



300617

UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA UNAM

33
2ej

"EL SISTEMA DE ANTIBLOQUEO DE FRENADO
(ABS) EN AUTOS MEXICANOS"

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
LUIS RECILLAS GUTIERREZ

DIRECTOR DE TESIS: ING. JORGE SALCEDO GONZALEZ

MEXICO, D. F.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1991



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

CAPITULO I

ANTECEDENTES.Page.

1.1.	ORIGEN DEL SISTEMA ANTIBLOQUEO DE RUEDAS	1
1.2.	HISTORIA DEL SISTEMA ANTIBLOQUEO DE RUEDAS	4

CAPITULO II

GENERALIDADES.

2.1.	DINAMICA DE VEHICULOS DE MOTOR	7
	2.1.1 Dinámica Longitudinal del Vehículo	7
	2.1.2 Adhesión a la Superficie del Camino	17
	2.1.3 Aceleración y Frenado	18
	2.1.4 Distancia de Frenado	22
	2.1.5 Dinámica Transversal del Vehículo	25
2.2.	FRENOS EN LAS RUEDAS	27
	2.2.1 Frenos de Tambor	27
	2.2.2 Frenos de Disco	30
2.3.	LLANTAS O NEUMATICOS	32
	2.3.1 Grupos de Llantas	32
	2.3.2 Diseño de las Llantas	33
	2.3.3 Designaciones de las Llantas	35
	2.3.4 Aplicaciones de las Llantas	37

2.4.	ECUACIONES DE MOVIMIENTO PARA EL VEHICULO Y SUS RUEDAS FRENADAS	39
------	---	----

CAPITULO III

SISTEMA DE ANTIBLOQUEO DE FRENOS.

3.1.	SISTEMA DE CONTROL DE BLOQUEO DE RUEDAS DURANTE EL FRENADO	45
3.2.	COMPONENTES DEL SISTEMA	46
	3.2.1 Sensores de Velocidad	46
	3.2.2 Controlador	49
	3.2.3 Válvula Solenoide	50
	3.2.4 Modulador	52
3.3.	INTERCONEXIONES HIDRAULICAS, NEUMATICAS Y ELECTRICAS	53
	3.3.1 Circuito de Control Hidráulico	54
	3.3.2 Circuito de Control Neumático	55
	3.3.3 Circuito de Control Eléctrico	55
3.4.	FILOSOFIA DE CONTROL	56
3.5.	LOGICA DEL CONTROLADOR ELECTRONICO	61
	3.5.1 Circuito del Control Inicial	64
	3.5.2 Circuito Pulsante	66
	3.5.3 Circuito del Interruptor de Aceleración	67

CAPITULO IV

DESARROLLOS EN LOS SENSORES DE VELOCIDAD DE LOS VEHICULOS.

4.1.	INTRODUCCION	68
4.2.	SENSOR DE VELOCIDAD DE LA RUEDA - ANTECEDENTES -	69
4.3.	SENSADO DE LA VELOCIDAD DE LA RUEDA - CONFIGURACIONES COMUNES -	69
4.4.	REQUERIMIENTOS PARA MEDIR LA VELOCIDAD DE UNA RUEDA ..	70
4.5.	COMPONENTES DE UN SENSOR DE VELOCIDAD	70
4.6.	APLICACIONES TIPICAS DE SENSORES EN RUEDAS NO CONDUCIDAS	71

4.7.	MEDICION DE LA VELOCIDAD DE LAS RUEDAS CONDUCCIDAS - TRACCION TRASERA -	74
4.8.	MEDICION DE LA VELOCIDAD DE LAS RUEDAS CONDUCCIDAS _ TRACCION DELANTERA -	74
4.9.	TIPOS DE SENSORES DE VELOCIDAD	76
	4.9.1 Sensores Pasivos	76
	4.9.2 Sensores Activos	78
4.10.	SENSORES INTEGRADOS A LOS BALEROS	80
4.11.	EXPERIENCIA EN LOS LABORATORIOS DE PRUEBA	82
4.12.	EXPERIENCIA DE PRUEBAS EN EL VEHICULO	83
4.13.	APLICACIONES A LOS VEHICULOS	83
4.14.	SENSORES INTEGRADOS A LA CAJA DE BALEROS EN RUEDAS CONDUCCIDAS	84

CAPITULO V

PROBANDO EN PLANTA LOS SISTEMAS DE ANTIBLOQUEO.

5.1.	REVISION A LOS PLANTEAMIENTOS DE PRUEBA DE FRENADO	86
5.2.	EQUIPO DE PRUEBA Y PROCEDIMIENTO	89
5.3.	SISTEMA KELSEY HAYES RWAL	90
5.4.	SISTEMA BENDIX CON ABS EN LAS 4 RUEDAS	93
5.5.	SUMARIO	95

CAPITULO VI

CONSIDERACIONES ANALITICAS EN EL DISEÑO DEL SISTEMA DE ANTIBLOQUEO DE FRENOS (ABS).

6.1.	INTRODUCCION	103
6.2.	REVISION A LOS REQUERIMIENTOS DE ANTIBLOQUEO	104
6.3.	REQUERIMIENTOS DE RESPUESTA	106
	6.3.1 Curva Amplía de Respuesta de Frenado	106
	6.3.2 Curva Cerrada de Respuesta de Frenado	107
6.4.	REVISION DE LOS PRINCIPIOS DE DISEÑO DEL CONTROL - DEL SISTEMA	108

6.5.	EJEMPLO DE DISEÑO	109
6.6.	RESPUESTA DINAMICA DEL VEHICULO	110
6.7.	RESPUESTA DEL MODULADOR	113
6.8.	ANALISIS DEL CONTROLADOR	115
6.9.	SINTESIS DE RETROALIMENTACION	118
6.10.	EJEMPLO DE RESPUESTA DE CURVA CERRADA	119
6.11.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	120
6.12.	APENDICE - RESUMEN DE LAS ECUACIONES DE MOVIMIENTO DEL VEHICULO Y EL MODULADOR -	122
	6.12.1 Resumen de las Ecuaciones del Vehículo	122
	6.12.2 Resumen de las Ecuaciones de Modulador	127

CAPITULO VII

COMPARACION DE LA CAPACIDAD DE FRENADO DE AUTOS CON Y SIN EL SISTEMA DE ANTIBLOQUEO DE FRENADO (ABS).

7.1.	INTRODUCCION	131
7.2.	DISTANCIA DE FRENADO	133
7.3.	DESACELERACION	133
7.4.	FRENADO DE UNA RUEDA UNICA	134
7.5.	FRENADO DE AUTO DE PASAJEROS	138
7.6.	EL "MEJOR CONDUCTOR" EN LA DISTANCIA DE FRENADO	141
7.7.	"RUEDAS BLOQUEADAS" EN LA DISTANCIA DE FRENADO	142
7.8.	"ABS" EN LA DISTANCIA DE FRENADO	142
7.9.	INSTALACION DEL ABS	143
7.10.	EL PROGRAMA DE CALCULO POR COMPUTADORA	144
7.11.	EL PROCEDIMIENTO GRAFICO DE DISEÑO	150
7.12.	FUNCIONAMIENTO DEL FRENADO SOBRE DIFERENTES SUPER - FICIES	154
7.13.	EFFECTOS DE CAMBIO EN LA ADHESION	156
7.14.	EFFECTO DE CAMBIOS EN LA DISTRIBUCION DE LA FUERZA DE FRENADO	157
7.15.	CORRELACION CON LOS RESULTADOS MEDIDOS	160
7.16.	MEDICIONES DE LA ADHESION DE LAS LLANTAS	161
7.17.	ANALISIS DE VARIOS EFFECTOS	163

7.18.	COMPARANDO DISTANCIAS DE FRENADO CON Y SIN EL CONTROL DE ABS	165
7.19.	IMPLICACIONES DE SEGURIDAD EN EL TRAFICO.....	169
CONCLUSIONES		170
APENDICE		177
BIBLIOGRAFIA		179.

INTRODUCCION

El Sistema de Antibloqueo de Frenos (ABS), no es nuevo para la industria automotriz, los primeros sistemas fueron usados para la tecnología aeronáutica al principio de los años 60's. El siempre creciente volumen de tráfico sobre los caminos requiere de un alto nivel de seguridad en toda clase de vehículos. Un frenado confiable es fundamental para la seguridad de los pasajeros, pero frenando en ciertas condiciones puede provocar el bloqueo de las ruedas, con la consecuencia de la pérdida de control y la probabilidad de un accidente o lesión. Los dispositivos de Antibloqueo han empezado a ser usados más ampliamente en vehículos comerciales y de pasajeros como una opción estandar dentro del vehículo.

Esta tesis consta de siete capítulos, el capítulo I trata el origen del sistema de antibloqueo, desde su inicio al ser usado en sistemas aeronáuticos, hasta su introducción en la industria automotriz, dando a conocer los objetivos fundamentales del ABS como sistema de seguridad. En el capítulo II menciona los aspectos teóricos generales para entender la dinámica del vehículo, así como la influencia de otros componentes del vehículo que pueden llegar a influenciar el comportamiento del frenado, debido a su íntima relación con el sistema de frenos, como lo es la suspensión del vehículo, las llantas del vehículo, y la estabilidad vehicular. El capítulo III menciona la filosofía de funcionamiento del sistema de antibloqueo, así como el funcionamiento de cada uno de sus componentes y la filo-

sofía de diseño del sistema. El capítulo IV trata los últimos desarrollos de uno de los componentes del sistema de antibloqueo que más cambios ha sufrido durante los años de investigación, este es el sensor de velocidad, en este capítulo mencionaremos uno de los últimos avances más recientes, la introducción de los paquetes de ruedas de los sensores de velocidad. El capítulo V menciona el estudio realizado para la prueba en línea de los sistemas de ABS, sus ventajas y desventajas y el equipo requerido para tal efecto, así como su funcionamiento. El capítulo VI hace referencia a las consideraciones analíticas realizadas para el diseño y desarrollo de un sistema de antibloqueo en un sistema automotriz y finalmente el capítulo VII trata de comparar el funcionamiento del sistema de frenos de un vehículo con o sin el sistema de antibloqueo de frenado (ABS), las ventajas de éste y las condiciones en las cuales es más eficiente, que tan solo el sistema de frenos clásicamente conocido.

Luis Recillas Gutiérrez.

O B J E T I V O

El objetivo de ésta tesis es dar a conocer el funcionamiento del Sistema de Antibloqueo de Ruedas durante el Frenado, conocido en el ámbito de la industria automotriz como " ABS ", con la tendencia de comenzar a implementar tal sistema en autos mexicanos para salvaguardar la vida y preservar la salud de cada uno de los conductores sobre cualquier condición de frenado de emergencia o en condiciones no seguras.

Las ventajas de éste sistema sobre los sistemas comunmente usados y el estudio de su funcionamiento básico son también cubiertos.

C A P I T U L O I .

ANTECEDENTES.

1.1. ORIGEN DEL SISTEMA ANTIBLOQUEO DE RUEDAS.

Tanto como el número de vehículos sobre los caminos en el mundo como el constante incremento del uso de éste como medio de transporte, requieren cada día mayor destreza por parte de los conductores para sortear las dificultades inherentes al conducir sobre caminos que muy probablemente no presenten condiciones similares durante todo el año. Conducir un vehículo mientras se acelera, se da vuelta o se frena, representa un ciclo de control cerrado que se compone de : el conductor, el vehículo y el medio ambiente. La rueda contra la adhesión del camino es el principal enlace entre el vehículo y el medio ambiente.

Un conductor solo podrá mantener su función como controlador siempre y cuando el sistema de adhesión rueda-camino se encuentre en condiciones controlables. La capacidad para guiar un vehículo puede verse severamente alterada o perdida si una o más ruedas exceden el límite de estabilidad durante el frenado o al acelerar como resultado de un excesivo rango de deslizamiento entre la rueda y el camino. Un sistema automático, el cual reaccionará más rápidamente y precisamente que el conductor, puede auxiliar en mantener la estabilidad del vehículo en situaciones que de otra manera provocarían la pérdida total del control sobre el vehículo por parte del conductor.

A lo largo de más de 7 décadas de desarrollo de frenos para vehículos, trascendentes mejoras han sido dadas a conocer sucesivamente, tales como la adopción de sistemas de frenos independientes en las cuatro ruedas, el interruptor para accionamiento mecánico o hidráulico, la adición de asistencia de vacío para la fuerza de frenado, las mejoras en el material de las balatas; más recientemente, la adopción de los discos de freno, cilindros maestros duales, luces de advertencia de falla del sistema.

Un avance significativo y dramático en esta evolución ha sido la reciente introducción del Sistema de Antibloqueo de Ruedas Automático para vehículos de producción en masa.

La posibilidad de una mejora significativa en el funcionamiento del sistema conductor-vehículo por medio de la asistencia automática de las funciones de frenado, ha sido estudiada por mucho tiempo. En particular las mejoras para la estabilidad direccional y la disminución en la distancia de frenado por la prevención automática del bloqueo en las ruedas fueron propuestas alrededor de 1932.

El hecho de que la máxima fuerza tractiva entre la llanta y el camino se obtiene con valores de deslizamiento mayores a cero fue aparentemente descubierto alrededor de 1955. (1)

Las bases físicas fueron por lo tanto establecidas para mostrar las mejoras tanto en la distancia de frenado como en la estabilidad direccional y debieron ser realizadas con un sistema automático de control de frenado.

Mientras tanto, la velocidad y peso de los vehículos se incrementó, así como la densidad en el tráfico. Estas tendencias, combinadas con la tendencia del consumidor a aceptar niveles más altos en la sofisticación del equipo auxiliar del vehículo, otorgaron la motivación y la confianza para una factibilidad comercial, la cual adelantó el desarrollo del primer sistema de control de frenado automático para vehículos de pasajeros.

(1) Ver "Adhesión a la Superficie del Camino" pag. 17 .

Los objetivos de este sistema de control de frenado son :

- 1.- Mejorar la sencillez al conducir.
- 2.- Asegurar la estabilidad y maniobrabilidad.
- 3.- Mejorar la tracción de las ruedas.
- 4.- Mantener informado al conductor.

El sistema de control de frenado libera al conductor de aquellas tareas que muy probablemente no sean capaces de resolver en condiciones de emergencia, aun para el más experimentado conductor.

El ciclo de control cerrado podrá mantenerse en condiciones más seguras con la ayuda del sistema de control de frenado (Ver fig. 1).

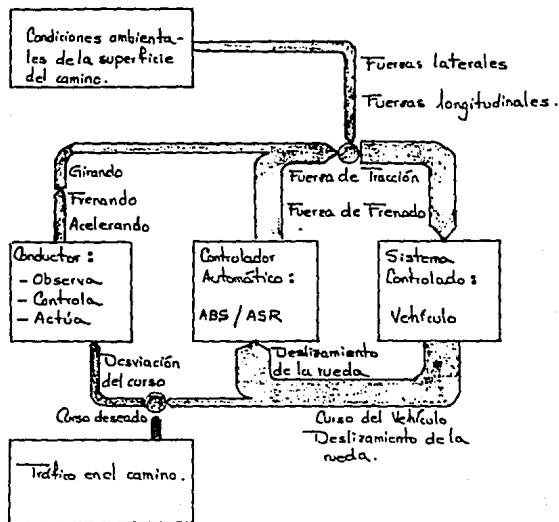


Fig. 1. Control de curva cerrada ABS/ASR
(fuente: SAE Magazine, vol. 95, num. 8, 1987).

1.2. HISTORIA DEL SISTEMA ANTIBLOQUEO DE RUEDAS.

El Sistema Antibloqueo de Frenado o Anti-Lock Brake System conocido como "ABS", ha llegado finalmente a nuestra era y actualmente se encuentra disponible para una amplia gama de autos, camiones ligeros y camiones pesados.

La introducción de este destacado elemento de seguridad ha sido esporádica durante los pasados 20 años. Trabajos de desarrollo se llevaron a cabo al inicio de los años cincuentas cuando Dunlop adaptó su sistema "Maxaret" para la aviación en 1952. Mientras tanto, Investigaciones Ferguson tomó como soporte el desarrollo "Maxaret" para fabricar un prototipo de auto con tracción en las cuatro ruedas, fabricando 4 de estos y conocidos como el Ford Capri's 3 lts en 1970.

En 1972, el "Jensen Interceptor" vino a ser la primer serie de autos producidos que ofrecían el sistema Maxaret, base del sistema ABS, en conjunción con el sistema de tracción en las cuatro ruedas de Ferguson, usando un sensor de velocidad en la flecha propulsora.

En los Estados Unidos, dos fabricantes de autos se involucraron en lo que pareció ser la promesa de un nuevo desarrollo: Ford y Kelsey Hayes produjeron el sistema ABS de un canal, con potencia de vacío, para el eje trasero del thunderbird en 1969. Chrysler, trabajando con la Corporación Bendix lanzaron un sistema con actuador de vacío de tres canales para las cuatro ruedas dentro de un volumen de producción regular.

Probablemente debido al insuficiente conocimiento de los consumidores y la no disposición de los mismos por pagar una opción relativamente intangible, ambos sistemas fueron silenciosamente eliminados del mercado a la mitad de los años 70's.

Durante el mismo periodo, sin embargo, la "U.S. NATIONAL HIGHWAY" y la "TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION" (NHTSA), vieron la necesidad de proveer un desarrollo para el frenado de vehículos comerciales. El criterio de desarrollo se basó en las normas de seguridad americanas FMVSS 121 (1), que en 1975 colocaron, efectivamente, al sistema ABS para camiones de trabajo -

(1) Ver Apéndice pág. 177 .

pesado y obligaron a las compañías a rediseñar y desarrollar nuevos tamaños de frenos para camiones medianos y pesados, incluyendo los accesorios de los frenos delanteros para muchos tractores.

Con muy poco tiempo para cumplir la fecha propuesta por el gobierno, el sistema ABS fue forzado a ser introducido dentro de un mercado escéptico e impreparado, dominado por camioneros independientes y uniones sindicales mayores. Resultados tempraneros y problemas con la unidad de control (EMC) provocaron la pérdida de ganancias para las compañías productoras, además de la presión de la industria camionera para llevar al gobierno de los Estados Unidos a corregir drásticamente la norma FMVSS 121. Tal acontecimiento ocurrió en 1978 y ~~el~~ ^{el} sabor de boca que dejó ^{que se} ~~pospuso~~ la integración de un sistema que ahora claramente es el sistema superior por excelencia de frenado en los Estados Unidos y en el mundo, el sistema ABS.

Europa mientras tanto, dió la bienvenida al sistema ABS especialmente para camiones y para vehículos que transportaran sustancias peligrosas. E.U. espera implementar finalmente el sistema al final de los 80's.

En Europa los grandes proveedores de frenos y electrónica han continuado desarrollando el sistema ABS, cambiando básicamente la fuerza de vacío por la fuerza de alta presión hidráulica.

Introducciones planeadas para 1974 fueron retrazadas por la primera crisis petrolera, esto fue en 1978 cuando un desarrollo de ABS de BOSH fue primeramente usado en los sedan's de Mercedes Benz. Este sistema de 3 canales para 4 ruedas fue y es ahora la gran innovación, la cual se interpuso en la ya existente gama de frenos con asistencia de vacío o con asistencia hidráulica.

Algunos de los proveedores de frenos japoneses han adoptado diseños basados en el sistema BOSH, y estos pueden ser encontrados en muchos de los últimos modelos de los 80's. Honda y Toyota han desarrollado sus propios sistemas ABS en el transcurso, ubicando con esto al Japón como uno de los países a la vanguardia del desarrollo del sistema ABS.

Lo siguiente que abrió camino al sistema ABS fue la introducción en 1985 del ABS "Integrado" de la TEVES sobre el Lincoln Mark VII; el cual consta también de 3 canales para 4 ruedas; se le conoce como "integrado" ya que los frenos traseros solo ocupan un solo canal de control. El sistema "integrado" implica además la unión del actuador del Abs y el alimentador -

hidráulico de los frenos en una sola unidad, desplazando con esto al booster de vacío y al convencional cilindro maestro usado con el ABS de BOSCH en los Mercedes Benz de 1978. El Ford Scorpio de 1985 en Europa vino a ser el primer vehículo de alta producción que tuviera especificado el uso del sistema ABS al 100 % dentro de sus opciones.

Para el momento en que este documento se imprima, el sistema ABS estará disponible en un amplio rango de autos de pasajeros (incluyendo autos con tracción en las 4 ruedas) en Europa, E.U. y Japón con el objetivo en común de introducir sistemas de bajo costo y extender su uso en autos medianos y compactos y en camiones ligeros. Con esto en mente, GIRLING introdujo su "Sistema de Control de Frenado" en Europa en 1985 el cual usa dos actuadores hidromecánicos, los cuales son conducidos por las flechas propulsoras de un auto con tracción delantera; tal sistema posee un costo 50% menor que los sistemas convencionales de ABS y se encuentra disponible en nuestros días (1).

El los E.U., KELSEY-HAYES ha desarrollado un canal Electrónico de Frenado de un solo canal, específicamente usado para el eje trasero de camiones ligeros, el cual utilizaremos como base para implementar un sistema ABS en camiones ligeros en Mexico. Este sistema fué introducido por Ford en los E.U. en el año-modelo de 1987.

Esta breve historia del desarrollo del ABS proveerá al lector de una perspectiva útil y le indicará qué cambios serán esperados cuando el ABS se encuentre disponible, probablemente en todos los vehículos a mediados de 1990.

En este prefacio se ha decidido adoptar el término "ABS" por estar en deuda con Robert Bosch, quien originalmente inventó el sistema actual con el nombre de "Anti-Blockier Schutz", el cual convenientemente cubre los términos "Adaptative Brake System", "Anti (lock) Brake System", "Automatic Brake System", etc, convirtiéndose en palabra común dentro del mundo automotriz.

(1) El sistema de GIRLING no logró superar los últimos desarrollos del sistema ABS, por lo que ha desaparecido del mercado y la información de este no se encuentra disponible.

CAPITULO II.

GENERALIDADES.

2.1. DINAMICA DE VEHICULOS DE MOTOR.

2.1.1. DINAMICA LONGITUDINAL DEL VEHICULO.

Cantidad		Unidad
A	Máxima sección transversal del vehículo (1).	m^2
a	Aceleración, desaceleración.	m/s^2
c_w	Coficiente de arrastre.	---
F	Fuerza de movimiento.	N
F_{cf}	Fuerza centrífuga.	N
F_L	Resistencia aerodinámica.	N
F_{Ro}	Resistencia a la rodadura.	N
F_{St}	Resistencia al ascenso.	N
F_W	Resistencia a la tracción.	N
f	Coficiente de resistencia a la rodadura.	---
G	Peso = m.g	N
G_B	Suma de la fuerza de las ruedas en ruedas conducidas o frenadas.	N
g	Aceleración debida a la gravedad = $9.81 m/s^2$ aprox. = $10 m/s^2$.	m/s^2

(1) Para autos de pasajeros, A aprox. = $0.9 \times$ huella \times peso.

Cantidad		Unidad
M	Torque del motor.	N.m
m	Masa del vehículo (peso).	Kg
n	Velocidad del motor.	l/min
P	Energía. o Poder del motor.	W
P_w	Poder de movimiento.	W
p	Ascenso, descenso (= $100 \tan \alpha$).	%
r	Radio de la rueda conducida. (Radio dinámico de la llanta)	m
s	Distancia cubierta, viaje.	m
t	Tiempo.	s
\bar{u}	Relación de engranes entre el motor y las ruedas conducidas.	---
v	Velocidad del vehículo.	m/s
v_o	Velocidad del viento.	m/s
W	Trabajo.	J
α	Angulo de ascenso o descenso.	o
μ_r	Coefficiente de fricción estática	---

Símbolos adicionales y unidades, se explican en el texto.

Resistencia Total de Conducción:

La Resistencia de Conducción se calcula como sigue :

$$F_w = F_{Ro} + F_L + F_{St}$$

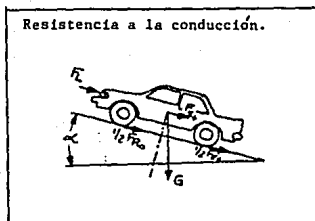
La fuerza o poder de movimiento deberá superar la resistencia a la conducción.

El poder de conducción sobre las ruedas requerido para superar la resistencia a la conducción es :

$$P_w = F_w \times v$$

$$P_w = \frac{F_w \times v}{3600}$$

donde P_w se expresa en kW, F_w en N, v en km/h.



Fuente: Automotive Handbook by BOSCH.

Resistencia a la Rodadura:

La resistencia a la rodadura F_{Ro} , ocurre a través de la deformación que sufre la llanta sobre el pavimento, siendo :

$$F_{Ro} = f \cdot G = f \cdot m \cdot g$$

Un cálculo aproximado de la resistencia a la rodadura puede hacerse usando los coeficientes de resistencia a la rodadura mostrados en la tabla siguiente.

El coeficiente de resistencia a la rodadura f es mayor con el menor radio de la rueda y es mayor con la deformación.

Superficie del Camino	Coefficiente de Resistencia a la Rodadura f .
Llantas neumáticas sobre:	
- Pavimento.	0.015
- Concreto asfalto	0.015
- Grava redonda	0.02
- Grava con chapopote	0.025
- Tierra	0.05
- Terracería	0.1 ... 0.35
Llantas tipo tractor:	
- Terracería	0.07 ... 0.12

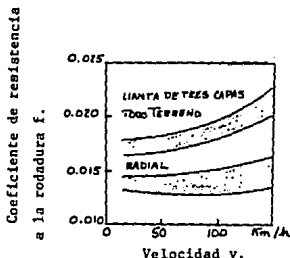
Fuente: Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles por: D.A. Chudakov.

La resistencia a la rodadura por lo tanto se incrementa con el incremento en la carga, incremento en la velocidad y el decremento en la presión de la llanta.

Cuando se gira sobre una curva, la resistencia a la rodadura se incrementa por la resistencia al girar :

$$F_K = f_K \cdot G$$

El coeficiente de resistencia al giro es una función de la velocidad, el radio de la curva, la cinemática del eje, la presión de la llanta y el coeficiente lateral de fricción.



Resistencia a la rodadura de llantas con tres capas : todo terreno y radiales, sobre una superficie lisa y plana, bajo una carga normal y presión especificada en las llantas.

Fuente: Automotive Handbook by BOSCH.

Resistencia Aerodinámica :

La resistencia aerodinámica se calcula de la siguiente manera:

$$F_L = 0.5 \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot (v + v_o)^2 \quad (*)$$

donde v esta expresada en km/h :

$$F_L = 0.0386 \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot (v + v_o)^2 \quad (*)$$

densidad del aire = ρ . (a una altitud de 200 m $\rho = 1.202 \text{ kg/m}^3$).

(*) Ver página 12 para el coeficiente de arrastre c_w .

El poder de arrastre se obtiene a través de :

$$P_L = F_L \cdot v = 0.5 \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot v \cdot (v + v_0)^2$$

0

$$P_L = 12.9 \cdot 10^{-6} \cdot c_w \cdot A \cdot v \cdot (v + v_0)^2$$

donde P_L se expresa en kW, F_L en N, v y v_0 en km/h, A en m^2 , $\rho = 1.202 \text{ kg/m}^3$.

Determinación experimental del coeficiente de arrastre y el coeficiente de resistencia a la rodadura.

Si permitimos que el vehículo se mueva con la velocidad en posición neutral con condiciones de viento calmado y sobre una superficie plana. Los valores comunes de desaceleración a_1 y a_2 son determinados en alta velocidad v_1 y a una baja velocidad v_2 respectivamente. Ver la siguiente tabla para cálculos y ejemplos.








Los ejemplos mostrados se aplican a vehículos con un peso de : - $m = 1450 \text{ kg}$ y una sección transversal A de 2.5 m^2 .

Este método puede ser usado para velocidades bajo 100 km/h .

	1 ^{er} experimento (alta velocidad)	2 ^o experimento (baja velocidad)
Velocidad inicial	$V_{a1} = 60 \text{ Km/h}$	$V_{a2} = 15 \text{ Km/h}$
Velocidad final	$V_{b1} = 55 \text{ Km/h}$	$V_{b2} = 10 \text{ Km/h}$
Intervalo de tiempo entre v_a y v_b .	$t_1 = 4 \text{ s}$	$t_2 = 7.6 \text{ s}$
Velocidad promedio	$V_1 = \frac{V_{a1} + V_{b1}}{2} = 57.5 \text{ Km/h}$	$V_2 = \frac{V_{a2} + V_{b2}}{2} = 12.5 \text{ Km/h}$
Desaceleración promedio	$a_1 = \frac{V_{a1} - V_{b1}}{t_1} = 1.25 \frac{\text{Km/h}}{\text{s}}$	$a_2 = \frac{V_{a2} - V_{b2}}{t_2} = 0.66 \frac{\text{Km/h}}{\text{s}}$
Coeficiente de arrastre	$C_w = \frac{G \cdot (a_1 - a_2)}{A \cdot (v_1^2 - v_2^2)} = 0.65$	
Coeficiente de resistencia a la rodadura	$f = \frac{28.2 (a_2 \cdot v_1^2 - a_1 \cdot v_2^2)}{10^3 \cdot (v_1^2 - v_2^2)} = 0.018$	

Fuente : propia.

Coefficiente de arrastre y Poder de arrastre de varios diseños de vehículos.

	Coeficiente de arrastre c_d	Poder de arrastre en kW, principales valores para $A = 2 \text{ m}^2$ y dif. velocidades.			
		40	80	120	160 km/h *
convertible 	0.5...0.7	1	7.9	27	63
camioneta van 	0.5...0.6	0.91	7.2	24	58
auto convencional 	0.4...0.55	0.78	6.3	21	50
línea deportiva 	0.3...0.4	0.58	4.6	16	37
línea aerodinámica 	0.2...0.25	0.37	3.0	10	24
línea estilizada 	0.23	0.38	3.0	10	24
diseño óptimo 	0.15...0.20	0.29	2.3	7.8	18
camiones, trenes	0.8...1.5	-	-	-	-
motocicletas	0.6...0.7	-	-	-	-
camiones	0.6...0.7	-	-	-	-
camiones de carga	0.3...0.4	-	-	-	-

* Velocidad del viento = $v_0 = 0 \text{ km/h}$

Fuente: Automotive Handbook.

Resistencia de ascenso, Fuerza de descenso.

