan cargados a la inspección.

Esto ocasiona múltiples problemas, tanto para las estaciones donde se realiza la inspección técnica, que deben realizar fuertes inversiones para adaptar nueva maquinaria, como para los usuarios de los vehículos industriales, que muchas veces no disponen de la carga necesaria para la realización de esta inspección, debiendo de proceder incluso a varias operaciones de carga y descarga cuando el vehículo es rechazado en la inspección, que, en ocasiones debe ser reparado para posteriormente volver a comprobar la subsanación de los defectos hallados.

El Reglamento de homologación CEPE/ONU número 13 [6] plantea como solución alternativa realizar la prueba mediante comprobación de presiones en el circuito de freno.

En este trabajo, se analizan las diferentes opciones planteadas en la normativa actual para el cálculo de la eficacia de frenada en los vehículos de MMA mayor de 3500 kg con el fin de establecer un procedimiento fiable para la inspección técnica de la eficacia de frenada sin que suponga un coste excesivo en infraestructuras o instalaciones.

2.- PROCEDIMIENTOS DE INSPECCIÓN EXISTENTES

2.1.- DIRECTIVA 2010/48/UE [1]

Se entiende por eficacia de frenado (E) la relación de las fuerzas de frenado con respecto a la masa máxima autorizada (MMA) o, si se trata de semirremolques, a la suma de las cargas por eje autorizadas. Se trata de un valor indicativo del estado y actuación global del sistema de frenos del vehículo.

La eficacia de frenado se calcula con la siguiente fórmula:

$E = \frac{F}{MMA \times g} \times 100$	(1)
---	-----

Donde:

- E: eficacia de frenado (%).

- F : suma de todas fuerzas de frenado, en este caso, suma de las lecturas del frenómetro para todas las ruedas (N).
- MMA : Masa Máxima Autorizada del vehículo (kg). Si se trata de semirremolques, suma de las masas máximas autorizadas por eje.
- g : aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$).

Como norma general, los vehículos con $MMA > 3.500 \text{ kg}$ se inspeccionarán en un estado de carga tal que permita alcanzar los valores de eficacia mínimos definidos en el método y no suponga peligros o molestias para el personal o usuarios de la estación. Pero si se dispone de métodos de simulación de carga, se podrán aplicar en función de las características técnicas del vehículo.

Además, las estaciones que dispongan de los medios adecuados podrán someter a los vehículos de más de 3.500 kg de MMA con sistema de frenado puramente neumático a la prueba de frenado según el método de extrapolación de dos puntos descrito en la norma ISO 21069-1 o método equivalente. Esta opción sólo se aplicará a vehículos con conexiones de prueba para la medida de presiones de frenado normalizadas, accesibles y operativas.

2.2.- ISO 21069-1:2004 [3]

La parte 1 de la norma ISO 21069 especifica cómo determinar la eficacia de frenado en un frenómetro de rodillos de los vehículos de carretera que tengan una masa máxima autorizada total de más de 3500 kg y estén equipados con sistemas de frenos neumáticos. Es decir, no puede aplicarse a los vehículos con sistema de frenado hidroneumático, que son prácticamente todos los vehículos comprendidos entre 3500 y 12000 kg , que corresponde aproximadamente con el 15% del parque de vehículos industriales que existen en España (Figura 1). Aunque también se aplica a los sistemas electrónicos de frenado (EBS).

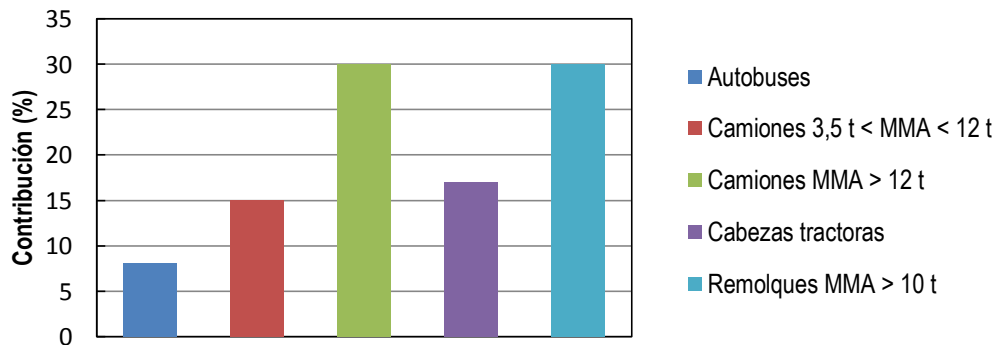


Figura 1. Parque español de vehículos industriales (Fuente: CARM).

El propósito de esta norma es establecer un protocolo de actuación que asegure unos resultados de medición estandarizados, dando lugar a una evaluación fiable de la eficacia de frenado de servicio.

En primer lugar, establece el ensayo con vehículo cargado, que se realiza mediante el método de inspección mecanizada con la ayuda de un frenómetro o dispositivo adecuado, donde se verificará la relación de las fuerzas de frenado respecto a la masa máxima autorizada o, si se trata de semirremolques, a la suma de las cargas por eje autorizadas.

La eficacia de frenado se determina directamente midiendo la fuerza de frenada del vehículo, no requiriendo ninguna extrapolación en estas condiciones. Se calcula como:

$z_{Mlad} = \frac{\sum F_i}{F_{Mmax}} ; \text{ para vehículos a motor}$	(2)
$z_{Rlad} = \frac{\sum F_i}{F_{Rmax}} ; \text{ para remolques y semirremolques}$	(3)

Donde:

- z_{Mlad} : eficacia de frenada de vehículo cargado (en tanto por uno).
- z_{Rlad} : eficacia de frenada de remolque o semirremolque cargado (en tanto por uno).
- F_i : fuerza de frenado en la circunferencia del neumático sobre el eje i (N).
- $F_{M\max}$: reacción estática máxima del vehículo (N).
- $F_{R\max}$: reacción estática máxima de todos los ejes del semirremolque (N).

Por otro lado, la norma establece el método de extrapolación de un punto, que se realiza mediante el método de inspección mecanizada con la ayuda de un frenómetro o dispositivos adecuados y midiendo la presión de aire en los cilindros de freno para verificar en el mismo la relación de las fuerzas de frenado respecto a la masa real con la que el vehículo se presenta a inspección, extrapolando posteriormente a un valor fijo de presión de aire correspondiente a vehículo cargado (Figura 2).

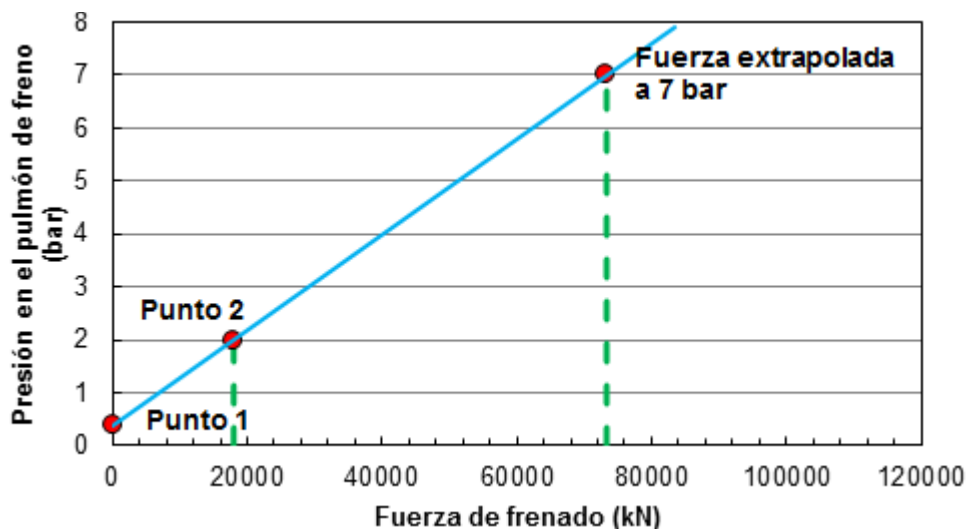


Figura 2. Método extrapolación de un punto según ISO 21069-1.

Se deben de tener en cuenta las siguientes prescripciones:

- Se debe de alcanzar al menos un 30 % de la presión de diseño del pulmón de freno, ya sea cargando ligeramente el vehículo o con simulación de carga.
- La presión de partida que marca el primer punto de la recta de extrapolación se considera fijo a 40 kPa (0,4 bar) y 0 N.
- La extrapolación se realizará a la presión mínima de diseño P_{Aladi} .

La eficacia de frenado se determina por la expresión:

$z_{Mlad} = \frac{\sum F_{Bi}}{F_{M\max}} ; \text{ para vehículos a motor}$	(4)
$z_{Rlad} = \frac{\sum F_{Bi}}{F_{R\max}} ; \text{ para remolques y semirremolques}$	(5)

Siendo:

$F_{Bi} = F_i R_{pi}$	(6)
$R_{pi} = \frac{P_{Aladi} - 40}{P_{Ai} - 40}$	(7)

Donde:

- F_{Bi} : fuerza de freno extrapolada a la presión P_{Aladi} (N).
- P_{Aladi} : mínima presión de actuación de los pulmones de freno en el eje i cuando el vehículo va cargado (kPa).
- P_{Ai} : presión de actuación en el eje i (kPa).

Finalmente, propone el método de extrapolación de dos puntos, realizándose como el anterior, pero tomando otro valor de frenada en lugar de considerar el primer punto fijo (Figura 3).

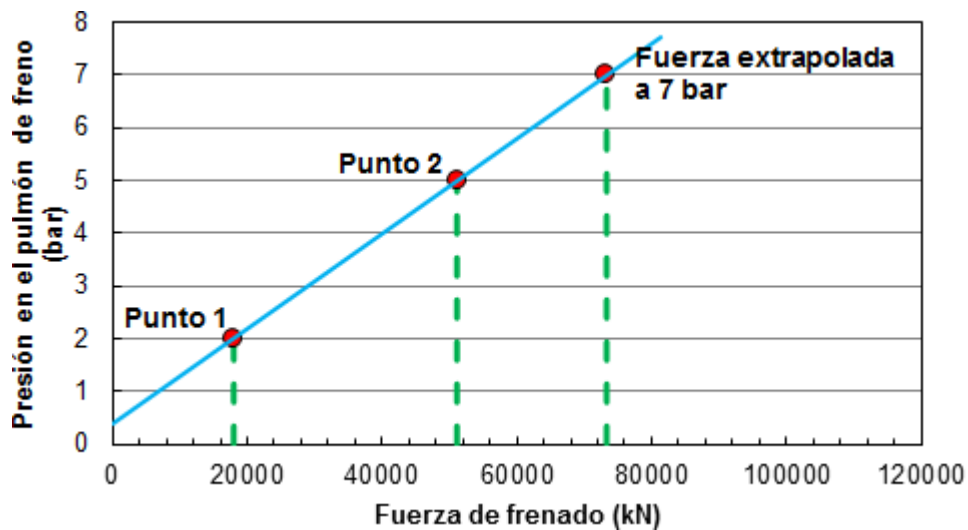


Figura 3. Método extrapolación de dos puntos según ISO 21069-1.

Teniendo en cuenta las prescripciones del método de extrapolación de un punto, la eficacia de frenado se determina con la siguiente expresión:

$z_{Mlad} = \frac{\sum F_{Bi}}{F_{M \max}}$; para vehículos a motor	(8)
$z_{Rlad} = \frac{\sum F_{Bi}}{F_{R \max}}$; para remolques y semirremolques	(8)

Siendo:

$F_{Bi} = F_{Hi} + R_{Fi}(P_{Aladi} - P_{AHi})$	(10)
$R_{Fi} = \frac{F_{Hi} - F_{Li}}{P_{AHi} - P_{ALi}}$	(11)

Donde:

- F_{Hi} : fuerza de frenado en la circunferencia del neumático sobre el eje i a la presión de actuación P_{AHi} (N).
- P_{AHi} : presión de actuación más alta en el eje i (kPa).
- F_{Li} : fuerza de frenado en la circunferencia del neumático sobre el eje i a la presión de actuación P_{ALi} (N).
- P_{ALi} : presión de actuación más baja en el eje i (kPa).

3.- PROPUESTA DE PROCEDIMIENTO DE INSPECCIÓN (PLANTEAMIENTO INICIAL)

El grupo de trabajo de frenos del Ministerio de Industria, propone que los vehículos con frenado hidroneumático o puramente hidráulico sean inspeccionados en carga, y recomienda que la masa del vehículo en el momento de la inspección esté en el entorno de los 2/3 de su MMA.

Para los vehículos con sistema de frenado neumático propone aplicar la norma ISO 21069-1, indicando que para el cálculo de la eficacia de frenado se utilizará la masa máxima autorizada del vehículo que figura en su documentación técnica y propone dos métodos de cálculo:

3.1.- MÉTODO DE CÁLCULO DE LA EFICACIA SIN EXTRAPOLACIÓN

Se someterá al vehículo a la prueba de frenado con carga próxima a su MMA. De esta manera se tiene la total certeza de que se está evaluando toda la capacidad del sistema de frenado.

No se aplicará el método a los siguientes casos:

- Vehículos en los que la carga puede resultar molesta o peligrosa para los trabajadores y usuarios de un centro de inspección (transporte de materias peligrosas, transporte de animales, recogida de basuras, etc.)
- Vehículos de transporte colectivo de personas, por razones obvias.

En el resto, los vehículos deben presentarse a inspección con una carga fuera de las operaciones de transporte.

3.2.- MÉTODO DE CÁLCULO DE LA EFICACIA CON EXTRAPOLACIÓN

Para la aplicación de este método, salvo que se disponga de especificaciones del fabricante del vehículo o que la administración competente acepte otros parámetros, se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Se utilizará el método de extrapolación de un punto definido en la norma ISO 21069 con el primer punto de referencia fijo en 40 kPa (0,4 bar) y 0 N.
- Para permitir extrapolar, la medida realizada en cada uno de los ejes debe corresponder a un valor de presión mayor de 200 kPa (2 bar).
- Se extrapolará a una presión de cálculo de 800 kPa (8 bar).
- Si durante la prueba en algún eje no se alcanza el valor mínimo para permitir la extrapolación (2 bar), se podrá considerar el valor de fuerza de frenado real obtenido en el ensayo de dicho eje para el cálculo de la eficacia del vehículo.

3.3.- SIMULACIÓN DE CARGA

En el caso de que no se alcancen los 2 bares de presión en alguno de los ejes para el método de extrapolación o los 2/3 de la MMA para el método sin extrapolación, se puede suplementar con técnicas de simulación de carga tales como:

- Lastrado de los vehículos
- Aplicación de cargas en el chasis

- Elevación de alguno de los ejes
- Otros.

4.- MATERIALES EMPLEADOS EN EL ENSAYO

4.1.- VEHÍCULO

Para comprobar la fiabilidad del método de inspección se seleccionó el vehículo (Figura 4) cuyas características técnicas se indican resumidas en la Tabla 1.

DAF CF 75.360				
MTMA/MMA (kg)	EJE 1	7.500 / 7.500	Voladizo posterior (mm)	2.430
	EJE 2	9.500 / 9.500	Longitud total (mm)	10.010
	EJE 3	9.500 / 9.500	Distancia ejes 1-2 (mm)	4.800
Neumáticos		10/315/80 R22.5	Distancia ejes 2-3 (mm)	1.400
MMA (kg)		26.000	Sistema de frenado	Neumático

Tabla 1. Características técnicas vehículo con el que se realizaron los ensayos.

Además, se tuvo que adaptar las tomas de presión de prueba de los cilindros de freno.

4.2.- INSTRUMENTACIÓN

Para simular los diferentes estados de carga se utilizó un juego de pesas patrón de las usadas para la calibración de básculas, todas ellas con certificados de calibración con patrones trazables internacionales.

Para medir la presión en los pulmones de freno se utilizaron tres manómetros analógicos WABCO (uno por eje).

Para la medición de la fuerza de frenada se utilizó un frenómetro digital de la marca MAHA, dotado de un sistema de simulación de carga por elevación.

La simulación de carga por elevación consiste en elevar el eje del vehículo de tal modo que toda la carga descansa solamente sobre uno de ellos, activando por consiguiente la válvula sensora de carga que conecta el segundo eje del camión con el bastidor del mismo.

Para la medición del peso del vehículo se utilizó una báscula pesa-ejes de la marca METTLER TOLEDO.

5.- DATOS OBTENIDOS EN LOS DIFERENTES ENSAYOS

Con el propósito de llevar un exhaustivo estudio del procedimiento propuesto, se realizaron diez ensayos a diferentes estados de carga (Tabla 2).

ENSAYO	ESTADO DE CARGA
1a	Vehículo Cargado a su MMA
1b	Vehículo Cargado a su MMA
2a	Vehículo Cargado a 2/3 MMA
2b	Vehículo Cargado a 2/3 MMA
3a	Vehículo Cargado a eficacia mínima.
3b	Vehículo Cargado a eficacia mínima.
4a	Vehículo Descargado
4b	Vehículo Descargado
5	Vehículo Descargado con Simulación en todos los ejes

6 Vehículo Descargado con Simulación en ejes traseros

Tabla 2. Ensayos realizados.

En todos los ensayos se tomaron datos de frenada y presión máximas de actuación del circuito de frenos, además de pesar el vehículo por ejes, obteniendo los datos recogidos en la Tabla 3 (se presentan sin duplicidad).