La resistencia de ascenso (F_{St} con signo positivo) o fuerza de descenso (F_{St} con signo negativo) es calculada de la siguiente manera :

$$F_{St} = G \cdot \text{sen} \alpha$$

$$= m \cdot g \cdot \text{sen} \alpha$$

O por aproximación :

$$F_{St} \text{ aprox.} = 0.01 \cdot m \cdot g \cdot p$$

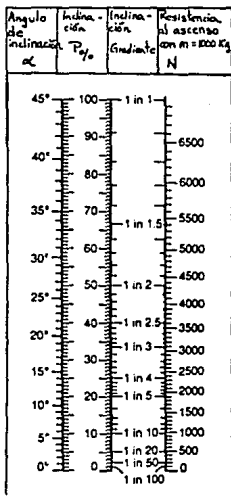
aplicable hasta una inclinación tan ruda como $p = 20\%$ (con un error menor que 2%).

Para calcular el poder de ascenso tenemos :

$$P_{St} = F_{St} \cdot v$$

con P_{St} en kW, F_{St} en N, v en km/h:

$$P_{St} = \frac{F_{St} \cdot v}{3600} = \frac{m \cdot g \cdot v \cdot \text{sen}}{3600}$$



Fuente : Automotive Handbook

o por aproximación :

$$P_{St} \text{ aprox} = \frac{m \cdot g \cdot p \cdot v}{360,000}$$

aplicable hasta una inclinación tan ruda como $p = 20\%$.

La inclinación es :

$$p = (h/l) \times 100\%$$

donde h es la altura sobre la distancia l. En el Reino Unido así como en -- otros países, el término gradiente es usado; la conversión es :

$$\text{Gradiente} = 1 \text{ en } p/100\%$$

Valores con m = 1000 kg

Resistencia al ascenso F_{St} , en N	Poder de ascenso P_{St} en kW a diferentes velocidades				
	20 km/h	30 km/h	40 km/h	50 km/h	60 km/h
6500	36	54	72	--	--
6000	33	50	67	--	--
5500	31	46	61	--	--
5000	28	42	56	69	--
4500	25	37	50	62	--
4000	22	33	44	56	67
3500	19	29	39	49	58
3000	17	25	33	42	50
2500	14	21	28	35	42
2000	11	17	22	28	33
1500	8.3	12	17	21	25
1000	5.6	8.3	11	14	17
500	2.3	4.2	5.6	6.9	8.3
0	0	0	0	0	0

por ejemplo : para lograr ascender una pendiente de $p = 18\%$, un vehículo de 1500 kg requerirá generar una fuerza de movimiento de $1.5 \times 1700 \text{ N} = 2550 \text{ N}$, donde el poder de ascenso es aproximadamente $1.5 \times 19 \text{ kW} = 28.5 \text{ kW}$ a una velocidad de $v = 40 \text{ km/h}$.

Fuerza de Movimiento :

La fuerza de movimiento F disponible en las ruedas conducidas se ve incrementada cuando el torque del motor M es incrementado, el conjunto de radios de la transmisión "u" entre el motor y las ruedas conducidas se incrementa y la transmisión reduce su velocidad :

$$F = \frac{M \cdot u}{r} \cdot \eta \quad \circ \quad F = \frac{P \cdot \eta}{v}$$

donde : η = eficiencia de la fuerza de la transmisión
 (con motor con cilindros orientados longitudinalmente
 $\eta = 0.88 \dots 0.92$)
 (con motor con cilindros en "V" $\eta = 0.91 \dots 0.95$)

La fuerza de movimiento F se requiere en parte para superar los obstáculos al conducir F_w . Las resistencias a la conducción, las cuales se incrementan rápidamente cuando el grado de inclinación del camino se incrementa, son superadas por la fuerza de movimiento via la mayor relación en la transmisión.

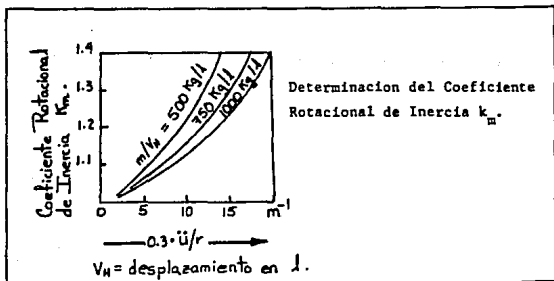
Velocidad del vehículo y Velocidad del Motor :

$$n = \frac{60 \cdot v \cdot u}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad , \text{o con } v \text{ en km/h} \quad : \quad n = \frac{1000 \cdot v \cdot u}{2 \cdot \pi \cdot 60 \cdot r}$$

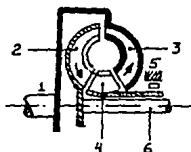
Aceleración :

La fuerza remanente $F - F_w$ acelera al vehículo (o lo desacelera si F_w es mayor que F).

$$a = \frac{F - F_w}{k \cdot m} \quad \circ \quad a = \frac{P \cdot \eta - P_w}{v \cdot k \cdot m}$$



Fuente: Fundamentos de la Teoría del Cálculo de Tractores y Automóviles, por : D.A. Chudakov.



Convertidor de torque hidrodinámico.

- 1.- Propulsión.
- 2.- Turbina
- 3.- Compresor.
- 4.- Estator.
- 5.- Embrague de rueda libre
- 6.- Propulsión de salida

Fuente : SALVAT

k_m es el coeficiente rotacional de inercia el cual representa el aparente incremento de la masa del vehículo debido a las masas en rotación (ruedas, ventilador, cadena de árbol de levas, etc.)

Fuerza de Moviento y Velocidad de Vehículos con Transmisión

Automática :

En el caso de transmisiones automáticas con convertidores de torque hidrodinámicos o embragues hidrodinámicos, el torque del motor M se ve reemplazado por el torque del convertidor de torque de la turbina en la fórmula para la fuerza de movimiento, y la velocidad del convertidor de torque de la turbina es usada en la ecuación para la velocidad del motor.

La determinación de la relación $M_{Turb} = f(n_{Turb})$ y la curva característica del motor $M_{Motor} = f(n_{Motor})$ se lleva a cabo a través de las curvas características del convertidor de torque hidráulico.

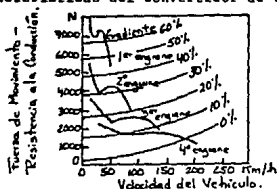


Diagrama de propulsión de un auto de pasajeros con transmisión automática y convertidor de torque hidrodinámico bajo carga completa

Fuente : Fund. de la Teoría y Calc. de Tractores y Auto. D.A. Chudakov.

2.1.2. ADHESION A LA SUPERFICIE DEL CAMINO .

Coefficiente Estático de Fricción de llanta neumáticas para Superficies de camino. :

Velocidad del Vehículo	Condición de la llanta	Condiciones del camino				Hielo
		Seco	Mojado.Prof. del agua : aprox. 0.2mm	Lluvia. Prof. del agua : aprox. 1 mm	Charcos.Prof. del agua: aprox.2mm	
Coefficiente Estático de Fricción μ_s						
50	nueva	0.85	0.65	0.55	0.5	0.1 o menos
	desgastada*	1	0.5	0.4	0.25	
90	nueva	0.8	0.6	0.3	0.05	
	desgastada*	0.95	0.2	0.1	0.05	
130	nueva	0.75	0.55	0.2	0	
	desgastada*	0.9	0.2	0.1	0	

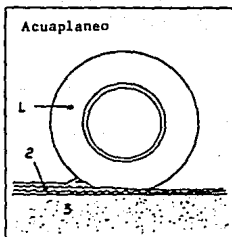
FUENTE: BOSE*

El coeficiente de fricción estática ("coeficiente de interface - llanta/camino"), es dependiente de la velocidad del vehículo, las condiciones de las llantas y del camino (ver tabla arriba). Los valores anteriores se aplican para superficies contruidas de concreto y chapopote en condiciones buenas. El coeficiente de fricción al deslizar (con las ruedas bloqueadas) es generalmente menor que el coeficiente de fricción estática.

Acuaplano :

El acuaplano tiene una efecto significante sobre la adhesión. - Cuando una llanta acuaplana, ésta flota sobre una capa de agua sobre un piso mojado después de que una porción de agua penetra en la superficie de contacto de la llanta, levantando esta de la superficie del camino. El acuaplano depende de la profundidad del agua sobre el camino, la velocidad del vehículo, el diseño de la llanta, el material de la llanta, y la carga que presiona la llanta contra el camino.

El conductor de un vehículo que acuaplana no tiene control sobre la dirección o los frenos, debido a que las ruedas frontales no giran, y las fuerzas de frenado y de dirección no pueden ser transmitidas a la superficie del camino.



- 1.- Llanta.
- 2.- Porción de agua.
- 3.- Superficie del camino.

Fuente : SALVAT

2.1.3. ACELERACION Y FRENADO.

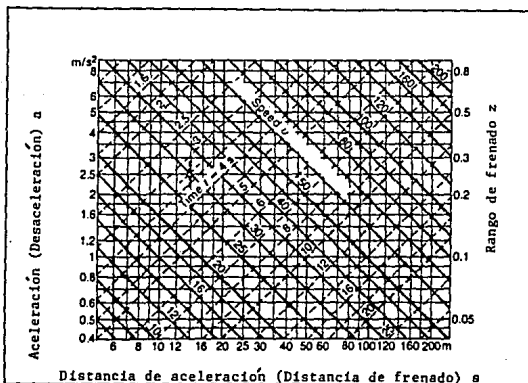
Una aceleración es uniforme al arrancar y al frenar si durante el movimiento existe una "a" constante. Las siguientes ecuaciones se aplican para una velocidad inicial o final de 0.

	Eccs. para v en m/s	Eccs. para v en km/h
Aceleración o desaceleración m/s ²	$a = \frac{v^2}{2 \cdot s} = \frac{v}{t} = \frac{2 \cdot s}{t^2}$	$a = \frac{v^2}{26 \cdot s} = \frac{v}{3.6 \cdot t} = \frac{2 \cdot s}{t^2}$
Tiempo de aceleración o frenado en s.	$t = \frac{v}{a} = \frac{2 \cdot s}{v} = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{a}}$	$t = \frac{v}{3.6 \cdot a} = \frac{7.2 \cdot s}{v} = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{a}}$
Distancia de aceleración o frenado en m. (1).	$s = \frac{v^2}{2 \cdot a} = \frac{v \cdot t}{2} = \frac{a \cdot t^2}{2}$	$s = \frac{v^2}{26 \cdot a} = \frac{v \cdot t}{7.2} = \frac{a \cdot t^2}{2}$

Fuente: propia.

(1) Si la velocidad final v_2 es diferente de 0, entonces la distancia de frenado es $s = v_1 \cdot t - at^2/2$, donde v_1 es en m/s.

Movimiento uniforme de aceleración o desaceleración. :



Fuente: BOSCH.

Cada punto de la gráfica interrelaciona las cantidades v , a o z , s y t . Dos cantidades deben de ser dadas; las cantidades restantes pueden ser leídas posteriormente en la gráfica.

Dada: la velocidad del vehículo $v = 30$ km/h, distancia de frenado $s = 13.5$ m.

Encontramos : Desaceleración principal $a = 2.5$ m/s², rango de frenado $z = 0.25$, tiempo de frenado $t = 3.3$ s.

Máximos Valores de Aceleración y Desaceleración :

Quando las fuerzas de movimiento o frenado actúan sobre las ruedas de un vehículo son de tal forma que las ruedas apenas arrastran en el camino (máxima adhesión rueda/camino), las siguientes relaciones existen entre el

ángulo de inclinación α , el coeficiente estático de fricción μ_r (1) y la máxima aceleración o desaceleración. Valores que pueden ser obtenidos en la práctica son menores, debido a que no todas las ruedas utilizan en máximo posible de su adhesión rueda/camino simultáneamente durante cada aceleración (desaceleración). Sistemas de arranque y frenado electrónicamente controlados (ASR, ABS respectivamente (2)), toman efecto dentro del rango del coeficiente estático de fricción.

Aceleración y Desaceleración			
	Nivel de la sup. del camino	Camino inclinado α ; $p = 100 \cdot \tan \alpha \%$	
Aceleración o desaceleración límite	$a_{\max} \leq k \cdot g \cdot \mu_r$	$a_{\max} \leq k \cdot g (\mu_r \pm 0.01 \cdot p)$ aprox (3). $a_{\max} \leq k \cdot g (\mu_r \pm 0.01 \cdot p)$	+ Frenado ascendente o aceleración descendente. - Aceleración ascendente o frenado descendente.
Aceleración alcanzable a_e (P_a en kW, v en km/h, m en kg)			
Nivel del camino	Superficie inclinada		
$a_e = \frac{3600 \cdot P_a}{m \cdot v}$	$a_e = \frac{3600 \cdot P_a}{m \cdot v} \pm g \cdot \text{sen} \alpha$		+ aceleración sobre un descenso. - aceleración sobre un ascenso. La ecc. anterior aproxima $g \cdot \text{sen} \alpha$ a $g \cdot p / 100^3$.

(1) Ver pág. 17 para valores numéricos.

(2) ABS = Antilock Braking System; ASR = Tracción Control. El objetivo de este documento es tan solo el sistema ABS.

(3) Aplica arriba de $\text{aprox} = 20\%$

k = relación de las cargas de las ruedas en las ruedas frenadas o conducidas por todo el peso del vehículo. Con todas las ruedas en movimiento o frenadas : $k = 1$; si la mitad del peso total a ser acelerado descansa sobre ruedas en movimiento $k = 0.5$.

Por ejemplo : $k = 0.5$; $g = 10 \text{ m/s}^2$, $\mu_r = 0.6$; $p = 15\%$,
 $a_{\text{max}} = 0.5 \times 10 \times (0.6 \pm 0.15)$ frenando en grado ascendente (+);
 $a_{\text{max}} = 3.75 \text{ m/s}^2$, frenando en grado descendente (-); $a_{\text{max}} = 2.25 \text{ m/s}^2$.

Trabajo y Potencia :

Si la aceleración (desaceleración) es uniforme, los requisitos de potencia variarán con la velocidad requerida en el vehículo. La potencia disponible de aceleración es :

$$P_a = P - P_w$$

P es la potencia del motor, P_w poder utilizado para vencer la resistencia a la conducción.

Trabajo y Potencia

	Fiso a nivel	Fiso inclinado α , $p = 100 \cdot \tan \alpha \%$	
Trabajo de aceleración o frenado W en J (1).	$W = m \cdot a \cdot s = \frac{m \cdot v^2}{2}$	$W = m \cdot s \cdot (a \pm g \cdot \text{sen} \alpha)$ $W = m \cdot s \cdot (a \pm g \cdot p/100)$	+ cuando el frenado descende y la aceleración asciende. - cuando la aceleración descende y el frenado asciende, v está en m/s . Para v en km/h , se usa $v/3.6$
Potencia de aceleración o frenado a la velocidad v en W	$P_a = m \cdot a \cdot v$	$P_a = m \cdot v \cdot (a \pm g \cdot \text{sen} \alpha)$ $P_a = m \cdot v \cdot (a \pm g \cdot p/100)$	

$$(1) J = N \cdot m = W \cdot s$$

2.1.4. DISTANCIA DE FRENADO.

La distancia viajada después de encontrar un obstáculo que provoque al conductor hacer uso del freno, es la suma de las distancias viajadas durante el tiempo de reacción t_r y el tiempo de respuesta de frenado t_a a una velocidad constante del vehículo v , así como la distancia viajada durante el tiempo de frenado t_w . La máxima desaceleración se alcanza con el aumento de presión de frenado en el tiempo t_s . Alternativamente, la mitad del tiempo para crear presión de frenado puede ser considerada como desaceleración. Los tiempos en los que no ocurre la desaceleración se agrupan para formar el tiempo perdido t_{vZ} :

$$t_{vZ} = t_r + t_a + t_s/2$$

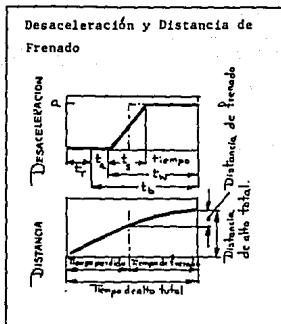
El límite superior de desaceleración es impuesto por la fricción estática entre las llantas y el camino (ver pág. 17), mientras que el límite inferior se establece por valores mínimos legalmente preestablecidos.

El tiempo de alto total y la distancia de alto total, difieren del tiempo de frenado y la distancia de frenado por t_{vZ} y $v \cdot t_{vZ}$. En la pág. 24 el tiempo de actuación del freno incluye los tiempos $t_a + t_s/2$.

Tiempo de Reacción :

El tiempo de reacción es el tiempo entre la percepción del obstáculo que provoca la acción de frenado y la decisión para actuar y accionar el pedal de freno por el pie. Este tiempo no es constante; este tiene un rango desde 0.3 hasta 1,7 s, dependiendo de factores personales y externos (ver pág. 24)

Investigaciones especiales son necesarias para determinar el comportamiento individual de reacción (estas se llevan a cabo en el "Instituto Médico-psicológico para la Seguridad del Tráfico" de las Autoridades de Supervisión Técnica de Alemania del Oeste).

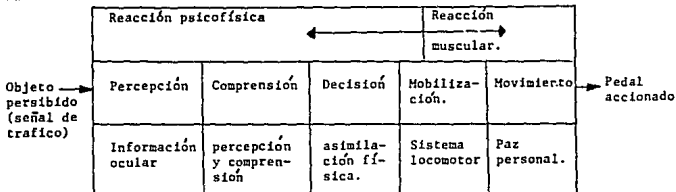


Fuente : propia.

	Eccs. para v en m/s	Eccs. para v en km/h
Tiempo de frenado t_h en s .	$t_h = t_{vZ} + v/a$	$t_h = t_{vZ} + v/3.6 \cdot a$
Distancia de frenado S_h en m.	$S_h = v \cdot t_{vZ} + v^2/2 \cdot a$	$S_h = \frac{v}{3.6} t_{vZ} + \frac{v^2}{26 \cdot a}$

Fuente: BOSCH.

Factores Personales involucrados con el tiempo de reacción.



Fuente : Propia.

Dependencia del Tiempo de Reacción de Factores Personales y Exteriores.

	Reducción a 0.3 s	Extensión a 1.7 s
A) Factores Personales	Reflejos condicionados	Acción selectiva
	Buena disposición, eficiencia óptima	Malas disposición o fatiga
	Excelentes habilidades de manejo	Poreshabilidades de manejo
	Juventud	Edad avanzada
	Anticipación	Inactividad, distracción
	Buena salud físico - mental	Desórdenes de salud
B) Factores Externos. Situaciones de tráfico	Simplemente claro, predecible	Complejo, confuso, impredecible, inusual.
Tipo de objeto percibido	Afilado, puntiagudo	No afilado
Localización del objeto	Dentro del campo visual	En el borde del campo visual
Tipo de controles	De arreglo sensible	Sin arreglo sensible

Fuente ; SALVAT.

Respuesta de Frenado y Presión de Frenado, Tiempo de Creación :

El tiempo de respuesta de frenado y el tiempo de creación de la presión de frenado t_a y t_s se determinan por la dirección de actuación y transmisión, así como los frenos y su condición actual. Un sistema de frenado con una condición pobre incrementará el tiempo de respuesta y el tiempo de generación de presión. La siguiente tabla muestra valores de distancias de frenado asumiendo un tiempo de reacción de 1 s (1).

(1) Los valores permisibles de t_a y t_s son fijados por las normas de cada país.

Desaceleración a en m/s^2 .	Velocidad antes de frenar en km/h.												
	10	30	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
	Distancia recorrida durante el tiempo perdido (no acción de frenado) en m.												
	2	8	14	17	19	22	25	28	33	39	44	50	56
	Distancia de frenado en m.												
4.4	3.7	18	36	48	62	78	96	115	150	210	270	335	405
5	3.5	15	33	44	57	71	87	105	145	190	240	300	365
5.8	3.4	14	30	40	52	65	79	94	130	170	215	265	320
7	3.3	13	28	36	46	57	70	83	110	145	185	230	275
8	3.3	13	28	34	43	53	64	76	105	135	170	205	250
9	3.2	12	25	32	40	50	60	71	95	125	155	190	225

Fuente : BOSCH

2.1.5. DINAMICA TRANSVERSAL DEL VEHICULO

Comportamiento del Vehículo en Viento Cruzado :

Un vehículo puede ser desviado de su curso por medio de un fuerte viento que ejerza su fuerza en la parte lateral del vehículo, particularmente a altas velocidades. En caso de que un fuerte viento cruzado sea experimentado, por ejemplo en aquellos lugares donde hay demasiados espacios abiertos, como en los embarcaderos, caminos no protegidos, con vehículos de construcción poco favorable, desviaciones laterales considerables y cambios en el ángulo de desviación son posibles aún dentro del tiempo de reacción del conductor (ver pág. 22). Es por lo tanto importante mantener tales factores en mente durante el diseño de un vehículo.

Un vehículo que es expuesto a un flujo de aire oblicuo, es sujeto no solo al arrastre aerodinámico, sino también a la componente transversal de la fuerza aerodinámica. Esta fuerza que se distribuye a lo largo del cuerpo del vehículo, puede ser reducida en una sola fuerza - la fuerza del viento cruzado - el cual actúa sobre un punto conocido como punto de aplicación de la presión. La localización de este punto depende de la forma del vehículo y el ángulo de ataque.

En general, el punto de presión se localiza en la mitad de la parte frontal del vehículo.

De tal manera que se pueda obtener una representación del efecto del viento cruzado, no podremos usar el punto de presión como una referencia, debido a su complejidad de localización; del mismo modo el centro de gravedad del vehículo será inválido ya que las condiciones de carga del vehículo provocarán un cambio en la posición de éste. Por lo tanto es más práctico seleccionar un punto en el centro del vehículo en la parte delantera más hacia el borde del vehículo, como un punto de referencia, de tal manera que las siguientes figuras la posición relativa del chasis con respecto a la carrocería es independiente y no afecta las representaciones.

Fuerzas y momentos se obtienen a partir de los coeficientes de las gráficas, basándose en las siguientes ecuaciones

$$\begin{aligned} \text{Fuerza del viento cruzado : } F_s &= c_s \cdot \rho \cdot (V_r^2/2) \cdot A_s \\ \text{Momento de desviación ; } M_z &= c_{Mz} \cdot (V_r^2/2) \cdot A_s \cdot l \end{aligned}$$

donde: ρ es la densidad del aire, V_r velocidad resultante del flujo de aire, A_s lado de la superficie proyectada del vehículo, l es la longitud total del vehículo, c_s coeficiente de la fuerza del viento de cruce, c_{Mz} coeficiente del momento de desviación del viento de cruce.

La distancia del punto de presión hacia el límite frontal del vehículo se obtiene de :

$$d = M_z / F_s = l \cdot c_{Mz} / c_s$$

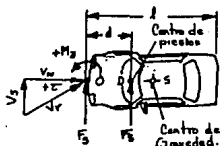
La fuerza del viento de cruce es balanceada por la fuerza de giro de las llantas. La fuerza de giro de una llanta neumática es función de su tamaño y diseño, su presión interna y sus propiedades de fricción sobre la superficie del camino, además de verse influenciada por el ángulo de deslizamiento y la carga aplicada.

Vehículo en viento cruzado:

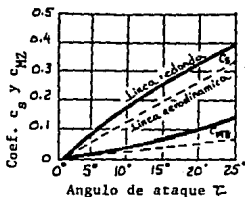
$F_s + M_z$ actuando en O corresponde a F_s actuando en D.

- v_s velocidad de viento cruzado.
- v_w velocidad del viento de frente.
- v_r velocidad del flujo de aire.

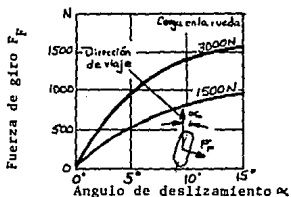
Fuente : BOSCH.



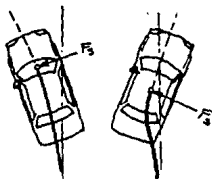
Coef. de viento cruzado c_{β} y Coef. del momento de desviación c_{MZ} .



Fuerza de giro como función del ángulo de deslizamiento.



Efecto del viento de cruce en el centro de gravedad del vehículo.



Gira afuera. Gira adentro.

Fuente : BOSCH.

Debido a que la fuerza del viento de cruce, es usualmente menor comparada con la carga que soporta la rueda, el auto podrá ser controlado por la fuerza ejercida por la llanta sobre el camino; mas sin embargo la fuerza del viento de cruce dominará cuando las condiciones de la suspensión y la dirección no son las adecuadas.

2.2.FRENOS EN LAS RUEDAS .

2.2.1.FRENOS DE TAMBOR.

Diferentes diseños de frenos de tambor han resultado al considerar su aplicación, soporte y ajuste de las balatas. Los frenos son calcula-

dos en base al factor de frenado C^* , el cual expresa la relación de la fuerza longitudinal y la fuerza de tensión en la zapata de los frenos. El factor de frenado también considera el efecto del coeficiente de fricción y la relación interna de transmisión del freno.

Frenos de Tambor Unidireccionales :

Existen diferentes tipos de frenos de tambor unidireccionales, - principalmente que dependen del tipo de aplicación (flotantes, asegurados) y el tipo de soporte (zapatas rotatorias, zapatas deslizantes). Los frenos de las ruedas con la aplicación de frenos flotantes y soporte de zapatas rotatorias, por ejemplo, son comunes. En el caso de accionamiento por medio de la fuerza hidráulica, los frenos son aplicados a través de pistones de presión fluctuante, cuyo trayecto no está asegurado, y que desarrollan - fuerzas de tensión iguales en ambas direcciones. Una de las dos zapatas es la zapata principal, en caso de que las fuerzas de fricción entre la balata de freno y el tambor de freno actúen para soportar la fuerza ejercida - entre ellas, considerando que las fuerzas de fricción en los casos de zapatas secundarias actúen para oponerle a la fuerza de tensión.

En el caso de el freno unidireccional, C^* es la suma de los valores para una zapata individual, y es aproximadamente igual a 2.0 (refiriéndose a un específico coeficiente de fricción). Una desventaja de este diseño es la gran diferencia en el efecto de frenado entre las dos zapatas, y el resultante incremento en el uso de la zapata principal. Por esta razón, la balata secundaria está equipada con menos material que la balata principal.

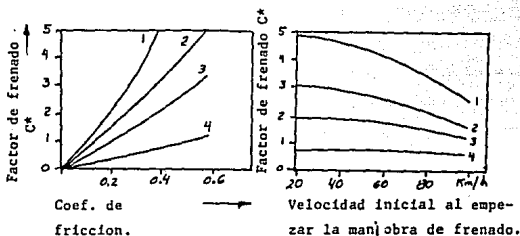
Un freno de tambor unidireccional puede ser también accionado por medio de una unidad de cuña, un diseño que ha sido usado más y más seguido en vehículos comerciales medianos de bajo rendimiento.

El tipo de freno usado más frecuentemente en vehículos comerciales de alto rendimiento es neumático freno de tambor unidireccional con leva en S, con un accionamiento asegurado.

Las ventajas del freno con leva en S son : Uso uniforme del material de la zapata sobre la zapata principal y la secundaria como resultado de un accionamiento asegurado, provocando una larga vida de las zapatas. Es-

te tipo de freno de tambor poseé un mecanismo de accionamiento el cual es más simple, más seguro e insensible a la temperatura. Este comprende el diafragma del cilindro, ajustador automático cuando los frenos están flojos, flecha del freno y leva en S.


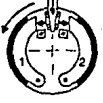
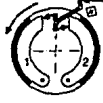
Factor de frenado como una función del coeficiente de fricción y la velocidad inicial.

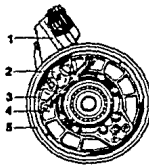


Fuente : BOSCH

Desventajas : Altas fuerzas internas, y por lo tanto una relativa pesada construcción de los frenos debido a que fuerzas diferentes en la leva ocurren llevando a los baleros a soportar fuerzas superiores. Un factor de frenado relativamente bajo, el cual se refleja en un incremento de trabajo para accionar los frenos. Debido a la aproximada equivalencia del viaje de accionamiento de las zapatas principal y secundaria, las fuerzas de accionamiento se comportan en el sentido opuesto al factor de frenado de las zapatas individuales. En general, el factor de frenado de éste freno con el mismo coeficiente de fricción es de alguna forma menor que el anteriormente mencionado en el freno unidireccional.

Frenos de Tambos Unidireccionales :

Diseño	Zapata rotatoria.	Cuña	Leva en S
Operación			
Factor de frenado	$C^* = C_1 + C_2$		$C^* = \sqrt{(1/c_1 + 1/c_2)}$
Zapatatas de frenado	1.- Zapata principal 2.- Zapata secundaria		



Freno de tambor unidireccional con leva en S :

- 1.- Diafragma del cilindro
- 2.- Leva en S
- 3.- Zapata de frenado
- 4.- Resorte de retorno
- 5.- Tambor de frenado

Fuente : BOSCH.

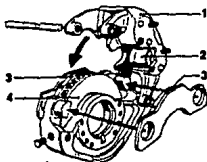
2.2.2. FRENOS DE DISCO.

Los frenos de disco han venido usándose en los autos para pasajeros, pero poco a poco han empezado a utilizar en vehículos comerciales, además de su uso en camiones veloces, un uso común de frenos de disco en vehículos comerciales está principalmente limitado a los frenos del eje delantero para vehículos comerciales arriba de 7.5 ton. de peso los cuales se conducen muy similarmente a un automóvil.

Ventajas sobre los frenos de tambor : Una mucho mejor eficiencia al frenar gradualmente; igual uso de la balata interior y exterior si el apropiado grado de discipación de calor es provisto; el ruido de frenado es mucho mejor eliminado, relativo funcionamiento constante del factor de frenado.

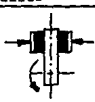
Desventajas : una posible corta vida de las balatas cuando se usan en vehículos comerciales de alto rendimiento, su alto costo, además de que el costo de operación comparado con los frenos de tambor. El alto grado de adaptación en el frenado a altas velocidades es generalmente manejado mejor por los frenos de disco con menor error y una menor posibilidad de quebrantadura en el disco que en los frenos de tambor. El factor de frenado es $C^* = 0.75$.

El caliper flotante de los frenos de disco continúa reemplazando el caliper anterior asegurado. Esta tendencia ha sido el resultado del diseño de ensambles más ligeros y económicos, los cuales son más resistentes a la temperatura. El caliper por si mismo no está sujeto a el torque de frenado y por lo tanto otorga un accionamiento de los frenos contante y gradualmente.



Freno de disco de un vehículo comercial de alto rendimiento (tipo : caliper flotante).

- 1.- Caliper
- 2.- Pistón
- 3.- Balatas de freno
- 4.- Disco de freno ventilado

Diseño	Freno de disco
Operación	
Factor de frenado	$C^* = 2,4$

Fuente: BOSCH

2.3. LLANTAS O NEUMATICOS.

2.3.1. GRUPOS DE LLANTAS

Los diferentes grupos de llantas cubren las necesidades de los diferentes tipos y estilos de vehículos, así como tamaño y aplicación de los mismos también. Los datos principales para mantener la garantía de intercambiabilidad son : dimensiones de la llanta, capacidad de carga, presión de aire y velocidad permisible. Además de las llantas neumáticas, llantas de hule han sido aprobadas para velocidades de 25 km/h (hasta 16 km/h en el caso de llantas usadas sin resortes amortiguadores)

En los grupos de llantas 2 a 4, la principal distinción es hecha en términos de las condiciones especificadas de camino para su uso como sigue :

§ "Estandard" (verano) llantas para usarse en calles pavimentadas.

§ "Especial" llantas de tracción, toda clase de llantas usadas para condiciones de terreno que no impliquen el uso sobre calles pavimentadas.

Los requisitos de servicio son aplicables para todos los grupos de llantas (tabla 2) aunque se enfatiza mas en los últimos tres puntos en el caso de vehículos más pesados (en particular el punto 6).

Tabla 1. Grupos de Llantas.

No.	Aplicación de la llanta.
1	Vehículos de dos ruedas Motocicletas, autos de todo terreno, triciclos motorizados o autos con motor con menos de 50 cm ³ de capacidad.
2	Autos de pasajeros. Incluyendo wagonetas y llantas especiales de tracción.
3	Vehículos comerciales ligeros Inclusive camionetas de reparto.
4	Vehículos comerciales. Inclusive vehículos de múltiple uso.
5	Maquinaria escavadora. Vehículos de transporte, cargadores.
6	Camiones Industriales. Inclusive llantas de hule sólidas.
7	Maquinaria y vehículos para agricultura. Tractores, trailers, implementos.

Fuente: Bosch.

Tabla 2: Requerimientos de Servicio.

No.	Criterio principal.	Sub-criterio
1	Comportamiento en el manejo.	Suspensión suave, bajo ruido, rodado suave
2	Comportamiento de la dirección.	Fuerza en la dirección, precisión de la dirección.
3	Estabilidad en la conducción.	Estabilidad hacia el frente, estabilidad al girar.
4	Seguridad en la conducción.	Adhesión llanta/camino.
5	Durabilidad.	Estabilidad estructural, funcionamiento a alta velocidad, resistencia a la perforadura.
6	Economía	Servicio de vida esperado (Kilometraje), dibujo, dragos de la cara exterior, resistencia a la rodadura.

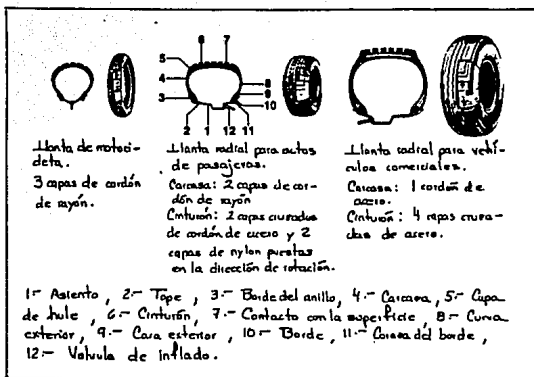
Fuente: Bosch.

2.3.2. DISEÑO DE LAS LLANTAS.

El diseño de llanta radial ha incrementado su uso logrando prácticamente reemplazar el diseño de llanta con cámara, esto es en los grupos de llantas 2 a 4 (ver tabla 1).

El diseño de dos capas usado exclusivamente en el pasado deriva su nombre de las capas de cordones en la carcasa de la llanta, los cuales están colocados en la misma dirección con respecto a la superficie del camino de manera cruzada. Este simple diseño de llanta otorga un óptimo funcionamiento a los autos de pasajeros de hoy en día y vehículos comerciales en relación con el amplio campo de necesidades que deben satisfacer.

Estos requerimientos pueden ser alcanzados a través de la llanta radial de una manera mucho más fácil y confiable, este diseño consiste de dos ensambles principales y como su nombre lo indica, tales ensambles están dirigidos en la dirección radial de la llanta, esto es de la carcasa; y son dispuestas de tal manera que cubran la menor distancia radial de cama a cama. Un cinturón estabilizador cubre la relativa delgada y elástica carcasa. El funcionamiento de este tipo de diseño, sin embargo, falla considerablemente menos. Llantas sin cámara han sido usadas más y más en vehículos comerciales también, ayudando en su facilidad de montaje. Además de sellar mucho mejor en el borde de la rueda de la llanta.



Fuente: FuzKady.

Diámetro del borde y forma del borde:

En los grupos de llantas 3 y 4 por ejemplo, una pieza de 15° para el asiento de llantas sin cámara ha sido continuamente reemplazada por una multipieza de 5°. Los bordes son identificados por el último número 0.05 en su código de diámetro (una unidad = 25.4 mm). Códigos importantes para asientos de 5° son 16 y 20.

Rango de la sección transversal :

$$H/B \text{ rango} = (H/B) \times 100$$

H altura de la sección transversal de la llanta.

B anchura de la sección transversal de la llanta.

En la actualidad, la altura de la sección transversal de las llantas caen dentro de 80 y 60 para llantas de autos para pasajeros y entre 100 y 70 para llantas de vehículos comerciales.

En el caso de llantas para autos de pasajeros, el dibujo está por debajo del valor de H/B, debido a la mejora en la estabilidad al girar en una curva. Varios rangos de sección transversal son usados con el mismo diámetro exterior por razones de intercambiabilidad. Dado el mismo diámetro,

llantas con valores menores a H/B son más anchas en los bordes del mismo diámetro, poseen una impresión mas grande y son además mas estéticas a la apariencia. Dando la misma anchura, llantas con un bajo valor de H/B pueden ser usadas sobre bordes de diámetro mayor, ayudando a obtener más espacio para el disco o tambor de frenado.

La introducción de una sola pieza descentrada, con un asiento de 15° fué una contingencia sobre el desarrollo de llantas sin cámara para vehículos comerciales con un bajo H/B, debido a que fué imposible reducir el diámetro para que el tambor de frenado no fuese cambiado de diámetro.

2.3.3. DESIGNACIONES DE LAS LLANTAS.

La designación del tamaño de la llanta es estandarizada por medio de estandares legalizados a lo largo de varios países europeos, las designaciones de las llantas y su tamaño son mostradas en la tabla 4.

La descripción del servicio, que sigue a la descripción de la llanta consiste del índice de carga (LI) y del símbolo de velocidad (GSY). De acuerdo con las normas europeas, el código de servicio reemplaza al número PR. Los códigos de servicio son mostrados en la tabla 3.

Índice de carga.

LI	50	51	58	59	112	113	145	149	157
kg	190	195	560	560	1120	1150	2900	3250	4125

Símbolo de velocidad

GSY	F	G	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	H
km/h	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	210

Tabla 3: Descripción de los códigos de servicio. Fuente Bosch.

Tabla 4: Ejemplos de Identificación de Llantas.

Grupo de llanta	Ejemplo de Identificación.				El ejemplo contiene especificaciones para				
	Tamaño de la llanta (1) (2)	Nonm PR (3)	Descr. Servicio LI (4)	Service 6.5V (5)	Dir. llanta A	Ancho de la llanta B	H/B %	Diámetro del eje d	
MC Vehículo.	Mopeda.	2 1/4 - 16	—	—	—	pulgadas	—	pulgadas	
	Motocicletas con menos de 50 cm ³	3-17 reforzado	—	51	J	—	pulgadas	—	pulgadas
	Motocicletas	3.00-17 reforzado	—	50	P	—	pulgadas	—	pulgadas
		120/90 H 18	—	65	H	—	mm	40	pulgadas
	Triciclo con motor	3.50 - 10	—	51	J	—	pulgadas	—	pulgadas
Autos de pasajeros.	165 SR 14 M+S	—	84	Q	—	mm	—	pulgadas	
	165 SR 14 reforzada	—	88	R	—	mm	—	pulgadas	
	200/60 R 36S	—	88	H	—	mm	60	mm	
	205/60 VR 15	—	—	—	—	mm	60	pulgadas	
CV Camiones repartidores	185 R 14 C	8PR	102/100	M	—	mm	—	pulgadas	
	Camiones ligeros.	8 R 17.5 C	—	113/112	M	—	pulgadas	—	pulgadas
	Camiones.	11/70 R 22.5	—	146/143	K	—	pulgadas	70	pulgadas
	Tanque.	14/80 R 20	—	157	K	—	pulgadas	80	pulgadas
	Autobuses.	295/80 R 22.5	—	149/145	M	—	mm	80	pulgadas
MPV Vehículos de múltiples.	10.5 R 20 MPT	14PR	134	C ₃	—	pulgadas	—	pulgadas	
EM Vehículos de transporte.	18.00 - 25 EM	32PR	—	—	—	pulgadas	—	pulgadas	
	Cargadores.	29.5 - 29 EM	28PR	—	—	pulgadas	—	pulgadas	
IT Camiones industriales	6.50 - 10 ⁽¹⁾	10PR	—	—	—	pulgadas	—	pulgadas	
	Carros de carga. 21 x 4 (6)	4 PR	—	—	—	pulgadas	pulgadas	—	
	Camiones industriales 28 x 4 - 15 (7)	14 PR	—	—	—	pulgadas	pulgadas	—	
AG Tractores	200 x 15 ⁽⁸⁾	18PR	—	—	—	mm	—	pulgadas	
	20.8 R 32 AS	8 PR	—	—	—	pulgadas	—	pulgadas	
	7.50 - 16 AS Fierro	6 PR	—	—	—	pulgadas	—	pulgadas	
Implementos.	11.0/65-12 Imp.l.	6 PR	—	—	—	pulgadas	65	pulgadas	

- (1) C = Camión de servicio ligero (camión repartidor) llantas (también para camiones de alta capacidad)
- (2) reforzada = designación adicional para llantas reforzadas;
- (3) PR = clase de rango de carga.
- (4) Rango de carga (código) para llantas sencillas/dobles.
- (5) Código de velocidad
- (6) Llantas neumáticas.
- (7) Llantas de Jule sólidas.

Fuente: G. M.

2.3.4. APLICACIONES DE LAS LLANTAS

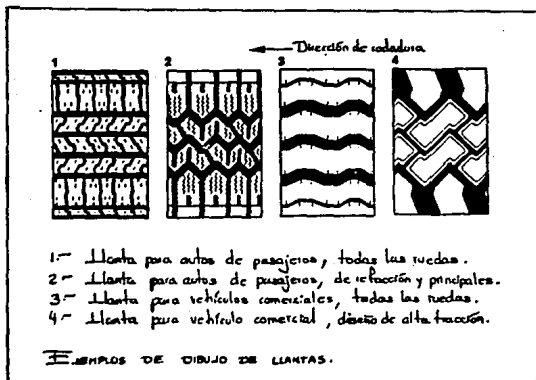
Las llantas más propiamente seleccionadas para la aplicación buscada de acuerdo con las recomendaciones del productor de la llanta son las que garantizan el óptimo funcionamiento si es que el vehículo es arreglado con llantas del mismo diseño en todas sus ruedas. Si las llantas llegan a ser almacenadas por un tiempo prolongado, provocará que la llanta envejezca más rápidamente, presentando quebrantaduras una vez que se expone al sol. Por lo que es conveniente circular el aire para evitar este fenómeno de oxidación por humedad. Las llantas deberán ser almacenadas en cuartos fríos y secos además de oscuros alejadas del contacto de grasas y aceites

Dibujo de la Llanta :

Es ilegal rediseñar el dibujo de la llanta en una llanta desgastada con anterioridad, esto es vulcanizar la llanta. Solo en el caso de que el fabricante apruebe la vulcanización de tal llanta.

Las llantas deberán ser rotadas en el caso de existir un desgaste variable entre los ejes del vehículo. Si la profundidad del dibujo ha empezado a estar muy bajo, existirá por lo tanto menor material para proteger los cinturones de cable de la llanta. Este factor deberá ser considerado antes de reemplazar las llantas. Además llantas desgastadas reducirán su adhesión sobre superficies mojadas, provocando que la distancia de frenado se incrementa desproporcionadamente. Empezando a una velocidad de 100 km/h, por ejemplo, la distancia de frenado se incrementa con el desgaste del dibujo como sigue:

Profundidad del dibujo en mm		8	4	3	2	1
Distancia de frenado en mm		70	82	87	97	118
Distancia de frenado en %		100	117	124	139	169
Incremento en la distancia de frenado por mm de desgaste en %		4	7	15	30	



Fuente: Euzkady

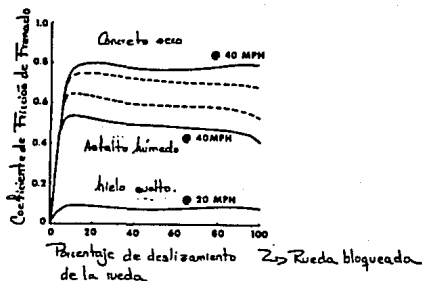
2.4. ECUACIONES DE MOVIMIENTO PARA EL VEHICULO Y SUS RUEDAS FRENADAS.

Una rueda bajo la influencia del frenado se ve afectada por la acción de dos torques principales: el torque de frenado y el torque de la llanta. El torque del frenado proviene de la aplicación de presión de frenado a través del mecanismo de frenos y el torque de la llanta es generado por la fricción entre el contacto de la llanta y la superficie del camino. La resistencia de rodadura de la llanta y la fricción asociada con la rueda no son consideradas.

El torque de frenado T_B se asume que es proporcional a la presión de frenado P_B con una ganancia de frenado de K_B como constante de proporcionalidad.

$$T_B = P_B \cdot K_B \quad (1)$$

El coeficiente de fricción de frenado es una función no lineal del deslizamiento de la rueda y depende de muchas variables incluyendo la superficie del camino, la velocidad del vehículo, los contaminantes del camino, la construcción de la llanta, su presión de inflado y la carga normal. Debido a que son muchas las variables, no es el objetivo de estudiarlas aquí; en lugar de eso se han seleccionado tres curvas representativas que son usadas en todas partes de la industria automotriz. Estas son curvas comunes para concreto seco, asfalto mojado y hielo resbaloso y se muestran en la siguiente figura:



Curvas características de la fuerza de frenado en la llanta.

Fuente: General Motors.

Para obtener el coeficiente de fricción, el deslizamiento instantáneo, ∇ , debe ser obtenido. El deslizamiento se define como :

$$\nabla = [V_v - r \cdot \omega] / V_v \quad (2)$$

donde: V_v = velocidad del vehículo
 ω = velocidad angular de la rueda
 r = radio de la rueda

Una vez que el deslizamiento instantáneo ha sido calculado, la relación funcional entre el deslizamiento y el coeficiente de fricción se coloca dentro de un generador de curva (fig. anterior).

El coeficiente de fricción de frenado, μ , es por lo tanto relacionado al torque de la llanta T_T por medio de la ecuación:

$$T_T = \mu \cdot N \cdot r \quad (3)$$

donde: N = fuerza normal sobre la llanta

Para el cuerpo libre consistente de freno, rueda, y llanta, la ecuación de movimiento será :

$$I_w \cdot \dot{\omega} + T_B - T_T = 0 \quad (4)$$

donde: I_w = momento polar de inercia de la rueda en lbftseg²
 $\dot{\omega}$ = aceleración angular de la rueda en rad/seg²

Recordando la ecuación (4), tenemos que :

$$\dot{\omega} = [1/I_w] \cdot [T_T - T_B] \quad (5)$$

Cuando la diferencia entre el torque de la llanta y el torque de frenado es positiva, la rueda acelera y cuando es negativa, la rueda desacelera.

Una vez que el coeficiente de fricción de frenado es establecido, la aceleración del vehículo se obtiene como sigue :

$$a_v = -\mu \cdot g \quad (6)$$

donde: g = aceleración de la gravedad = 32.2 ft/seg²

La velocidad del vehículo se obtiene integrando la aceleración del vehículo.

$$V_v = \int_{t_0}^t a_v dt + V_0 \quad (7)$$

donde : V_0 = velocidad inicial del vehículo

t_0 = tiempo en que los frenos son aplicados

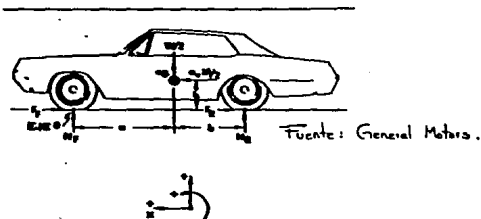
t = tiempo en que se detiene completamente el vehículo

La distancia de frenado del vehículo se obtendrá por :

$$X_V = \int_{t_0}^t V_v dt + X_0 \quad (8)$$

donde: $X_0 = 0$

La fuerza normal sobre las llantas delanteras y traseras N_F y N_R se basarán en las ecuaciones de fuerza y momento para el vehículo con peso W y masa M mostrado en la figura siguiente.



Para la solución de la fuerza normal sobre las llantas traseras, la suma de los momentos alrededor del terreno de las llantas delanteras (eje 0) nos dará :

$$N_R \cdot (a+b) + M/2 \cdot a_v \cdot h - W \cdot a/2 = 0 \quad (10)$$

$$N_R = (W \cdot a/2 - M/2 \cdot a_v \cdot h) \cdot \frac{1}{a+b} \quad (11)$$

donde: a , b y h = son las distancias mostradas en la figura anterior.

Por consiguiente, la fuerza normal en las llantas traseras decrece cuando el carro desacelera. Sumando las fuerzas en la dirección horizontal, tenemos :

$$-F_F - F_R + M/2 \cdot a_v = 0 \quad (12)$$

$$M/2 \cdot a_v = F_F + F_R \quad (13)$$

F_F y F_R , son las fuerzas de reacción que actúan para producir los torques de las llantas en las ruedas delanteras y traseras, respectivamente. Por lo tanto,

$$F_F = \mu_F N_F \quad (14)$$

$$F_R = \mu_R N_R \quad (15)$$

Substituyendo la ecuación (13) en la ecuación (11), obtenemos :

$$N_R = \left[\frac{W \cdot a}{2} - (F_F + F_R) \cdot h \right] \cdot \frac{1}{a+b} \quad (16)$$

Sumando las fuerzas en la dirección vertical, tenemos :

$$-\frac{W}{2} + N_F + N_R = 0 \quad (17)$$

$$N_F = W/2 - N_R \quad (18)$$

Las ecuaciones de movimiento que se aplican para la rueda delantera frenada, son las mismas para la rueda trasera (desarrolladas previamente). La fuerza de reacción delantera F_F y la fuerza normal N_F , son los únicos parámetros para la rueda delantera necesarios para obtener las ecuaciones 15, 16 y 18.

F_F puede ser determinada de la siguiente manera. Permitamos que μ_{FL} sea el valor del coeficiente de fricción de frenado para la rueda delantera cuando esta se bloquea. Entonces, la fuerza de reacción cuando la rueda es - ta bloqueada es :

$$F_{FL} = \mu_{FL} \cdot N_F \quad (19)$$

Antes de que se bloquee la rueda, la fuerza de reacción delantera será menor que, F_{FL} y puede ser aproximadamente por una fuerza proporcional al torque de frenado. Esto es debido a el hecho de que el término $I_w \cdot \dot{\omega}$ en la ecuación (4) es pequeño cuando la pendiente del coeficiente de fricción de frenado contra la curva de deslizamiento tiene un valor positivo. Por lo tanto, la fuerza de reacción delantera será :

$$F_F = T_B/r \quad \text{si} : T_B/r < F_{FL} \quad (20)$$

$$F_F = \mu_{FL} \cdot N_F \quad \text{si} \quad T_B/r > F_{FL} \quad (21)$$

Nomenclatura :

a = distancia desde la línea de centro de la rueda delantera hasta la localización del centro de gravedad del vehículo en ft.

a_v = aceleración del vehículo en ft/seg².

b = distancia desde la línea de centro de la rueda trasera hasta la localización del centro de gravedad del vehículo en ft.

F_F = fuerza de reacción delantera en lb.

F_{FL} = valor de la fuerza de reacción con la rueda delantera bloqueada en lb.

F_R = fuerza de reacción trasera en lb.

g = aceleración de la gravedad en ft/seg².

h = distancia desde el plano del suelo hasta la localización del centro de gravedad en ft.

I_w = momento polar de inercia de la rueda en lbftseg².

K_B = ganancia de frenado en lbft/psi.

M = masa del vehículo en lbseg²/ft o N

N = fuerza normal en lb.

N_F = fuerza normal delantera en lb.

N_R = fuerza normal trasera en lb.

P_B = presión de frenado en psi.

r = radio de la rueda en ft.

t = variable del tiempo en seg.

T_B = torque del frenado en lbft.

T_S = torque de sincronización de la rueda en lbft.

T_T = torque de la llanta en lb ft.

V_0 = velocidad inicial del vehículo ft/seg.

V_v = velocidad del vehículo en ft/seg.

W = peso del vehículo en lb.

X_v = distancia de frenado del vehículo en ft.

μ = coeficiente de fricción de frenado

μ_F = coeficiente de fricción de frenado delantero

μ_{FL} = valor del coeficiente de fricción de frenado para las ruedas delanteras bloqueadas.

∇ = λ de deslizamiento de la rueda.

ω = velocidad angular de la rueda en rad/seg

$\dot{\omega}$ = aceleración angular de la rueda en rad/seg².

C A P I T U L O III.-

SISTEMA ANTIBLOQUEO DE FRENOS.

3.1. SISTEMA DE CONTROL DE BLOQUEO DE RUEDAS DURANTE EL FRENADO.

Este sistema (en este caso sólo para las ruedas traseras) permite al conductor alcanzar las siguientes ventajas durante el proceso de frenado en una situación forzada o de emergencia;

1.- Mejora la estabilidad lateral del vehículo al autoregular la presión en la línea de frenos. Este previene a las ruedas de llegar al estado de bloqueo, evitando con ello el desplazamiento lateral del vehículo, que provoca en sí la pérdida de la estabilidad direccional.

2.- Mejora la distancia de frenado acortando esta, al regular automáticamente el promedio óptimo de presión de frenado durante una frenada de pánico.

Estas ventajas son generalmente alcanzadas sobre una amplia variedad de superficies de camino, condiciones ambientales y hábitos de manejo. Sin embargo, la extensión de las ventajas del sistema de control de bloqueo de las ruedas durante el frenado está determinada por muchos factores, como: tipos de superficies de camino, condiciones climáticas, capacidad de manejo de conductor, velocidad del vehículo, dibujo de la llanta, presión de in -

flado de la llanta y otras condiciones incluyendo los componentes de la suspensión y los frenos.

Durante frenados menores, no tan severos como los de pánico, por ejemplo, cuando la presión de frenado en las ruedas traseras es insuficiente para causar el bloqueo de las mismas, el sistema se dice opera en su forma normal. Durante frenadas de pánico, cuando la presión de frenado en las ruedas traseras es suficiente para causar el bloqueo de las mismas, el sistema de control medirá el bloqueo inminente y automáticamente liberará y aplicará alternativamente los frenos traseros como sea requerido para controlar la velocidad en las ruedas y de esta forma evitar el bloqueo de las mismas. El ritmo de este ciclo es de aproximadamente 4 cps y continúa hasta que el vehículo es desacelerado a aproximadamente 8 km/h o hasta que el conductor deje de aplicar los frenos.

Después de una revisión de cada componente del sistema y su función respectiva, continuaremos con la discusión de los requisitos del sistema completo, y de la unidad electrónica de control en particular.

3.2. COMPONENTES DEL SISTEMA.

El sistema de control de bloqueo durante el frenado está compuesto de las siguientes partes (fig.1.): sensores de velocidad, controlador, válvula solenoide, modulador, luz de precaución del sistema de frenos y arneses .

3.2.1. SENSORES DE VELOCIDAD.

El sensor delantero para vehículos con tracción delantera consiste de un magneto, un polo y una bobina (fig. 2). Este dispositivo mide la presencia del material magnético. Cuando este material magnético se encuentra cercano al polo, las líneas de flujo magnético son recogidas como lo muestran las líneas sólidas (B_1). Cuando el material magnético es reemplazado por la capa de aire, las líneas de flujo caen en la posición (B) como se muestra en la fig. 2. El voltaje inducido dentro de la bobina es proporcional a la frecuencia a la cual el material magnético se mueve sobre el polo. En vehículos con tracción delantera, existen ranuras en las masas, -

las cuales giran con cada una de las ruedas (fig. 3). La sonda es colocada en cada uno de los platos de apoyo de los frenos con su extremo cerca a la masa. Desde que existen 90 dientes en la masa y el radio de giro de la llanta es aproximadamente 30.5 cm, la frecuencia del voltaje inducido dentro de la bobina es de 11.65 Hz/(km/h).

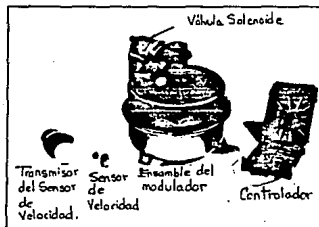


Fig. 1. Componentes del sistema de control de antibloqueo.

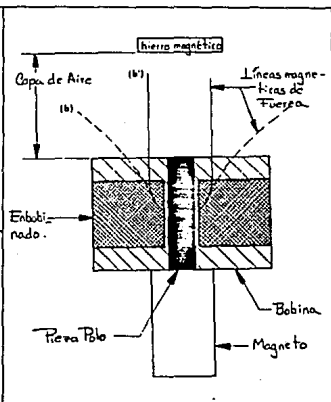


Fig. 2. Sensor de velocidad de las ruedas.

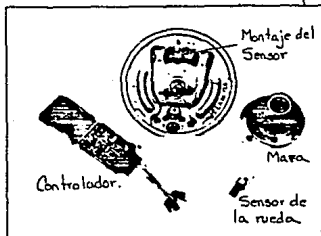


Fig. 3. 2 ruedas, control de bloqueo de frenado de las ruedas.

Fuente : Documento SAE 741083.

El sensor de velocidad de la transmisión (fig. 4) usado para vehículos de tracción trasera es un dispositivo electromecánico condicido - mecánicamente, el cual produce un voltaje de corriente alterna con una frecuencia proporcional a la velocidad de entrada de la flecha. Partes básicas del sensor incluyen una bobina, un imán permanente, un estator y un rotor. (fig. 5).

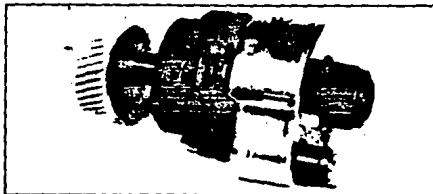
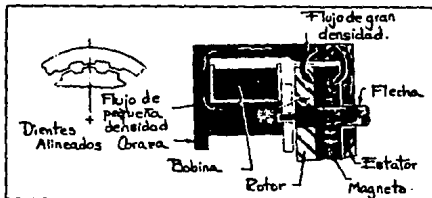


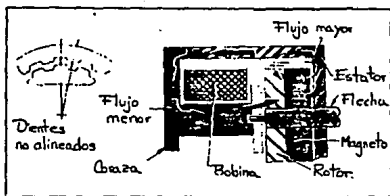
Fig. 4. Sensor de velocidad de la transmisión. Fuente: SAE



Fuente: SAE

Fig. 5. Sección transversal del sensor ubicado en la transmisión.

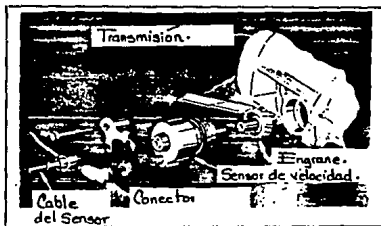
Ambos, tanto el estator como el rotor tienen un número de dientes o ranuras igualmente espaciadas alrededor de su circunferencia. El circuito magnético posee dos trayectorias. Una es a través del diente del estator y el rotor y la otra directamente a la bobina. Cuando los dientes del estator y el rotor están alineados (fig. 5), el flujo que los une o conecta con la bobina es pequeño. Cuando los dientes del estator y del rotor no están alineados (fig. 6), el flujo que los une con la bobina es más largo. El cambio en el flujo de unión de la bobina induce un voltaje de corriente alterna en la bobina. La frecuencia de este voltaje es proporcional al número de dientes y a la velocidad del rotor.



Fuente SAE

Fig. 6. Sección transversal del sensor en la transmisión.

Una instalación típica de un sensor de velocidad en la transmisión se ilustra en la (fig. 7). El sensor se monta en la transmisión en el lugar que ocuparía el engrane del velocímetro. Tanto el ensamble del engrane como el ensamble de la flecha son partes integrales del sensor. Como las ruedas traseras de un vehículo con tracción trasera están conectadas por un diferencial a la transmisión, el único sensor en la transmisión produce una señal promedio de la velocidad. Con 90 dientes en el estator y ruedas de 38 cm. y una relación en el engrane de 1.33 : 1, la frecuencia de salida resultante del sensor de la transmisión es 15.53 Hz/(km/h) de la velocidad del vehículo.



Fuente: SAE

Fig. 7. Montaje típico del sensor en la transmisión.

3.2.2. CONTROLADOR.

El controlador recibe y monitorea continuamente las señales de entrada de velocidad de los dos sensores de velocidad de las ruedas en el caso del vehículo con tracción delantera o del sensor de velocidad de la transmisión en el caso de vehículos con tracción trasera.

Sus funciones básicas son determinar de la señal de entrada de velocidad, cuando el bloqueo de las ruedas es inminente, para generar una señal de salida que automáticamente libere la presión de frenado para detectar hasta donde la situación de bloqueo inminente de las ruedas, deja de existir, retirando dicha señal de salida y aplicando nuevamente la presión de frenado. Está interconectado con los demás componentes del sistema (fig. 8).