EJE	PESO (kg)	PRESIÓN CORREGIDA (bar)	FUERZA FRENADA (kN)		PESO (kg)	PRESIÓN CORREGIDA (bar)	FUERZA FRENADA (kN)	
			RUEDA IZQUIERDA	RUEDA DERECHA			RUEDA IZQUIERDA	RUEDA DERECHA
ENSAYO 1a					ENSAYO 4a			
1	6420	7,6	18,38	20,03	6305	5,0	22,9	20,55
2	9785	9,0	21,42	25,45	3130	2,6	9,38	7,99
3	9930	6,2	20,38	21,75	3040	1,2	6,7	6,75
ENSAYO 2a					ENSAYO 5			
1	6255	6,4	21,18	23,43	6305	4,2	23,84	22,49
2	5980	3,8	15,9	14,58	6170	4,4	20,34	18,56
3	5910	5,0	12,16	13,05	6170	2,2	10,97	11,41
ENSAYO 3a					ENSAYO 6			
1	6382	4,5	26,56	24,75	6305	4,0	21,93	23,15
2	6747	4,0	17,27	15,3	6170	4,4	20,44	18,74
3	6716	6,0	12,98	13,48	6170	2,4	10,79	11,41

Tabla 3. Datos experimentales.

6.- TRATAMIENTO DE DATOS EXPERIMENTALES

6.1.- EJE DELANTERO

Si se representan los valores de la presión frente a la fuerza de frenado, se obtiene una nube de puntos (Figura 10) debido a que la fuerza de frenado se comporta como prácticamente independiente de la presión de frenada, al no poseer el vehículo válvula reguladora de carga. Dicha válvula es la encargada de aumentar la presión del circuito de frenada en función de la carga del vehículo, impidiendo el bloqueo de las ruedas traseras antes que las delanteras, por lo tanto en este caso la presión de actuación en el eje delantero siempre es la misma (máxima), viéndose poco influenciada por el estado de carga.

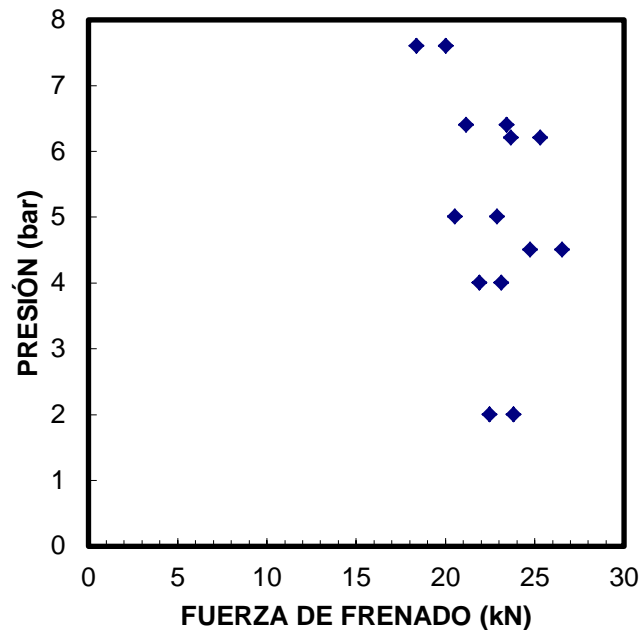


Figura 10. Análisis de los datos obtenidos en el eje delantero.

A continuación, se comprobará que la distribución de datos es Normal, aplicando el teorema de Chebyshev. Para ello se calcula la desviación típica (s) y la media (\bar{x}) de los valores de presión de frenada en el eje delantero, obteniendo:

$$\bar{x} = 5.4 \text{ bar}$$

$$s = 1.24 \text{ bar}$$

De los 20 valores, 16 se encuentran dentro del intervalo $\bar{x} - s$ y $\bar{x} + s$, es decir, más del 68 %, por lo que podemos considerar la distribución de valores de presión de frenada como Normal.

Para los valores de fuerza de frenada se repite el proceso:

$$\bar{x} = 22.72 \text{ kN}$$

$$s = 2.26 \text{ kN}$$

De los 20 valores, 14 se encuentra dentro del intervalo $\bar{x} - s$ y $\bar{x} + s$, es decir más del 68 % por lo que se puede considerar la distribución de valores de fuerza de frenada como Normal.

Para realizar un estudio sobre la validez del método, se calcularán los valores de eficacia corrigiendo los valores de presión y fuerza de frenada a sus estadísticos centrales para el eje delantero (ver más adelante Tabla 4).

6.2.- EJES TRASEROS

Se representan todos los valores de fuerza y presión de frenada en el eje trasero obtenidos en los ensayos realizados a diferentes estados de carga (Figura 11).

Al contrario de lo que sucede en el eje delantero, se puede comprobar que los puntos se concentran alrededor de una recta de regresión. El alto coeficiente de correlación calculado ($r = 0,80$) indica que la dependencia entre las dos variables es fuerte. Los datos obtenidos (Figura 13) se corresponden con el funcionamiento de la válvula sensora de carga.

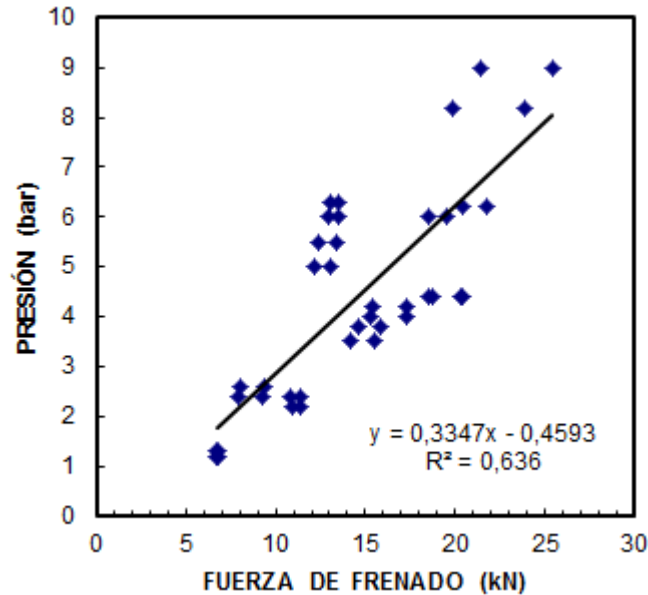


Figura 11. Análisis de los datos obtenidos en los ejes traseros.

Una vez obtenida la recta de regresión, al igual que se ha hecho para el eje delantero, se corrigen los valores obtenidos de presiones para poder así establecer mejor la bondad del método, obteniendo los datos que se presentan en la Tabla 4.

EJE	PESO (kg)	PRESIÓN CORREGIDA (bar)	FUERZA FRENADA (kN)		PESO (kg)	PRESIÓN CORREGIDA (bar)	FUERZA FRENADA (kN)	
			RUEDA IZQUIERDA	RUEDA DERECHA			RUEDA IZQUIERDA	RUEDA DERECHA
ENSAYO 1a					ENSAYO 4a			
1	6420	5,4	22,72	22,72	6305	5,4	22,72	22,72
2	9785	7,4	21,42	25,45	3130	2,4	9,38	7,99
3	9930	6,6	20,38	21,75	3040	1,8	6,70	6,75
ENSAYO 2a					ENSAYO 5			
1	6255	5,4	22,72	22,72	6305	5,4	22,72	22,72
2	5980	4,6	15,90	14,58	6170	6,1	20,34	18,56
3	5910	3,8	12,16	13,05	6170	3,3	10,97	11,41
ENSAYO 3a					ENSAYO 6			
1	6382	5,4	22,72	22,72	6305	5,4	22,72	22,72
2	6747	5,0	17,27	15,3	6170	6,1	20,44	18,74
3	6716	4,0	12,98	13,48	6170	3,3	10,79	11,41

Tabla 4. Datos corregidos.

6.3.- RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LA EFICACIA DE FRENADA

A continuación, se muestran en la Tabla 5 los valores obtenidos en los ensayos para la eficacia de frenada, calculada según los dos métodos anteriormente explicados en los apartados 2.1. y 2.2.

ENSAYO	REAL		EXTRAPOLADO 6 BAR		EXTRAPOLADO 8 BAR	
	DIRECTIVA VIGENTE	MÉTODO PROPUESTO	DIRECTIVA VIGENTE	MÉTODO PROPUESTO	DIRECTIVA VIGENTE	MÉTODO PROPUESTO
1a	49,95	53,78	52,71	49,51	52,71	67,20
1b	51,25	62,10	49,85	49,87	49,85	67,69
2a	39,32	65,20	39,65	52,09	39,65	70,70
2b	38,00	62,30	39,55	52,09	39,55	70,69
3a	43,26	78,33	40,96	51,69	40,96	70,15
3b	43,48	78,49	41,08	51,66	41,08	70,10
4a	29,12	54,77	29,90	41,79	29,90	55,53
4b	28,96	56,11	29,84	41,90	29,84	55,67
5	42,19	102,35	41,85	51,98	41,85	70,54
6	41,74	99,57	41,88	52,00	41,88	70,58

Tabla 5. Resultados de eficacia de frenada, E (%).

7.- DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Se comprobará la fiabilidad del método de extrapolación de un punto definido en la norma ISO con los condicionantes de la propuesta del Grupo de Trabajo de Frenos.

El valor de eficacia respecto al cual se comprobarán el resto de resultados será la media de los obtenidos en los dos primeros ensayos (1b y 1b), puesto que se realizaron con el vehículo cargado a su MMA, resultando un 50,60 %.

Lo primero que se observa en la Figura 12 es que, trabajando con los valores sin corregir, hay varios por encima del 100 %. Esto es debido a que, cuando los valores de fuerza de frenada son altos y los de presión excesivamente bajos, al aplicar las ecuaciones, resulta una fuerza de frenada extrapolada demasiado sobredimensionada. Por ello se trabajará con datos corregidos (Figura 13).

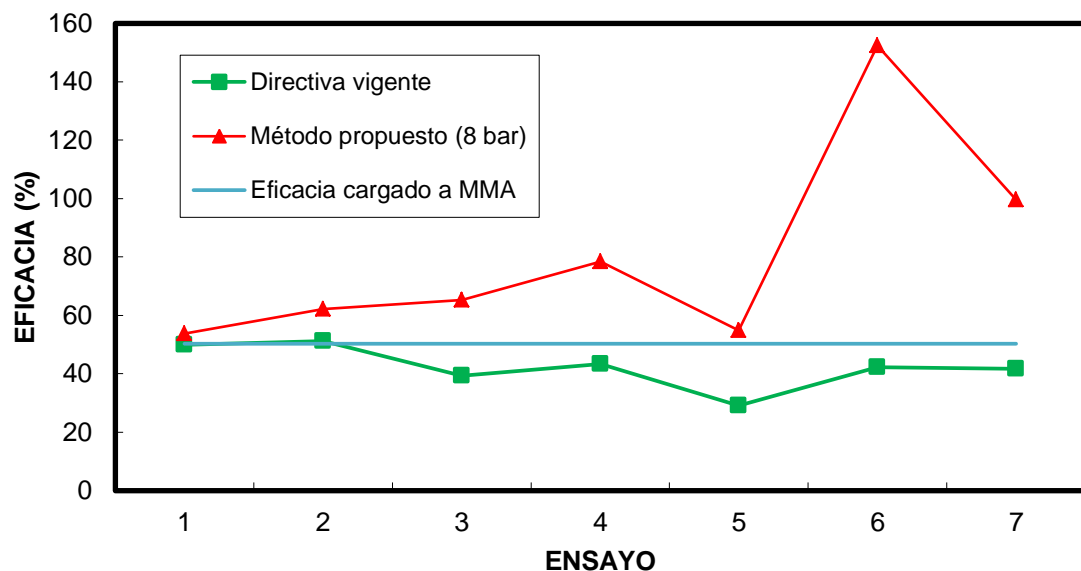


Figura 12. Resultados de los ensayos con los datos sin corregir.

7.1.- DATOS CORREGIDOS CON PRESIÓN DE REFERENCIA FIJA EN 8 BAR

Como se puede observar en la Figura 13, el método propuesto difiere significativamente de los valores de eficacia real sobre todo cuando el vehículo se presenta con carga.

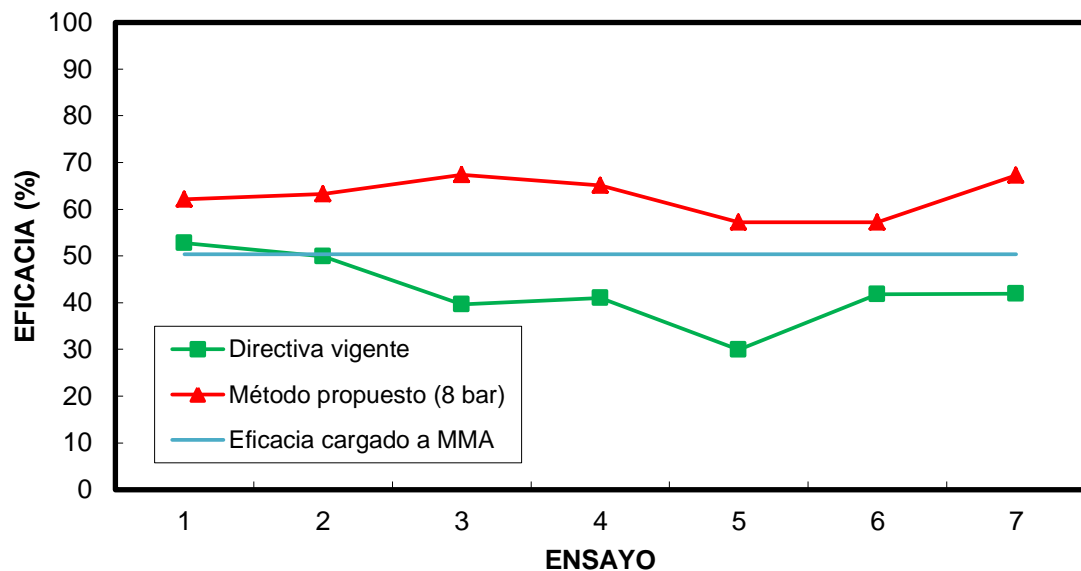


Figura 13. Resultados de los ensayos con los datos corregidos extrapolando a 8 bar.

Por otro lado, los 2/3 de MMA no sirven como criterio de vehículo cargado, puesto que en el caso de estudio el vehículo con estas condiciones de carga, y según el procedimiento propuesto en este trabajo, sería rechazado en la inspección al alcanzar una eficacia del 39,22 %, cinco puntos menor que la mínima exigible para este vehículo que, según la normativa, es del 45 % y siempre lejos de la eficacia real a vehículo cargado del 50,60 %.

7.2.- EXTRAPOLACIÓN A UN PUNTO CON PRESIÓN DE REFERENCIA FIJA EN 6 BAR

Tal y como se puede ver en la Figura 14, donde se ha cambiado la curva de eficacia extrapolada a 8 bar de la Figura 16 por la de 6 bar, este método se asemeja mejor a la frenada real del vehículo.

La clave está en definir la presión de extrapolación. La norma establece que se debe de extrapolar a la mínima presión de actuación de los pulmones de freno, que es variable para cada fabricante y puede ir desde los 6 bar hasta los 11 bar. En el vehículo de ensayo, la que más se aproxima a la realidad es la de 6 bar.

Por otro lado, este dato coincide con lo indicado en el Anexo II la Directiva 71/320/CE [5] y en el Reglamento CEPE/ONU número 13 [3].

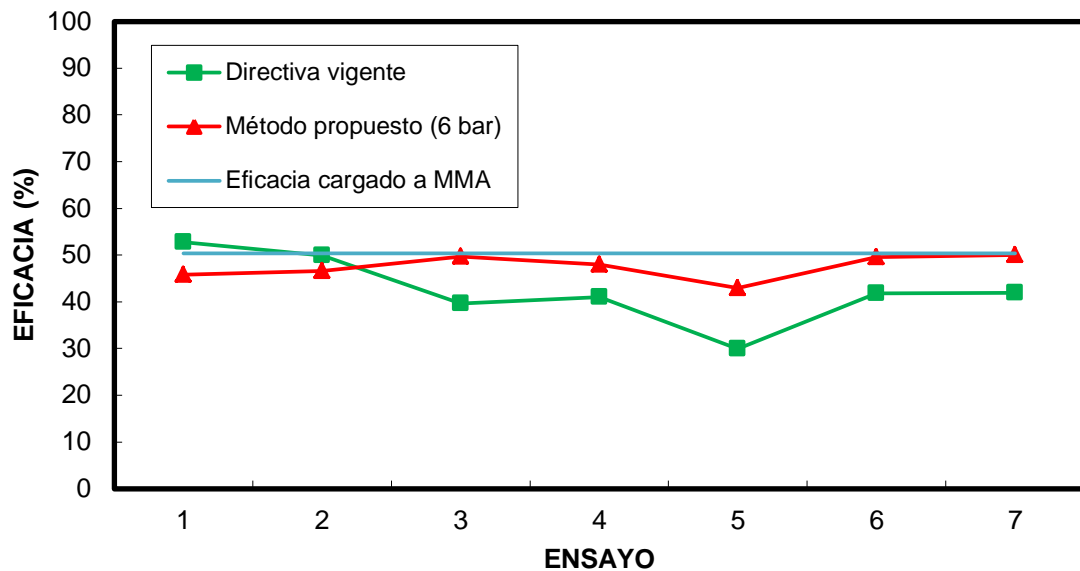


Figura 14. Resultados de los ensayos con los datos corregidos extrapolando a 6 bar.

Como se puede comprobar, si se conoce la presión de funcionamiento del sistema neumático de frenada, se obtienen unos valores de eficacia de frenada mantienen próximos a la real independientemente del estado de carga del vehículo, siendo entonces un método completamente fiable para la evaluación del sistema de frenado.