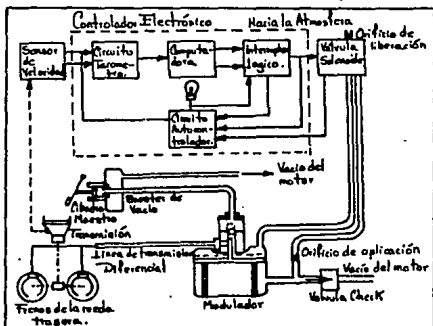


Fig.8. Diagrama pictórico del Sist. de Control de Bloqueo.

Fuente: Propia.

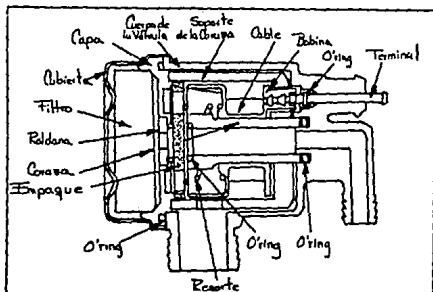
También se muestra el hecho de que el controlador contiene un circuito adicional de precaución de falla, el cual se usa en conjunción con la luz de precaución del sistema de frenos.

3.2.3. VALVULA SOLENOIDE.

La válvula solenoide es una válvula neumática de tres pasos, la cual es operada por la acción de una bobina electromagnética. Se encuentra montada en un barreno aislado como parte del modulador. Midiendo cuando el bloqueo es inminente en las ruedas traseras, el controlador envía una señal a la válvula solenoide. Su función básica es convertir esta señal eléctrica a una señal neumática, la cual es usada por el modulador.

En el corte de la válvula mostrado en la (fig. 9) se pueden apreciar sus partes internas, construcción, operación magnética y operación neumática. Existen dos entradas neumáticas en la válvula. Aire atmosférico

se entrega a través de un filtro y una bomba de vacío es conectada a través de la conexión de la manguera. Estas dos entradas neumáticas pueden estar conectadas al modulador alternadamente a través de un punto de salida por acción de la válvula.



Fuente: SAE

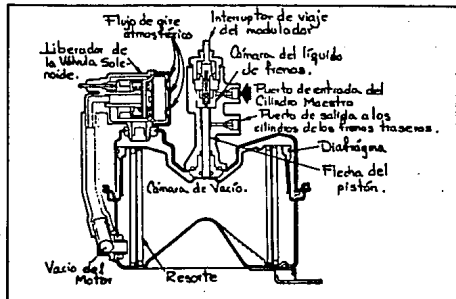
Fig. 9. Válvula solenoide liberadora.

Sin ninguna señal eléctrica emitida hacia la válvula solenoide, no hay ninguna acción magnética. El resorte empuja el disco contra el sellador de anillo O'ring en su estado de aplicado. Esto bloquea el flujo de aire atmosférico a través del filtro y permite a la bomba de vacío extraer el aire a través de la válvula del modulador. La acción resultante por parte del modulador es aplicar los frenos traseros.

Cuando la válvula recibe una señal eléctrica de el controlador, la acción magnética de la válvula solenoide es cambiar la acción del resorte y jalar el disco contra el sellador O'ring en su estado libre. Esto bloquea la generación de vacío y permite al modulador jalar el aire atmosférico a través del filtro y la válvula. La acción resultante del modulador es liberar los frenos traseros. Durante una frenada de pánico, la válvula continuará el ciclo, supliendo aire o generando vacío alternadamente al modulador.

3.2.4 MODULADOR.

El modulador es mostrado con la válvula solenoide integrada en la (fig. 10), está montado en el compartimiento del motor. En respuesta a la entrada neumática de la válvula solenoide, sus funciones básicas son controlar o ciclar la presión hidráulica de los frenos traseros durante frenadas de pánico. La figura ilustra sus componentes y construcción, los cuales son básicamente un resorte cargado, un operador neumático y un actuador de diafragma. Operado por el diafragma está un pistón que controla una válvula check hidráulica y un interruptor conmutador. También incluido como parte de todo el conjunto del ensamble del modulador, están una válvula check neumática y la válvula solenoide analizada con anterioridad.



Fuente: SAE

Fig. 10 . Posición de "accionado" del Modulador.

En la posición de accionado, la bomba de vacío es conectada a través de la válvula check neumática para un lado del diafragma y a través de la válvula solenoide para el otro lado del diafragma. Con la misma presión a ambos lados del diafragma, el resorte empuja el diafragma y el pistón hacia la parte alta del modulador. El pistón abre la válvula check hidráulica y conecta la presión hidráulica desde el cilindro maestro hacia los cilindros de freno de las ruedas traseras. En la posición de no accionado (fig. 11), la conexión de la bomba de vacío a través de la válvula solenoide está bloqueada y aire atmosférico es conectado a través de la válvula solenoide.

noide hacia un lado del diafragma. La resultante presión diferencial dentro del diafragma crea una fuerza que se opone a la del resorte y forza al diafragma y al pistón a colocarse en la parte baja del modulador. Cuando el pistón se mueve hacia abajo, la válvula check hidráulica se cierra y desconecta el cilindro maestro del cilindro de freno de las ruedas traseras. Un movimiento mas lejano del pistón incrementa el volúmen de las líneas de freno traseras, reduciendo la presión de los frenos traseros. Durante frenadas de pánico, el modulador continúa con el ciclo y bombea hacia los frenos traseros presión hidráulica hasta que la velocidad del vehículo se reduce a 8 km/h o hasta que los frenos dejan de ser aplicados por el conductor.

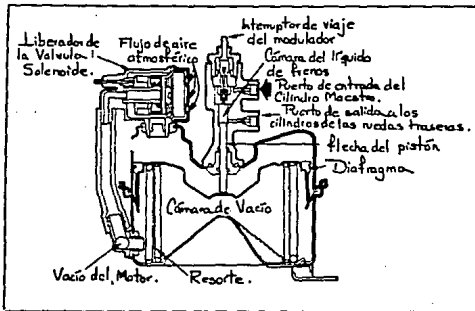


Fig. 11 . Modulador en su posición de "liberado".

Fuente: SAE

La válvula check neumática otorga la capacidad extra de vacío en caso de pérdida del mismo por parte del motor. La extra capacidad es almacenada en el modulador y normalmente podría ser suficiente para proveer a varios ciclos de operación durante frenadas de pánico.

3.3. INTERCONEXIONES HIDRAULICAS, NEUMATICAS Y ELECTRICAS.

El control total del bloqueo de las ruedas al frenado para un vehículo con tracción delantera se muestra en la (fig. 12). Esta muestra la posición de cada componente en el vehículo y la ruta aproximada de las líneas hidráulicas, neumáticas y eléctricas y una amplificación de cada com-

ponente donde se muestran las conexiones hidráulicas, neumáticas y eléctricas. El sistema de control de bloqueo de ruedas al frenar posee tres circuitos de control funcionales e independientes; hidráulico, neumático y eléctrico.

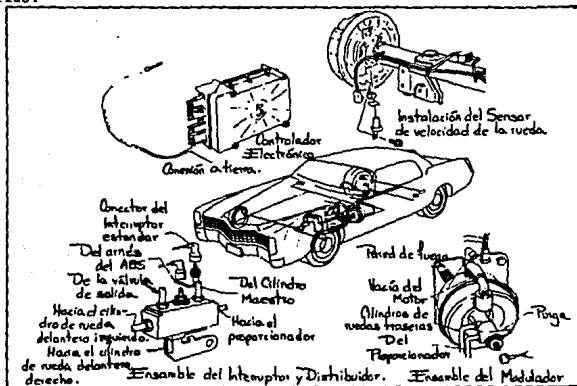


Fig. 12. Instalación del Sistema de Control de Bloqueo. Fuente: SAE

3.3.1. CIRCUITO DE CONTROL HIDRAULICO.

Este circuito se muestra con líneas espaciadas en la (fig. 13). Como adición a los componentes del sistema de frenado (cilindro maestro dual, válvula delantera de medición, ensamble del distribuidor e interruptor, cilindros de rueda delantera, cilindros de rueda traseras, conexiones de las líneas de frenado y válvula proporcionaladora) el circuito de control hidráulico también incluye la válvula check hidráulica. Esta válvula, la cual es parte integral del ensamble del modulador, está conectada entre el cilindro maestro y los cilindros de frenos en las ruedas traseras. Durante frenadas de pánico la válvula check hidráulica controla la presión aplicada a los frenos traseros.

3.3.2. CIRCUITO DE CONTROL NEUMATICO.

Este circuito mostrado con líneas dobles sólidas en la (fig.13). incluye la conexión de la manguera de vacío donde el múltiple de admisión del motor, la válvula check neumática, sección de la válvula solenoide y la sección del actuador del ensamble del modulador. El circuito de control neumático provee la fuerza mecánica necesaria para operar la válvula check hidráulica.

3.3.3. CIRCUITO DE CONTROL ELECTRICO.

Este circuito se muestra con líneas sólidas en la (fig. 13). Para todos los carros, el circuito de control eléctrico incluye en controlador, la sección de la válvula solenoide, el sensor de velocidad, el interruptor de presión diferencial, el interruptor de viaje del modulador, la luz de seguridad del sistema de frenos y los arneses de conexión. El poder eléctrico es provisto al sistema de control de bloqueo cuando el interruptor de ignición es girado en cualquier posición excepto la de "apagado" y "accesorios".

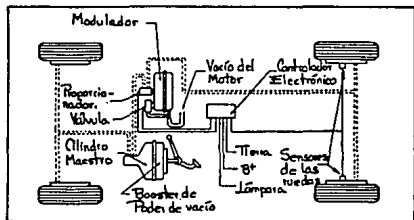


Fig. 13. Típico Sistema instalado en el vehículo.

Fuente: SAE

Habiendo analizado la función de cada uno de los componentes y su interfase con el vehículo, estamos ahora en la posición de analizar la filosofía de control involucrada.

3.4. FILOSOFIA DE CONTROL.

Una rueda bajo la influencia del frenado, posee dos fuerzas de torque tractivas importantes actuando sobre ella, el torque del frenado y el torque de la llanta (fig. 14). El torque de frenado proviene por la aplicación de una presión de frenado a través del mecanismo de frenos y el torque de la llanta es generado por la fricción con el pavimento cuando la rueda - desliza sobre el.

El torque de frenado T_B puede ser aproximadamente proporcional a la presión de frenado P_B , con una constante de frenado K_B o constante de proporcionalidad :

$$T_B = P_B \cdot K_B$$

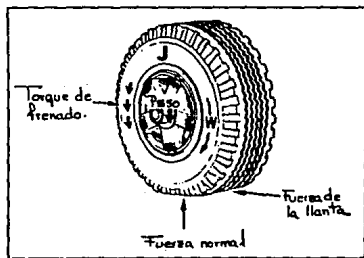


Fig. 14.

Fuente: SAE

El torque de la llanta T_T , es relativo al coeficiente de fricción μ entre la llanta y el camino, esto es :

$$T_T = \mu \cdot N \cdot R$$

donde N es la carga normal en la llanta y R es el radio de rodadura de la llanta.

El coeficiente μ es una función no lineal del deslizamiento de la rueda y su última definición es :

$$s = \frac{(V - R \cdot \omega)}{V}$$

donde V es la velocidad del vehículo y W es la velocidad angular de la rueda. Deslizamiento es igual a 1 para una rueda bloqueada y 0 para una rueda que gira libremente.

Para el cuerpo libre consistente del freno, la rueda y la llanta, la ecuación de torque es :

$$J\alpha + T_B - T_T = 0$$

donde : J = Momento polar de inercia en $\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{seg}^2$.

α = Aceleración angular de la rueda en rad/seg^2 .

Reordenando obtenemos :

$$\alpha = (1/J)(T_T - T_B)$$

cuando la diferencia entre el torque de la llanta y el torque del frenado es positiva, la rueda se acelera y cuando es negativa, la rueda se desacelera.

Una vez que el coeficiente de la fuerza de frenado es establecido, la desaceleración "a" del vehículo se obtiene como sigue:

$$a = \frac{G}{W} (N_{LR}\mu_{LR} + N_{RR}\mu_{RR} + N_{RF}\mu_{RF} + N_{LF}\mu_{LF})$$

donde : G = aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2)

W = peso del vehículo

N = carga normal sobre la rueda izquierda (o derecha), trasera (o delantera)

La velocidad del vehículo se obtiene integrando la desaceleración del vehículo :

$$V = v_0 \int_0^t A \cdot dt$$

donde : v_0 = velocidad inicial del vehículo

t = tiempo

La distancia de frenado se obtiene de :

$$X = \int_0^t v \cdot dt$$

La (fig. 15) muestra una variedad de curvas de μ - deslizamiento para varias superficies de camino. La curva "1" es típica de algunas carreteras de alta velocidad pavimentadas. El frenado máximo es alcanzado al 100% de deslizamiento. La curva "2" es típica de carreteras pavimentadas para velocidades bajas, debajo de 80 km/h. El frenado máximo es alcanzado

a un bajo deslizamiento de la rueda. La curva "3" es típica de pavimentos mojados donde el frenado máximo es significativamente mayor que el 100% de deslizamiento. La curva "4" es para pavimentos con hielo. La fuerza de frenado es muy baja y no hay un punto tope significativo. La curva "5" es para caminos con grava suelta.

La porción inicial de la curva μ - deslizamiento es una relación lineal relacionada con el tipo de llanta y su condición. Llantas lisas - tienden a mostrar una inclinación creciente al inicio de la curva, mientras que llantas sobre nieve muestran una menor pendiente.

La estabilidad del vehículo (rotacional) depende de mantener una fuerza lateral significativa sobre las ruedas traseras (fig. 16). Esta es - una parte importante de la función del sistema ABS.

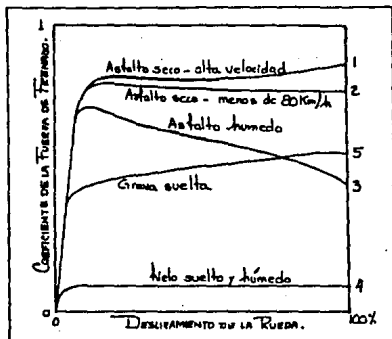


Fig.15. Características típicas de la fuerza de frenado.

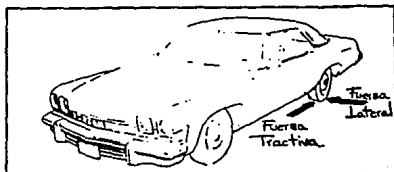
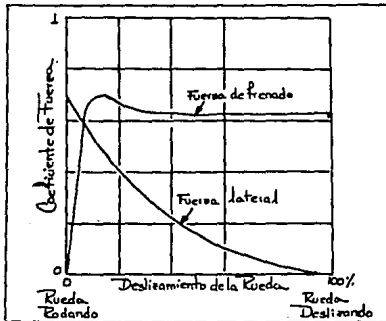


Fig.16.

Fuente: SAE

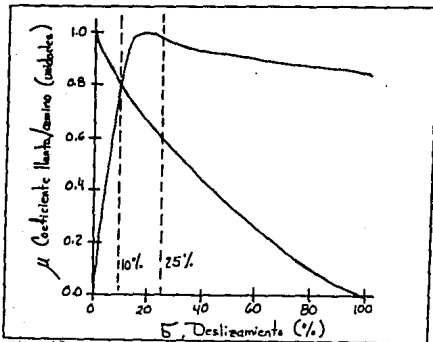
La (fig. 17) muestra una curva típica de - deslizamiento con la curva de la fuerza lateral superpuesta en ella. Es aparente que de estos datos uno no puede esperar obtener una fuerza retardadora máxima y una estabilidad lateral máxima simultáneamente, esto es ya que la máxima estabilidad lateral ocurre al 0% de deslizamiento y la fuerza máxima de frenado ocurre dentro del rango de deslizamiento de 10 - 100 %.



Fuente: G.M.

Fig. 17. Características típicas de la fuerza entre la llanta y el camino.

El frenado óptimo será un compromiso entre la máxima estabilidad lateral y la máxima fuerza de frenado, generalmente requiriendo un control del deslizamiento de la rueda entre 0 - 25 % (fig. 18)



Fuente: G. M.

Fig. 18. Rango de óptimo deslizamiento.

Refiriéndonos nuevamente a la (fig. 15) notamos que algunas de las curvas tienen un punto tope definitivo o punto extremo. El sistema de control de bloqueo en las ruedas ha sido llamado con frecuencia un sistema de control de extremos debido a que generalmente ciclan las ruedas por sobre este punto. Esta terminología es mejor apreciada desde lo siguiente: La característica de la fuerza de frenado puede ser también interpretada como el coeficiente de torque de la llanta contra el deslizamiento de la rueda (fig. 19). El coeficiente de torque del frenado contra el deslizamiento de la rueda puede ser ubicado en este mismo plano coordenado como es mostrado. La aceleración angular de la rueda es directamente proporcional a la diferencia entre el torque de la llanta y el torque de frenado. Cuando el conductor aplica presión a los frenos, eventualmente el torque de frenado excederá al torque de la llanta provocando que la llanta desacelere y el deslizamiento se incremente.

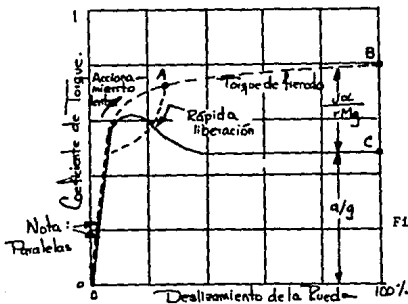


Fig. 19. Trayectoria dinámica.

Fuente: G.M.

La (fig. 19) muestra el torque de frenado incrementándose a través de la trayectoria de 0 hacia A. Si la presión de frenado continúa incrementándose como con un sistema de frenado estándar, las ruedas se bloquearán en el punto B. Por lo tanto el torque de frenado se reducirá hasta el punto C igualándose con el torque de la llanta en ese mismo punto en el momento en que la aceleración de la llanta se hace cero.

Por otro lado si un sistema de control de bloqueo es instalado, el bloqueo en las ruedas se podrá controlar. Cuando la desaceleración de

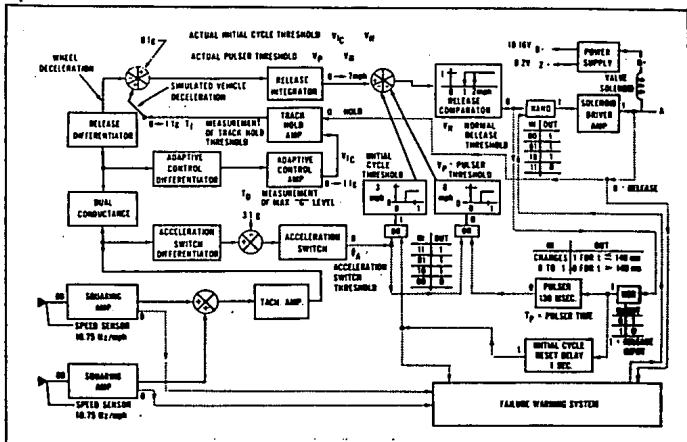
las ruedas alcanza un valor previamente seleccionado (punto A), el controlador energiza el solenoide el cual deja entrar aire atmosférico dentro de la parte alta del modulador (fig.11). El diafragma del modulador se mueve hacia abajo comprimiendo el resorte. El pistón montado sobre el diafragma se mueve hacia abajo permitiendo a la válvula check hidráulica sellar, previniendo incrementos de presión superiores. El pistón continúa en su viaje descendente creando una cámara para el fluido de frenos que irá hacia el sistema de frenos trasero. Desde que el volumen en el sistema de frenos trasero ha sido incrementado y el cilindro maestro de frenos deja de ejercer presión, ésta se ve reducida en los frenos traseros, provocando el desaccionamiento en los frenos traseros. En cuanto el torque de frenado cae por debajo del torque de la llanta, la rueda se acelera hasta el punto D donde el controlador re-energiza la válvula solenoide y los frenos son re-aplicados. El sistema continuará con el ciclo, siguiendo el comportamiento del punto D al punto A y luego al punto D, etc.

Controlar las ruedas a un determinado nivel de deslizamiento sería una tarea simple si uno tuviera acceso libre a la velocidad del vehículo y a la velocidad de la rueda. Sin embargo, información verdadera de la velocidad del vehículo, no está disponible sin emplear un componente del sistema adicional, como una quinta rueda o un odómetro. Como tal sistema sería completamente impráctico, esto ha provocado diseñar el controlador electrónico, de tal modo que sea posible desempeñar sus funciones con tan solo la información de la velocidad de las ruedas.

3.5. LOGICA DEL CONTROLADOR ELECTRONICO .

Examinando el diagrama de bloques de la (fig.20), podemos ver los sensores de velocidad conectarse a amplificadores de onda cuadrada para convertir una amplitud variable en una señal de frecuencia, desde la rueda o transmisor de señal, hacia una onda cuadrada o amplitud arreglada. La salida del amplificador de onda cuadrada se conecta a un tacómetro amplificador, el cual convierte la frecuencia de entrada en una señal de corriente directa proporcional a la velocidad, aproximadamente 0.090 volts por mph. La señal es entonces alimentada hacia un filtro de doble conductancia para permitir el filtrado de la señal del tacómetro sin la pérdida de sensibilidad

hacia una disminución súbita en el voltaje debido a una desaceleración repentina



Fuente: SAE

Fig.20. Sistema de aviso de peligro de falla.

En este punto, el circuito es dividido hacia dos caminos y cambiando de sensitivo a la velocidad a sensitivo a la desaceleración a través del uso de un circuito diferencial. Un camino retendrá la información de la desaceleración de las ruedas y el otro camino será usado para establecer una desaceleración del vehículo simulada.

Los circuitos usados para simular la desaceleración del vehículo son: el amplificador adaptador de control y el amplificador de sujeción de rastreo. El amplificador adaptador de control, filtra y limita la señal de desaceleración de la rueda. El circuito de sujeción de rastreo, como su nombre lo dice, rastrea la señal del adaptador de control y posee la habilidad para sujetar y mantener este valor. El circuito está diseñado de tal modo que el adaptador de control seguirá la desaceleración de la rueda con un retraso de tiempo. Esta señal representará la desaceleración del vehículo después que las ruedas inicien su frenado. La desaceleración de las

ruedas coincide con la desaceleración del vehículo por un corto período, - siguiendo el accionamiento de los frenos, mientras que el torque de las - llantas se incrementa en la porción sincrónica línea] de la curva.

Debido al tiempo de retraso del adaptador de control, su salida continuará simulando la desaceleración del vehículo, y en base a esta información, las ruedas podrán ser liberadas. El amplificador de sujeción de rastreo recuerda la desaceleración del vehículo simulada en el momento de liberación. Esta capacidad de sujeción, nos permite continuar haciendo referencia a la velocidad del vehículo simulada. Basándose en esta señal simulada de la desaceleración del vehículo, los frenos serán re-aplicados y el circuito de sujeción de rastreo liberado de su modo de sujeción para una vez más rastrear la señal de la desaceleración del vehículo desde el amplificador adaptador de control. Esto puede ser hecho desde que las ruedas ahora han regresado a una velocidad sincrónica y nuevamente representa la velocidad del vehículo.

Los caminos de información de la desaceleración de la rueda y la desaceleración simulada del vehículo se conducen nuevamente juntos por la entrada del integrador de liberación. Aquí la diferencia de las dos señales es conducida dentro del integrador de liberación para convertir la información de desaceleración de regreso hacia la información de velocidad, la cual será la diferencia computada entre la velocidad del vehículo y la velocidad de la rueda. Tanto como la velocidad de la rueda sea igual a la velocidad simulada del vehículo, la señal de salida del integrador de liberación será 0 km/h. Para compensar las pequeñas diferencias eléctricas entre las señales de la desaceleración de la rueda y la desaceleración simulada del vehículo hacia el integrador liberador, un intercambiador de caminos de - 0.1 g es introducido. Esto previene que el integrador de liberación dé una señal de salida falsa.

Cuando la desaceleración de la rueda se hace mayor que la desaceleración del vehículo, como en una frenada de pánico; el integrador de liberación calcula la diferencia entre la velocidad de la rueda y la velocidad estimada del vehículo. La diferencia de velocidad es inducida dentro de un comparador el cual produce una señal de liberación de los frenos cuando la velocidad de la rueda se encuentra aproximadamente 3 km/h debajo de la velocidad del vehículo, y produce la señal de re-aplicación cuando las

ruedas han recobrado aproximadamente 1.5 km/h de la velocidad del vehículo. Las señales del comparador son entonces amplificadas para dirigir la válvula solenoide.

La (fig.21) ilustra un ciclo típico sobre una superficie de bajo coeficiente. Nótese que la velocidad verdadera del vehículo V_v , la velocidad simulada del vehículo V_v Simulada, la velocidad de la rueda simulada V_{rueda} y ΔV la estimación del controlador de la diferencia entre la velocidad del vehículo y la rueda. V_{rueda} aparece a la salida del integrador de liberación (fig.20).

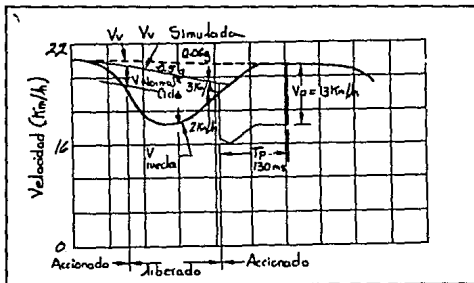


Fig.21. Ciclos de bajo coeficiente segundo y último.

Fuente: G.M.

Esto cubre el funcionamiento básico del controlador. Sin embargo pruebas con condiciones de manejo han modificado un poco el funcionamiento básico del controlador.

3.5.1. CIRCUITO DEL CICLO INICIAL .

Para asegurar que las ruedas ψ endo hacia el bloqueo antes de que el sistema de control de bloqueo (ABS) sea requerido para alternar el funcionamiento de los frenos, el primer ciclo de operación debe requerir una gran diferencia entre las velocidades del vehículo y la de las ruedas, - aproximadamente 8 km/h en lugar de 3 km/h (fig. 22 y 23). Después de este ciclo inicial de operación, el sistema retorna a su funcionamiento básico descrito con anterioridad.

El circuito del ciclo inicial trabaja al medir la señal de salida del comparador (fig. 20). Cuando esta salida está en estado de no liberación 0, el circuito del ciclo inicial inyecta al frente del comparador una señal de velocidad de 5 km/h. El integrado de liberación entonces tiene que acumular una señal de 5 km/h para salvar la entrada del ciclo inicial y entonces el comparador requerirá de 3 km/h para encenderse o los 8 km/h de diferencia entre las velocidades del vehículo y la rueda para obtener la primera liberación de los frenos en una frenada deslizante. Sin embargo, el circuito del ciclo inicial es un solo tiro en naturaleza y requiere aproximadamente 1 seg. para reiniciar después de que su entrada cambie de regreso al estado 0 de no liberación.

Debido a los cortos ciclos durante frenadas normales que aplican el máximo esfuerzo, el circuito del ciclo inicial nunca reinicia durante una frenada con control de bloqueo en las ruedas y el sistema continúa el ciclo basado en 3 km/h, de tolerancia del comparador, hasta que el frenado es completado.

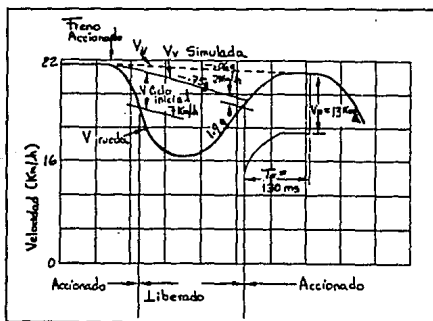


Fig.22. Primer ciclo de bajo coeficiente.

Fuente: G.M.

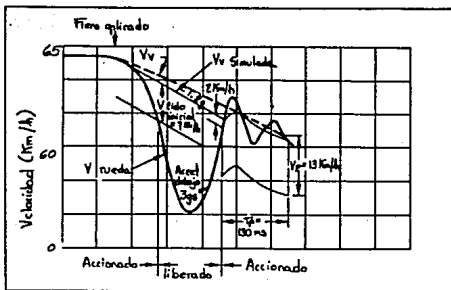


Fig. 23. Primer ciclo con camino de alto coeficiente.

Fuente: G.M.

3.5.2. CIRCUITO PULSANTE.

Durante el ciclo del sistema de control de bloqueo, en las ruedas sobre superficies con un alto coeficiente de fricción, así como las ruedas recuperan y aprovechan la velocidad del vehículo, la dinámica de la suspensión puede dejar que la aparente velocidad de la rueda sobrepase y atravesé una oscilación hasta que recobren la velocidad sincrónica (fig. 23 y 24). Esta oscilación de la rueda puede causar la liberación prematura de los frenos y un incremento en la distancia de frenado. Para prevenir esto, el circuito de pulsos (fig. 20), mide cuando el comparador pregunta para la re-aplicación de los frenos siguiendo el momento en que la oscilación normalmente ocurrirá.

Para un período fijado de tiempo, aproximadamente 130 ms, el pulsador inyecta una señal de velocidad de 13 km/h. dentro del comparador. Por lo tanto el integrador de liberación tendrá que acumular una señal de 13 km/h. para superar el pulsador y una señal de 3 km/h. para obtener una señal de liberación del comparador (total 16 km/h). Esto es mayor que la velocidad normal de oscilación. Después de los 130 ms, la señal de 13 km/h. se conduce hacia afuera y el sistema retorna a su tolerancia normal de liberación de 3 km/h. Las áreas sombreadas de las (fig. 21 y 24), describen el tiempo de duración y amplitud de la contribución en la tolerancia del pulsador.

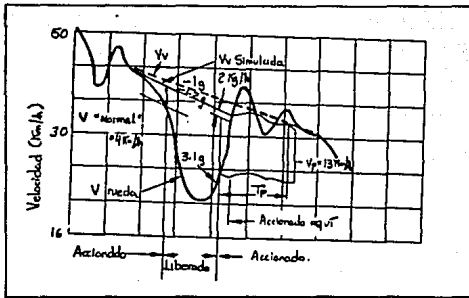


Fig. 24. Camino de alto coeficiente segundo y último ciclo.

Fuente: G.M.