8.- PROPUESTA DEFINITIVA DE PROCEDIMIENTO

El procedimiento que se propone para la aplicación práctica del método de extrapolación indicado en la norma ISO 21069, que es aplicable solamente a los vehículos que disponen de un sistema neumático de frenado, es el que sigue:

- Se mide la fuerza de frenado y su correspondiente presión de aire, en cada uno de los ejes, justo antes del bloqueo de las ruedas, intentando obtener el mayor valor posible. Si no se alcanza al menos un tercio de la presión máxima de diseño o como mínimo los dos bares de presión, el método de extrapolación no es preciso.
- La presión de extrapolación será la indicada en la placa de la válvula ALB, que es diferente según el tipo de vehículo.

Para calcular la eficacia de frenado, se deberá desarrollar un software que registre simultáneamente la fuerza de frenada y la presión de aire, siguiendo las premisas del punto 2.1 del presente trabajo.

Para utilizar este método habrá que disponer de manómetros con una resolución de ± 10 kPa y se utilizarán las tomas de ensayo de presión disponibles en los vehículos industriales que deberán corresponderse con los indicados en la norma ISO 3584:2001 [6]. Estos conectores deberán estar accesibles e identificados y se tendrán en cuenta las siguientes prescripciones:

- Los puntos de medida deberán estar tan próximos a la rueda como sea posible y no deberá existir ninguna válvula estranguladora entre el punto de medida y la misma.
- Solamente se podrá medir la presión de frenada lejos de la rueda, como en el acoplamiento de aire de los semirremolques, si la válvula ALB puede puentearse o abrirse completamente. En este caso, deberá tenerse en cuenta cualquier válvula que incremente la presión existente entre el acoplamiento y la rueda.

9.- CONCLUSIONES

Se ha propuesto un método práctico, que minimiza los costes de inversión en equipamientos e infraestructuras, fácil de implementar por los usuarios de los vehículos industriales y que, aunque sólo es de aplicación para los vehículos con frenos de aire comprimido, engloba al 85 % del parque de vehículos industriales en servicio en la Unión Europea.

El método desarrollado presenta las siguientes ventajas:

- Es completamente fiable independientemente del estado de carga del vehículo.
- Se puede utilizar para todo tipo de vehículos independientemente del número de ejes.
- Abarca a la mayor parte del parque de vehículos industriales pesados.
- Se puede utilizar en vehículos con válvula ALB.

Su aplicación, sin embargo, presenta los siguientes inconvenientes:

- Sólo se puede utilizar en vehículos con instalación puramente neumática (mayores de 10.000 kg de MMA)
- Parte de la suposición de que las fuerzas de frenado se incrementan proporcionalmente con la presión de aire.
- Supone algún coste para el propietario al tener que colocar accesibles las tomas de presión.
- Es necesario invertir mínimamente en la adaptación del software de los frenómetros de las ITV.
- En algunos vehículos hay que simular carga para alcanzar los 2 bar de presión.
- Hay que establecer con precisión el valor de la presión mínima de actuación, que es distinta en cada vehículo.

Por otro lado, una futura línea de investigación, que está siendo desarrollada por los autores de este trabajo, es la determinación de un procedimiento de inspección para todos los tipos de vehículos comerciales, independientemente de su MMA y su sistema de frenado.

10.- BIBLIOGRAFÍA

[1] Unión Europea. Directiva 2010/48/UE de la Comisión, de 5 de julio de 2010, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 2009/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques. DOUE núm. 173, de 8 de julio de 2010, páginas 47 a 72.

[2] Unión Europea. Directiva 2009/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 6 de mayo de 2009, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y de sus remolques. DOUE núm. 141, de 6 de junio de 2009, páginas 12 a 28.

[3] ISO 21069-1:2004. Road vehicles -- Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3.5 t using a roller brake tester -- Part 1: Pneumatic braking systems. International Organization for Standardization (ISO). Switzerland: ISO, 2004.

[4] González-Carpena A, Gómez de León e Hijes F, Alarcón-García M. "Control de la eficacia de frenado en vehículos de masa máxima admisible (MMA) mayor de 3500 kg". *DYNA*. Vol.88-3 p.308-317. DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/5272>

[5] González-Carpena A, Gómez de León e Hijes F, Alarcón-García M, et al. "Checking load sensing valves at vehicle inspections stations". *Mechanics and Industry*. Aprobado para su publicación

[6] Reglamento nº 13 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE) - Disposiciones uniformes sobre la homologación de vehículos de las categorías M, N y O con relación al frenado.

[7] Unión Europea. Directiva 71/320/CEE del Consejo, de 26 de julio de 1971, 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.

[8] ISO 3584:2001. Road vehicles -- Drawbar couplings -- Interchangeability.



Capítulo 5. COMPONENTES DEL EQUIPO DE PRUEBA.

5.1. PRESENTACIÓN.

Un SIMULADOR DE CARGA PARA VEHÍCULOS es una máquina capaz de añadir virtualmente la carga necesaria a un vehículo para realizar la medición de la eficacia de frenado sin necesidad de equipos o mediciones adicionales.

La Directiva 2010/48/UE indica que la medición de la eficacia de frenado de vehículos de MMA>3500 kg se realice conforme a la norma ISO 21069.

Dicha norma especifica que la eficacia de frenado se puede medir con el vehículo en condiciones de carga completa o con procedimientos de extrapolación.

Los procedimientos de extrapolación sólo son aplicables a vehículos con dispositivos de frenos neumáticos.

Cualquier equipo de inspección que simule un ligero aumento de la carga debe ir combinado con mediciones de presiones de freno para utilizar el procedimiento de extrapolación.

Además, sólo es aplicable a vehículos con frenos neumáticos y con configuraciones de ejes muy concretas.

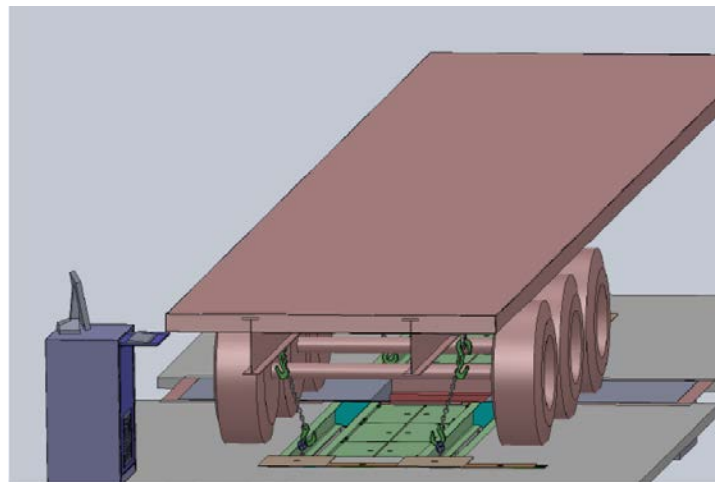
Se pretende fabricar un equipo que añada TODA LA CARGA NECESARIA PARA MEDIR DIRECTAMENTE LA EFICACIA DE FRENADO y que sea aplicable a todos los vehículos independientemente del número de ejes, tipo de suspensión o tipo de sistema de frenado.

Por sus dimensiones y forma de trabajo puede ser instalado en la estación de ITV sin necesidad de sustituir el frenómetro existente.

5.2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SIMULADOR DE CARGA

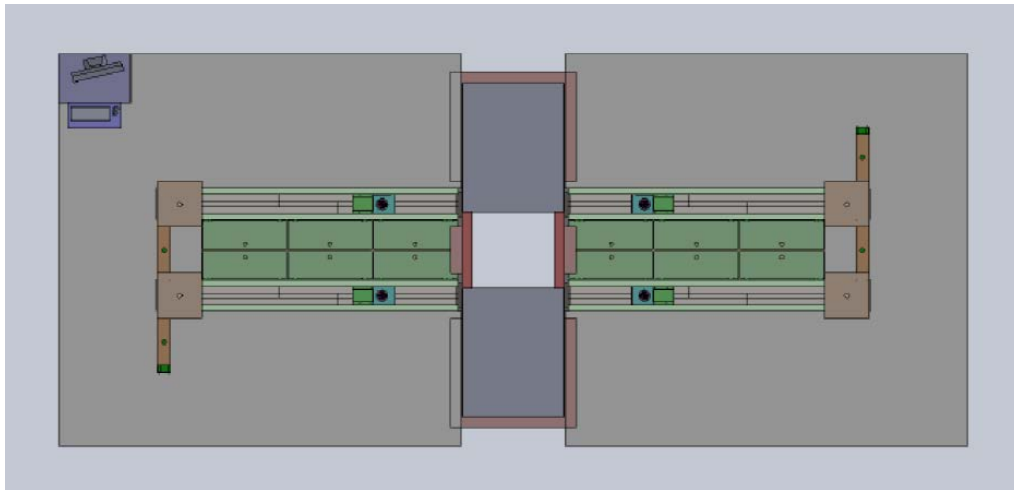
Los elementos funcionales del simulador son los siguientes:

- carriles empotrados en el suelo con fosos.
- cuatro elementos de tiro, con movimiento de traslación por los carriles.
- accesorios de unión de los elementos de tiro a los vehículos.
- armario de maquinaria y cuadro de control.



5.3. DATOS TÉCNICOS

- Carga mínima/máxima 630/16000 kg.
- Potencia eléctrica 8 kW. 380 V.
- Anchura entre carriles 1035 mm.
- Longitud útil de carriles 2700 mm a cada lado del frenómetro.
- Anchura interior de neumáticos mínima 1250 mm.
- Anchura mínima/máxima de bastidor de vehículo 750/1350 mm.
- Altura de tensado 300 mm.
- Aplicable hasta tándem triaxial con distancia entre ejes 1400 mm.



5.4. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

El simulador de carga ha sido diseñado considerando el comportamiento de los sistemas de frenos de los vehículos pesados, tanto de transporte de pasajeros como de mercancías.

Para simular las condiciones de un vehículo cargado en la medición de la eficacia de frenado es necesario cumplir dos requisitos:

1. Que la carga efectiva sobre el frenómetro se corresponda con la que tendría el vehículo con carga real.
2. Que el sistema de frenos actúe con las mismas presiones que lo haría con carga real.

Para cumplir el primer requisito se puede actuar provocando una carga adicional en el eje que se esté midiendo la eficacia.

Pero para cumplir el segundo requisito es necesario que la carga actúe simultáneamente sobre la parte del vehículo que provoca el aumento de la presión de frenado.

Por eso se ha diseñado un simulador que somete a una carga repartida a toda la parte trasera del vehículo, que es la sensible a esta variación. Así los elementos de tiro se aplican en los mismos puntos, independientemente del eje al que se esté midiendo la eficacia.

5.5. CARRILES Y FOSOS.

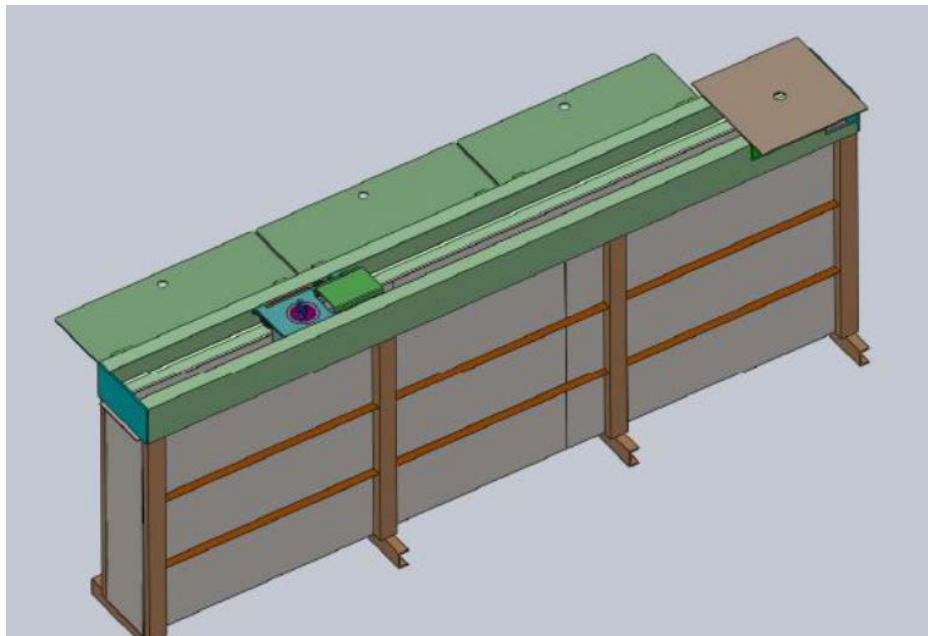
Para poder aplicar la carga en los mismos puntos del vehículo independientemente del eje que esté sobre el frenómetro, el equipo incorpora dos pares de carriles. Se instalan en la línea de inspección, en sentido de marcha, empotrados de manera que su cara superior está a la cota del suelo.

Un par de carriles en la parte anterior al frenómetro y el otro par en la parte posterior al frenómetro, lo más cerca posible de éste.

Cada carril está formado por perfiles laminados por donde se desplaza el elemento de tiro.

Para alojar el elemento de tiro, se dispone de un foso de chapa de acero por debajo del carril, adosado a él, formando un conjunto inseparable y estanco.

La instalación de los carriles no interfiere con el frenómetro.





5.6. ELEMENTOS DE TIRO.

El equipo se compone de cuatro elementos de tiro, uno sobre cada carril.

Es una estructura de acero que incorpora un motorreductor para traslación a lo largo del carril y un cilindro hidráulico para ejercer fuerza de tracción del vehículo hacia el suelo.

Todo él está situado a cota por debajo del suelo, no tiene piezas salientes que supongan riesgo para los vehículos o las personas que circulan por encima.

Área de Ingeniería Mecánica

Campus Universitario de Espinardo. 30100 Espinardo Murcia
T. 868 887191 – F. 868 88 4151 – www.um.es

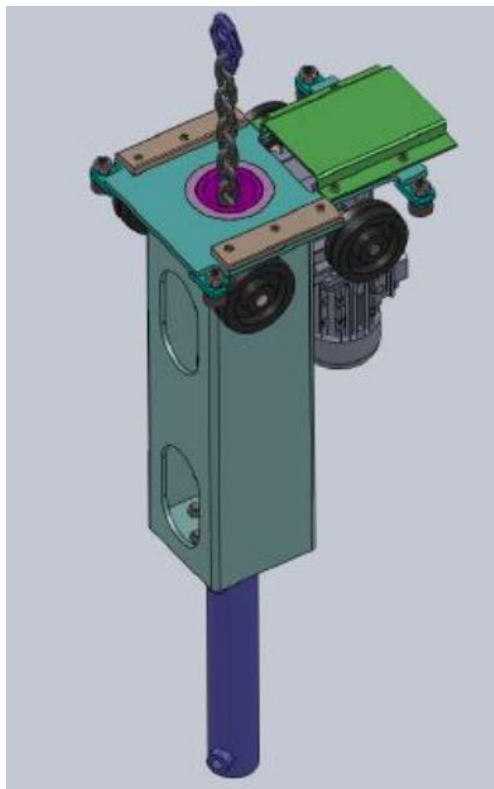


El sistema de traslación compensa el eventual desnivel o desalineamiento del carril y se desacopla en el momento de accionar la fuerza, de manera que sólo tiene que soportar su peso propio, no las fuerzas del simulador.

El cilindro hidráulico trabaja a tracción simple. La estructura está provista de unas piezas de centraje para que el cilindro no tenga que soportar esfuerzos perpendiculares a su eje.

La fuerza ejercida por un cilindro a tracción simple es fácilmente medible, lo que redunda en la sencillez del sistema de control.

La estructura lleva una boca en la cara superior, unos mm por debajo de la cota del suelo, por donde sale una eslinga que debe unirse al accesorio de unión con el bastidor del vehículo.

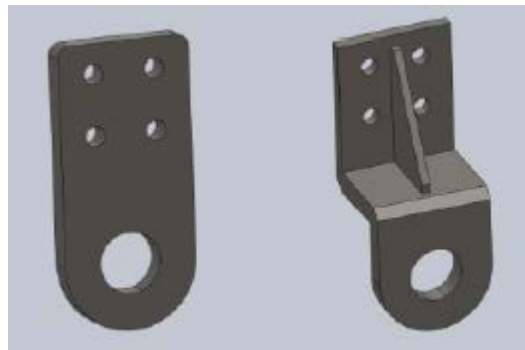
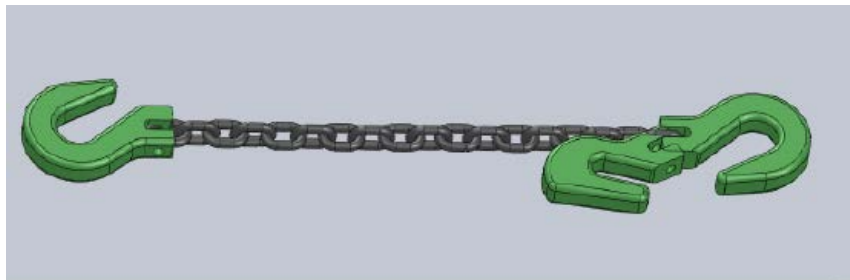


5.7. ACCESORIOS DE UNIÓN.

La fuerza de tracción que hace cada elemento de tiro debe ser aplicada al bastidor del vehículo.

Para ello se suministran diversas piezas de unión compuestas por tramos de cadena con ganchos y acortador; eslingas de fibras sintéticas con ganchos; grapas de tiro para bastidor en I de vehículos remolcados.