3.5.3. CIRCUITO DEL INTERRUPTOR DE ACELERACION .

Para mejorar la distancia de frenado sobre caminos secos, se ha deseado que el sistema regrese a la condición de aplicación antes de que el circuito del comparador permita que esto suceda. Para lograr esto, el interruptor de aceleración es agregado (fig. 20). Este diferencia la salida del tacómetro para obtener la información de la aceleración de la rueda. Cuando la aceleración de la rueda excede 3 g x seg, una recuperación rápida de la rueda no podrá ocurrir sobre caminos de bajo coeficiente; el interruptor de aceleración alimenta tanto en el pulsador y la tolerancia del ciclo inicial, niveles de velocidad (fig.20). Esta combinación de velocidades - (18 km/h) puede siempre superar la salida del integrador causando la re-aplicación de los frenos. La (fig. 24) muestra el hecho de que en caminos de alto coeficiente, el interruptor de aceleración es efectivamente capaz de proveer una señal de re-aplicación temprana que de otra manera resultaría de la lógica del comparador por sí misma (velocidad de la rueda recobrada dentro de 2 km/h de la velocidad del vehículo simulada).

C A P I T U L O IV.

DESARROLLOS EN LOS SENSORES DE VELOCIDAD DE LOS VEHICULOS.

4.1. INTRODUCCION

El incremento en el uso de sistemas automotrices, tal como el sistema antibloqueo de frenos, el control de tracción e instrumentación a bordo para navegación y cálculo de consumo de combustible, han probado necesitar información certera de la velocidad de las ruedas. Los diferentes métodos para montar los sensores de velocidad usados comúnmente, todos requieren de controles con tolerancias cerradas para ayudar a asegurar la apropiada localización del anillo sensor/exitador y para dejar el espacio expuesto en el anillo entre el sensor y el exitador, libre de la presencia de contaminantes que se presentan en el ambiente por debajo del vehículo, con un correspondiente requerimiento de los pasos a tomar para proteger al sensor. Estos métodos para sensar la velocidad, serán discutidos dentro de los recientes desarrollos, los cuales empaican a los elementos sensores dentro de las partes selladas del paquete de baleros de una rueda. Tanto la posición de la rueda conducida y sin conducir serán discutidas

4.2. SENSOR DE VELOCIDAD DE LA RUEDA - ANTECEDENTES - .

Desde el inicio de 1960 han existido varias aplicaciones de los sistemas de control para autos de pasajeros, con el fin de proveer de una función de antibloqueo a el sistema de frenado de un vehículo, y por consiguiente mejorar el funcionamiento del frenado y las características de manejo bajo ciertas condiciones adversas. Aplicaciones recientemente exitosas del sistema de antibloqueo de frenos (ABS) han sido la culminación de tales esfuerzos. Cada uno de esos sistemas ha usado una combinación de electrónica y controles de vacío y/o hidráulicos para módulos de funciones de frenado, minimizando el bloqueo de las ruedas, mejorando en mucho la distancia de frenado del vehículo con la finalidad de tener un mejor control sobre las condiciones del frenado y por consiguiente del vehículo. Todos los esquemas de estos controles poseen una necesidad en común, la cual es obtener la información exacta de la velocidad de la rueda, para desarrollar sus funciones de control deseadas. Los métodos de sensado utilizados en los desarrollos recientes que han cambiado las opciones en los sensores de velocidad, serán discutidos en este capítulo.

4.3. SENSADO DE LA VELOCIDAD DE LA RUEDA - CONFIGURACIONES COMUNES - .

La mayoría de los sistemas ABS en uso común, que ofrecen control sobre las cuatro ruedas, poseen algunas características en común :

1) Vehículos con tracción trasera poseen sensores individuales para cada rueda o sensores individuales para la posición delantera y un sensor único para las ruedas conducidas en la parte trasera. Este sensor único debería ir dentro del ensamble del eje trasero (diferencial), midiendo la velocidad, ya sea del piñón o de la corona, o quizá localizado dentro del ensamble de la transmisión, pudiendo utilizar la función del sensor para adicionales tareas, como la lectura para el odómetro o como el control del punto de cambio de la transmisión.

2) Vehículos con tracción delantera utilizan sensores individuales para cada una de las ruedas. La falta de conexión mecánica entre las ruedas traseras y los requerimientos de información de velocidad, requieren de un sensor adicional. Debido a las posibles configuraciones de tracción delantera o trasera, las aplicaciones de las mediciones del sensor se refieren a

los términos de "rueda conducida" y "rueda no conducida", para facilidad de entendimiento de cual configuración ha sido considerada.

4.4. REQUERIMIENTOS PARA MEDIR LA VELOCIDAD DE UNA RUEDA.

La señal requerida en todas las instalaciones de medición de velocidad, tienen algunos requisitos básicos, los cuales son :

1) Un voltaje mínimo .- Este es normalmente dado en volta, tope a tope sobre un rango de velocidad. Existe una velocidad mínima en la cual este voltaje es requerido.

2) Un voltaje máximo .- Este es especificado sobre un rango de velocidad y es necesario para proteger los circuitos de entrada que procesarán la señal.

3) Una frecuencia .- Esta se especificará como el número de cambios en el voltaje o ciclos por revolución en la rueda monitoreada.

4) Representación gráfica de la señal .- Esta puede ser una sencilla gráfica sinusoidal o puede ser una curva de pulsos o cuadrada, de porciones específicas. Esta gráfica se determina en conjunción con el receptor electrónico, para ayudar a asegurar una operación correcta del sistema.

Todos los requisitos anteriores son especificados por ya sea el proveedor del sistema o el fabricante de la unidad de control. Estos son todos los requisitos que determinaran la configuración de la interfase electro-mecánica.

4.5. COMPONENTES DE UN SENSOR DE VELOCIDAD .

La mayoría de los medidores de velocidad de la rueda comúnmente usados, consisten de los mismos componentes básicos :

1) Un elemento sensor .- Este elemento convierte el movimiento mecánico a una señal eléctrica, Las opciones comúnmente usadas para estos elementos se discutirán mas adelante.

2) Una rueda o anillo excitador .- También conocida como una rueda o anillo de pulsos o anillo de tono.

3) Los elementos mecánicos para montar los elementos anteriores en una proximidad apropiada para asegurar su correcta operación.

Los elementos mecánicos mencionados en el punto 3 son críticos para la operación del sistema sensor. Todos los sensores requieren que la tecnología de sensado utilizada, debe estar soportada por una proximidad razonable de la rueda excitadora o rueda de tono, sea o no esta rueda de una configuración geométrica específica o de naturaleza magnética.

Este es el control de posición entre el sensor y la rueda excitadora, el cual debido a las tolerancias posibles de las partes y al montón de estimulaciones mecánicas resultantes de las cargas o vibraciones, causa el mayor problema en el diseño de un sistema exitoso de medición en la velocidad de la rueda. Los problemas no solo se limitan a los arriba mencionados.

Debido a la gran variedad de baleros usados para proveer a la rueda de soporte, existen algunos problemas que se encontrarán en la mayoría de estos ensambles. Tales problemas no los discutiremos en este trabajo.

4.6. APLICACIONES TÍPICAS DE SENSORES EN RUEDAS NO CONDUCIDAS.

Los sistemas de soporte de ruedas sin tracción, ya sea en las posiciones delanteras o traseras, requerirán también de un sensor y un anillo excitador para cada rueda, siempre que no haya conexión mecánica entre las dos ruedas.

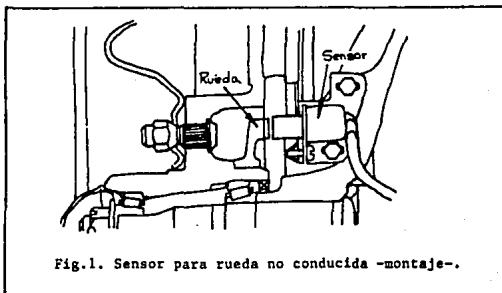


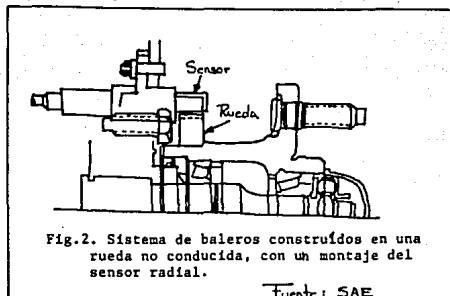
Fig.1. Sensor para rueda no conducida -montaje-.

Fuente: SAE

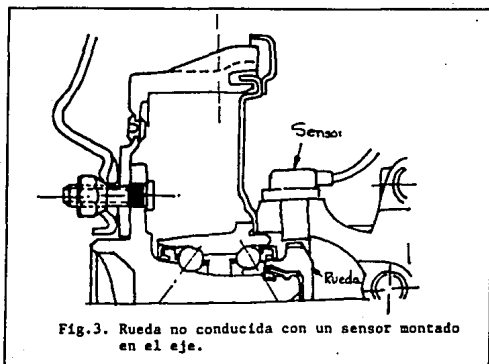
La (fig.1) muestra un sistema de soporte típico en ruedas no conducidas, el cual utiliza un miembro montado sobre un eje o manguillo y una porción rotante o masa, la cual sujeta a la rueda y al anillo excitador. El anillo excitador en esta ilustración sujetado de tal manera que el sensor sea montado axialmente, o paralelo a el eje de rotación de la rueda. El sensor debe ser montado en el manguillo usando un soporte o una entrada maquinada en el cuerpo del manguillo. Si existe una gran tolerancia que afecte la posición del sensor con respecto al anillo, entonces el sensor deberá ser ajustable para alcanzar el correcto espacio para darle mantenimiento y ajuste. Estos ajustes requieren de alguna manera alcanzar un movimiento axial, pero deben mantener su alineación con el anillo y proveer de una sujeción segura del sensor. Daños al anillo excitador debidos a la corrosión tenderán a degradar el tiempo de la señal medida y por consiguiente se deberá tomar acción para proteger al anillo de la corrosión por algún tratamiento superficial o por una apropiada selección del material del anillo, como comúnmente se hace en aplicaciones de este tipo.

Métodos alternativos, de baleros, ejes y montajes de masas, proveen de un ambiente más protegido para la interfase del sensor y el anillo. La (fig.2) muestra una configuración de una rueda no conducida utilizando una construcción del sistema de baleros que monta la anillo excitador en la masa con la porción de los dientes sobre la superficie radial del anillo. Este sistema requiere que el montaje del sensor sea en la dirección radial. Con un control muy estrecho de tolerancia es posible usar una "construcción de red", la cual no requiere ajuste. Si este sistema es usado en la configuración de frenos de tambor como se muestra en la (fig.3), existe una protección razonable para los componentes del sensor de aquellos contaminantes y residuos que se presentan debajo del vehículo. Una protección para la corrosión en el anillo excitador también es requerida para preservar la geometría de los dientes y controlar la posición del sensor. Si la corrosión ocurre en la superficie del anillo y excede el espacio entre el sensor y el anillo, provocará una interferencia, moviendo el sensor o dañándolo del todo.

Un común pero muy similar montaje, utiliza una rueda de baleros completamente integrada con el anillo excitador montado en los límites interiores del eje rotante. Este montaje mostrado en la (fig. 3) es permitido -



para sistemas con tolerancias reducidas para el sensor y el montaje de baleros y con un apropiado diseño de manguillo elegido, puede proveer de un incremento en la protección de la interfase del sensor. El potencial de corrosión en partes nuevas deberá ser considerado en este y similares diseños.



4.7. MEDICION DE LA VELOCIDAD EN RUEDAS CONDUCIDAS - TRACCION TRASERA -.

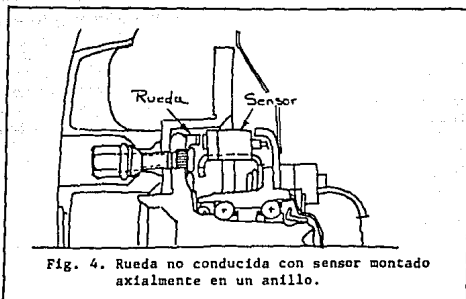
Para vehículos con tracción en las ruedas traseras, las señales de las velocidades de las ruedas delanteras se obtienen por cualquiera de los métodos anteriores. La medición en ruedas conducidas puede ser efectuada de varias formas. El método usado debe ser elegido por el sistema de control del proveedor para proveer el grado de exactitud y la mayoría de la información requerida.

Para un sistema el cual es solo para controlar el bloqueo de las ruedas y que no incluya control de tracción, será suficiente determinar tan solo si el eje de tracción está rotando en la media de la velocidad de las ruedas. Sistemas de antibloqueo comúnmente combinan el control trasero dentro de una función singular, controlando ambas ruedas traseras como una sola unidad. En estos casos la señal de velocidad será determinada montando un anillo excitador, ya sea en la flecha del piñón o en la corona dentro del diferencial. Los sensores entonces se colocan en la posición apropiada para obtener la velocidad de estos componentes. Reducciones de costo adicionales son posibles utilizando la capacidad de medición de la velocidad, instalada en muchas transmisiones. Estas señales son usadas para las funciones del odómetro y para el correcto punto de cambio en algunos casos. Sistemas que incluyan otras opciones, como el de control de tracción, deberán contar con un sensor individual en cada rueda para un control apropiado. Estos sensores se montarán de manera similar a los ya presentados.

4.8. MEDICION DE LA VELOCIDAD EN RUEDAS CONDUCIDAS - TRACCION DELANTERA -.

Las ruedas conducidas de un vehículo con tracción delantera, deberán sensarse individualmente para la mayoría de los sistemas de antibloqueo de ruedas. Las mismas indicaciones presentadas con anterioridad para ruedas no conducidas, así como la configuración de la (fig.4) pueden ser utilizadas para la posición de tracción delantera. Esta aplicación monta al anillo excitador en el extremo de la masa en un paquete de baleros completamente integrado. Los dientes del anillo excitador se localizan en una superficie radial con un sensor montado axialmente. Este montaje da una razonable protección al sensor y al anillo excitador, pero la temperatura es aún de -

consideración. La tecnología para el desarrollo de sensores debe tomar en cuenta esta temperatura. Esto se discutirá más tarde.



Fuente: SAE

Un anillo excitador para ruedas conducidas independientemente es mostrado en la (fig. 5). Este sistema monta al anillo excitador en una porción de la flecha de tracción rotativa, en este caso el diámetro más alejado de la caja de baleros de la unión de velocidad constante. El sensor es montado en el manguillo con un soporte, el cual contiene al sensor en una correcta posición axial, también con una apropiada posición radial que provee de el apropiado espacio de aire entre el sensor y el anillo excitador. Si se presenta un amplio rango de tolerancias, estas aplicaciones requerirán - además de un montaje del sensor el cual sea ajustable, o un sensor lo suficientemente grande para obtener la señal de salida bajo las condiciones de máxima tolerancia. Las variaciones que se presentan en el espacio de - aire causadas por el movimiento de la flecha propulsora en sentido radial cuando se aplican fuertes cargas a la suspensión, también deberán ser consideradas. La ubicación del anillo excitador a través de la cercanía con el área del manguillo, otorga una protección contra residuos, pero no implica que la parte tenga protección anticorrosiva.

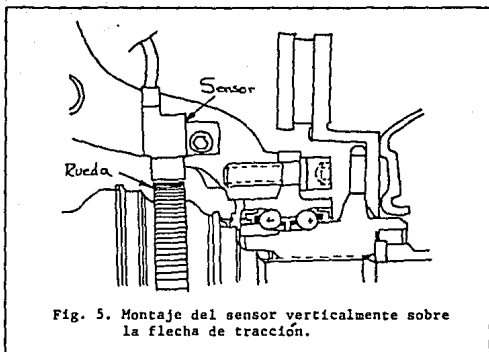


Fig. 5. Montaje del sensor verticalmente sobre la flecha de tracción.

Fuente: SAE.

4.9. TIPOS DE SENSORES DE VELOCIDAD.

La discusión en este punto hace pequeña referencia en la mecánica actual del elemento sensor de velocidad en sí. Existe un número de opiniones disponibles de parte de los proveedores del sistema para estos elementos, los cuales en cada uno de sus tipos básicos poseen algunas limitaciones de operación. Las tecnologías comunes se clasifican en dos grupos: sensores pasivos y sensores en su estado sólido.

4.9.1. SENSORES PASIVOS.

Los sensores pasivos del tipo de variable reluctante (oposición ofrecida por un circuito magnético al flujo magnético). Un sensor de variable reluctante es mostrado en la (fig. 6). La presencia de formas magnéticas de un campo magnético tienden a orientarse por sí mismas con el polo del sensor. El embobinado, el cual produce la señal, es enrollado alrededor

del polo y actualmente corta el poder del campo por medio de un imán. Así como los dientes y los espacios entre ellos en el anillo excitador cruzan al final del polo, un flujo magnético se presenta en el campo. Así como un diente cruza el campo en la proximidad del polo del sensor, existe un cambio en el flujo magnético presente en el polo, el cual es medido por el embobinado, estando éste dentro del mismo campo. En cuanto los dientes se mueven y el espacio entre dos dientes adyacentes se presenta, el flujo magnético tiende a reestablecerse en su condición original con un cambio opuesto en el flujo del campo. Estos cambios alternantes en el flujo del campo son los que producen la corriente alternante en la bobina del sensor y por consiguiente el cambio en la señal del sensor. Estos sensores se conocen como positivos, ya que no hay ningún cambio en la salida del sensor si no hay movimiento del anillo excitador y no existen excitaciones externas, eléctricas o de otro tipo. Los avances en el sensor de variante reluctante han sido el bajo costo, resistencia razonable a los cambios y paquetes para resistir la temperatura.

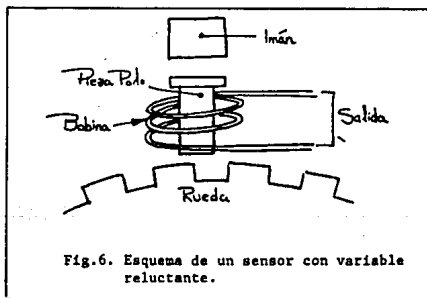
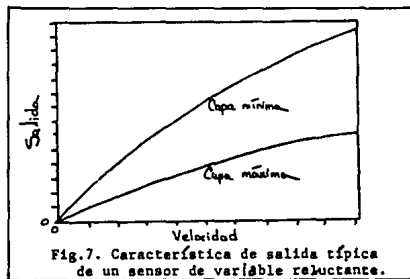


Fig.6. Esquema de un sensor con variable reluctante.

Fuente: SAE

Existen muy pocas revisiones en cuanto al diseño de este sensor. Una de ellas es el cambio en el nivel de voltaje, también como la frecuencia. Aunque estos cambios pueden ser manejados por el circuito de entrada del controlador, un voltaje más constante con la subsecuente frecuencia más

estable sería preferido. La salida del sensor también es sensitiva al espacio entre el sensor y el anillo con una salida inversamente proporcional al tamaño del espacio, el cual requiere un mínimo juego del anillo excitador y un montaje rígido del sensor. También se presenta no haber salida alguna del sensor, si no hay rotación del anillo excitador, ya sea por "velocidad cero" o a muy bajas velocidades (fig. 7). Para sistemas que requieren señales desde la velocidad cero, como los sistemas de navegación, este tipo de sensor es inapropiado. Debido a que la bobina del sensor reluctante es de un rango de alta impedancia, las interferencias eléctricas pueden presentar problemas. Estas pueden ser tal vez interferencias electromecánicas (EMI) o interferencias de radio frecuencia (RFI). Cualquiera de estas puede introducir señales falsas, si el sensor no está correctamente aislado o empacado. Un procesador de señal se puede agregar al sensor pasivo para reducir la posibilidad de problemas de interferencia desde los cables de interconexión a este procesador de señal.



4.9.2. SENSORES ACTIVOS .

Fuente: G.M.

Los sensores activos, también conocidos como sensores de estado sólido, son aquellos que normalmente requieren de una entrada eléctrica externa. Como la velocidad relativa del anillo con respecto al sensor de velocidad es variada, sólo la frecuencia de la salida es variada y el nivel de salida del sensor se mantiene constante. Sensores activos, desde que hay un voltaje eléctrico o una entrada de corriente necesarias para su operación,

pueden ser fácilmente combinados con un procesador de señal, para otorgar - una señal de alto nivel de voltaje de frecuencia variable. Existen varias tecnologías para sensores activos, pero estos sensores aún utilizan el principio del " Efecto Hall " (1) o el principio " Magnetoresistivo " (2) como los mejores conocidos.

El sensor con el Efecto Hall utiliza un circuito integrado semi - conductor, el cual sufre los cambios de estado con cambios en la fuerza del campo magnético. Si los dientes del anillo excitador fueran magnetizados, el sensor cambiaría su estado; tanto como los alternantes dientes magnéticos y su espacio pasaran por el circuito integrado. Un solo imán será usado con un interruptor mecánico o una rueda ranurada, la cual pasará entre el circuito integrado del sensor y el imán interrumpiendo el campo magnético en un rango proporcional a la velocidad. Un tercer método de la utilización de este principio es colocar al circuito integrado del sensor entre el imán y la rueda excitadora con dientes, en cuyo caso el anillo no requerirá ser magnetizado y tan solo necesitará ser un material magnéticamente permeable. Cualquiera de estas técnicas causa un cambio en el estado del sensor con el paso de interruptores o dientes de una rueda excitadora. La frecuencia de salida varía linealmente con la velocidad de rotación del anillo y puede ser procesada con una salida de voltaje de amplitud alterna constante.

La tecnología magnetoresistiva trabaja muy similarmente a la del sensor con el efecto Hall, pero existe un cambio en la resistencia del circuito integrado de medición cuando es sujeto a variaciones de los campos magnéticos. A pesar de que el cambio en la resistencia es del orden de un pequeño porcentaje, este cambio debe ser procesado por un circuito procesador de señal incluido en el paquete del sensor, para dar un nivel alto de

(1) Efecto Hall : Es la deformación de las líneas de corriente eléctrica en un conductor sometido a un campo magnético. Este efecto fué descubierto por E.H. Hall en la Johns Hophins University (E.U.) en 1879.

(2) Principio Magnetoresistivo : Cuando la resistencia eléctrica de un dispositivo semiconductor varía bajo el influjo del campo magnético aplicado,

Salida de voltaje más certero tal como una frecuencia que es proporcional a la velocidad y tiene un nivel constante de voltaje actualmente.

Los sensores que utilizan estas nuevas tecnologías también tienen algunas limitaciones. El mejor sensor disponible tiene limitaciones de temperatura, el cual admite temperaturas operacionales desde -40 hasta 130 ° centígrados, con alguna degradación de la respuesta en los límites superior e inferior de temperatura. Estos límites de temperatura también se aplican al acondicionador de señal, el cual está lógicamente ubicado en el paquete del sensor. Se esperan avances en la tecnología de los circuitos integrados de estado sólido, que permitirán a los sensores y circuitos procesadores de señal, soportar temperaturas que excedan los 200° centígrados. El uso de este tipo de sensor se incrementará en cuanto estos desarrollos se alcancen. También hay una sensibilidad al espacio de aire entre el anillo y el sensor, o la densidad de flujo, la cual requiere que el sensor sea montado en una posición controlada con respecto al anillo excitador, como el caso de un sensor pasivo.

4.10. SENSORES INTEGRADOS A LOS BALEROS.

Todos los sensores mencionados con anterioridad tienen un número de consideraciones comunes que requieren atención para la correcta operación del sistema del sensor. Tales consideraciones incluyen :

- § Controlar la tolerancia de la posición entre el sensor y la rueda excitadora y por consiguiente el espacio de aire entre el sensor y el excitador.

- § Minimizar los contaminantes que pudieran entrar en el área entre el sensor y el anillo excitador.

- § Cambio posible de la señal del sensor debido a cambios en el anillo excitador.

- § Cambios de geometría en la pieza del polo del sensor.

- § Posibles interferencias electromagnéticas o de radio frecuencia que causen problemas.

En 1985 la compañía New Departure Hyatt propuso un esquema de paquete para sensores, el cual integra los componentes del sensor en un paquete previamente producido de baleros en la rueda, que aloja todos los componentes de baleros en un ensamble sellado. Este paquete de baleros es muy

popular en autos de alto rendimiento, como los sedanes estandar y vehículos de nivel económico. Este paquete de un solo sensor se muestra en la (fig. 8) pudiendo ser usado tanto en ruedas delanteras o traseras con cualquier configuración de frenos, tanto disco como tambor y puede ser usado en sistemas de suspensión independiente sin pérdida de sus ventajas.

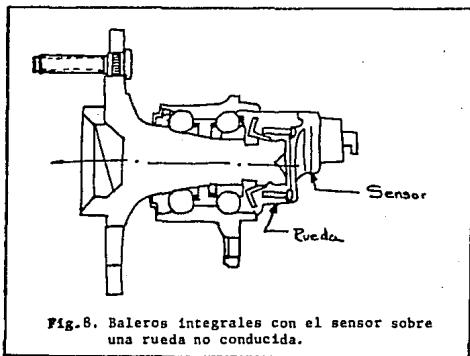


Fig. 8. Baleros integrales con el sensor sobre una rueda no conducida.

Fuente: SAE

Esta combinación única de balero y sensor, la cual controla precisamente el ensamble y ajuste de los componentes del balero en un paquete sellado, también permite la inclusión de un anillo excitador de tamaño reducido y los elementos del sensor en el mismo espacio. Como el espacio de aire puede ser más cercanamente controlado a límites muy estrechos, tanto el tamaño del sensor y del anillo excitador pueden ser reducidos.

Este empaquetado también posee otras ventajas en adición a el control del espacio entre el sensor y el excitador y la no necesidad de ajuste :

§ El sensor no requerirá de soportes adicionales de montaje o barrenos maquinados, mas que aquellos requeridos para el paquete de baleros sin ABS.

§ El anillo excitador no necesita ser protegido de la corrosión - permitiendo seleccionar materiales con mejores propiedades magnéticas.

§ La pieza polo del sensor no necesita ser protegida de la corrosión permitiendo también la selección de materiales con mejores propiedades magnéticas.

§ Existe virtualmente ningún daño ya sea al sensor o al anillo por contaminantes externos.

§ No existen post - ajustes del sensor después de ensamblado.

§ El cuerpo del sensor está contenido dentro de una estructura metálica, la cual ayuda a protegerlo de interferencias radiadas del exterior.

§ La masa total del sistema sensor es reducida de aquella que separaba al anillo y al sensor y sus correspondientes soportes.

§ Los costos se reducen para diseños previos.

§ Cualquier tecnología para sensores puede usarse en esta configuración.

§ No hay intrusión en el espacio normal requerido para los componentes del freno como cilindros, calipers o mecanismos para el freno de estacionamiento.

§ Desde que el sistema integral de baleros contiene a todos los componentes del sistema del sensor, podrá evaluarse previamente a su envío al mercado en las líneas de ensamble.

4.11. EXPERIENCIA EN LOS LABORATORIOS DE PRUEBA.

Paquetes de baleros integrales para ruedas no conducidas se han probado desde 1985 y han sido sujetos tanto a pruebas de los baleros como del sistema sensor.

Las pruebas de sensores incluyen tanto pruebas eléctricas como mecánicas para asegurar la integridad de la unidad. Pruebas eléctricas para resistencia, inductancia, integridad de su aislamiento a tierra y chequeos para determinar curva a curva cortos circuitos, han sido desarrollados en muestras, antes, durante y junto con pruebas mecánicas y de ambiente, para evaluar la resistencia dentro de altas y bajas temperaturas, golpes mecánicos, bombardeo de grava y resistencia a líquidos. Pruebas de temperatura de - 40 a + 150° centígrados, severas pruebas de golpes simulando pedazos de piedras y baches, y pruebas con fluidos, que incluye todos los fluidos que se esperan en el ambiente del vehículo, desde líquido de frenos hasta detergentes para el lavado del auto han sido probados sin ningún efecto adverso

en el sensor.

Pruebas de laboratorio sobre baleros integrados y paquetes de sensor sin ningún daño han sido llevadas a cabo para evaluar el funcionamiento del sistema completo sensor y balero cuando se les somete a cargas exageradas. Condiciones de alta velocidad y altas cargas radiales en los baleros con variaciones cíclicas, han mostrado ninguna degradación en la señal del sensor. Muestras de baleros han sido corridas para evaluar ciclos de curvas severas en el eje del balero y la maça. En cada caso los componentes del balero han fallado en la manera que corresponde con el funcionamiento de baleros y sensores no integrados en un solo paquete y en ningún caso de sistemas integrados, el sistema sensor ha fallado primero que los baleros o ha contribuido a la falla de los mismos.

4.12. EXPERIENCIA DE PRUEBAS EN EL VEHICULO.

Las pruebas de camino han sido llevadas a cabo en una variedad de vehículos, sobre una base común. Al final del año 1987 habían aproximadamente 200 unidades integrales de balero y sensor que han acumulado una variedad de número de kilómetros, arriba de 190,000 kilómetros por unidad, con un total de kilometraje de 5 millones, no perdiendo el funcionamiento de ninguno de los sensores. Así como el número de aplicaciones potenciales se incrementa, estas pruebas continuarán para expandir el amplio kilometraje ya acumulado.

4.13. APLICACIONES A LOS VEHICULOS.

Se generó una aplicación de las unidades de baleros integrados con sensor para ruedas no conducidas al final de 1987 con dos tamaños de baleros diferentes. Actividad adicional incluye paquetes integrados sensor-balero en ruedas no conducidas para colocarse como la corriente principal de diseño para 5 modelos mas dentro de los siguientes 3 años. Esta opción incluye tanto aplicaciones en ruedas delanteras como en ruedas traseras.

4.14. SENSORES INTEGRADOS A LA CAJA DE BALEROS EN RUEDAS CONDUCIDAS :

Esta técnica de empaquetado no tan solo tiene que ser limitada para usarse en ruedas no conducidas, Muchos de los muy similares avances son disponibles para aplicaciones en ruedas conducidas también como en su aplicación contraria. La (fig. 9) muestra una aplicación de la posición del sensor en la rueda conducida, la cual nuevamente dá al diseñador de suspensión la libertad de utilizar un montaje del sistema sensor sin problemas de tolerancia en la capa de aire y en la posición del anillo excitador y el sensor. Así como - para la aplicación en ruedas no conducidas no hay limitación para usarlo - en la parte delantera o trasera, en frenos de disco o de tambor con las mismas ventajas disponibles en cada aplicación.