El procedimiento más cómodo es acoplar las piezas de unión a anillas dispuestas en el bastidor.



5.8. MAQUINARIA Y CONTROL.

Para suministrar la energía necesaria para la traslación de los elementos de tiro y la fuerza de tracción el equipo lleva un cuadro de maquinaria y canalizaciones bajo el nivel del suelo hasta los cuatro carriles.

El cuadro se sitúa en superficie y se compone de una central hidráulica y sus correspondientes válvulas y reguladores de presión.

Sobre el cuadro de maquinaria se dispone el cuadro de control.



5.9. PROCEDIMIENTO DE USO.

En el cuadro de control se selecciona el tipo de vehículo al que se va a medir la eficacia de frenado, se introducen los valores de las taras por eje, de MMA por eje y se selecciona el porcentaje de carga total que se desea obtener.

El porcentaje de carga es un requisito normalizado y está establecido en $2/3$ de la MMA.

El sistema calcula la carga de tracción y determina si es necesario repartirla entre los cuatro elementos de tiro o es suficiente utilizar dos.

Con esa respuesta el operario selecciona los puntos del bastidor donde se van a aplicar las cargas y hace trasladarse a los elementos de tiro por los carriles hasta situarlos en la vertical de los puntos seleccionados.

Se montan los accesorios de unión y se inicia la carga, que se aplica lentamente

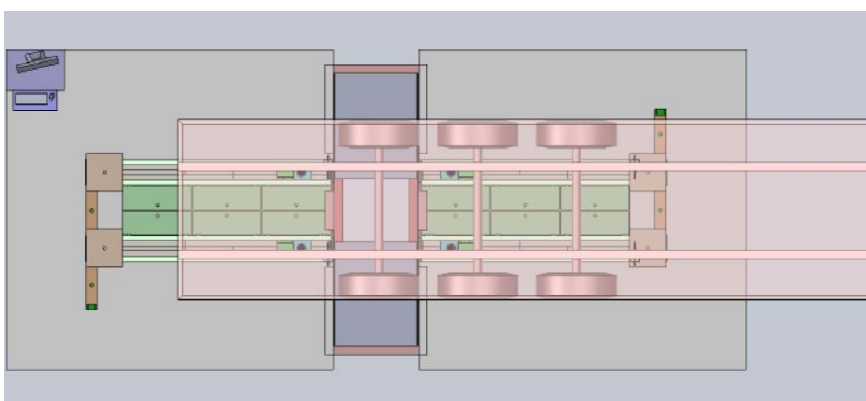
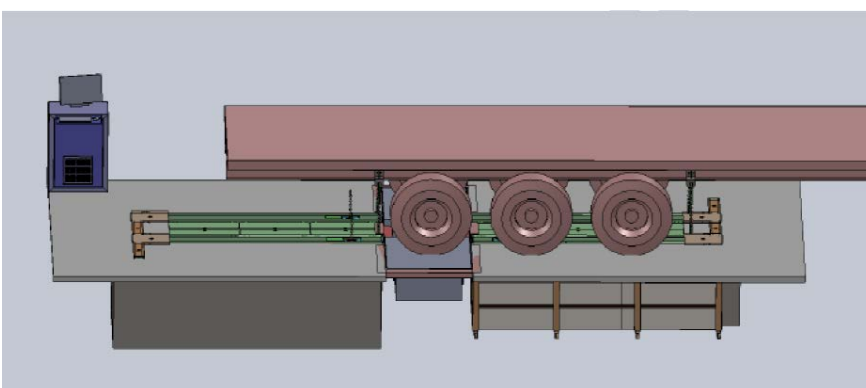
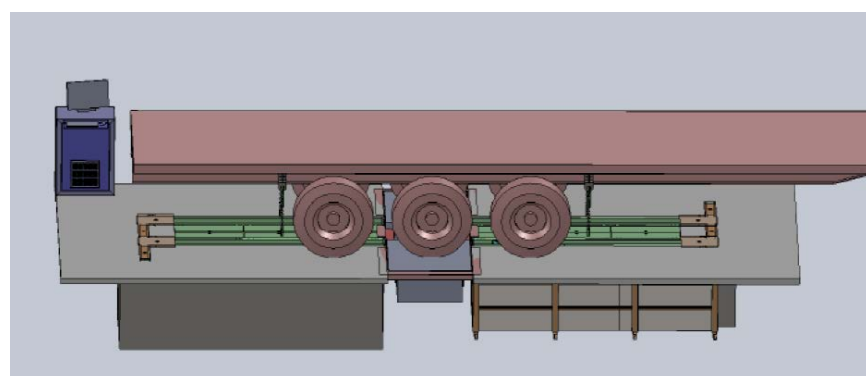
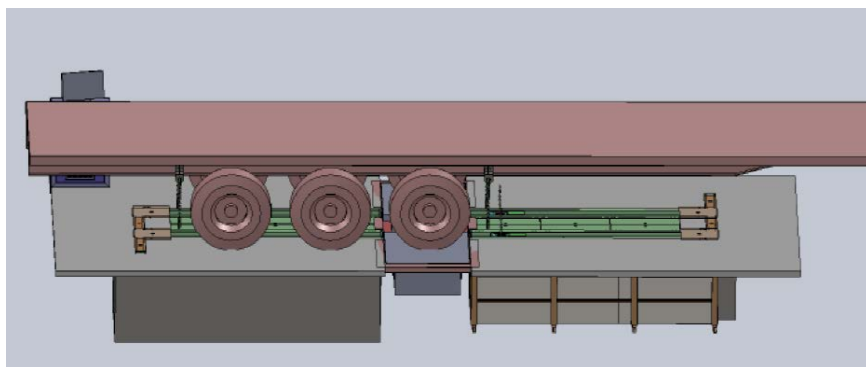
Se montan los accesorios de unión y se inicia la carga, que se aplica lentamente. Emite un aviso cuando se ha alcanzado y en ese momento se frena el eje que esté sobre el frenómetro.

En caso de vehículo de más de un eje trasero, se sueltan los accesorios de unión sólo del elemento de tiro, se mueve el vehículo para situar otro eje sobre el frenómetro, se trasladan los elementos de tiro hasta que estén de nuevo en la vertical de los puntos de unión, se sujetan y se repite la prueba de frenada.

Los datos obtenidos en el frenómetro se comparan directamente con la eficacia mínima exigida, sin ninguna otra toma de datos y sin ningún cálculo adicional.

Si la eficacia obtenida no es suficiente, se puede repetir la prueba seleccionando otro porcentaje de carga mayor de $2/3$ de la MMA.

El equipo también emite un aviso en caso de la que la carga a aplicar sea inferior a su mínimo de 630 kg. En este caso también es necesario seleccionar un porcentaje mayor del inicial.





Capítulo 6.

Validación de un sistema de simulación de carga para la comprobación de la eficacia de frenada de los vehículos con una masa máxima admisible mayor de 3500 kg



RESUMEN

En enero de 2012 entró en vigor la Directiva 2009/40/CE, relativa a la inspección técnica de los vehículos a motor y sus remolques, cuyo Anexo II fue modificado por la Directiva 2010/48/UE. Dicha directiva establece que, para la medición de la eficacia de frenado de servicio de los vehículos de más de 3500 kg, se debe aplicar la norma ISO 21069-1:2004 o un método equivalente. La consecuencia fundamental es el establecimiento de valores de eficacia de frenada para vehículos industriales cargados, lo que supone, en la práctica, variar los procedimientos de medición en todos los centros de inspección técnica de vehículos, con fuertes inversiones en maquinaria y obra civil, además de plantear un problema para los usuarios de cierto tipo de vehículos que no pueden presentarse a inspección cargados, como es el caso de los autobuses y los vehículos que transportan mercancías peligrosas. En el presente artículo, se analiza la validación de un sistema de simulación de carga para la comprobación de la eficacia de frenada en los vehículos de masa máxima admisible mayor de 3500 kg.



Capítulo 7.

Control de los sistemas de regulación de la frenada en función de la carga en vehículos industriales en servicio



RESUMEN

En un vehículo industrial la fuerza de frenado del freno de servicio se regula mediante unas válvulas limitadoras de presión, ALB-LSV, que se encargan de la distribución de la fuerza de frenado en los ejes del vehículo en función de su carga. Dada la importancia de este sistema en la seguridad del vehículo, se propone en el presente artículo un nuevo método de inspección universal acorde con las Directivas 2009/40/EC y 2010/48/EC y el Reglamento CEPE/ONU Nº 13, para los vehículos en servicio basado en técnicas de simulación de carga, que se pueda aplicar en la revisión periódica de los mismos, y que además sea capaz de detectar el mal funcionamiento del sistema en su conjunto, independientemente del modo de actuación del mismo. Los resultados en ensayos con vehículos reales avalan el método.

VALIDATION OF A LOAD SIMULATION SYSTEM FOR CHECKING THE BRAKING EFFECTIVENESS OF VEHICLES WITH A MAXIMUM AUTHORIZED MASS OF OVER 3500 kg

A. GONZÁLEZ CARPENA^{1)*}, F. C. GÓMEZ DE LEÓN HIJES¹⁾, M. ALARCÓN GARCÍA²⁾ and F. M. MORAL MORENO³⁾

¹⁾Area of Mechanical Engineering, University of Murcia, Murcia 30100, Spain

²⁾Area of Machines and Heat Engines, University of Murcia, Murcia 30100, Spain

³⁾Graduate in Chemical Engineering, University of Murcia, Murcia 30100, Spain

(Received date ; Revised date ;Accepted date)

ABSTRACT– In January 2012, Directive 2009/40/EC of the European Parliament and of the Council came into force, on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers, whose Annex II was amended by Directive 2010/48/EU. This directive states that ISO 21069-1:2004 or an equivalent method must be applied to measure the braking effectiveness of vehicles of more than 3500 kg. The fundamental result is a change in the measurement procedures at Inspection Stations, involving a heavy investment in machinery and installations, as well problem for users of certain types of vehicles that cannot be inspected laden, such as buses and vehicles carrying dangerous goods. In this article, a load simulation system is analysed in order to check braking effectiveness in vehicles with a maximum authorized mass over 3500 kg.

KEY WORDS : Road safety ISO 21069 Brakes Inspection MOT Frame

NOMENCLATURE

E_i : braking effectiveness, %

F_{DF} : downward force, kg

F_i : brake force in the tyre circumference on axle I, N

F_{Mmax} : maximum static reaction of the vehicle, N

F_{Rmax} : maximum static reaction of all axles of the semitrailer, N

$k(N)$: statistical coefficient depending on the sample size, %

MAM: maximum authorized mass, t

M_i : torque, kg·m

N: number of measurements to be made in the experiment

R_i : static reaction, kg

$s(\bar{x})$: braking force standard deviation, N

\bar{x} : braking force arithmetic mean, N

x_i : braking force measurement, N

x_{max} : maximum braking force, N

x_{min} : minimum braking force, N

Z_{Mlad} : braking effectiveness of laden vehicle, %

Z_{Rlad} : braking effectiveness of laden trailer or semitrailer, %

* Corresponding author. e-mail: agoncar@um.es

1. INTRODUCTION

In recent years, there have been significant changes in the processes of vehicle inspection, as, for instance, when Directive 2009/40/EC (Parliament. & Union., 2009) concerning the braking effectiveness test in commercial vehicles came into force. This change meant that the braking effectiveness of commercial vehicles had to be tested at maximum load.

The above directive was further amended by Commission Directive 2010/48/EU (Parliament. & Union., 2010) of 5 July 2010 which took into consideration the technical progress made since Directive 2009/40/EC on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers.

Section 1.2.2, related to braking effectiveness, says: “Test with a static brake testing machine or, if one cannot be used for technical reasons, by a road test

using a recording decelerometer. Vehicles or a trailer with a maximum permissible mass exceeding 3500 kg has to be inspected following the standards given by ISO 21069-1:2004 or equivalent methods”.

The rule establishes that the test should be performed on laden vehicles to meet the minimum criteria in percentage terms and updated values that this Directive determines. The test has to be made according to ISO 21069 (Standardization, 2004) or by simulating the load, a situation that has caused strong protests from owners for the following reasons:

- Most drivers do not distribute their own goods, but the goods are owned by the company that outsources the transport, forcing them to fulfil a contract with a delivery time that is frequently determined by the perishability of the goods. Operators do not only have the time to attend an Inspection Station with the load, and, if the result of the inspection is unfavourable, they cannot unload, leaving themselves open to heavy fines for damages if not the loss of custom.
- On the other hand, there is the possibility of loading the vehicle with any load in order to attend the Inspection Station. This poses two problems: firstly, the time they have to use for loading and unloading, leading extra costs, which are duplicated if the inspection result is unfavourable and, the necessary incompatibility of the test load with the goods normally transported, because sanitary norms prevent trucks that transport foodstuffs from transporting any merchandise that may cause contamination of the same, due to health and legal reasons. The licence they hold only allowed a particular type of merchandise to be transported, so operators are exposed to strong administrative sanctions if they infringe the permit.

In countries other than Spain, Inspection Stations have been adapted to do the test with unladen vehicles, but, this has caused protests from Inspection Station operators for the following reasons:

- The need to change or adapt all braking measurement equipment currently available for commercial vehicles, in order to apply any valid simulation method, in accordance with the directives.

- The work needed for Inspection Stations to be able to do the extrapolation test (González Carpena, Gómez de León Hijes, Alarcón García, & Moral Moreno, in press) involves installing an inspection pit about twelve metres long near the new brake tester, and this, besides being an additional cost, involves the inability to service commercial vehicles for the time it takes to carry out the necessary work.
- Inspection time increases.
- Vehicle owners have to adapt their vehicles, installing accessible pressure outlets, which involves additional expense.

In countries like Spain and Germany, a moratorium has been declared until a compromise solution can be reached between all parties concerned.

This Directive only applies to the European Union, since, for example in some states of the USA, similar verification involves unladen vehicles.

To overcome problems such as those mentioned above a load simulation device has been developed and registered. This device was used in earlier works (González Carpena, Gómez de León Hijes, Alarcón García, & Moral Moreno, 2015) to obtain braking force data in order to establish inspection protocols, like that applicable to load sensing valves (LSV).

Since most of the reviewed studies do not validate any protocol or, at least, validation does not appear in the explanation of the respective procedures, this study aims to:

- Validate a protocol for measuring braking effectiveness of vehicles with a maximum authorized mass (MAM) over 3500 kg by simulating load.
- Establish a method to obtain valid data which can be used in future inspections.

2. MATERIAL

2.1. Load Simulation Equipment

The developed load simulation device (Figures 1 and 2) was briefly introduced in earlier works (González Carpena et al., 2015). It consists of four rails, two of them located in front of the brake tester, and the others are behind.

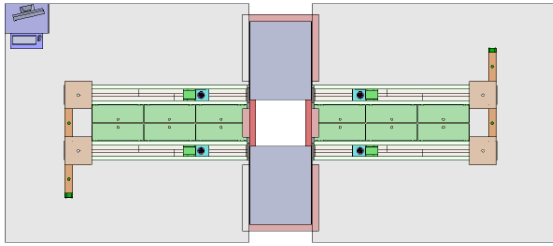


Figure 1. Scheme of the load simulation device for vehicles with a MAM over 3500 kg.

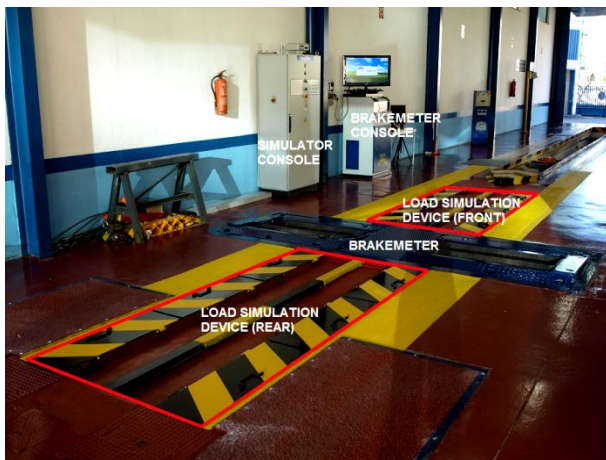


Figure 2. View of the load simulation device.

The pulling elements (Figure 3), which are the principal elements responsible for load simulation, run on the rails located to both sides to the brake tester. These consist of a cylinder equipped with an electrically driven gear motor, which allows positioning by moving along the rails, while applying a downward pulling force from the vehicle.

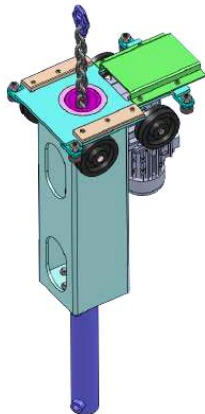


Figure 3. 4000 kg capacity pulling element.

For effective load simulation, the downward force must occur on the vehicle frame by means of rings attached to the frame (Figure 4) for the pulling force to be applied safely. The rings are connected to the pulling elements by hooks (Figure 5).

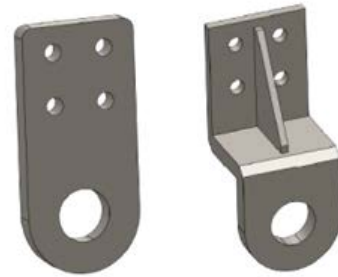


Figure 4. Fastening rings. The second option is for type I frames.



Figure 5. Union hooks from rings to pulling elements.

The mechanical-electrical characteristics of the developed device are shown in Table 1.

Table 1. Characteristics of the load simulation device (González Carpena et al., 2015).