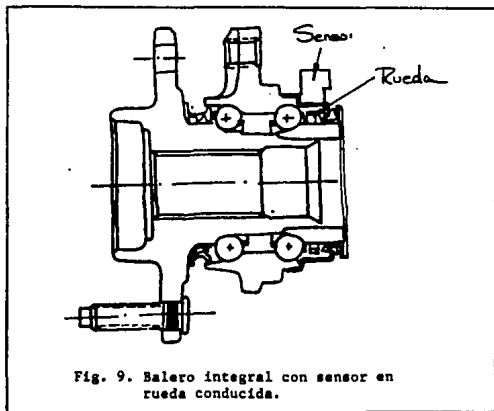


Fig. 9. Balero integral con sensor en rueda conducida.

Fuente: SAE

C A P I T U L O V.

PROBANDO EN PLANTA LOS SISTEMAS DE ANTIBLOQUEO.

El objeto de este capítulo es el probar el sistema ABS dentro del ambiente de la planta de ensamble con las restricciones asociadas, como las de ciclo de prueba, la complejidad, el entrenamiento del operador y por supuesto su costo.

¿Porqué lo debemos de probar en primer lugar y qué es lo que realmente se está probando ? . La mayoría de los componentes han sido probados y certificados por el propio proveedor. Tal hecho solo, sin embargo, no elimina errores de ensamble, los cuales pueden volver al sistema peligroso - (tales como cambios entre los sensores derecho e izquierdo) o producir en los componentes daños marginales (tal como la colocación inapropiada de cables o daño de los mismos), haciendo que la garantía del sistema sea propensa a eliminarse al pasar por los sistemas de prueba en planta. Las pruebas deberán ser por lo tanto indicadores de errores de ensamble y un criterio de funcionamiento sólo donde sea necesario (fuerzas de frenado, etc.).

5.1. REVISION A LOS PLANTEAMIENTOS DE PRUEBA DE FRENADO.

Aparte de los sistemas estrictamente hidromecánicos, todos los sistemas controlados electrónicamente por el ABS constan de tres grupos de componentes : " La Unidad de Control Electrónica (ECU) " con una variación de grados de autodiagnóstico y capacidad de comunicación, " El Sistema Modulador Hidráulico" del tipo incrementador de capacidad o del tipo integrado " Los Sensores de Velocidad y Los Anillos Exitadores ".

La elección del enfoque de la prueba para un específico ABS, depende de la sofisticación en el ECU y el grado requerido de los componentes a probar. De acuerdo con esto, los enfoques de prueba de ABS pueden ser clasificados como sigue :

- 1) El ECU es desconectado y los componentes, incluyendo sensores y anillos exitadores son chequeados y exitados por el equipo de prueba.
- 2) El ECU se mantiene conectado y la unidad moduladora es puesta en marcha a través de un conducto de diagnóstico entre el ECU y el equipo de prueba.
- 3) El ECU se mantiene conectado; el equipo de prueba simula condiciones inminentes de bloqueo; un diagnóstico de la señal de salida del ECU es usado si éste es disponible.
- 4) Varias combinaciones de los anteriores enfoques.

El énfasis de éste capítulo está en los enfoques funcionales (2 y 3) con los otros métodos mencionados como superficiales.

Los enfoques anteriores (1,2 y 4) pueden ser implementados en diferentes etapas del proceso de ensamble. Sensores de velocidad y anillos - exitadores, por ejemplo, pueden ser probados en el momento en el cual son ensamblados adelante en la línea de producción o aun más alla en las líneas de pruebas de subensambles (ensamble maña-eje).

Esta localización "corriente arriba" de la línea de producción - ciertamente deja a los componentes accesibles para su corrección e inmediata reparación y el cable del sensor es chequeado en su condición final de ensamble. Sin embargo, como, los subensambles han sido mas confiables - corrigiendo el espacio entre el sensor y el anillo en este caso - esta ventaja se ha convertido en una pregunta estricta, de/ cual es el porcentaje de ensam -

bles que deben separarse al final de la línea. en cualquier evento, un chequeo final de revisión debe ser llevado a cabo al final de la línea considerando que el auto-diagnóstico de la unidad ECU pudiera no ser suficiente.

La funcionalidad del sistema de frenado (esta es su capacidad para detener el vehículo dentro de una distancia determinada, manteniendo su estabilidad y dirección) puede ser checada a través de las siguientes mediciones :

§ Resistencia de cada rueda.

§ Fuerza desaceleradora para cada rueda en los rodillos de la máquina de prueba.

§ Balance de la fuerza desaceleradora de lado izquierdo o derecho, en la parte delantera o trasera.

§ Balance del eje delantero y trasero,

lo cual caracteriza al ya conocido sistema convencional de frenado, con o sin ABS, y también midiendo :

§ La reducción del rango de la fuerza desaceleradora para cada canal del control.

§ La construcción de un rango de la fuerza desaceleradora para cada canal del control.

§ La velocidad de referencia para cada sensor,

lo cual caracteriza al ABS propiamente. Las tres últimas pruebas caracterizan suficientemente al ABS, asumiendo que todos los componentes del sistema han sido 100% certificados por el proveedor y que una máquina que diagnostique la lectura obtenida de la señal de salida del ECU esté disponible.

Si ese no es el caso, muchos otros parámetros, como la resistencia de la válvula y del sensor y su conexión a tierra deberán ser medidos por la máquina. En conclusión, un análisis muy extensivo de la señal de salida del sensor debe ser llevado a cabo (ver fig. 2 Protocolo de prueba de Bosch).

Una resistencia excesiva de las ruedas puede indicar problemas con el freno de estacionamiento o servicio o los componentes del tren motriz. Para el probado del ABS, el nivel de resistencia sirve como una base para reducir y construir un rango de mediciones y por consiguiente deberá ser medida al principio de la prueba.

La fuerza desaceleradora es algo análogo a la fuerza de frenado - pero debido a el vehículo y a la dinámica de la máquina de prueba, no es necesariamente la misma aún después de que la resistencia de las ruedas no es considerada. Previo a medir la reducción y construir un rango, un nivel de la fuerza desaceleradora suficientemente por encima del nivel de resistencia, deberá ser establecido (aplicando el freno del vehículo) con el fin de alcanzar cambios observables en la fuerza desaceleradora producidos por la - unidad moduladora de presión hidráulica. El no alcanzar el nivel adecuado de la fuerza desaceleradora indicará que se presentan serios problemas - mecánicos e hidráulicos con el sistema de frenos del vehículo.

El balanceo caracteriza la habilidad del vehículo para mantener la estabilidad direccional durante el frenado, pero no tiene relación alguna con las pruebas de ABS.

La reducción y construcción de la fuerza desaceleradora es por supuesto para todo lo que es el ABS. La razón y el requisito de exactitud para la medición de estos rangos depende en el específico enfoque de prueba. El propósito de pruebas funcionales (usando componentes 100% certificados por el proveedor) es para establecer el hecho de que la unidad moduladora de - presión hidráulica ha sido activada para reducir y crear presión cuando la máquina de prueba simule condiciones correspondientes de camino o emita un comando hacia el ECU (para ECU's con entradas para diagnóstico). En caso de probar componentes, las mediciones son usadas también para verificar la apropiada operación de la unidad de modulación hidráulica, la cual es activada por la máquina de prueba y deberá ser por lo tanto altamente precisa, reflejando los rasgos reales de reducción y generación.

Una falla para accionar el ciclo de reducción y generación como es de esperarse indica un problema eléctrico así como un intercambio (tanto del sensor como de las válvulas), o un corto circuito; un intercambio hidráulico (totalmente no deseado) o, en un caso muy raro, una unidad moduladora defectuosa.

La velocidad de referencia de cada sensor es la frecuencia de la señal generada por un sensor y un anillo excitador a una velocidad rotacional fija del anillo excitador. Esta frecuencia necesita ser verificada por una máquina de prueba con el fin de asegurar que el anillo excitador correcto ha sido instalado. La ECU no tiene razón para ser verificada desde que

tan solo es información que proviene del sensor por sí solo. Esta prueba también verifica la función del sensor y su menor velocidad garantizada - (típicamente 5 km/h).

5.2. EQUIPO DE PRUEBA Y PROCEDIMIENTO .

El equipo necesario para medir los parámetros del sistema de frenos descritos previamente, se lista brevemente en seguida (ver fig. 1, máquina de prueba típica). Algunos de los procedimientos simples de prueba no requieren de todos los componentes como se verá evidentemente al describir las pruebas individuales.

1.- MECANICAS : Cuatro juegos de rodillos, uno para cada rueda del vehículo con embragues izquierdos y derechos, delanteros y traseros y una banda motriz o cualquier otro dispositivo para esclavizar los rodillos no motrices, elevador de ruedas, ajustador de la distancia entre ejes, dispositivos para emisiones y seguridad y un actuador del pedal de freno controlado por computadora (empujador de pedal) en caso de que la prueba deba ser llevada a cabo sin conductor.

2.- ELECTRICAS : Motores para conducir los rodillos y una computadora para controlar los movimientos de la máquina y los dispositivos de seguridad.

3.- MEDIDORES ELECTRICOS : Sensores codificadores, celdas de carga u otro dispositivo para medir la fuerza desaceleradora para cada juego de rodillos individualmente. Algunos sistemas de frenado requieren de componentes de medición particulares para medir parámetros específicos y para activar sus componentes.

4.- UNA COMPUTADORA : Para controlar la secuencia de prueba, obtención y evaluación de los datos de la prueba, interfase operador/conductor, impresión de los resultados de la prueba y proceso estadísticos e interfase con una computadora huésped si es necesario.

Este equipo en varias configuraciones, ha sido usado extensamente en muchas plantas de ensamble a lo largo de los E.U. y Europa desde 1978, probando la mayoría de los sistemas ABS conocidos incluyendo Bosch 2, Bosch 3, Teves Mark y Girling - Lucas.

Las configuraciones específicas de una máquina de prueba son descritas dentro del contexto de los procedimientos específicos de prueba que veremos a continuación.

En todos los casos, la máquina deberá poseer ajuste para la entretaña, elevador de ruedas, dispositivos para emisiones y seguridad y una computadora controladora.

5.3. SISTEMA KELSEY HAYES RWAL (*)

Este sistema para ruedas traseras con sistema de anti-bloqueo puede ser probado usando ya sea en el vehículo o con rodillos, conductores externos. El procedimiento descrito aquí usa los rodillos conductores, debido a la simplicidad del sistema de frenado y a las consideraciones del costo del equipo.

El equipo requerido es el siguiente :

§ Dos juegos de rodillos que soporten el eje trasero son suficientes para la prueba en vehículos con tracción trasera. Sin embargo si el procedimiento es integrado con la prueba de la rodadura o si las ruedas delanteras del vehículo también serán probadas, 4 juegos de rodillos serán necesarios. Vehículos con tracción delantera requerirán también de una banda conductora. Durante la prueba, los rodillos traseros se embragan juntos debido a que el sistema de frenos de Kelsey Hayes es de un solo canal; los delanteros no serán embragados.

§ Un codificador de velocidad unido a otro en los rodillos traseros para medir la velocidad rotacional de los rodillos. Las fuerzas desaceleradoras son entonces computadas por el rango de desaceleración y la masa de los rodillos.

(*) RWAL = Rear wheel anti-lock , rueda trasera con anti-bloqueo.

§ Un motor de velocidad constante de 3 fases con una caja de engranes y un embrague para ser ocupado durante la prueba del sensor, es unido al eje de tracción. La potencia debe ser solamente suficiente para conducir los rodillos traseros con el vehículo en neutral y sin los frenos aplicados.

§ Un dispositivo electrónico para acortar la señal del sensor al llegar al comando del controlador de la computadora y para consignar a la señal del sensor para la evaluación en el controlador de la computadora.

El procedimiento de prueba consta de los siguientes pasos :

1.- Instalación general en la máquina :

Conduzca el vehículo sobre la máquina de prueba, colóquelo en neutral e introduzca el número de identificación del vehículo en la computadora. La máquina deberá arreglar la distancia entre ruedas, colocar los dispositivos de seguridad y cargar los parámetros y programas específicos para la prueba.

Conecte el conductor de la máquina de prueba en el conector del diagnóstico del RWAL (una tapita dentro de la salida del sensor).

2.- Prueba del sensor :

a) Prueba la continuidad entre el sensor y la máquina de prueba a través del cable y si es correcta indique al conductor que arranque el motor exterior, el cual conducirá los rodillos a 5 km/h.

b) El control de la computadora analiza la señal del sensor para compararla contra las especificaciones. Como un mínimo checa la amplitud tope a tope de la señal (típicamente 500 - 750 mV son requeridos). La máquina también puede checar cualquier excentricidad en el anillo excitador (expresada por el radio entre los puntos tope máximo y mínimo de la amplitud) y también dientes perdidos o dañados.

c) La máquina desconectará el motor y el embrague. Los resultados de la prueba serán impresos, indicando la aprobación o el rechazo, indicándole al conductor a continuar o no la prueba.

3.- Prueba de reducción y generación de la fuerza desaceleradora (ver fig. 3) :

Los frenos deben ser aplicados a través de la mayoría de los si-

guientes pasos; por consiguiente, la masa de los rodillos y su velocidad - inicial rotacional deberán ser lo suficientemente altas. La velocidad específica depende de la masa de los rodillos y el diseño de frenos del vehículo y deberá ser determinada empíricamente (típicamente arriba de 70 km/h).

Si la prueba de frenado se integra con la prueba de la rodadura, el menor tiempo que se consume en la secuencia es la prueba del sensor, la prueba de la rodadura y luego la prueba de reducción y generación usando la parte de baja velocidad en la prueba de rodadura.

a) A la velocidad arriba indicada, el conductor tiene la indicación de poner el carro en neutral y soltar el freno. La máquina entonces mide y graba la resistencia combinada del eje trasero.

b) El control de la computadora determina el nivel de la fuerza desaceleradora, la cual debería ser generada con al menos 500 psi de presión hidráulica en los frenos traseros (la resistencia se toma como cero).

c) El conductor tiene la indicación de aplicar el freno hasta alcanzar el nivel requerido de la fuerza desaceleradora. Se le da al conductor una indicación visual de la fuerza desaceleradora alcanzada en un sencillo formato de pantalla. Se ha encontrado que el congelar la pantalla una vez que el conductor ha alcanzado el nivel de la fuerza desaceleradora ayuda al conductor a mantener una presión estática en el pedal del freno.

d) La computadora genera un comando para acortar la señal del sensor por un período de tiempo prefijado (típicamente 100 ms. aproximadamente; el valor preciso debe ser determinado empíricamente para cada tipo específico de vehículo). Esto simula la condición de que ambas ruedas traseras - hayan sido bloqueadas.

e) Al final del ciclo de retraso de la señal del sensor, el control de la computadora mide la fuerza desaceleradora. Las mediciones deberán mostrar una caída del 50% de la fuerza desaceleradora (con el factor de resistencia fuera).

f) Después de un período de tiempo prefijado (típicamente 500 ms. aproximadamente) la computadora mide nuevamente la fuerza desaceleradora. La fuerza desaceleradora nuevamente regenerada deberá ser al menos 80% de la fuerza (con el factor de resistencia fuera) establecido en el paso (c).

g) Después de que los rodillos se detienen por completo, la máquina libera al vehículo e indica al conductor a conducirlo fuera de ella. - El protocolo de la prueba se imprime indicando el éxito o la falla del sistema.

En caso de falla, el protocolo de prueba deberá mostrar en que paso específico se presentó y cual fue la razón de la falla.

Debe notarse que durante la prueba el conductor debe tener cuidado para evitar frenadas prolongadas al tratar de alcanzar el rango requerido en la fuerza desaceleradora (paso (c)), ya que podría causar que los rodillos redujeran su velocidad demasiado, requiriéndose una reacceleración, incrementando por ende el ciclo de tiempo.

Donde se prevengan consideraciones en el ciclo de tiempo sobre consideraciones de costo, el procedimiento de prueba que usa rodillos externos (ver Fig. 4) eliminará la necesidad de reacceleración en caso de un error del conductor.

5.4. SISTEMA BENDIX CON ABS EN LAS 4 RUEDAS.

El procedimiento de prueba que veremos a continuación se basa en las especificaciones de este sistema y en experiencias previas en pruebas de ABS. Parece que la mejor prueba para este sistema es usar rodillos de prueba externos, debido al muy agresivo comportamiento del vehículo al alcanzar altas velocidades en los rodillos. Esto conduce a obtener resultados erráticos y afectar la seguridad. Resultados mejores y seguros pueden ser obtenidos usando rodillos significativamente más ligeros. Sin embargo esto hace más difícil integrar la prueba de frenado con la de rodadura; la última generalmente requiere rodillos de masa equivalente a la del vehículo. - Este problema será significativamente complicado si, en casos frecuentes, se prueban vehículos con pesos considerablemente diferentes en la misma máquina.

El procedimiento que usa rodillos externos, requiere 4 juegos de rodillos, cada uno con un motor eléctrico capaz de mantener dos velocidades constantes (5 km/h y la mayor velocidad de al menos 13 km/h) bajo una fuerza desaceleradora de 2200 N aproximadamente. La fuerza desaceleradora es medida

usando celdas de carga (ver fig. 1A) .

Los pasos para la prueba son los siguientes : (ver fig. 5)

1.- Instalación general en la máquina :

Maneje el vehículo hacia la máquina, colóquelo en neutral e inserte el número de identificación del vehículo en el control de la computadora. La máquina deberá ajustar la distancia entre ruedas, colocar los dispositivos de seguridad y cargar los parámetros específicos del vehículo. Conecte el conductor de la máquina de prueba con el conector de diagnóstico del ECU.

2.- Pruebas estáticas :

El control de la computadora da instrucciones al ECU para borrar todas las fallas grabadas en el ECU y verifica de la versión apropiada de ECU haya sido instalada. El ECU efectúa una prueba eléctrica y reporta sus resultados al control de la computadora.

3.- Prueba del sensor :

Todas las ruedas se hacen girar a 5 km/h. El control de la computadora toma lectura de la medición de velocidad hecha por el ECU a través del enlace de diagnóstico y compara tal velocidad contra los 5 km/h. para asegurar que la medición de la velocidad del ECU refleje adecuadamente la actual velocidad del vehículo. El diagnóstico de salida también es monitoreado para los códigos de falla, verificando la operación del sensor en el límite de velocidad de baja operación.

4.- Prueba de reducción, generación e intercambio de la fuerza desaceleradora :

a) La máquina mide y graba la resistencia de cada rueda.

b) Todas las ruedas se hacen girar a una velocidad alta (velocidad constante de al menos 15 km/h).

c) Se le indica al conductor aplicar los frenos para hacer que la fuerza desaceleradora alcance aproximadamente 2200 N por encima de la resistencia de las llantas.

d) La velocidad en los rodillos delanteros es conducida a 5 km/h. Esto deberá provocar que el ABS reduzca la fuerza desaceleradora. La indica-

ción de acción de anti-bloqueo se detectó a través de la salida de diagnóstico y la fuerza desaceleradora es medida después de una cantidad pre-fijada de tiempo. Si la fuerza desaceleradora no se reduce, se checan las otras ruedas para verificar la ausencia de intercambio.

e) Los rodillos delanteros son regresados a la velocidad alta, lo cual deberá causar la generación de parte del ABS de la fuerza desaceleradora dentro de una cantidad predeterminada de tiempo. La fuerza desaceleradora es nuevamente medida y nuevamente comparada contra límites predefinidos.

f) Los pasos (c) a (e) son repetidos para cada una de las ruedas.

Durante el ciclo completo de prueba el control de la computadora monitorea el diagnóstico del ECU para cualquier código de falla.

5.5. SUMARIO

Ambos procedimientos de prueba para Kelsey Hayes RWAL y Bendix con ABS en las 4 ruedas, utilizan la simulación de impedir el bloqueo de las ruedas. Este método ofrece la posibilidad de probar el sistema de frenos por completo en el pequeño período de tiempo disponible en una planta de ensamble.

Ambos procedimientos, con algunas modificaciones, pueden ser implementados, usando ya sea el vehículo conducido o rodillos externos. Mientras que utilizar rodillos representa una adecuada y efectiva solución al costo para sistemas simples, son inadecuados para sistemas complejos.

Algunos factores adicionales, aun así, influyen en el diseño del equipo y la toma de decisiones. Estos incluyen la creación de datos vehiculares comunes en camiones, lo cual si es aceptado, requerirá de controles de computadora más sofisticados y el control de tracción y dispositivos para todas las ruedas conducidas, requiriendo equipo adicional de prueba y, por consiguiente, la imposición de significantes requisitos reguladores en la máquina de prueba.

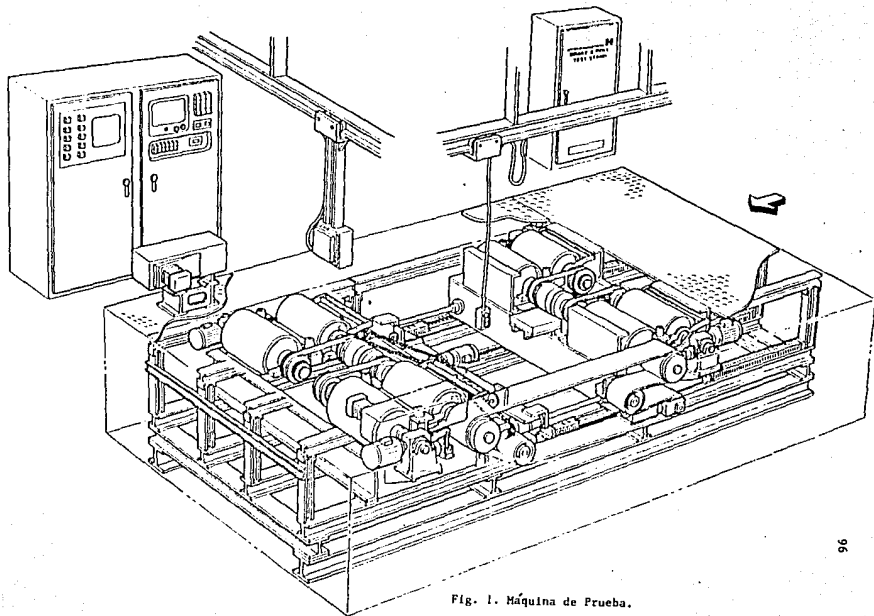


Fig. 1. Máquina de Prueba.
Fuente : SAE paper. SP.744.

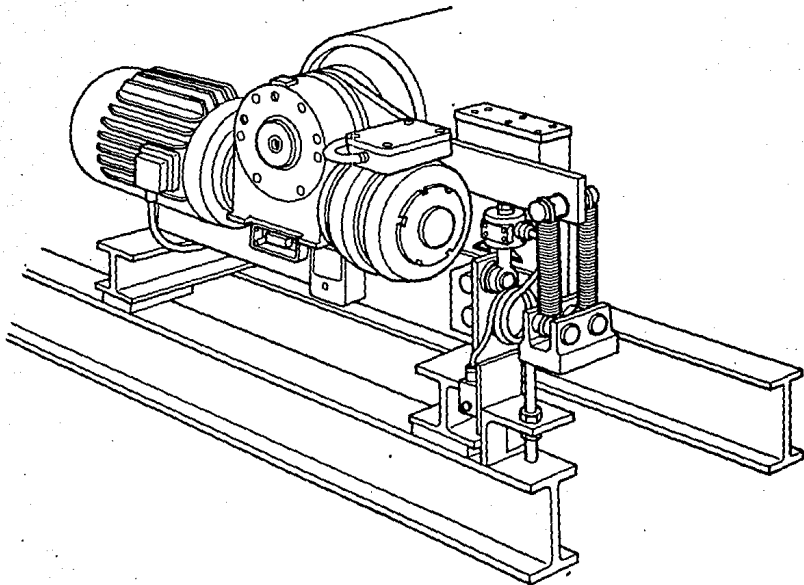


Fig:1A . Motor y sensor detector de carga.
Fuente: SAE paper. SP. 744.

VISTA SUPERIOR DE LA MAQUINA DE PRUEBA
FRENOS/RODILLOS.

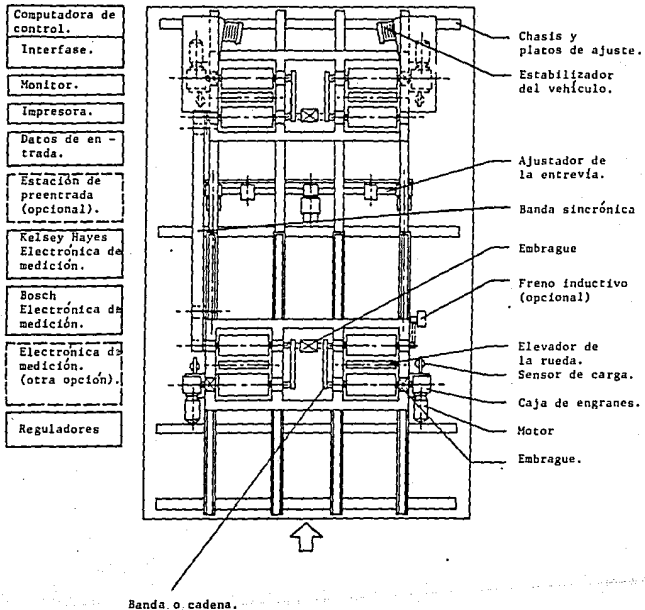


Fig. 1B.

Fuente. SAE SP. 744.

Veh # 115822 Veh ID: 3
 Test Run 21 Test stand E2

12-11-87 11:51
 (BC270288BP900687)

T Step	Description	Limits		Result	Units	Qual.
		lower	upper			
0	Supply Voltage	10.00	16.00	13.51	V	
1	Valve Relay Idle Position	-	0.80	0.16	V	
2	Valve Relay Operation	10.00	16.00	13.56	V	
3	Motor Relay Idle Position	-	0.80	0.06	V	
60	Resistance of Valve RR	1.00	1.80	1.53	Ohms	
61	Resistance of Valve LR	1.00	1.80	1.63	Ohms	
62	Resistance of Valve RF	1.00	1.80	1.50	Ohms	
63	Resistance of Valve LF	1.00	1.80	1.47	Ohms	
64	Resistance of REPL Valve	2.45	4.85	4.15	Ohms	
8	Ground Connection Terminal 20	0.00	0.25	0.19	V	
9	Ground Connection Terminal 34	0.00	0.25	0.17	V	
11.1.1	Isolation Res. of Sensor RR +	20	-	999	kOhms	
11.1.2	Isolation Res. Sensor RR-	20	-	999	kOhms	
11.2.1	Isolation Res. of Sensor LF +	20	-	999	kOhms	
11.2.2	Isolation Res. of Sensor LF-	20	-	999	kOhms	
11.3.1	Isolation Res. of Sensor LR +	20	-	999	kOhms	
11.3.2	Isolation Res. of Sensor LR-	20	-	999	kOhms	
11.4.1	Isolation Res. of Sensor RF +	20	-	999	kOhms	
11.4.2	Isolation Res. of Sensor RF-	20	-	999	kOhms	
10.1	Resistance of Sensor RR	0.70	1.60	1.06	kOhms	
10.2	Resistance of Sensor LF	0.70	1.60	1.04	kOhms	
10.3	Resistance of Sensor LR	0.70	1.60	1.04	kOhms	
10.4	Resistance of Sensor RF	0.70	1.60	1.10	kOhms	
14	Diode (D1) under forward bias	0.50	1.00	0.79	V	
15	Diode (D2) under forward bias	0.50	1.20	0.92	V	
16	Lud warning lamp OFF	10.00	16.00	13.11	V	
17	Check of Piston Travel Switch	-	0.40	0.00	V	
18	SI Control Pressure Switch Idle	-	0.80	0.00	V	
19	Control Switch SW Idle Pos	-	0.80	0.00	V	
25	Brake Light Switch Idle Pos	-	0.80	0.00	V	
23.1a	Sensor LF: Minimum amplitude	110	-	378	mV	
23.2a	Sensor LF: Maximum amplitude	-	2400	516	mV	
23.3a	Sensor LF: Ratio 23.2a/23.1a	-	200	136	%	
23.1b	Sensor LR: Minimum amplitude	110	-	455	mV	
23.2b	Sensor LR: Maximum amplitude	-	1800	503	mV	
23.3b	Sensor LR: Ratio 23.2b/23.1b	-	200	108	%	
23.1c	Sensor RR: Minimum amplitude	110	-	663	mV	
23.2c	Sensor RR: Maximum amplitude	-	1800	708	mV	
23.3c	Sensor RR: Ratio 23.2c/23.1c	-	200	106	%	
23.1d	Sensor RF: Minimum amplitude	110	-	404	mV	
23.2d	Sensor RF: Maximum amplitude	-	2400	457	mV	
23.3d	Sensor RF: Ratio 23.2d/23.1d	-	200	113	%	
21.1	Valve LF Reduce Pressure	0	600	220	N	
21.12	Valve LF Build-up Pressure	800	-	2320	N	
21.2.1	Valve RF Reduce Pressure	0	600	160	N	
21.2.2	Valve RF Build-up Pressure	800	-	2039	N	
21.3.1	Valve LR Reduce Pressure	0	350	259	N	
21.3.2	Valve LR Build-up Pressure	400	-	1250	N	
21.4.1	Valve RR Reduce Pressure	0	350	136	N	
21.4.2	Valve RR Build-up Pressure	400	-	1022	N	
24	Brake Light Switch Operation	9.00	18.00	12.33	V	
30	Final Vehicle Test	-	-	-	-	1

..... Test run completed Quality grading: PASS

Checks the battery voltage at the ECU.
 Checks for proper grounding of the valve relay.
 Checks operation of the valve relay.
 Checks for proper grounding through pump motor and relay.
 Checks valve solenoid resistance.

Checks for proper grounding of the ABS system.

Checks for sensor short to ground.

Checks the resistance of the sensors.

Checks proper diode operation by measuring voltage under applied current.
 Checks for battery voltage at the warning lamp.
 Checks for ground.

Checks for ground through brake light bulbs.

Checks for each sensor:
 1. Minimum peak to peak amplitude - Characterizes air gap.
 2. Maximum peak to peak amplitude
 3. Max/Min ratio - characterizes tone wheel runout.