Load (minimum/maximum)	630 - 18000 kg
Electrical power	8 kW - 380 V
Width between rails	1035 mm
Effective length of rails	2700 mm (on each side of the brakemeter)
Internal tyre width (minimum)	1250 mm
Width (minimum/maximum) of the vehicle frame	750 - 1350 mm
Tensioning height	300 mm
Wheelback applicable to triaxial tandem:	1400 mm

2.2. Material Used For Data Collection

For data collection, an axle-weighing scale, whose technical specifications are shown in Table 2, and a brakemeter (see Table 3) were used. Both are commonly available at any vehicle inspection station. Those used in these tests have a calibration certificate from the National Accreditation Entity of Spain (ENAC).

Table 2. Characteristics of the axle-weighing scale

Capacity	15 t
Platform dimensions	3 x 1 m
Weight transmission	4 digital load cells
Weight display	Model D800, axle-weighing programme
Installation	Built in a trench of 69 cm

Table 3. Characteristics of the brakemeter

Maximum load per axle	20 t
Electric motor power	2 x 11 kW
Test speed	3 km/h
Voltage	630/400 V - 50 Hz (3F + N)
Protection fuse	3 x 50 A
Thermal protector	2 x 25 A
Roller diameter	270 mm
Roller length	1150 mm
Distance between centres	485 mm
Rear roller superelevation	50 mm
Measurement indication error	1 %
Coefficient of friction	Dry: 0.9 Wet: 0.7
Maximum braking force	3000 N
Measuring step	10 N

2.3. Software

Specific software has been developed to determine, depending on the characteristics reported for each vehicle (Figure 6), the pulling force necessary to simulate the load. This software includes load correction due to overloading of the rear axle (described below).



Figure 6. View of the developed Java application.

The application provides all the necessary fields to perform the calculation and allows different types of vehicles to be chosen, as shown in Figure 7.

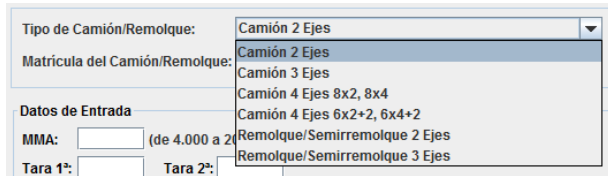


Figure 7. View of the dropdown choice of vehicle.

3. DATA COLLECTION PROTOCOL

In the control panel of the console, the type of vehicle whose braking effectiveness is to be measured is selected. Then, the values of the tares and MAM per axle are introduced and the percentage of total charge to be obtained is selected.

In order to homogenise the data for protocol validation, the load was established as 100% to the MAM of the vehicle.

The system (software) calculates the traction load and determines whether it is necessary to divide it among the four pulling elements or whether it is sufficient to use two.

With this information, the operator selects the points of the frame where load will be applied and moves the pulling elements along the rails until they are located vertically below the selected points (see Figure 8).

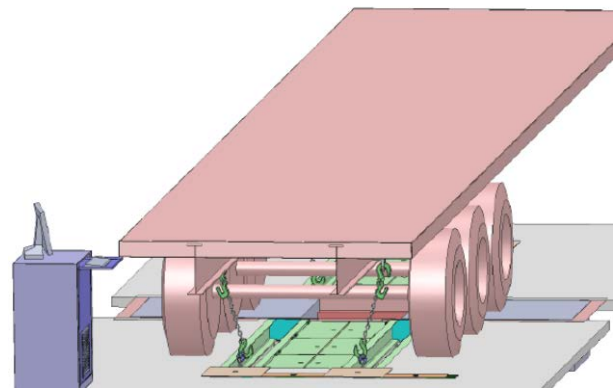


Figure 8. Load simulation process.

The fastening rings are attached and the downward force is slowly applied. The system issues a warning when a given load has been reached and, at the same time, the axle on the brake tester is braked.

If a vehicle has more than one rear axle, the fastening rings are released and the vehicle is moved so that another axle is on the brake tester. The pulling elements are moved again and are clamped. The braking test is repeated.

4. PROTOCOL VALIDATION. STATISTICAL ANALYSIS

To validate the system, the braking effectiveness of all the vehicles were tested with a real load represented by concrete blocks to carry out a statistical study comparing the real results with those obtained with the

developed protocol. Note that braking effectiveness can only be measured in service brakes.

When performing the statistical analysis of the collected data, it was assumed there were no systematic errors because the equipment was certified by ENAC (Spanish Accreditation Authority).

In addition, it was supposed that, among accidental errors, only the random errors are important, so that errors of scale were discarded. On the other hand, the accidental errors are taken into consideration in the calculation of the uncertainty of the measuring equipment.

In light of the above considerations, the most immediate concern was to minimize random error. To do this, a sample of a series of successive braking force measurements of the same magnitude was made. Later, braking effectiveness is calculated from the braking effort.

The most probable value will be defined by the mean and standard deviation of the sample:

$$(Magnitude) = \bar{x} \pm s(\bar{x}) \text{ Units} \quad (1)$$

where

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2)$$

$$s(\bar{x}) = \sqrt{\frac{1}{N(N-1)} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (3)$$

Therefore, the number, N , number of measurements to be made in the experiment must be set. To do this, several authors (C. Sánchez del Río (Sánchez, 1989), G. L. Squires (Squires, 1985), V. J. Novo Sanjurjo (Novo Sanjurjo, 1989)) recommend using the practical rule of Table 4.

Table 4. Conditions for selecting the number of measurements

<i>Condition</i>	<i>N</i>
$D/\bar{x} < 2\%$	3
$2\% < D/\bar{x} < 8\%$	6
$8\% < D/\bar{x} < 15\%$	15
$D/\bar{x} > 15\%$	30

The quotient D/\bar{x} is the relative dispersion of braking effort obtained for the first three measurements

of the first vehicle of the sample loaded to its MAM, which is calculated as:

$$\text{Relative Dispersion} = \frac{D}{\bar{x}} = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\bar{x}} \quad (4)$$

Vehicles forming sample were classified according to Directive 2007/46/EC (Parliament. & Union., 2007), as shown in Table 5.

Table 5. Composition of the studied sample.

TYPE OF VEHICLE		MAM (t)	AXLES	TRADEMARK	
N Class: Motor vehicles designed and manufactured primarily for transporting goods.					
N2	Vehicles of category N having a maximum mass exceeding 3.5 tonnes but not exceeding 12 tonnes	12	2	MAN	
N3	Vehicles of category N having a maximum mass exceeding 12 tonnes	16	2	RENAULT	
N3	Vehicles of category N having a maximum mass exceeding 12 tonnes	18	2	VOLVO	
N3	Vehicles of category N having a maximum mass exceeding 12 tonnes	26	3	MERCEDES	
N3	Vehicles of category N having a maximum mass exceeding 12 tonnes	18 (tractor)	2	IVECO	
O Class: trailers designed and constructed for the carriage of goods or passengers, as well as to accommodate people.					
O4	Vehicles of category O having a maximum mass exceeding 10 tonnes	Semi-trailer	24	3	LECIÑENA

In this case, a study of the first three braking measurements of the vehicle used in the first sample (Table 6) provided a relative dispersion value close to 3 %, so six measurements were considered sufficient.

In all the tests, for each axle and wheel, over 68 % of the values comply with this requirement, so a Normal distribution is followed.

However, the action of vehicle braking is conditioned by the way the vehicle driver actuates the brake pedal. Although accidental errors of this type cannot be predicted by any statistical procedure, they can be detected and rejected once a series of iterations is made. Therefore, as any measurement can be rejected, a sample of ten measurements per wheel was taken ($N = 10$).

To detect these accidental errors, Chauvenet's criterion for rejection (Sánchez, 1989) was used. This holds that any measure whose probability of occurrence is less than $N/2$ must be rejected, that is, those whose deviation from the average is above a certain value which is a function of standard deviation of the population sample. Therefore, the criterion is simplified to the following expression:

$$\text{Lower limit} < x_i < \text{Upper limit}$$

$$\bar{x} - k(N) \times s < x_i < \bar{x} + k(N) \times s \quad (5)$$

where $k(N)$ is a coefficient depending on the sample size and is given by the method to suppose a normal distribution value. As, in our case, we took ten measurements, $k(N) = 1.96$.

This defines the upper and lower limits within which any x_i measurement must lie to be accepted.

TABLE 6. TEST 1. MAN OF 12 TONS

LADEN VEHICLE (REAL)				LOAD SIMULATION				
TARE				TARE				
	AXLE 1	AXLE 2	TOTAL		AXLE 1	AXLE 2	TOTAL	
MAM (kg)	10700	3880	6590	10470	10700	4015	2935	6950

BRAKING DATA (kN)						BRAKING DATA (kN)							
	AXLE 1		AXLE 2		AXLE 3			AXLE 1		AXLE 2		AXLE 3	
	RIGHT	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT	LEFT		RIGHT	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT	LEFT
N1	12.58	12.56	17.46	19.47			N1	12.97	12.03	17.46	19.47		
N2	12.85	12.34	18.38	19.20			N2	12.83	12.09	18.38	19.2		
N3	12.62	11.72	16.66	17.07			N3	13.38	12.21	16.66	17.07		
N4	12.99	12.71	16.46	16.99			N4	13.26	12.01	16.46	16.99		
N5	11.70	11.88	17.52	17.29			N5	12.07	11.35	17.52	17.29		
N6	11.82	11.02	15.06	15.53			N6	13.87	12.85	15.06	15.53		
N7	13.24	11.93	15.27	15.52			N7	13.40	11.60	15.27	15.52		
N8	11.37	10.98	16.35	16.07			N8	13.01	11.07	16.35	16.07		
N9	11.80	11.35	16.97	16.74			N9	13.07	11.93	16.97	16.74		
N10	12.54	11.48	19.18	17.36			N10	12.01	11.60	19.18	17.36		

5. RESULTS

$$z_{Rlad} = \frac{\sum F_i}{F_{Rmax}}; \text{ for trailers and semi-trailers} \quad (7)$$

where:

z_{Mlad} : Braking effectiveness of laden vehicle, %/

z_{Rlad} : Braking effectiveness of laden trailer or semitrailer, %/

F_i : Brake force in the tyre circumference on axle i , N

F_{Mmax} : Maximum static reaction of the vehicle, N

F_{Rmax} : Maximum static reaction of all the axles of the semitrailer, N

5.1. Data Acquisition

Part I of ISO 21069 specifies how to determine the braking effectiveness on a roller brake tester for road vehicles with a total maximum authorized mass (MAM) of over 3500 kg equipped with air brake systems. It can also be applied to electronic braking systems (EBS). Its purpose is to establish a protocol to ensure standardized measurement results, leading to a reliable assessment of service brake effectiveness.

As noted above, braking effectiveness is determined from the experimental data of the vehicle braking force. The expression for calculating it is:

$$z_{Mlad} = \frac{\sum F_i}{F_{Mmax}}; \text{ for motor vehicles} \quad (6)$$

Table 7 shows the results obtained with this mathematical expression applied to the tested vehicles.

Table 7. Test results in sample vehicles.

TYPE OF VEHICLE		MAM	E _{LADEN}	E _{SIMULATING}
N Class: Motor vehicles designed and manufactured primarily for transporting goods.				
N2	MAN	12 t	55 ± 4 %	62 ± 2 %
N3	RENAULT	16 t	48 ± 2 %	51 ± 3 %
N3	VOLVO	18 t	49 ± 2 %	50 ± 1 %
N3	MERCEDES	26 t	60 ± 1 %	56 ± 1 %
N3	TRACTORA IVECO	18 t	56 ± 2 %	55 ± 2 %
O Class: trailers designed and constructed for the carriage of goods or passengers, as well as to accommodate people.				
O4	LECIÑENA SEMI-TRAILER	24 t	39 ± 1 %	41 ± 1 %

5.2. Discussion

As mentioned above, the load to be applied must take into account the distance between the axle and the force application point to avoid any torque that could appear because of the lack of alignment. This modification is considered, therefore, in the computer software to adjust the results of the simulation to reality.

Now, some illustrative examples of the vehicles listed in Table 7 are exposed.

5.2.1. Test 1. MAN of 12 t

A large variation is observed in the effectiveness results: 55 % effectiveness for the laden vehicle and 62 % for the simulation.

The reason for this variation is due to that simulation is applied only at two points of the rear part of the vehicle, so an eccentric pull is produced, causing an unloading of the front axle and an overload of the rear axle.

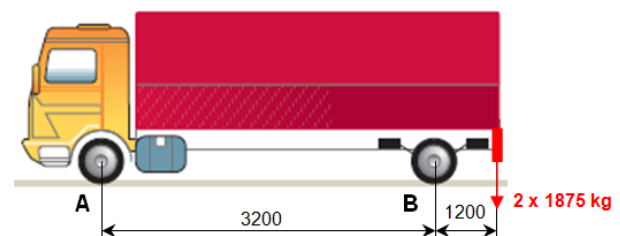


Figure 9. Test 1. MAN of 12 t.

Making a calculation of the weight distribution (Figure 9) for a tensile force of 1875 kg in the load simulation, a

value of 5156 kg is obtained for the reaction force on the rear axle, R_B :

$$\sum M_A = 0; 2 \times 1875 \times 4400 + R_B \times 3200 = 0; R_B = 5156 \text{ kg} \quad (8)$$

This additional load, with the tare of the rear axle, causes a total reaction therein of 8091 kg, which is very close to the TMAM value. This and the tare of the front axle sum 12106 kg, well above the value referred to in the test with the laden vehicle, 10470 kg.

In this case, a correction would have been made due to the place that the load was applied, so that the load, using the same calculation as above, would be:

$$\sum M_A = 0; 2 \times F_{DF} \times 4400 + 3750 \times 3200 = 0; F_{DF} = 1363 \text{ kg} \quad (9)$$

Using this correction, the rear axle will have a total load of 6685 kg, which, added to the front axle load, makes a total weight of 10700 kg, that is, the real vehicle MAM, obtaining an effectiveness of $56 \pm 3 \%$. This value can be considered as the real braking effectiveness of the vehicle.

5.2.2. Test 4. MERCEDES of 26 t

In this case, only a slight variation is observed in the effectiveness: 60 % effectiveness for the laden vehicle and 56 % for the simulation.

In this test, the following simulation scheme (Figure 10) was used.

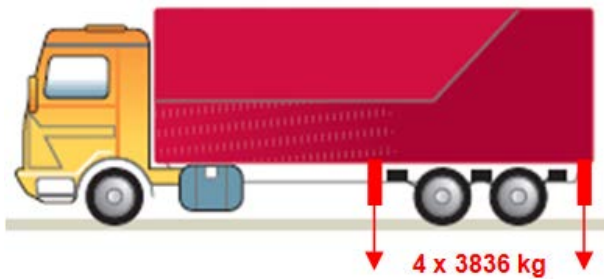


Figure 10. Test 4. MERCEDES of 26 t.

As can be seen, four pulling points were used centred over the rear axles, so there is no need to correct the eccentric pull on these. In the test with the laden vehicle, there is an overload of 4760 kg (the vehicle has a MAM of 26000 kg and arrives at the test station with 30760 kg). This is because arriving at the inspection centre with a precisely-estimated load is a challenge, especially

when a weighing scale is unavailable, which happens in most cases. Moreover, due to this overload, the vehicle braking system does not manage to block the wheels of the third axle when the vehicle comes loaded.

5.2.3. Test 5. IVECO tractor unit of 18 t

In this case, no significant variation is observed in the effectiveness results: 56 % effectiveness laden and 55 % simulated.

Figure 11 shows the simulation scheme used in this test.

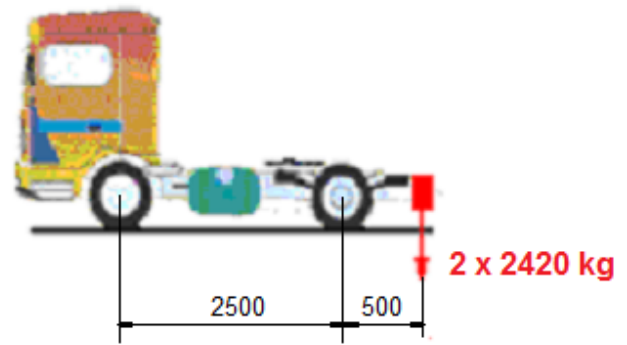


Figure 11. Test 5. IVECO tractor unit.

Taking into account the same approach as in 5.2.1, the load distribution is as follows:

$$\sum M_A = 0; 2 \times 2420 \times 3000 + R_B \times 2500 = 0; R_B = 5808 \text{ kg} \quad (10)$$

This additional load, with the tare of the rear axle, causes a total reaction of 11828 kg which causes an overload on this axle, whose TMAM is 11500 kg. In addition, if the tare of the front axle is added, the sums 18968 kg, which produces a small overload in both the vehicle and the rear axle.

Making a calculation to prevent overloading of the rear axle:

$$\sum M_A = 0; 2 \times F_{DF} \times 3000 + (11500 - 6020) \times 2500 = 0 \quad (11)$$

$$F_{DF} = 2283 \text{ kg}$$

Here no correction will be used, since the test for the laden vehicle is performed with a load of 19120 kg, very similar to that used with the simulation method without correction which is 18968 kg so the values are perfectly comparable.

5.3. Final Results

Taking into account the considerations relating to the correction of the applied load, the final results are shown in Table 8, once the correction has been made. The state of maximum load achieved during the test is shown in parentheses.

Table 8. Final results obtained using the developed protocol.

TYPE OF VEHICLE		MAM	E _{LADEN}	E _{SIMULATING}
N Class: Motor vehicles designed and manufactured primarily for transporting goods.				
N2	MAN	12 t	55 ± 8 % (98 % MAM)	56 ± 6 % (100 % MAM)
N3	RENAULT (*)	16 t	48 ± 4 % (103 % MAM)	43 ± 6 % (97 % MAM)
N3	VOLVO	18 t	49 ± 4 % (100 % MAM)	47 ± 4% (95 % MAM)
N3	MERCEDES (**)	26 t	60 ± 2 % (118 % MAM)	56 ± 2 % (100 % MAM)
N3	IVECO TRACTOR UNIT	18 t	56 ± 4 % (106 % MAM)	55 ± 4 % (105 % MAM)
O Class: trailers designed and constructed for the carriage of goods or passengers, as well as to accommodate people.				
O4	LECIÑENA SEMI-TRAILER	24	39 ± 2 % (97 % MAM)	41 ± 2 % (100 % MAM)
(*) Measurements taken on 25/03/2013.				
(**) By measuring the effectiveness of the laden vehicle, due to the overload the third axle cannot be blocked				

6. CONCLUSIONS

In this paper, a previously described load simulation device has been validated. It is applicable to all vehicles whose MAM exceeds 3500 kg enabling the condition of their brakes to be tested under maximum load conditions, fulfilling the regulations, without the vehicle having to have a real load.

The proposed system has the following advantages:

1. The simulation device provides reliable and accurate results, since there are no differences between the values of standard deviation in the case of simulated or real tests.
2. It gives the user complete control over the vehicle load.
3. The effectiveness values obtained with simulation are quite close to those obtained without it, always for the same percentage of MAM, finding a maximum error of 5 % from the real value (100 % MMA).
4. The system incorporates automatic correction due to the eccentric pulling force.

However, there are some disadvantages:

1. Sometimes it is necessary to centre the force using four points, two in front of the rear axle and two behind.
2. Sometimes the simulation system cannot reach 100 % of the vehicle MAM without overloading the rear axle.

However, this last point is not necessarily a disadvantage, since while it does not always provide real braking effectiveness (at 100 % MAM), a very representative and close value is obtained, which is valid for determining whether the brake system works properly according to current regulations. In addition, the critical axle for the braking system is the rear.

In essence, the designed system solves the inconvenience of going to the Inspection Station with laden vehicles, while a high degree of agreement is obtained with the braking test of laden vehicles and trailers according to Directive 2010/48/EU.

REFERENCES

González Carpena, Antonio., Gómez de León Hijes, Félix C., Alarcón García, Mariano., & Moral Moreno, Francisco Miguel. (2015). Checking load sensing valves at vehicle inspections

- stations. *Mechanics & Industry*, 16, 12.
doi:<http://dx.doi.org/10.1051/meca/2015006>
- González Carpena, Antonio., Gómez de León Hijes, Félix C., Alarcón García, Mariano., & Moral Moreno, Francisco Miguel. (in press). Inspección de la eficacia de frenado para vehículos de MMA superior a 3500 kg mediante el método de extrapolación. *DYNA*.
- Novo Sanjurjo, V. J. (1989). *Statistical methods*: UNED.
- Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council of 5 September 2007 establishing a framework for the approval of motor vehicles and their trailers, and of systems, components and separate technical units intended for such vehicles, (2007).
- Directive 2009/40/EC of 6 May 2009 on the approximation of the laws of the Member States relating to on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers., (2009).
- Directive 2010/48/EU, Adapting to technical progress Directive 2009/40/EC of the European Parliament and of the Council on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers., (2010).
- Squires, G. L. (1985). *Practical physics*: Mc-Graw Hill.
- Standardization, International Organization for. (2004). ISO 21069-1:2004, Road vehicles -- Test of braking systems on vehicles with a maximum authorized total mass of over 3.5 t using a roller brake tester -- Part 1: Pneumatic braking systems. (pp. 11).
- Sánchez, C. (1989). *Análisis de errores*: Eudema. Universidad de Madrid.

A. González Carpena, F. C. Gómez de León Hijes, M. Alarcón García and F. M. Moral Moreno

Checking load sensing valves at vehicle inspections stations

ANTONIO GONZÁLEZ CARPENA^{1,a}, FÉLIX C. GÓMEZ DE LEÓN E HIJES¹, MARIANO ALARCÓN GARCÍA² AND FRANCISCO MIGUEL MORAL MORENO³

¹ Area of Mechanical Engineering, University of Murcia, 30003 Murcia, Spain

² Area of Machines and Heat Engines, University of Murcia, 30003 Murcia, Spain

³ Graduate in Chemical Engineering, University of Murcia, 30003 Murcia, Spain

Received 21 December 2013, Accepted 11 December 2014

Abstract – On a commercial vehicle, braking force is controlled by pressure limiting valves, which are responsible for distributing the braking force to individual axles of the vehicle depending on the load. Due to the importance of this system in vehicle safety, we propose a new universal inspection method that complies with Directives 2009/40/EC and 2010/48/EC and Regulation UN/ECE No 13-H, for vehicles in service based on load simulation techniques. The method can be applied during periodical inspections, and is able to detect any malfunction of the system as a whole, regardless its action mode. The test results obtained with real vehicles validate the method.

Key words: Road safety / periodic technical inspection / UN/ECE No. 13 regulation / load sensing valve / brakes

Nomenclature

dp	Driving pressure (bar)
F_i	Brake force in the tyre circumference on axle i (N)
F_{Mmax}	Maximum static reaction of the vehicle (N)
F_{Rmax}	Maximum static reaction of all the axles of the semitrailer (N)
L	Lever length (mm)
MAM	Maximum authorized mass (kg)
p_1	Input LSV pressure (bar)
p_2	Output LSV pressure (bar)
p_{41}	Pressure of the left suspension diapress (bar)
p_{42}	Pressure of the right suspension diapress (bar)
LSV	Load Sensing Valve
z_{Mlad}	Braking effectiveness of laden vehicle (%)
z_{Rlad}	Braking effectiveness of laden trailer or semitrailer (%)

1 Introduction

1.1 Operating systems of the load regulation function

The differences in the weight supported by individual axles during the normal use of a commercial vehicle can be sufficiently great to present serious braking problems, which must be taken into account by project designers.

When commercial vehicles operate unladen, excessive pressure in its brake cylinders may cause the brakes to lock, leading to a dangerous loss of stability. On the other hand, brakes that are correctly calibrated for driving empty may turn out to be insufficient when the vehicle is driven under full load, which may be equally dangerous [1].

To solve this problem, Directive 70/320/EEC [2] and Regulation UN/ECE No 13-H [3] consider two solutions:

- Load sensing valves (LSV) installed on the axles, which perceive the applied braking according to the individual axle load.
- Anti-lock braking systems (ABS), which are responsible for avoiding wheel locking.

By itself, an automatically regulated LSV system regulates the distribution of braking force to the vehicle's axles. However, in the case of overbraking, this system cannot avoid wheel lock, which can only be prevented by an anti-lock braking system (ABS), since such systems control braking as a function of skidding.

For this reason, according to Directive 70/320/EEC [2], Annex II, Appendix 1, load sensing valves (LSV, or ALB in German) are not binding when vehicles are provided with ABS, because braking lock is better achieved by ABS than by LSV itself. Regardless of this, the presence of LSV is highly recommended, since this valve is responsible for limiting air pressure in circuits under low

^a Corresponding author: agoncar@um.es

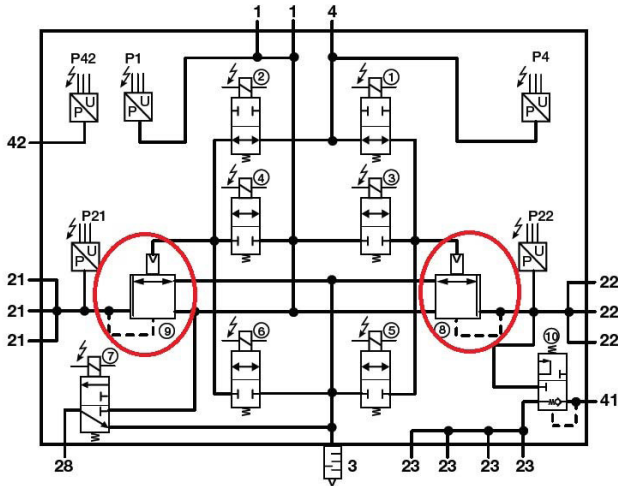


Fig. 1. Load sensing valves in an EBS system [4].



Fig. 2. Mechanical Load Sensing Valve (LSV) [5].

load conditions, preventing the unladen wheel from locking and the ABS system from coming into operation.

With no valve, almost every attempt to brake with no load, even in good grip conditions will result in wheel lock and the ABS will be forced to act. This involves a high consumption of compressed air from the reservoirs and very high tyre wear, because ABS begins to operate when slippage has just started, tyre wear due to friction in each cycle being unavoidable.

LSV and ABS are complementary systems, which optimize braking. This is why electronic braking systems (EBS) incorporate pressure control circuits in their control unit, which act on the relay valves installed (see Fig. 1).

Nowadays, we can find in the following two cases:

1. Brake control systems depending on load with an LSV (with or without ABS system), which can be one of these two types:
 - Vehicles with mechanical suspensions (spring): a pneumatic valve with a cam which is activated when the crossbow undergoes a deformation caused by the load (see Fig. 2).

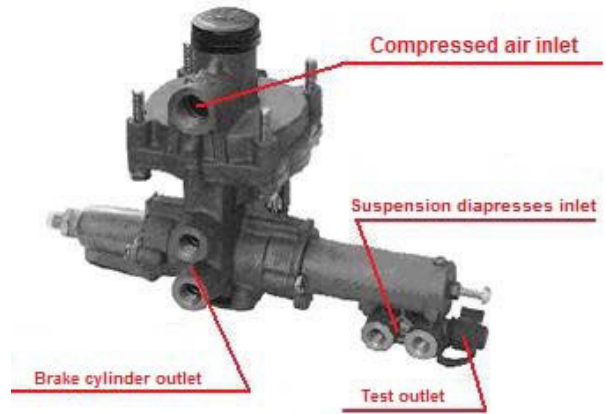


Fig. 3. Pneumatic LSV [6].

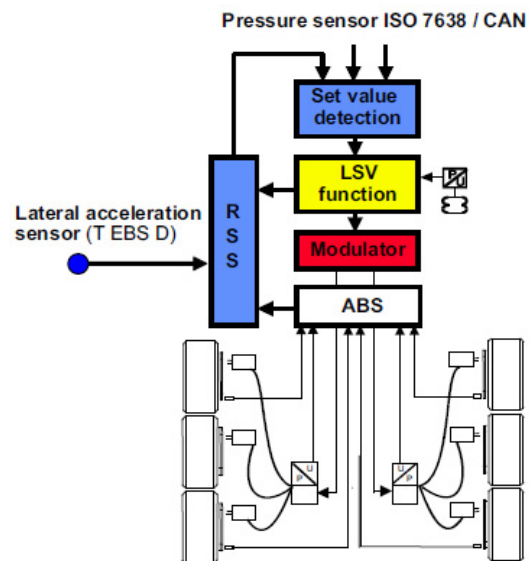


Fig. 4. Diagram of EBS system [6].

- Vehicles with pneumatic suspensions (suspension diapress): a pneumatic valve with a pneumatic control power point which permanently reads the suspension pressure (see Fig. 3).
2. Load-dependent brake control systems for an EBS system (see Fig. 4) can also be one of these two types:
 - Vehicles with mechanical suspensions (spring): a potentiometer with a lever, which is activated when the spring undergoes a deformation caused by the load. The potentiometer sends a continuous input signal to the electronic EBS system.
 - Vehicles with pneumatic suspensions (suspension diapress): the EBS module has a pneumatic control input which integrates a pressure transducer.

In the case of semi-trailers, the load-dependent braking regulation has two differentiated parts (see Fig. 5):

- **Area A: Start-up.** When driving pressure (dp) increases up to 0.7 bar, the cylinder braking pressure increases up to 0.4 bar without activating the brake

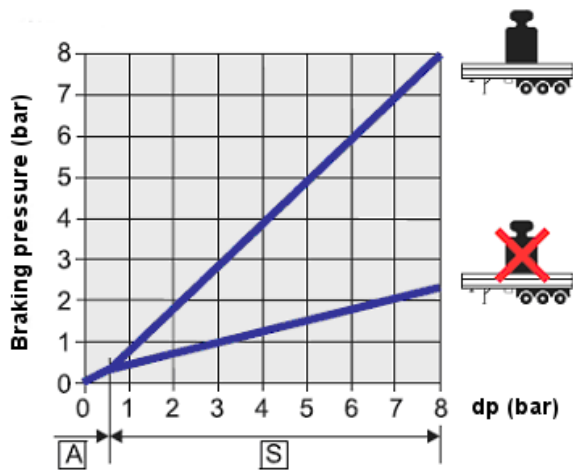


Fig. 5. LSV function in a semi-trailer [5].

mechanism. This pressure is used to overcome the return spring pressure of the brake cylinder.

- **Area S: Operation.** When driving pressure reaches 0.7 bar, brakes start to act according to the cylinder pressure, which increases according to official regulations. With the vehicle loaded, braking pressure follows the characteristic straight line, passing through the manufacturer’s established value ($dp = 8$ bar), and remains constant.

1.2 Current method for periodic inspection of load sensing valves

The procedure presented below is only applicable to vehicles with a LSV equipped with an outlet for simulation or a test outlet. This type of inspection is recommended by the International Motor Vehicle Inspection Committee (CITA) [7].

Note that vehicles equipped with electronic braking systems, where braking force is electronically controlled, cannot be inspected in the way described below.

1.2.1 Pneumatically operated LSV valves

The inspection method consists of checking that the LSV characteristics agree with those given on its nameplate. According to the regulation, LSV nameplate must contain at least the following information:

- Valve input pressure.
- Diapress suspension pressure and its LSV output pressure for at least two points (e.g., the pressure corresponding to the laden and unladen vehicle).

To do this, manometers and pressure reducing valves must be connected in several areas of the brake circuit, depending on whether a trailer, a semi-trailer or a tractor is being inspected (see Figs. 6 and 7).

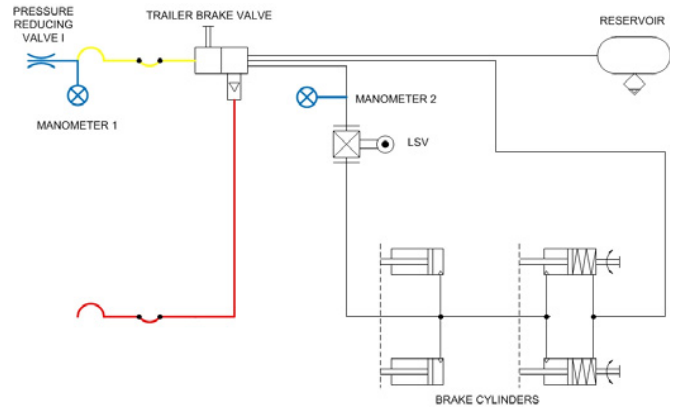


Fig. 6. Trailer/semi-trailer manometer connection diagram [8].

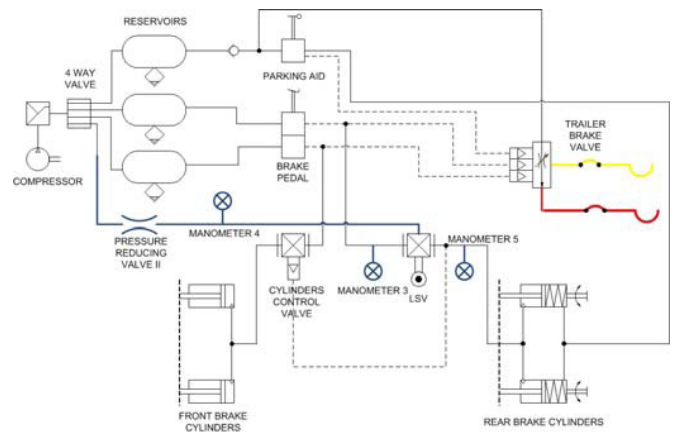


Fig. 7. Tractor vehicle manometer connection diagram [8].

Then, different pressures are simulated on the suspension diaphragms so that the LSV is checked in, at least, three operating points.

Throughout this procedure, it must be taken into account that LSVs in trailers and semitrailers work statically: that is, during braking, the LSV output pressure is not adjusted according to the control pressure (diapress pressure), which is why the vehicle load transfer during braking is not taken into account. To simulate different braking forces at different diapress pressures, the brake pedal must be released and pressed again.

1.2.2 Mechanically operated LSV valves

The inspection method consists of checking that the LSV characteristics are those given on its nameplate. As above, it should contain at least the following information:

- Input pressure.
- Spring movement in mm (The spring flexing value with the laden vehicle should be supplied by the axle manufacturer).
- Lever length, L , in mm.
- The axle load and the output pressure corresponding to the LSV for at least two positions; for example, with an unladen axle and with full load.

The load can only be simulated if the mechanical lever is adjusted manually or by using an external load simulation system. If the lever is moved to maximum load position, the valve output pressure can be measured and compared with the value indicated on the nameplate. This cannot be checked in tractor units, where only the lever length, L , can be verified.

1.2.3 Vehicles equipped with ABS/EBS brakes

The inspection procedure which is currently followed for periodic inspections is limited to visual checks that can easily be made for any vehicle without using any special equipment. The method is also recommended by the International Motor Vehicle Inspection Committee (CITA) [7].