Checks regarding force modulating ability for each channel (wheel):

RETARDING FORCE

TIME

"REDUCE PRESSURE" MEASUREMENT

"BUILD-UP PRESSURE" MEASUREMENT

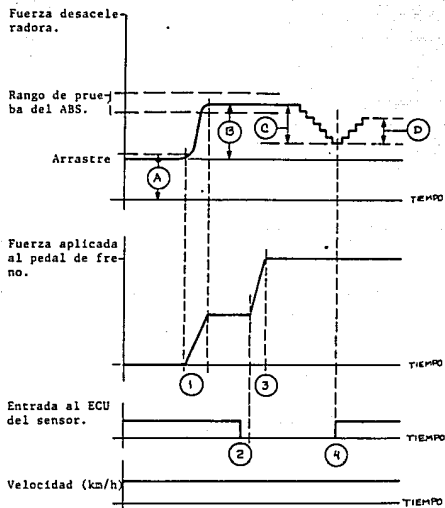
Checks for battery voltage at the brake light switch
 Causes the ECU to go through initialization and self-diagnostic procedures while the driver observes the red and yellow lights.

FIG. 2. Protocolo

de prueba de BOSCH

Fuente: Automotive Handbook Bosch.

Kelsey Hayes RWAL Diagrama del sistema de prueba
(conductores externos)



- (A) Máxima resistencia de tracción permitida (cada rueda trasera)
- (B) La diferencia entre el "mejor rango" y la resistencia de arrastre deberá ser suficiente para detectar los errores y las acciones de generación.
- (C) La cantidad de una pendiente para certificar el sistema.
- (D) La cantidad de pendiente de construcción para certificar al sistema.

- (1) La fuerza aplicada al pedal se incrementa hasta que la fuerza de reacción una vez medida por los sensores de carga está en el rango predeterminado (ABS rango de prueba).
- (2) Salida del Sensor bloqueado.
- (3) Puesta.
- (4) Señal de salida del sensor restablecida.

Fig.4.

Fuente. General Motors Laboratory.

ABS de Bendix. Prueba
(rodillos de conducción externos)

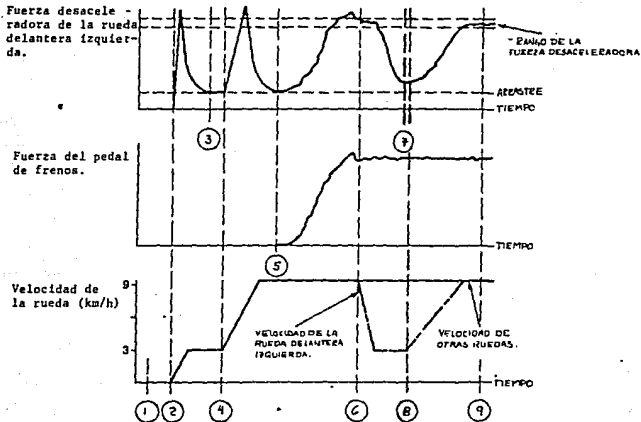


Fig.5.

Fuente: General Motors Laboratory

- ① Chequea estáticas; limpia los rodillos de falla, verificar la versión ECU, obtener nuevos rodillos de falla.
- ② Pictujan los motores a una velocidad de 5 Km/h.
- ③ La resistencia de cada rueda es medida individualmente.
- ④ La velocidad de cada una de las cuatro ruedas se cambia a 18 Km/h.
- ⑤ Los frenos del vehículo son aplicados (por el conductor o el dispositivo automático)
- ⑥ La fuerza desaceleradora es llevada dentro del rango deseada, después, el motor de conducción de los rodillos izquierdos delanteros es cambiado a 5 Km/h.
- ⑦ La fuerza desaceleradora es medida.
- ⑧ Los rodillos de conducción izquierdos delanteros es cambiada a 18 Km/h.
- ⑨ La fuerza desaceleradora es medida.
- ⑩ Pasos 6 a 9 son repetidos en las demás ruedas.

CAPÍTULO VI.

CONSIDERACIONES ANALITICAS EN EL DISEÑO DEL SISTEMA ANTIBLOQUEO DE FRENOS (ABS).

6.1. INTRODUCCION.

Un método analítico aplicable al diseño y desarrollo del sistema antibloqueo de frenos se describirá en éste capítulo. Componentes dinámicos del sistema de antibloqueo, incluyendo el vehículo, el sensor y el modulador son examinados usando técnicas de control retroalimentadas. Una consideración global de diseño es ilustrada através de un ejemplo que involucra a los frenos delanteros de una motocicleta y un modulador neumático típico. Una simulación por computador es usada para generar tiempos de respuesta y frecuencias de los componentes del sistema. Estos datos son usados para determinar la mejor estructura de retroalimentación. Los resultados muestran que un ciclo estable en el límite de antibloqueo puede existir para una retroalimentación de la aceleración angular de la rueda, además de

otras posibilidades. El método y resultados globales proporcionan una idea de los requerimientos para los componentes y sistemas de antibloqueo.

Históricamente, los sistemas de antibloqueo de frenado, han sido desarrollados usualmente empíricamente, a través de diseños iterativos y técnicas de prueba; recientemente otras técnicas han sido utilizadas como son: sistemas basados en microprocesadores, mediciones y controles de los componentes. Así como estas nuevas tecnologías unen las varias docenas de sistemas de antibloqueo en varios estados de desarrollo y uso, la necesidad por datos analíticos continúa.

Como parte del desarrollo del antibloqueo un esfuerzo preliminar para tratar al antibloqueo analíticamente se reporta en este capítulo.

El objetivo de esta porción del estudio de desarrollo fue analizar la dinámica del antibloqueo en un camino preliminar y para determinar estructuras de control convenientes y factibles (como es, que variable utilizar para la retroalimentación). Un objetivo complementario fue identificar los requerimientos de respuesta de los componentes del antibloqueo. Las consideraciones usadas son en su mayoría analíticas, basadas en el análisis de sistemas de control no lineales.

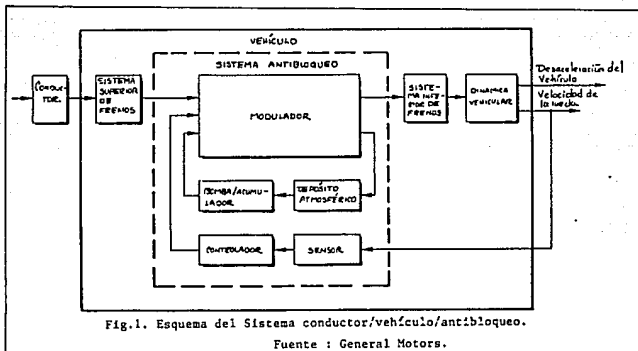
6.2. REVISIÓN A LOS REQUERIMIENTOS DEL ANTIBLOQUEO.

Básicamente, un sistema de antibloqueo de frenado es un dispositivo instalado en la línea de frenado entre el sistema superior de frenado (controlador de nivel, cilindro maestro) y el sistema inferior de frenos (caliper, balatas y disco) el cual actúa de tal manera para prevenir a las ruedas frenadas de su bloqueo mientras el vehículo está en movimiento. El sistema de antibloqueo hace esto automáticamente modulando la presión aplicada al sistema de frenado, de tal manera que la rueda frenada mantenga una velocidad tangencial no mucho menor que la propia velocidad de avance del vehículo. Haciendo esto las llantas pueden mantener la mayor parte de su capacidad de fuerza lateral, evitando que el vehículo pierda su estabilidad y el sistema operador/vehículo se mantenga estable. Además, en la mayoría de los casos, la distancia de frenado es acortada en comparación con la frenada con ruedas bloqueadas.

Como se muestra esquemáticamente en la (fig. 1), el sistema de -

antibloqueo consiste en una serie de componentes clave : Estos son :

- § Modulador.
- § Controlador.
- § Sensor.
- § Bomba. (como recurso de energía) y
- § Depósito (usualmente a la presión atmosférica).



Juntos estos elementos, los cuales pueden ser implementados e integrados en una variedad de caminos, proveen las funciones del sistema de antibloqueo. Refiriéndonos a la (fig. 1), el operador provee del comando de fuerza al sistema. Este acto, a través del sistema de frenado, causa la - desaceleración del vehículo al frenar las ruedas. Algunas variables medidas - usualmente la velocidad de la rueda - son retroalimentadas al controlador del sistema de antibloqueo. Cuando cierta tolerancia (de alguna función de la velocidad de la rueda) es excedida, la unidad de control genera una señal que provoca una disminución de la presión hidráulica. En cuanto la rueda comienza a recobrar, una segunda tolerancia se cruza y la bomba comienza a reestablecer el esfuerzo de frenado. El sistema continúa este -

ciclo hasta que el vehículo se detenga (o esté cerca a detenerse), o que el comando de frenado se reduzca debajo de la primera tolerancia.

Los requerimientos del sistema de antibloqueo caen dentro de literalmente docenas de áreas diferentes , por ejemplo respuesta, funcionamiento, operación, confianza, etc. Este capítulo se enfocará principalmente en los requerimientos de respuesta.

6.3. REQUERIMIENTOS DE RESPUESTA.

Los requerimientos de respuesta del antibloqueo se determinan por :

§ Amplia curva de respuesta del vehículo y

§ Curva cerrada (sistema vehículo/antibloqueo) de características de respuesta.

las cuales son brevemente revisadas.

6.3.1. CURVA AMPLIA DE RESPUESTA DE FRENADO.

En el límite de funcionamiento, la respuesta de frenado es no lineal. El trabajo analítico y experimental anterior ha mostrado que, en el peor de los casos, la respuesta en el sistema de frenado de una motocicleta es:

§ Tiempos de bloqueo de ruedas tan rápidos como 25 mseg, desde el punto tope de fricción hasta el bloqueo completo.

§ Tiempos de probabilidad de volcadura en el vehículo de 0.2 a 0.3 seg con la rueda delantera bloqueada.

§ Sensibilidad no lineal para: forma de la entrada, condiciones iniciales y variables de operación.

Cada uno de estos espacios se demandan para el diseño de sistemas de antibloqueo. La sensibilidad no lineal es específicamente significativa y muchos sistemas de antibloqueo poseen características adaptadoras de control para ayudar en esto.

6.3.2. CURVA CERRADA DE RESPUESTA DE FRENADO.

Los requerimientos anteriores condujeron los requerimientos para respuestas de curva cerrada de sistemas de antibloqueo. Básicamente el sistema de antibloqueo deberá :

§ Eliminar las divergencias en la velocidad de la rueda y reducir el error entre la velocidad de la rueda y la velocidad del vehículo en un nivel aceptable.

En términos específicos y prácticos, esto significa mantener el punto tope del rango de derrape en las ruedas cerca del frenado en la curva /deslizamiento (en un rango de 0 a 20 % de deslizamiento). Para hacer esto, todo sistema de antibloqueo exitoso deberá :

§ Establecer el potencial para un ciclo límite estable.

El concepto de frenado con antibloqueo como un tipo de ciclo límite, se ha notado en la literatura automotriz; aún el concepto desearía un mayor énfasis. Los sistemas de antibloqueo, se puede decir que han caído dentro de una categoría específica del término de ciclo límite de auto excitación. Esto denota un sistema que es forzado dentro de una oscilación sostenida por un juego específico de circunstancias (en este caso, una entrada suficientemente amplia y velocidad de movimiento que no sea cero).

Virtualmente todos los sistemas de antibloqueo realizan esto por:

§ Descargar la presión de la línea a la atmósfera tan pronto sea posible, una vez detectado el incipiente bloqueo, entonces, después de un retraso de tolerancia.

§ La reaplicación de la presión en una curva abierta, en forma de rampa, tratando de alcanzar un compromiso entre un deslizamiento excesivo de la rueda y una excesiva distancia de frenado resultante.

§ Establecido un ciclo límite estable con una frecuencia de al menos (usualmente) 2 Hz. (no se conocen ciclos de antibloqueo con frecuencias menores a 1.5 Hz).

En conclusión, algunos sistemas de antibloqueo usan :

§ Emulación, esto es : comparación de la velocidad de la rueda -

medida con una velocidad "ideal" de $\frac{1}{\tau}$ rueda (asumiendo que la desaceleración con un prebloqueo, es mantenida).

§ Control adaptador, para informar de las diferencias en condiciones de operación. Usualmente esto significa permitir a la rueda recuperar - más velocidad sobre superficies resbalozas (esto es cuando la desaceleración de las ruedas es larga) o cuando existe tracción o resistencia al frenado, antes de reaplicar la presión.

Este tipo de control encendido-apagado puede ser análogo al tipo de controladores "golpe-golpe" en la presencia de dinámicas no lineales del elemento controlador. Esto puede ser analizado usando ya sea los métodos - clásicos o técnicas óptimas modernas. Por razones de sencillez el método - antiguo ha sido seleccionado.

A continuación, métodos de diseño de control lineal son brevemente revisados.

6.4 REVISIÓN DE LOS PRINCIPIOS DE DISEÑO DEL CONTROL DEL SISTEMA:

La teoría del control de retroalimentación sugiere que el controlador y el elemento controlado de un sistema sean ajustados uno a otro de tal manera que resulte un sistema que posea un balance entre cosas como:

§ Estabilidad.

§ Rápidos y buenos comandos de respuesta.

§ Insensibilidad a disturbios e

§ Insensibilidad a pequeños cambios en el elemento controlado o - en los parámetros del controlador.

En particular, un modelo de cruce de un sistema con control retroalimentado requiere que:

§ Las series, de curva amplia de respuesta del controlador y el elemento controlado parezcan un integrador de ganancia de tiempos en el rango de frecuencia de interés y

§ El rango de frecuencia de interés se toma para rodear la frecuencia de cruce, la cual es la frecuencia en la cual la fase adecuada y -

los márgenes de ganancia existen y el cual también representa el ancho de banda requerido para el sistema de curva cerrada (en el caso de antibloqueo , 2 Hz o mayor).

Entonces, básicamente, el diseño de un controlador retroalimentado requiere : involucrar la señal retroalimentada apropiada y seleccionar la apropiada "forma" de control de la frecuencia de respuesta para cumplir con el criterio anterior.

Basándose en las consideraciones anteriores, el análisis y el diseño preliminar de un sistema de antibloqueo puede involucrar los siguientes pasos :

- § Creación de un modelo matemático y simulación del sistema frenos/vehículo.

- § Determinación de valores representativos de los parámetros del sistema frenos/vehículo para correr la simulación.

- § Modelo matemático del modulador.

- § Analizar la respuesta de todos los subsistemas para determinar la retroalimentación deseada y la forma de control.

- § Verificar el funcionamiento a curva cerrada del diseño resultante preliminar.

6.5. EJEMPLO DE DISEÑO :

El método anterior de diseño puede ser ilustrado por medio de un ejemplo. El caso seleccionado es una motocicleta con un típico modulador neumático/hidráulico en la rueda delantera.

En este ejemplo, el más simple sistema de retroalimentación fue seleccionado de tal manera que resultara en un sistema confiable y funcional.

El ejemplo procede con las descripciones de respuesta de :

- § Vehículo.

- § Modulador y

- § Controlador.

y concluye con la estructura de la curva de retroalimentación y un ejemplo de la curva cerrada resultante de respuesta del antibloqueo.

6.6. RESPUESTA DINAMICA DEL VEHICULO.

Un modelo matemático de una motocicleta con sistemas independientes de frenos delanteros y traseros fué encontrado. Una descripción del modelo del vehículo se presenta en el apéndice de este capítulo. Como un ejemplo, la respuesta del modelo a entradas sinusoidales de la fuerza ejercida para frenar, se muestra en la (fig. 2). La modulación sinusoidal ocurre en la serie de frecuencias discretas (esto es 1,2,...10 Hz) con un tiempo de permanencia de 1 seg. en cada frecuencia. Las respuestas están dadas en términos de velocidad del vehículo (UP), radio de deslizamiento de la rueda (SRI), velocidad angular de la rueda delantera (OMI), aceleración angular (OMID), rapidéz de variación de la aceleración angular (OMIDD) y la presión en el capilar (PSII). El nivel básico de entrada (FBI) es suficiente para causar el bloqueo, en la ausencia de una modulación sinusoidal.

Estas respuestas pueden ser usadas para determinar las frecuencias de respuesta de las múltiples variables de movimiento para las variaciones de la presión hidráulica. La tecnología para computar estas frecuencias de respuesta está bien establecida, a saber aquella con transformaciones (rápidas) discretas de Fourier.

Desde que la dinámica del vehículo involucra interconexiones no lineales importantes, los diagramas de Bode (1) resultantes corresponden a "funciones descriptivas" sinusoidales del sistema freno/vehículo. Estas pueden servir como bloques fundamentales de construcción del diseño del sistema de control de antibloqueo con retroalimentación. Nótese que en general (debido a la presencia de amplitudes no lineales en la dinámica del vehículo), una familia de funciones descriptivas se requiere a una serie de amplitudes de entrada, para describir más completamente la respuesta.

(1) Diagrama de Bode : Diagrama indicativo de la ganancia o del desplazamiento de fase en función de la frecuencia; se utiliza para poner de manifiesto la respuesta de frecuencia de amplificadores, servosistemas, etc.

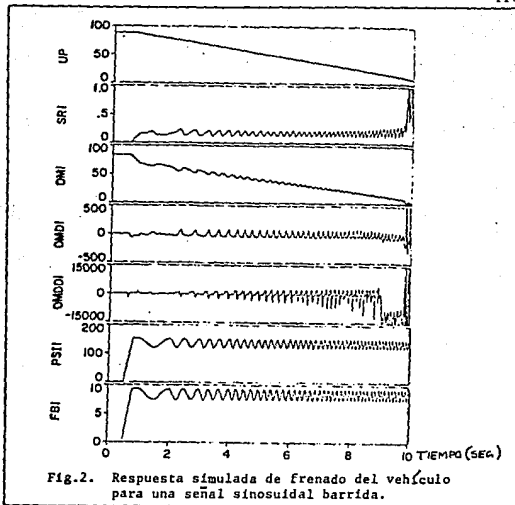


Fig. 2. Respuesta simulada de frenado del vehículo para una señal sinusoidal barrida.

Fuente. General Motors.

Ejemplos resultantes de gráficos de Bode para entradas de presión hidráulica son mostrados en la (fig. 3) a la (fig. 6). Estos muestran el movimiento del rango de amplitud de respuesta en decibeles y en grados para el ángulo de fase, como una función de frecuencia en radianes por segundo.

Los resultados muestran tendencias importantes. La velocidad de la rueda, aceleración y su variación, difieren por 20 db por una inclinación de diez y 90° de ángulo de fase, como debiera ser esperado para diferenciación. Rango de deslizamiento muestra una pérdida de coherencia en la región de frecuencia media, probablemente debido a la presencia de interconexiones no lineales adicionales presentes en el. En bajas y altas frecuencias, este aparece generalmente similar a la velocidad de la rueda, el cual es su componente principal.

Las formas específicas y tendencias de estos diagramas de Bode - (en asociación con aquellas del control/modulador), determinan la factibili-

dad y calidad de los múltiples candidatos de retroalimentadores. Las respuestas del modulador y el controlador se discutirán en seguida.

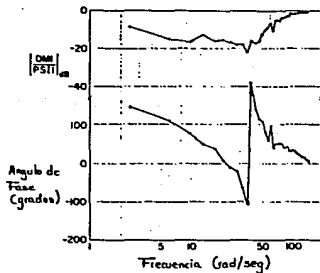


Fig. 3. Frecuencia de respuesta de la velocidad de la rueda delantera a la variación de la presión.

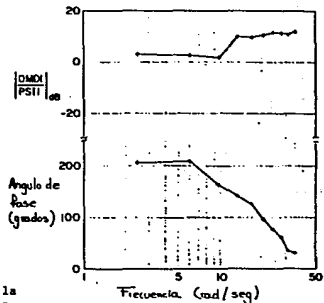


Fig. 4. Frecuencia de respuesta de la aceleración angular de la rueda a la variación de la presión.

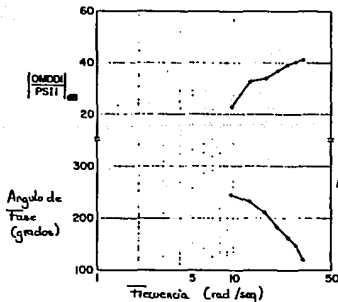


Fig. 5. Frecuencia de respuesta al jerk de la aceleración angular de la rueda a la variación de la presión.

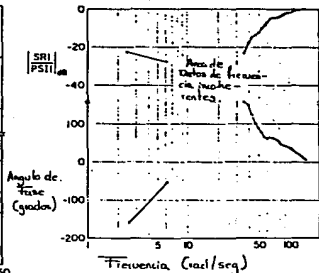


Fig. 6. Frecuencia de respuesta del rango de deslizamiento de la llanta a la variación de la presión.

Fuente: General Motors.

6.7. RESPUESTA DEL MODULADOR.

Se ha ilustrado ya la respuesta del sistema de frenado del vehículo como una porción del sistema global del vehículo. En seguida es apropiado discutir la contribución del modulador a la dinámica del sistema.

La (fig. 7) muestra un diagrama esquemático de un modulador típico de frenado, en su relación con la curva cerrada del sistema antibloqueo de frenos.

Virtualmente todas las clases de sistemas de antibloqueo de frenos de bajo costo, han usado un modulador del tipo discreto para variar la presión en la línea de frenos, en respuesta a los comandos del controlador. Esto es debido a un ciclo rápido, un parato que rechace y respique es la única solución de bajo costo conocida para el requerimiento de la dinámica tan rápida de bloqueo en las ruedas. (los bloqueos ocurren tan rápido como en 25 msec.) Nótese que, en general, un servoactuador del tipo lineal con características de respuesta equivalentes podría ser mucho más costoso y complejo.

Con el propósito de examinar la respuesta de un modulador del tipo discreto, fué necesario seleccionar un modulador representativo de un sistema de antibloqueo ya existente que podría ser apropiado para aplicarlo en la rueda delantera de motocicletas de viaje. Este modulador fué seleccionado como modelo.

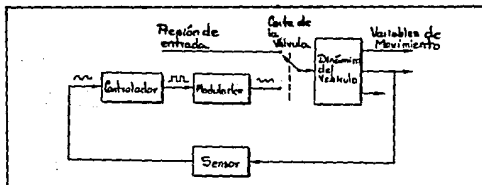


Fig.7. Esquema del Sistema Antibloqueo mostrando la relación entre controlador y modulador. Fuente: General Motors.

El apéndice de este capítulo, describe el modelo matemático obtenido de este modulador. La (fig. 8) muestra un ejemplo del tiempo de respuesta del movimiento del vehículo para comandos de entrada del modulador.

En otras palabras la válvula liberadora del modulador es conectada y desconectada a una frecuencia de 2 Hz computándose la respuesta del vehículo. El trazo de la presión hidráulica muestra el mismo ciclo de comportamiento como el de datos de prueba del auto Mitsubishi (los parámetros mecánicos del modulador, incluyendo el tamaño del pistón, velocidad del resorte, área de la cámara de presión, etc., han sido seleccionados para igualar la respuesta en el vehículo).

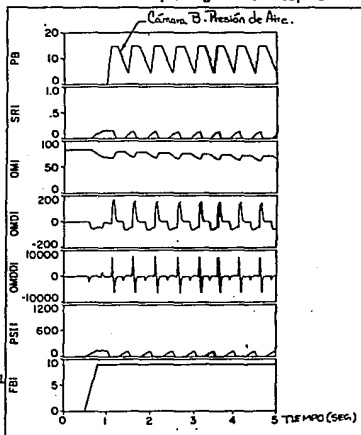


Fig. 8. Tiempo del respuesta del controlador y del vehículo a un comando de onda cuadrada.

Fuente: General Motors.

La (fig. 9) muestra la frecuencia de respuesta del modulador tomado como modelo. A una baja frecuencia, el radio de amplitud es plano, y al rededor de 6 rad/seg. (1 Hz), éste se transmite a un ancho de -20 db/décimos de pendiente, hacia arriba hasta alrededor de 6 Hz. Esto por consiguiente, otorga el integrador deseado. Este es un resultado nuevo y muestra el porque este tipo particular de (rango limitado) modulador de rampa es factible y universalmente usado para el antibloqueo automotriz. También se muestra en la (fig. 9) la subsecuente respuesta medida del modulador. Esto muestra que el

modulador actual posee más ganancia, mayor retraso de fase y es generalmente de la misma forma que la obtenida por el modelo matemático. Las diferencias detalladas son obvias, debido al uso de asumir mejores medidas dimensionales del modulador, constantes, etc., en el ejemplo de simulación. Además las formas globales de frecuencia de respuesta son muy similares. Dando al integrador la causa del comportamiento del modulador, es aparente que:

§ Las series de curva abierta de dinámica del vehículo y controlador, deberán acercarse a una ganancia pura.

Esta es la clave en el diseño subsecuente de un controlador de antibloqueo.

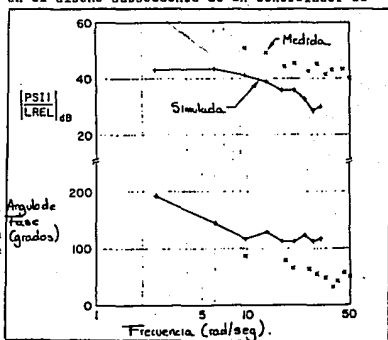


Fig.9. Frecuencia de respuesta del modulador a un comando de onda cuadrada.

Fuente: General Motors.

6.8. ANALISIS DEL CONTROLADOR.

Ahora, los controladores de varias señales de salidas discretas (bi-estado) están disponibles, tales señales de salida son compatibles con las de una válvula solenoide, o las de moduladores del tipo prendido/apagado. Estos incluyen :

- § Contactores automáticos.
- § Conmutadores manuales.

Combinaciones de estos controladores (junto con compuertas lógicas) son los bloques construidos universales, usados en todo sistema conocido de antibloqueo.

Ambos, contactores y conmutadores tienen la notable característica de que su radio de amplitud y fase son independientes en su frecuencia. Para el sistema, estos parecen como ganancia para con una fase constante de retroceso, donde la ganancia y el retroceso son funciones de amplitud de entrada y "anchura o amplitud" de conmutador. La (fig. 10) ilustra el radio de amplitud efectivo y las características de fase del conmutador.

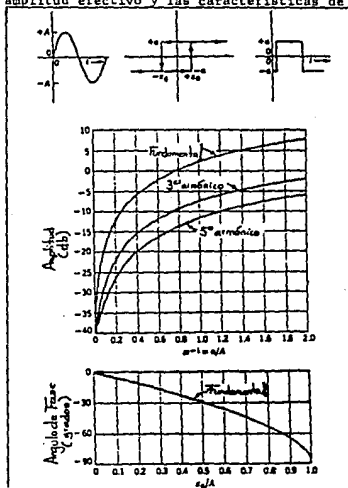
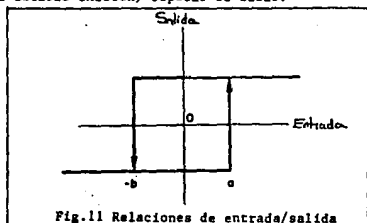


Fig.10. Descripción de la Función sinusoidal para las características de curva. Fuente:General Motors.

Así mismo, las compuertas lógicas, pudiera pensarse que son como los elementos de frecuencia invariable y que en cualquier caso, el sistema más simple de antibloqueo no requerirá tales compuertas.

Un controlador conmutado genérico se muestra en la (fig. 11). Por supuesto, la entrada es el movimiento de la señal retroalimentadora seleccionada y la salida es el comando para el modulador. La respuesta es determinada por los parámetros de amplitud a y b . Por ejemplo, en un caso típico de antibloqueo, la variable de entrada (retroalimentación) empezaría en el

origen, con el conmutador en la posición de "apagado". La variable de entrada puede entonces incrementarse y cuando esta alcance "a", esta disparará la señal de salida del conmutador hacia "encendido". La variable puede tener un incremento muy grande (sobre tiro) y entonces (si la retroalimentación de cierre es adecuada) puede decaer hacia cero, disparando la señal de salida hacia "apagado" en "b". Después de un sobretiro, la variable deberá regresar nuevamente pasando a través del origen y (si las condiciones para un ciclo límite estable existen) repetir el ciclo.



Fuente: General Motors

Para verificar la característica de transferencia de un conmutador, una prueba de curva abierta de respuesta fué hecha con el conmutador de la (fig. 11) en serie con el modulador. Los resultados se muestran en la (fig. 12) para una amplitud del conmutador de $a = b = 0$, para una entrada sinusoidal de amplitud unitaria. Comparando con la (fig. 9) verifica el carácter de ganancia pura.

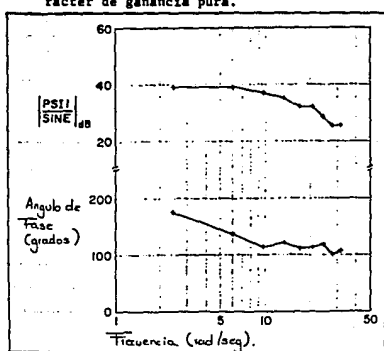


Fig. 12. Frecuencia de respuesta de series de señales con el modulador.

Fuente: General Motors.

6.9. SINTESIS DE RETROALIMENTACION.

Resumiendo, se ha encontrado que :

§ Para construir un sistema controlador que funcione, la combinación de series de curvas abiertas de controlador/modulador/dinámica del vehículo, deberían parecerse a las del integrador en la región de 2 a 6 Hz. También, la combinación de series debería tener suficiente margen de fase en la curva abierta para permitir a las frecuencias cruzar la región de los 2 a 6 Hz.

§ Moduladores prácticos de antibloqueo por si solos tienden a parecerse a un integrador en esta región de frecuencia (debido a sus características de apagado/encendido y su rango límite).

§ Controladores sencillos de entrada/salida compatibles con estos moduladores se parecen a un retraso de ganancia pura/fase constante (donde retraso de ganancia y fase son funciones de amplitud de la señal de retroalimentación y ancho de conmutador).

§ Por consiguiente, la variable de retroalimentación necesaria y suficiente deberá parecerse a una ganancia pura cruzando esta región de frecuencia.

Examinando los diagramas de Bode (fig. 3 a 6) para los cuatro candidatos de variables de retroalimentación, está claro que, careciendo de un amplio procesador de señal; sólo la aceleración angular aparece como la que posee la necesaria ganancia pura, como características en la región de frecuencia de interés.