Technical inspectors must follow these points:

- Check that the ABS/EBS system warning signal comes on when the engine is started, and then goes off. The way to test the signal varies from one vehicle model to another, but the light usually goes off after a short period of time or when the vehicle reaches a certain speed. It is important that the inspector knows the different operation modes of this signal. If the warning device stays on, the vehicle should be rejected.
- A visual check should be made for signs of damage in the electrical system, such as damaged cables or connectors that may affect the proper operation of the system.
- Check that there are no leaks in the pneumatic or hydraulic system.
- A visual inspection should be made of accessible mechanical parts in a search for defects which could affect the system's proper operation.

Only a few references dealing with LSV behaviour, and no reference to LSV inspections, have been found in journals because this is a very specific subject, whose knowledge remains mostly with the manufacturers.

2 Results of inspections based on current method

Based on this methodology, a study was made of the first 55 725 periodic inspections of commercial vehicles during year 2012 in the province of Murcia (CARM), Spain, which possesses 20% of the total refrigerated lorry fleet of the country (see Tab. 1).

A total of 42 758 defects (minor, serious and negative), which are broken down into inspection groups, according to the ITV station Inspection Procedures Manual [10], are shown in Table 2.

Figure 8 shows percentage of failures per group.

As can be seen, 43% of the defects found concern the brakes. To determine the incidence of the load control valve in the set of defects, the group "brakes" was divided into subgroups, giving Table 3.

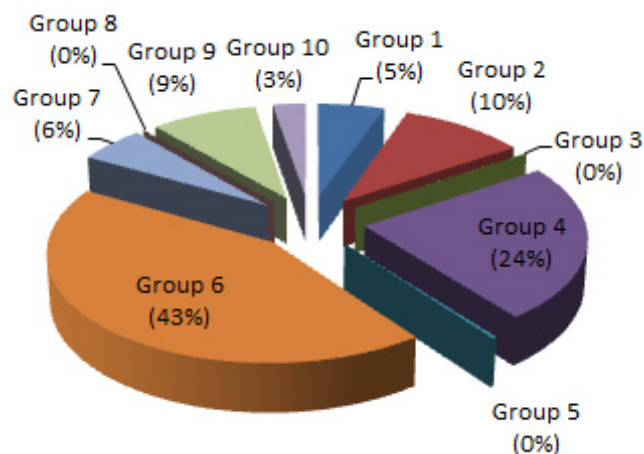


Fig. 8. Percentage of defects per inspection group in commercial vehicles with a MAM > 3500 kg during 2012 (Source: CARM).

As can be seen, load sensing valve was only responsible for 0.1% of the defects relating to the brake system. In fact, these 17 defects were due to the absence of this valve in the vehicles which were legally obliged to have one.

This low incidence is probably due to the fact that the inspection process, as indicated in Section 1.2 of this article, is very complex and laborious, and it is only viable in vehicles with a pneumatic LSV, but not in vehicles with a mechanical valve or vehicles with an electronic brake system (EBS), where this function is embedded in the electronics.

In fact, there is no procedure for checking the points indicated in Directive 2010/48/EC [11] regarding the load sensing valve operation test, the procedure devised by CITA [7] focusing on other regulatory requirements, such as checking the existence of compulsory nameplate, the readability of its data and the existence or not of the load sensing valve. In addition, as shown in Section 1.2.3, this check is non-existent in vehicles equipped with ABS/EBS, where the inspection is limited to verifying the system operation as a whole by means of the warning signal. Because of this, it is necessary to create a procedure which is easier to use and also applicable to all types of vehicles.

3 Materials and methods

In view of the above, it is evident that a new inspection method is needed in order to check all the load regulation systems on the market.

We propose a new inspection method based on a new device which can simulate load on commercial vehicles [12]. Although it was initially designed to obey Directive 2010/49 in terms of braking effectiveness, as we will see, it can be used to check the load control system on commercial vehicles.

Table 1. Number of inspections of commercial vehicles with a maximum authorized mass (MAM) > 3500 kg during 2012 (Source: CARM).

Classification by construction according to RD 2822/1998 [9]	Description	Inspections during 2012
21	Lorry with a $3500 < \text{MAM} \leq 12\,000$ kg	4149
22	Lorry with a $\text{MAM} > 12\,000$ kg	13 655
23	Tractor-trailer	15 347
25	Van with a $3500 \text{ kg} < \text{MAM} \leq 12\,000$ kg	57
26	Van with a $\text{MAM} > 12\,000$ kg	49
42	Trailer and semitrailer with a $3500 \text{ kg} < \text{MAM} \leq 10\,000$ kg	155
43	Trailer and semitrailer with a $\text{MAM} > 10\,000$ kg	22 313
TOTAL		55 725

Table 2. Number of defects per inspection group in commercial vehicles with a MAM > 3500 kg during 2012 (Source: CARM).

Group	Description	Minor	Serious	Negative	Total
1	Identification	1620	448	0	2068
2	External reconditioning, body and chassis	2428	1519	5	3952
3	External reconditioning	5	9	0	14
4	Lighting and signalling	6749	2386	0	9135
5	Polluting emissions	0	101	0	101
6	Brakes	9235	7329	113	16 677
7	Steering	967	1127	0	2094
8	Axles, wheels, tyres, suspension	1742	2593	35	4370
9	Engine and transmission	2948	395	0	3343
10	Other	0	1031	0	1031
TOTAL		25 694	16 938	153	42 785

Table 3. Number of defects in Group 6 (brakes) during 2012, broken down into inspection subgroups (Source: CARM).

Subgroup	Description	Minor	Serious	Negative	TOTAL
6.1	Service brake	9104	5316	75	14 495
6.2	Secondary brake (emergency)	0	0	0	0
6.3	Parking brake	82	1373	0	1455
6.4	Inertia brake	0	0	0	0
6.5	Anti-lock device	8	14	0	22
6.6	Deceleration device	2	1	0	3
6.7	Braking device pedal	3	1	0	4
6.8	Vacuum pump or compressor and tanks	0	52	0	52
6.9	Low pressure indicator	0	0	0	0
6.10	Hand brake control valve	0	7	0	7
6.11	Braking valves	6	292	5	303
6.12	Accumulator or pressure tank	14	38	0	52
6.13	Trailer brakes connection	0	3	0	3
6.14	Servo brake. Master cylinder (hydraulic systems)	0	4	0	4
6.15	Rigid tubes	0	8	0	8
6.16	Flexible tubes	3	44	1	48
6.17	Brake lining	0	33	1	34
6.18	Brake drums and discs	0	112	30	142
6.19	Cables, ribs, levers, connections	0	4	0	4
6.20	Braking system cylinders	13	9	1	23
6.21	Load sensing valve	0	17	0	17
6.22	Automatic slack adjusters	0	1	0	1
TOTAL		9235	7329	113	16 677

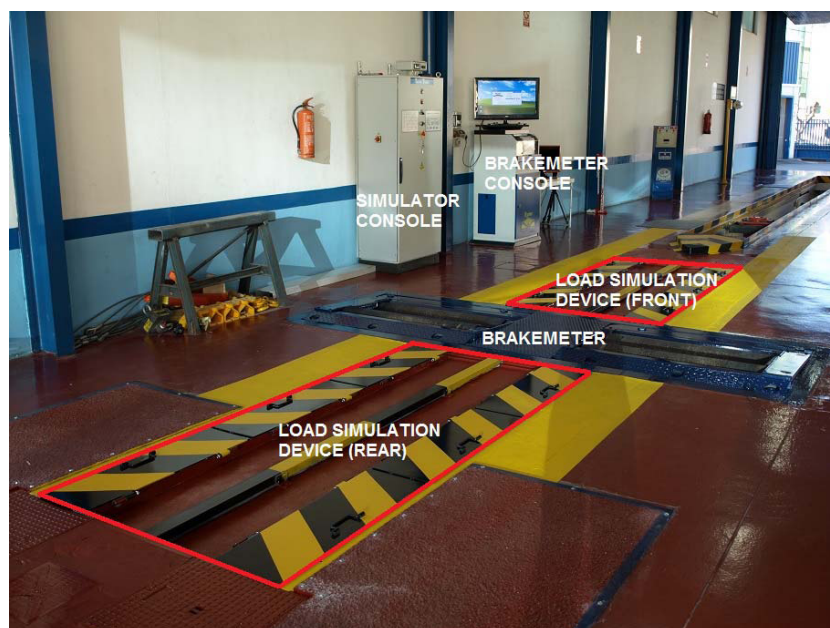


Fig. 9. Load simulation device for vehicles with a MAM > 3500 kg.

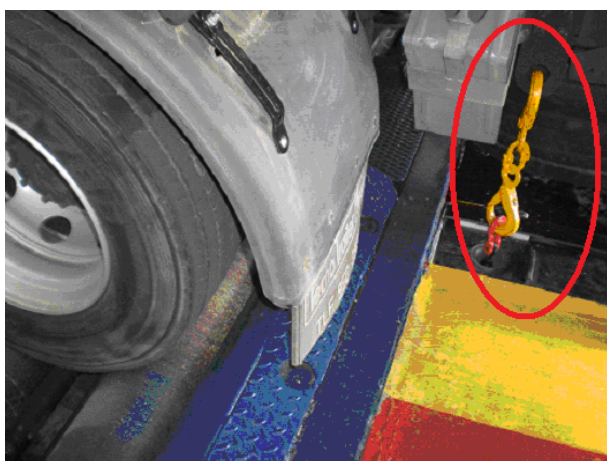


Fig. 10. Pulling point for load simulation.

3.1 Load simulation device

The load simulation equipment consists of four rails, two located in front of the brake testing equipment (brakemeter) and two behind where the four hydraulically operated traction pulling elements are located (see Fig. 9). Pulling elements are controlled by the simulator console which regulates the pulling force.

These pulling elements, once connected to the chassis by templates, flanges or any equivalent system, apply a downwards traction force (see Fig. 10). This force, when it is applied on the chassis, activates the load sensing valve by simulating load [13].

For effective load simulation, the traction must occur on the vehicle frame, so that rings (see Fig. 11) are arranged on it to allow the pulling force to be applied safely.

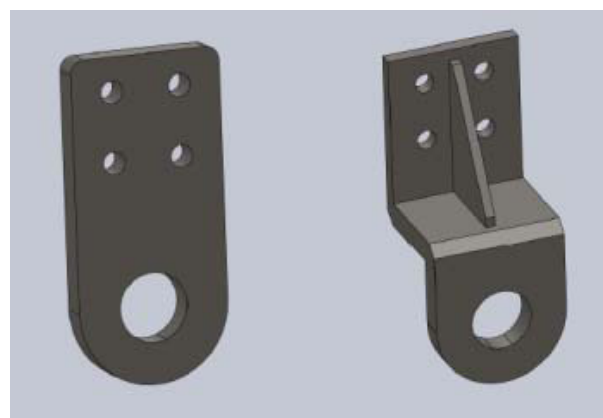


Fig. 11. Fastening rings of the frame-pulling elements.

The rings, whose optimal design has been studied, should be connected with the pulling elements before performing the test.

Table 4 shows the characteristics of the new device.

3.2 Material used in data collection

For data collection, an axle-weighing scale (see Tab. 5) and a brakemeter (see Tab. 6) were used, both of which are commonly available at any vehicle inspection station. Those used in these tests have a calibration certificate from the National Accreditation Entity of Spain (ENAC).

3.3 Software

Specific software has been developed in order to make the procedure easier and automatic. Earlier works [14,15] were taken into account in this task.

Table 4. Characteristics of the load simulation device.

Load (minimum/maximum)	630/18 000 kg
Electrical power	8 kW–380 V
Width between rails	1035 mm
Effective length of rails	2700 mm (on each side of the brakemeter)
Internal tyre width (minimum)	1250 mm
Width (minimum/maximum) of the vehicle frame	750/1350 mm
Tensioning height	300 mm
Applicable to triaxial tandem with wheelbase:	1400 mm

Table 5. Characteristics of the axle-weighing scale.

Capacity	15 t
Platform dimensions	3 × 1 m
Weight transmission	4 digital load cells
Weight display	Model D800, axle-weighing programme
Installation	Built in a trench of 69 cm

Table 6. Characteristics of the brakemeter.

Maximum load per axle	20 t
Electric motor power	2 × 11 kW
Test speed	3 km/h
Voltage	630/400 V–50 Hz (3F + N)
Protection fuse	3 × 50 A
Thermal protector	2 × 25 A
Roller diameter	270 mm
Roller length	1150 mm
Distance between centres	485 mm
Rear roller superelevation	50 mm
Measurement indication error	1%
Coefficient of friction	Dry: 0.9 Wet: 0.7
Maximum braking force	3000 N
Measuring step	10 N

Table 7. MERCEDES load intervals.

Load interval	Mass (kg)
N1 (unladen vehicle)	10 655
N2	13 724
N3	16 793
N4	19 862
N5	22 931
N6 (laden vehicle)	26 000

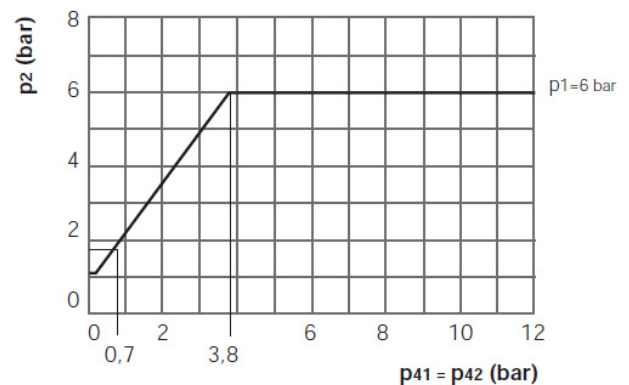


Fig. 12. EBS performance depending on load [6].

3.4 Simulation data collection protocol

For the simulation data, proceed as follows.

In the control console, choose the type of vehicle where braking force is going to be measured. Next, the values of the tare weights and the MAM per axle are inserted and also the total load percentage desired.

The operator selects the frame points where the load is going to be applied and moves the pulling elements along the rails until they are placed vertically below the selected points, always on the axle where the LSV valve acts.

Then, the joining accessories (rings) are set in place and load is applied slowly at various points. The system emits a warning signal when the prescribed load has been reached and, at this moment, the axle on the brakemeter is braked.

If a vehicle has more than one rear axle, the joining accessories are released, the vehicle is moved to another position on the brakemeter, the pulling elements are moved again, and the braking test is repeated.

4 Validation of the new device

4.1 Tests on sample vehicles

To validate the test, we used three vehicles: (i) a Mercedes commercial vehicle, Model 2535 with 6 × 2 configuration and an electronic braking system (EBS) with an integrated load control function, (ii) a NISSAN lorry with a MAM of 8000 kg, and (iii) an IVECO lorry.

The theoretical operating graph is (Fig. 12).

This graph shows how, by increasing the load of the vehicle, the pressure on the suspension diapress (p_{41}) is increased. The output valve pressure (p_2) increases linearly until the vehicle reaches a laden state and, when the diapress pressure reaches 3.8 bar, the valve opens completely, equalizing and stabilizing the output (p_2) and input (p_1) pressures at 6 bar.

Once the theoretical operation of the load control system is known, in order to check the behaviour of the LSV, a graph which matches brake force and vehicle load is made, and later compared with the theoretical value.

For this, we first divide the total vehicle load interval into six parts, as can be seen in Table 7. The first point

Table 8. Braking values per payload interval (kN) for a MERCEDES lorry.

	Braking data (kN)									
	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4		Test 5	
	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left
N1	11.74	11.33	11.48	11.97	11.56	11.27	11.50	11.37	11.60	11.43
N2	17.13	18.03	16.56	20.04	18.24	18.50	16.96	18.57	18.00	17.15
N3	24.77	25.08	26.5	25.55	26.7	25.9	26.00	25.45	25.34	25.56
N4	30.00	27.71	29.71	28.69	29.71	26.78	29.69	27.77	29.71	28.68
N5	29.55	27.38	29.59	27.62	29.82	27.75	29.57	27.65	29.71	27.70
N6	31.05	30.99	31.06	30.89	31.54	31.00	31.06	31.00	31.05	30.98

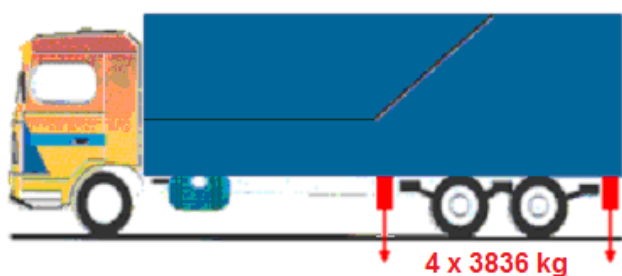


Fig. 13. Load distribution for a MERCEDES lorry.

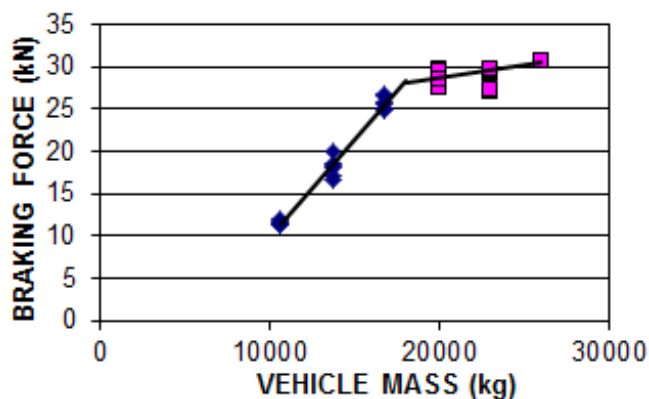


Fig. 14. LSV system behaviour for a MERCEDES lorry.

corresponds to the unladen vehicle and the last point to the laden vehicle.

When the desired load is reached, the braking force of one of the axles on which the valve operates is measured. For this, the third axle is placed on a roller brake tester (see Fig. 12), making three tests for each braking point [16], as in Table 8.

Representing these values for each wheel where the LSV valve operates, gives, as can be seen in Figure 14, the load-dependent behaviour of that valve.

This behaviour, as can be seen, is analogous to the theoretical behaviour shown in Figure 12, because braking force increases linearly up to 20 000 kg of mass, after which it remains constant. Braking force only slightly increases because the friction of the pneumatic-roll brake tester increases and the force depends on a normal reaction to this.

Table 9. NISSAN load intervals.

Load interval	Mass (kg)
N1 (unladen vehicle)	3980
N2	4784
N3	5588
N4	6392
N5	7196
N6 (laden vehicle)	8000

As mentioned above, these tests were repeated with two more vehicles, one of them a NISSAN lorry with a MAM of 8000 kg, a configuration of 4 × 2, with a hydropneumatic braking system and an electronic braking system (EBS). The other was an IVECO tractor unit with a pneumatic braking system and a regulation braking system (EBS). The results obtained are shown in Tables 10 and 12, and Figures 15 and 17.

As can be seen in the last case, the maximum braking force was reached at 100% MAM, which means that load-dependent braking regulation system is calibrated to obtain maximum braking at the vehicle’s MAM, not, as in previous cases, at 70% MAM and 75% MAM, respectively. This is because each manufacturer calibrates the regulation system according to the characteristics of its vehicle. Furthermore, in this case, we were dealing with a tractor unit with a self-loading crane which overloads the front axle and, as a result of these changes; the braking regulation of the EBS has been calibrated differently.

4.2 Braking effectiveness

In order to validate the measurement system, the braking effectiveness of all the vehicles with real load was measured with the ultimate purpose of comparing real results with those obtained with the new system by means of a statistic study. It should be pointed out that this effectiveness only applies to the service brake, but not to the parking or safe brake.

Part I of ISO 21069 specifies how to establish in a coil brakemeter the brake efficacy of road vehicles with a MAM of more than 3500 kg and equipped with pneumatic brake systems. It applies also to electronic brake systems (EBS). Its purpose is to establish an action protocol that ensures standardized measuring results, leading to a reliable evaluation of the service brake effectiveness.

Table 10. Braking values per payload interval (kN) for a NISSAN lorry.

	Braking data (kN)									
	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4		Test 5	
	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left
N1	6.04	5.38	6.38	5.38	5.79	5.11	6.35	5.38	6.00	5.47
N2	8.83	8.57	9.30	9.30	9.08	9.39	9.05	9.35	8.93	8.76
N3	11.33	11.62	12.01	12.30	11.39	12.25	11.36	11.89	11.56	12.25
N4	13.75	13.73	14.57	15.08	14.10	15.78	13.95	13.75	14.27	15.00
N5	15.76	16.00	14.40	14.30	15.40	15.10	15.50	15.10	15.40	15.20
N6	14.80	13.90	15.70	13.90	14.50	14.30	14.90	13.99	15.40	14.20

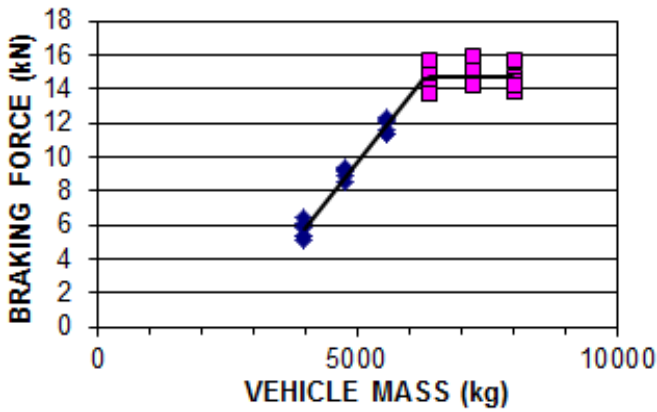


Fig. 15. LSV system behaviour for a NISSAN lorry.

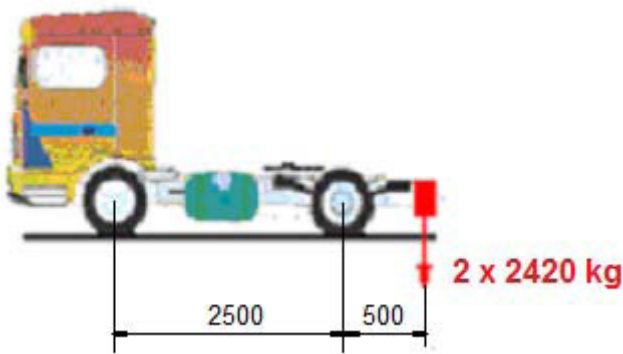


Fig. 16. Load distribution for an IVECO lorry.

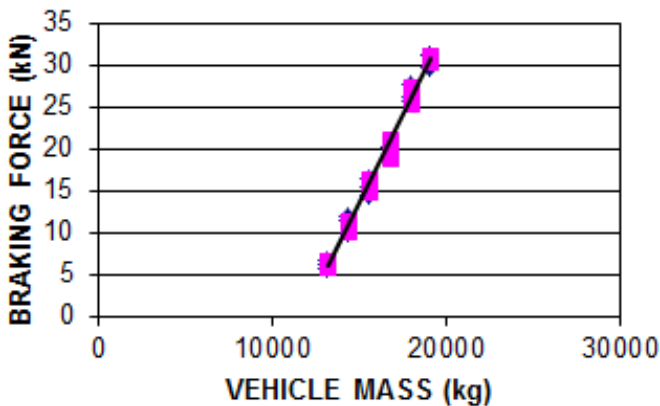


Fig. 17. LSV system behaviour for an IVECO lorry.

Table 11. IVECO load intervals.

Load interval	Mass (kg)
N1 (unladen vehicle)	13 160
N2	14 352
N3	15 544
N4	16 736
N5	17 928
N6 (laden vehicle)	19 120

Brake effectiveness can be calculated from the experimental data of the vehicle brake force, as follows:

$$z_{Mlad} = \frac{\sum F_i}{F_{Mmax}}; \text{ for engine vehicles} \quad (1)$$

$$z_{Rlad} = \frac{\sum F_i}{F_{Rmax}}; \text{ for trailers and semitrailers} \quad (2)$$

where:

- z_{Mlad} : Braking effectiveness of laden vehicle
- z_{Rlad} : Braking effectiveness laden of trailer or semitrailer
- F_i : Brake force in the tyre circumference on axle i (N)
- F_{Mmax} : Maximum static reaction of the vehicle (N)
- F_{Rmax} : Maximum static reaction of all the axles of the semitrailer (N).

Table 13 shows the results obtained with this mathematical expression applied to the tested vehicles.

It is important to point out that the software modifies the load to be applied in order to avoid in the simulation a non-zero torque in the axle to which braking is applied, which could produce an overload. This feature must be provided in order to adjust simulation results to real behavior.

The low differences between the laden and simulated conditions can be seen in Figure 18.

Furthermore, braking effectiveness on rear axle is less than on front axle, but bigger than standardized, so this procedure allows the inspector to check whether the vehicle correctly brakes.

5 Proposal of a new method of inspection

To develop an inspection method applicable to periodic regulatory inspections, the first thing to be taken into

Table 12. Braking values per payload interval (kN) for an IVECO lorry.

	braking data (kN)									
	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4		Test 5	
	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left
N1	5.66	5.89	6.25	6.55	6.68	6.56	6.00	6.56	6.65	6.55
N2	9.88	10.02	11.30	11.50	11.90	11.40	10.01	11.50	11.50	11.30
N3	14.50	14.80	15.50	15.80	16.30	16.40	15.03	15.80	15.50	14.80
N4	18.90	19.00	20.23	21.10	20.10	20.20	20.14	20.30	19.98	20.20
N5	27.54	27.29	26.13	26.41	25.55	25.47	26.45	26.47	25.60	25.74
N6	31.25	29.59	31.21	30.31	31.17	31.09	31.23	29.97	31.20	31.21

Table 13. Test results in sample vehicles.

Type of vehicle	MAM	effectiveness loaded	Effectiveness in simulation
N Class: Engine vehicles designed and manufactured primarily for transporting goods			
N2	NISSAN	12 t	55 ± 8%
N3	MERCEDES	26 t	60 ± 2%
N3	TRACTORA IVECO	18 t	56 ± 4%

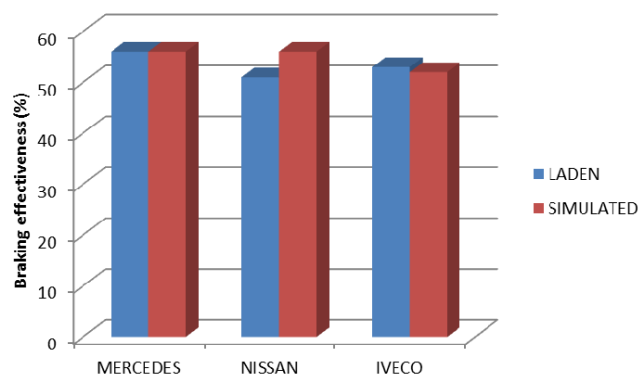


Fig. 18. Braking effectiveness comparison.

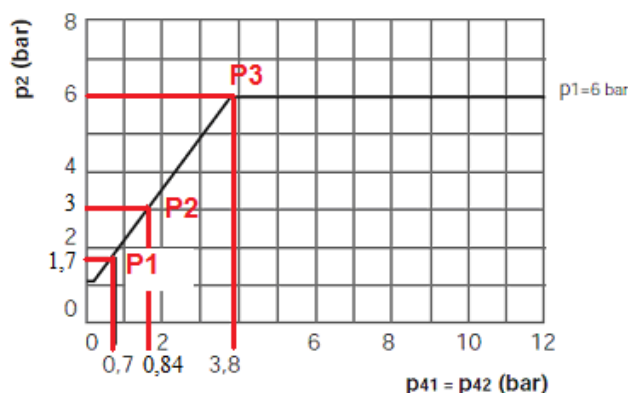


Fig. 19. LSV check points with the third point in the proportionality area.

account is paragraph (6) of Directive 2009/40/EC [17], which indicates that the technical inspection of vehicles “should be relatively simple, fast and cheap”. This was not easy, because the vehicles studied were “real” working vehicles, whose owners allowed us to carry out our two-hour tests during the inspection period.

The current method proposed by CITA [7], which is applicable to all countries where the technical inspection of vehicles is mandatory, is too slow, since it is necessary to connect vehicles to five manometers in different positions of the pneumatic braking system, not all of them easily accessible and not easy to identify. This and the fact that not all vehicles have pressure outlets in the indicated places, and also that not all the valves have a test outlet for carrying out the recommended tests, means that what is written in Annex II of Directive 2010/48/EC [11] is, in most cases, impossible to implement.

Taking into account the correlation between the sensing valve pressure and the braking force, as verified in this article, we propose the following method of inspection for load-dependent braking regulation systems, which is valid for all vehicles.

5.1 Checking the LSV

In order to comply with the recommendation of CITA, which indicates that, at least three load points are necessary to check the LSV, it is not enough to check the unladen and laden vehicle, so measurements must be made at the following points (see Fig. 19).

- **Point 1:** Measure the braking force with the unladen vehicle.
- **Point 2:** Using the load simulator, measure the braking force after increasing the vehicle’s load by 20%. The braking force should also increase by 20%, with a certain amount of tolerance. The figure 20% is chosen so that the second point is in the area where pressure increases are proportional to braking force. In this way, we can confirm that braking force depends on load.
- **Point 3:** Using the load simulator, measure the braking force at the MAM of the vehicle.

This third point can be at the end of the proportionality zone or in the zone where the maximum opening of

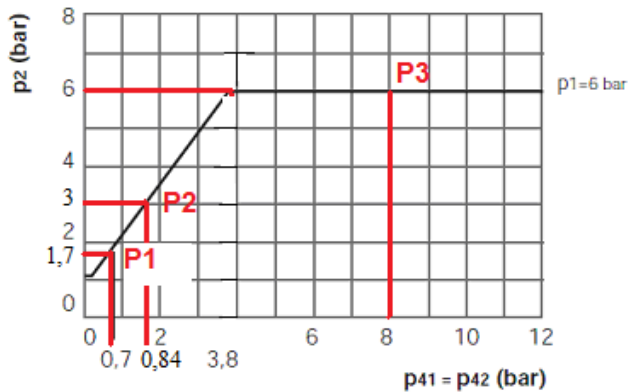


Fig. 20. LSV check points with the third point outside the proportionality area.

the valve occurs and where pressure and braking force do not change (see Fig. 20).

6 Discussion

Currently, there are no procedures for checking all the braking regulation systems on the market, because the procedures proposed by CITA are only valid for pneumatically operated LSVs, and there is no direct verification procedure for mechanically operated LSVs or ABS/EBS systems.

Several user tests have been carried out with the device and method presented here to study the convergence of the model in terms of user satisfaction, but also in terms of data acceptance. The results were in all cases very satisfactory and provide interesting information:

- Users (technical inspectors) were satisfied with the new method because it is very reliable as was demonstrated.
- Technical inspectors do not carry out tests with the current method because they tend to be unaware of it.
- This method, or any similar method, is not applied anywhere else in Europe.
- The results did not differ from one user to another.

The method also provides the three load points necessary to check the LSV valve.

7 Conclusions

Following the mandatory international standards on braking systems security and their inspection procedures for transport vehicles, this paper presents an innovative inspection method for load sensing valves. Based on a new load simulation device, it offers to technical inspectors the possibility to check LSVs and determines braking effectiveness by using a new device that complies with Directive 2010/48/EC.

Tests were conducted on three different transport vehicles, initially unladen, where the proposed device applied a force equivalent to that of the laden condition on the individual axles. The correlation between the sensing valve pressure and the braking force was verified.

The tests provided very satisfactory results, not only from a technical point of view, but for the ease of application and the satisfaction of the inspectors who carry out the inspections. Of particular interest and importance is the fact that the procedure enables inspections and can simulate laden conditions so that vehicles can go to the inspection unladen, which will be of particular economic interest for transport fleet managers.

If we also take into account the progress made in recent years regarding the braking technology of commercial vehicles, which has led to the introduction of electronic and integrated systems, it is clear that the current inspection procedure for load-dependent braking regulation systems is obsolete, both from a regulatory and methodological point of view. This problem will become worse in coming years because technology will increase the presence of these electronic systems in vehicles since they are much more reliable and compact.

Now let us turn our attention to the inspection of a vehicle's electronic systems: although there are currently several lines of research aimed at monitoring the electronics based on reading the error messages stored in the memory of EBS modules, the problem is that the different systems used by manufacturers, as well as their complexity, make it difficult for a reliable method to be developed in the near future. What is more, it will always be a system that simulates the operation of the electronics, without taking into consideration the state of pneumatic or mechanical elements of different systems, which are of basic importance for the functioning of the whole system.

The method presented in this work is valid for all commercial vehicles which incorporate an electronic, pneumatic or mechanical load-dependent braking regulation system and it complies with the relevant legislation of all European Union countries. Our method only very slightly increases the inspection time, but it still fulfils the requirements of being simple, fast and cheap. Most importantly, it simulates with a high degree of reliability the real braking capacity of these vehicles.

References

- [1] J.F. Dols Ruiz, Treatise on cars, Polytechnic University of Valencia, ISBN: 8477215014
- [2] European Union Council, Directive 71/320/EEC of 26 July 1971 on the approximation of the laws of the Member States relating to the braking devices of certain categories of motor vehicles and of their trailers
- [3] Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE), Regulation UN/ECE, No 13-H, Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to braking, 16 October 1955

- [4] Knorr-Bremse, Brake and Air Suspension Products for Trailers, 2010
- [5] Wabco, Components of pneumatic brakes for towed vehicles, 2010
- [6] Wabco, Vehicle Control System. Trailer EBS. System description, 2010
- [7] International Motor Vehicle Inspection Committee (CITA), Standardization of criteria for evaluation of defects diagnosed during the inspection vehicles, 1999
- [8] K.-H. Dietsche, M. Klingebiel, Automotive Handbook, Robert Bosch GmbH, 2005
- [9] Government of Spain, Royal Decree 2822/1998 of 23 December which approves the General Vehicle Regulations, BOE 26/01/1999
- [10] Ministry of Industry, Tourism and Trade of Spain, ITV station Inspection Procedures Manual, 2012
- [11] European Union Council, Directive 2010/48/EC, Adapting to technical progress Directive 2009/40/EC of the European Parliament and of the Council on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers
- [12] A. González, F. Gómez de León, M. Alarcón, Braking force control on vehicles with a MAM over 3500 kg, DYNA, 88 (2013) 308–317
- [13] D. Pérez de Egea, TECNOTRAILER load simulator Operation Manual, Tecnotrailer Murcia S.L., 2013
- [14] F. Muñoz Gracia, Theoretical-practical calculation of elements and groups of commercial vehicle and car, ISBN: 8487995004.
- [15] M. Cascajosa, Vehicle engineering, Systems and calculations, Tebar, ISBN: 978849544706
- [16] C. Senabre, E. Velasco, S. Valero, Analysis of the influence of tyre pressure and weight on braking measurements of a vehicle on an Inspection Station roller dynamometer compared with measurements on flat ground, Securitas Vialis, 7 (2010) 12–21
- [17] European Union Council, Directive 2009/40/EC of 6 May 2009 on the approximation of the laws of the Member States relating to on roadworthiness tests for motor vehicles and their trailers