En contraste la velocidad angular muestra un - 20 db/décimas de pendiente, mientras que la rapidez de variación de la aceleración angular muestra + 20 db/décimo de pendiente en la región de 1 a 6 Hz. Sus rangos de amplitud son por consiguiente muy retrazados y adelantados respectivamente. También la velocidad angular tiene 90° más de fase de retraso que la aceleración angular. Cuando combinamos con la fase de retraso en el controlador y el modulador, esto permitirá cruceS (esto es ciclos límites) a frecuencias mayores a 2Hz, lo cual es (como se discutió) marginal. Radio de deslizamiento, por otro lado, aún sino fuera difícil para medir, muestra algunas incoherencias en la región de frecuencia media. Un análisis comple-

to pueda esclarecer esto; sin embargo, el radio de deslizamiento puede ser similar a la velocidad angular (su componente principal) y por consiguiente sufrir el mismo defecto.

Una conclusión que puede ser dibujada desde este análisis preliminar es que la aceleración angular puede otorgar una fundamental curva de retroalimentación de antibloqueo. Otra conclusión puede ser que la velocidad angular (o posibilidad de radio de deslizamiento) pueda otorgar una curva de salida para el control de "compensación".

Estos resultados no son sorpresa, muchos prototipos de antibloqueo usan la aceleración angular como su curva única de retroalimentación. También muchos otros sistemas parecen usar el radio de deslizamiento como una retroalimentación suplementaria, para ya sea conmutadores extras o como una segunda entrada a las computas lógicas.

6.10. EJEMPLO DE RESPUESTA DE CURVA CERRADA.

Para demostrar la factibilidad de las anteriores estructuras de retroalimentación, un ejemplo de curva cerrada fué llevado a cabo alimentando la señal de la aceleración angular de regreso al conmutador (ver fig. 7). La principal tarea entonces, fué la selección de valores convenientes para el ancho de amplitud del conmutador a y b. Un análisis básico de la gráfica ganancia-fase, no mostrado aquí, indicó que, para el vehículo modelo, sistema de frenos y modulador, los valores de a y b estaban al rededor de 36 rad/seg. debiendo resultar en una condición de ciclo límite estable en más o menos 3.5 Hz. Nótese también que la medición del conmutador es inversa, para considerar la señal inversa (180° cambio de fase) entre la aceleración angular y la presión.

Usando estos valores del conmutador, la respuesta de curva cerrada de la (fig. 13) fué generada. Esto efectivamente muestra el ciclo límite estable precedido comportándose cerca de 3.5 Hz (como se observa en la señal de la válvula liberadora y otras variables), demostrando la posibilidad de antibloqueo.

Reconociendo que la (fig. 13) es solo un ejemplo preliminar. ésta también muestra que el ciclo límite, pensando en el como estable, ocurre alrededor de un muy pequeño valor del radio de deslizamiento (esto es cerca

de 0.04) mayor que el valor deseado de 0.15. Continuando con el análisis se está afinando la puntería para el disparo del punto de operación de ciclo límite. Esto puede ser llevado a cabo con una combinación de diferentes valores de ancho de banda del conmutador a y b, liberación de la presión y rangos de generación y la posible depuración de la señal de retroalimentación. Todo esto puede ser llevado a cabo por la técnica de prueba y error, este también puede ser conjugado por técnicas analíticas de los diagramas de ganancia-fase.

6.11. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Como se muestra, los métodos analíticos para el diseño del anti-bloqueo - basado en técnicas de control por retroalimentación - puede ser un útil complemento para muchas actividades. Estos pueden ser usados para ayudar a disminuir el tiempo de desarrollo y los costos.

Basándose en análisis preliminares y el diseño de un ejemplo de sistema de antibloqueo de frenos para una motocicleta, se pueden generar varias conclusiones, las cuales son :

§ Para llevar a cabo un análisis y diseño de un sistema de antibloqueo, como punto de inicio un modulador puede seleccionarse. Por ejemplo, en el presente análisis, un modulador típico y del tipo discreto (neumático) fué seleccionado.

§ Para establecer un ciclo límite estable de antibloqueo y conocer otros requisitos fundamentales, la combinación de series de curvas a - biertas del controlador, modulador y respuesta del vehículo, necesitan tener ciertas características de frecuencia de respuesta conocidas.

§ Después de modelar y analizar estas respuestas, se encontró que - de varias retroalimentaciones potenciales de movimiento - la aceleración angular de la rueda fue la variable de retroalimentación preferida y suficiente para un control simple de la curva de antibloqueo.

§ Requerimientos de una banda de frecuencia para el sensor, modulador y controlador enfatizaron la región de 2 a 6 Hz.

§ Una simulación en el dominio del tiempo verificó la factibilidad del diseño de un ejemplo de retroalimentación con aceleración angular, lo

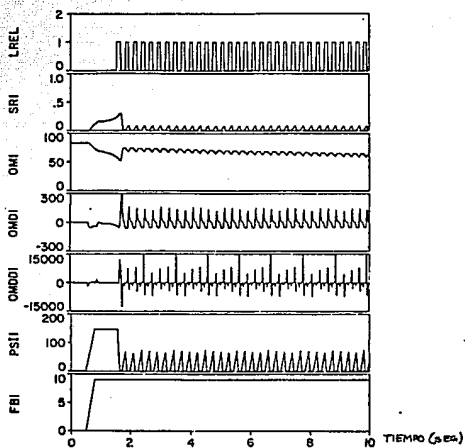


Fig.13 . Ejemplo de respuesta de curva cerrada del Sistema de Antibloqueo.

Fuente: General Motors.

cual produzca un ciclo límite estable cuando un conmutador y un modulador neumático discreto es usado.

Una aplicación más amplia de estas técnicas, puede ser usada para examinar el potencial de varias curvas de desarrollo de antibloqueo, por ejemplo:

§ Ajustando y optimizando el diseño del antibloqueo en consideración con las características de respuesta de los componentes medidos.

§ Fino entonamiento de la calidad de respuesta de los componentes, por ejemplo, la polarización del conmutador.

§ Evaluación de la sensibilidad al :

- Ruido
- Variaciones de los parámetros (debidos a la temperatura)
- Características de la superficie del camino
- Carga del vehículo

§ Evaluación de la posibilidad y requerimientos para varios subsistemas candidatos, esto es :

- Digitales, híbridos o de electrónica analógica
- Sensores mecánicos o fluidos, controladores o moduladores o,
- Fuentes de poder alternativas.

6.12. APENDICE .- RESUMEN DE LAS ECUACIONES DE MOVIMIENTO DEL VEHICULO Y DEL MODULADOR.

Este apéndice reúne las ecuaciones longitudinales de movimiento de la motocicleta y las ecuaciones de respuesta del modulador.

6.12.1. RESUMEN DE LAS ECUACIONES DEL VEHICULO .

Las suposiciones incluídas en el modelo matemático de la motocicleta incluyen :

§ Ecuaciones escritas en un sistema fijo de ejes (estable)

§ Cinco grados de libertad usados para la dinámica del vehículo (caída de la masa amortiguada y sus velocidades verticales, velocidades angulares de la rueda delantera y trasera y la velocidad longitudinal de la masa en total).

§ Dos grados de libertad para la cinemática (ángulo de caída de la masa amortiguada y su posición vertical).

§ Fuerza de suspensión lineal, proporcional al ángulo de caída del cuerpo amortiguado, su posición vertical.

§ Ambas ruedas en contacto siempre con la superficie del camino.

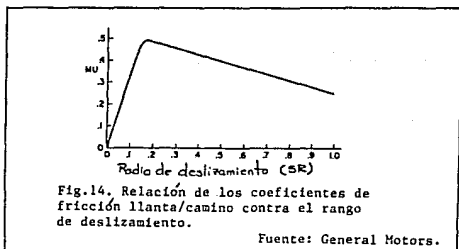
§ Llantas rígidas.

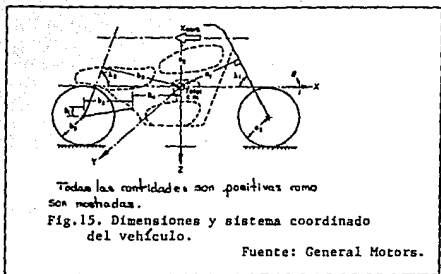
§ Fuerzas del caliper del freno trasero completamente sostenidas por una articulación basculante, de tal manera que se den fuerzas de reacción contra su liberación.

§ Fuerzas tractivas de la llanta son el producto de : las funciones no lineales relativas a los coeficientes de fricción y el rango de deslizamiento (fig. 14) y fuerzas verticales de la llanta (lo cual varía dinámicamente)

§ Torques de frenado son funciones lineales de fuerzas de entrada variables en el tiempo e incluye un tiempo efectivo de retraso (asumiéndose que se concentre dentro de los calipers y partes inferiores del sistema de frenado).

La (fig. 15) muestra las dimensiones del vehículo y el sistema coordenado.





Ecuaciones del momento exterior.

$$\dot{Q} = \frac{1}{I_{yz}} (a_1 F_{s_1} + z (F_{xt_1} + F_{xt_2}) - b_3 F_{s_2} + b_4 F_{T_2} + a_2 F_{x_{aerio}})$$

$$\dot{\omega}_1 = -\frac{1}{I_{y_1}} (a_3 F_{xt_1} - t_1)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{I_{x_2}} (b_5 F_{xt_2} - T_2 + T_{motor})$$

Ecuaciones de la fuerza exterior.

$$\dot{U}' = \frac{1}{m_s + m_1 + m_2} (F_{x_{ext}})$$

$$\dot{W}' = \frac{1}{m_s} (-\text{Sen } \lambda_1 F_{s_1} - \text{Sen } \lambda_2 F_{s_2} + F_{T_2} + m_s g) + QU'$$

Relaciones cinemáticas.

$$\dot{z} = w' - U'\theta$$

$$\dot{\theta} = Q$$

Fuerzas de la suspensión.

$$S_1 = -d_1 + d_2 \theta - d_3 z$$

$$S_2 = -d_4 - d_5 \theta - d_6 z$$

$$\dot{S}_1 = d_2 \dot{\theta} - d_3 \dot{z}$$

$$\dot{S}_2 = -d_5 \dot{\theta} - d_3 \dot{z}$$

$$F_{S_1} = K_1 (S_{01} - S_1) - C_1 \dot{S}_1$$

$$F_{S_2} = K_2 (S_{02} - S_2) - C_2 \dot{S}_2$$

$$F_{T_2} = \frac{T_2}{b_2}$$

Fuerzas de la llanta.

Dadas μ tope, μ final, SR tope.

$$SR_1 = 1 + \frac{\omega_1 r_1}{U'}$$

$$SR_2 = 1 + \frac{\omega_2 r_2}{U'}$$

$$SR_{t_1} = (0.8) SR_{\text{tope}}$$

$$S_r - SR_{t_1} < SR < SR_{T_2}$$

$$\mu_1 = M_1 SR_1$$

$$\mu_2 = M_1 SR_2$$

donde $\mu = \mu_{\text{tope}}$ a $SR = SR_{\text{tope}}$

$$M_1 = \frac{\mu_{\text{tope}}}{SR_{\text{tope}}}$$

$$\text{Si } SR_{t_1} \leq |SR| < SR_{t_2}$$

$$\mu_1 = A SR_1^2 + C |SR_1| + D$$

$$\mu_2 = A SR_2^2 + C |SR_2| + D$$

donde A está dada por la entrada

$$C = M_1 - 2A |SR_{t_1}|$$

$$D = A SR_{t_1}^2$$

$$\text{Si } |SR_1| \leq SR_{t_2}$$

$$\mu_1 = M_2 SR_2 + B$$

$$\mu_2 = M_2 SR_2 + B$$

$$\text{donde } B' = \frac{\mu_{\text{tope}} - \mu_{\text{final}} SR_{\text{tope}}}{1 - SR_{\text{tope}}}$$

$$M_2 = \mu_{\text{final}} - B'$$

$$SR_{t_2} = \frac{M_2 - C}{2A}$$

$$B = A SR_{t_2}^2 + C |SR_{t_2}| + D - M_2 |SR_{t_2}|$$

por consiguiente:

$$N_1 = \text{Sen } \lambda_1 \overline{F}_{S_1} + m_1 g$$

$$N_2 = \text{Sen } \lambda_2 \overline{F}_{S_2} + m_2 g + T_2 \frac{b_2 - b_1}{b_2 b_1}$$

$$F_{xt_1} = \mu_1 N_1$$

$$F_{x_{tz}} = \mu_z N_z$$

$$F_{x_{aero}} = X_{aero} (U')^2$$

$$F_{x_{ext}} = -F_{x_{aero}} - (F_{x_{t_1}} + F_{x_{t_2}}) - m_s g \theta$$

6.12.2. RESUMEN DE LAS ECUACIONES DEL MODULADOR.

El modelo matemático del tipo de modulador usado por Mitsubishi se describe por una serie de ecuaciones. El modelo del modulador incluye una serie de suposiciones y en el dibujo esquemático de la (fig. 16), se muestra la interpretación resultante de las propiedades funcionales del modulador. Este comprende un modelo simplificado con válvula solenoide, orificios, un émbolo cargado por un resorte y una válvula check. Una importante característica de este y la mayoría de los moduladores de antibloqueo de frenos es la efectiva conformidad de la línea de freno entre el modulador y el caliper y esto es modelado como una combinación lineal resorte/pistón. Todos los elementos son considerados sin masa, entonces el equilibrio estático se asume para cada subelemento.

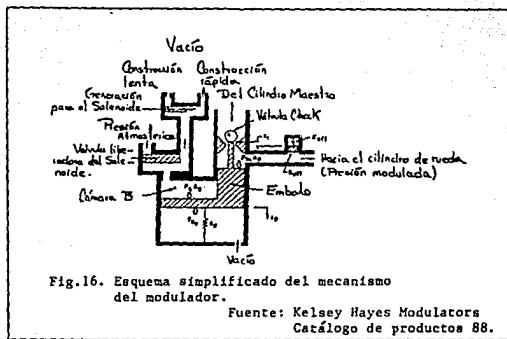
Ecuaciones del modulador.

Desplazamiento del émbolo —

Dada F_B (= fuerza resultante del émbolo debido a la cámara B y la presión en la línea de frenos) :

$$\text{Si } F_B < F_{s0} ; \quad X_P = 0$$

$$\text{Si } F_B \geq F_{s0} ; \quad X_P = \frac{F_B - F_{s0}}{K_P}$$



Cambio de volumen de la cámara de expansión contra el cambio en la presión hidráulica.

$$\Delta vol = X_p A_p \quad (\text{Cambio de volumen debido al movimiento del émbolo})$$

Suponiendo que la línea contiene algún rango efectivo del resorte (K_{etec})

$$X_p = \frac{\Delta vol}{A_p}$$

$$F = K_{etec} X_p$$

$$PSI_1 = PSI_0 - \frac{F}{A_{etec}}$$

PSI_0 = Presión inicial cuando el sistema se vuelve aislado.

$$PSI_1 = PSI_0 - K_{etec} \frac{\Delta vol}{A_p A_{etec}}$$

Presión en la cámara B .-

$$P_B = P_0 + \dot{P} \Delta t$$

donde: Δt = tamaño del paso de simulación

\dot{P} = Escape de presión o rango de incremento.

- y:
- \dot{P}_1 = rango de presión de descarga (positiva)
 - \dot{P}_2 = rango de generación lenta de presión (negativa).
 - \dot{P}_3 = rango de generación rápida de presión (negativa).
 - $\dot{P}_3 > \dot{P}_2$

Condiciones límites,

$$0 \leq P_0 \leq 14.7 \text{ psi}$$

$$\text{Max. } \Delta \text{Vol} = 0.11 \text{ plg}^3 \text{ (desplazamiento límite del émbolo)}$$

$$\text{PSI, modulada} \leq P_1$$

Nomenclatura:

- a_1, a_2, a_3 - Dimensiones del vehículo
- b_1, b_2, b_3, b_4, b_5 - Dimensiones del vehículo
- C_1, C_2 - Coeficientes de amortiguación lineal de la suspensión delantera y trasera
- d_1, d_4 - Longitud del resorte precargado delantero y trasero
- d_2, d_5 - Extensión del resorte delantero y trasero por unidad de ángulo de paso
- d_3, d_6 - Extensión del resorte delantero y trasero por unidad de posición vertical
- F_{s1}, F_{s2} - Fuerza de suspensión delantera y trasera
- F_{x1}, F_{x2} - Fuerza tangencial delantera y trasera entre el camino y la llanta
- F_{aero} - Fuerza longitudinal aerodinámica
- F_{t2} - Fuerza vertical trasera de anti-picada del vehículo
- g - Aceleración debida a la gravedad
- I_{y3} - Momento de inercia del paso del cuerpo del resorte
- I_{y1}, I_{y2} - Momento de inercia de giro de la rueda delantera y trasera

- K_1, K_2 - Rango del resorte delantero y trasero
 m_3 - Masa sólida del cuerpo del resorte
 m_1, m_2 - Masa delantera y trasera sin resortes
 N_1, N_2 - Fuerza normal en la llanta delantera y trasera
 Q - Velocidad del paso del cuerpo del resorte
 r_1, r_2 - Radio de giro de la llanta delantera y trasera
 \dot{S}_1, \dot{S}_2 - Longitud del resorte delantero y trasero
 $\dot{S}_{01}, \dot{S}_{02}$ - longitud libre del resorte delantero y trasero
 S_1, S_2 - Rango de extensión del amortiguador delantero y trasero
 SN - Número de deslizamiento del pavimento
 SR_1, SR_2 - Rango de deslizamiento de la llanta delantera y trasera
 U^j - Velocidad adelantada del cuerpo del resorte
 W^j - Velocidad vertical de compresión del resorte
 X_{aero} - Coeficiente aerodinámico
 Z - Posición vertical relativa del cuerpo del resorte contra el camino
 λ_1, λ_2 - Angulos de inclinación del resorte de la suspensión delantera y trasera
 μ_1, μ_2 - Coeficiente de fricción entre la llanta y el camino delantero y trasero
 ω_1, ω_2 - Velocidad angular de la rueda delantera y trasera.
 θ - Angulo de paso del cuerpo del resorte
 t_1, t_2 - Torque de frenado delantero y trasero
 $T_{motbr.}$ - Torque de la transmisión en el eje trasero

CAPITULO VII.

COMPARACION DE LA CAPACIDAD DE FRENADO DE AUTOS CON Y SIN EL SISTEMA DE ANTIBLOQUEO DE FRENADO (ABS).

7.1. INTRODUCCION

La creciente adopción del Sistema Antibloqueo de Frenado (ABS), ha centrado su atención en la distancia de frenado, la cual puede reducirse con éste sistema. Al mismo tiempo, los esfuerzos por "armonizar" las normas Europeas y Americanas para el frenado, han incrementado la importancia de la secuencia del bloqueo en las ruedas y sus efectos en las distancias de frenado.

En este capítulo, se verán los parámetros que influyen potencialmente en la distancia de frenado de los automóviles con y sin el control de antibloqueo, y se describen dos métodos alternativos para analizar la capacidad de frenado, los cuales son : Un programa de cálculo por computadora y un procedimiento de diseño gráfico. Ejemplos de ambos métodos son presentados con el fin de ilustrar la influencia de la adhesión entre la llanta y el piso, la distribución de la fuerza de frenado y el control de antibloqueo en la capacidad de frenado de los automóviles. Finalmente un simple diagra-

ma resúmen permite entender correctamente la comparación en la distancia de frenado.

El propósito principal de cualquier sistema de frenado es el de disminuir la velocidad, o detener completamente al vehículo, desde cualquier velocidad, dentro de una distancia razonable y bajo toda clase de condiciones. Aún, recientemente, este objetivo tan fundamental ha recibido comparativamente poca atención por parte de aquellos que estudian a los frenos: a condición de que las más relevantes normas y estándares del gobierno y la industria sean cubiertas, el hecho de que algunos vehículos puedan frenar en menores distancias que otros, no logra inquietar a los fabricantes ni al público en general.

Mientras que las autoridades del gobierno señalaban el cumplimiento del frenado después de sobrecalentamiento, humedecimiento, después de una falla, etc. y agregando indicadores de precaución y símbolos; por otro lado, los ingenieros de la industria desarrollaban otras características relacionadas con la vaporización del líquido de frenado, ruido y resistencia de las líneas de frenado, mantenimiento y servicio y el conjunto de seguridad y resistencia del sistema de frenos. Aún en medio de dos desarrollos completamente sin relación, sorpresivamente y simultáneamente se ha extendido el interés en la capacidad de frenado de los automóviles.

1.- La llegada del Sistema de Antibloqueo de Frenado (ABS), ha estimulado la comparación en las distancias de frenado en autos con y sin el sistema ABS y entre los diferentes diseños de ABS.

2.- El desarrollo internacional armonizado de la regulación en los sistemas de frenado para autos, ha puesto atención en el significado de los requerimientos Europeos para las ruedas bloqueadas y el efecto eventual en el potencial de la distancia de frenado para autos en E.U.

La combinación de estos dos desarrollos vitales han provocado las siguientes investigaciones, explicaciones, procedimientos, ejemplos y conclusiones referidas en este capítulo. Aunque estas investigaciones se han llevado a cabo en automóviles, los análisis y procedimientos son aplicables a otro tipo de vehículos.

7.2. DISTANCIA DE FRENADO.

La distancia de frenado de un automóvil se puede ver influenciada por un gran número de variables relacionadas con el conductor, el vehículo, el sistema de frenado, las llantas, el tipo de terreno y las condiciones ambientales. Para analizar el efecto de éste gran número de variables involucradas con la capacidad de frenado de un automóvil, la distancia de frenado (SD) para una velocidad inicial (V) se puede expresar convenientemente por la siguiente fórmula :

$$SD = a \cdot V + b \cdot V^2$$

donde a y b son constantes.

El primer término (a·V), se refiere al tiempo de respuesta, el cual depende de :

§ La habilidad del conductor para aplicar la fuerza al pedal del freno, dentro de un cierto intervalo de tiempo.

§ La habilidad del sistema de frenos para responder al impulso generado por el pedal de frenos.

El efecto del tiempo de respuesta es particularmente importante durante el proceso del frenado, el minimizarlo ayudará a disminuir y alcanzar menores distancias de frenado.

El segundo término (b·V²) se refiere a la desaceleración del vehículo : algo que es conveniente mencionar, es que para obtener la más corta distancia de frenado se requiere de una máxima desaceleración. En este capítulo se comparará la capacidad de frenado bajo condiciones diferentes y por consiguiente se concentrará en la máxima desaceleración que pueda llegar a ser alcanzada con o sin ABS; las variaciones en el tiempo de respuesta serán pequeñas cuando se aplique el pedal rápidamente, por lo que podrán ser ignoradas cuando comparemos la capacidad de frenado de dos autos iguales o similares.

7.3. DESACELERACION.

La relación entre la distancia de frenado y la desaceleración ha sido expresada por muchos investigadores. La máxima desaceleración corres -

ponde al segundo término de la ecuación anterior.

Esta desaceleración, la cual puede ser alcanzada durante una frenada, es tan solo limitada cuando comienza a bloquearse ya sea una o mas - ruedas, asumiéndose que se cuenta con la adecuada capacidad de frenado y - ninguna limitación en la fuerza aplicada al pedal del freno. El inicio del bloqueo de una rueda depende de :

§ La instalación en la distribución de la fuerza de frenado (radio delanteros y traseros, balance de los frenos, tubería de los frenos).

§ Las características predominantes de adhesión entre la llanta y el piso (coeficiente de adhesión entre la llanta y el piso, conocido como " μ ").

La interrelación entre desaceleración, distribución y adhesión o fricción es analizada en esta sección junto con los efectos de instalación del sistema ABS.

7.4. FRENANDO UNA RUEDA UNICA .

El análisis de la óptima distancia de frenado sobre diferentes - superficies requiere de entender las fuerzas que se aplican al frenar una rueda y las características de adhesión entre la llanta y el camino. La siguiente figura muestra la relación entre el coeficiente de la fuerza de frenado y el % de deslizamiento al frenar.

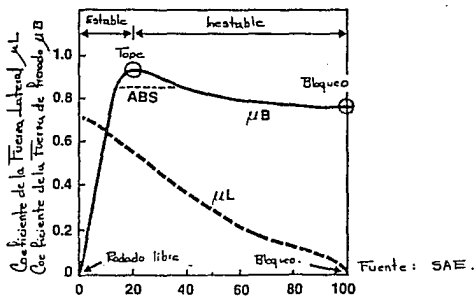


Fig.1. Características típicas μ /deslizamiento.

Al inicio del frenado, la presión en la línea de frenos se incrementa para generar la fuerza de frenado en la rueda, la cual reduce la velocidad del vehículo. La diferencia entre la velocidad del vehículo y la velocidad de la rueda (el deslizamiento del freno) se incrementa cuando el máximo valor (o tope) entre μ y deslizamiento es alcanzado, el cual representa el límite entre la región estable y la inestable. Más allá de este tope, no hay mayor incremento en la fuerza de frenado entre la llanta y el camino, aún si la presión del sistema de frenos o el tope de frenado son incrementados. En lugar de eso, se presenta una reducción en la fuerza de frenado, dependiendo del perfil de la curva de μ /deslizamiento. El consiguiente exceso de torque causa que la rueda sea frenada hasta detenerse, es decir, sea bloqueada en un tiempo extremadamente corto. La correspondiente fuerza lateral se acerca óptimamente a un cero deslizamiento, suficiente al deslizamiento correspondiente al punto tope de adhesión en el frenado, pero despreciable al 100% del deslizamiento cuando las ruedas se han bloqueado, esto explica el efecto de perder el control en la dirección en el caso de bloquearse las ruedas ya sea delanteras o traseras.

La (fig. 1) representa las tres condiciones específicas a las que nos referiremos en lo subsecuente. El punto tope de adhesión corresponde al punto máximo de la fuerza de frenado, la cual pueda ser generada bajo las condiciones entre el piso y la llanta. El punto de "adhesión bloqueada" es significativamente menor que el punto tope de adhesión y corresponde a la fuerza de frenado que bloquea las ruedas. El sistema ABS se encargará de mantener la fuerza de frenado cerca a el punto tope de adhesión; pero que la fuerza de frenado que otorga el ABS sea superior o inferior que aquella que bloquea las ruedas depende de la magnitud en la diferencia entre los valores del punto tope y el de bloqueo, por lo que la eficiencia de un sistema ABS deberá tener relación con el punto tope de adhesión y no con el punto de bloqueo.

Curvas entre μ /deslizamiento son muy difíciles de definir, en nuestro caso tan solo necesitaremos los valores topes y de bloqueo, pero aun estos valores son difíciles de medir ya que están sujetos a variaciones substanciales, por ejemplo : la (fig. 2) muestra el efecto de variar la velocidad del vehículo usando las mismas llantas sobre el mismo tipo de camino.

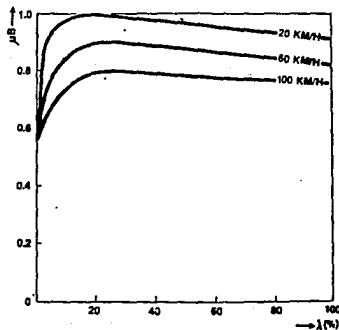


Fig. 2. Velocidad efectiva del vehículo.

Fuente: SAE

Tanto el punto tope como el punto de bloqueo se incrementan cuando la velocidad se reduce. El efecto es aún más pronunciado en superficies lisas y mojadas. Este efecto de velocidad es muy significativo en el caso de los frenos, ya que significa que el punto tope de adhesión pueda incrementarse durante el frenado. De acuerdo a esto, las distancias más cortas de frenado, serán alcanzadas por un incremento conmensurado en la fuerza aplicada al pedal durante el frenado, sin, obviamente, incurrir en el bloqueo de las ruedas. El dispositivo del ABS automáticamente toma la ventaja de este efecto de velocidad, esto contribuirá de manera positiva en la eficiencia de medida del sistema ABS.

Este efecto de la velocidad al frenar no se ha considerado en este trabajo por falta de información.

La (fig. 3) muestra el efecto al utilizar diferentes tipos de llantas (A, B y C) probadas a la misma velocidad y en la misma superficie. Los diferentes valores tope de adhesión muestran el porque el más óptimo rendimiento al frenar depende del tipo de llantas colocadas en el vehículo. El diagrama también refleja la limitación del número de deslizamiento de ASTM (SN) (*), el cual evalúa a las superficies de los caminos de acuerdo a la

(*) ASTM es " American Society for Testing and Materials".

adhesión con ruedas bloqueadas de una llanta especial : al especificar el diseño mínimo de frenado de un cierto SN (p.ej. SN81) los fabricantes deberán colocar una llanta superior en caso de que tengan que compensar un sistema pobre de frenado.

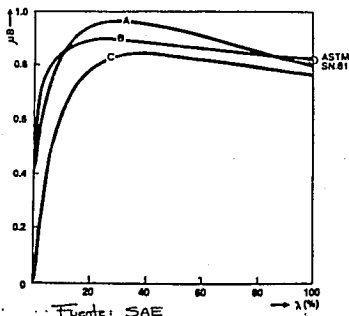


Fig.3. Efecto con diferentes llantas

Aún mas importante, el mismo problema se puede presentar con superficies de prueba completamente diferentes con diferentes curvas de μ deslizamiento, midiendo aproximadamente el mismo SN; por ejemplo en la (fig. 4), adoquín de basalto y pintura epóxica muestran valores similares en el punto de bloqueo (aproximadamente SN.20) pero muy diferentes valores topes de adhesión.

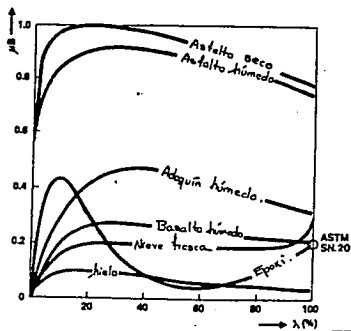


Fig.4. Efecto con diferentes superficies

Fuente: SAE

El mismo vehículo con las mismas llantas podrá pasar o fallar dependiendo de cual de las superficies con casi el mismo SN.20 sea seleccionada. La (fig. 4) ilustra algunas curvas de μ /deslizamiento de superficies típicas de prueba usadas para el desarrollo de ABS. La exagerada curva de la pintura epóxica y la casi horizontal línea de piso con hielo son de particular interés. La bien conocida curva de nieve fresca explica porqué aun el mejor diseño de ABS puede evitar colocar alguna rueda bloqueada sobre nieve fresca o en grava suelta con características similares, porque el punto de bloqueo es substancialmente mayor que el punto tope de adhesión.

Mientras que las propiedades de la superficie de camino y las condiciones de adhesión que entra llanta y camino influyen y consecuentemente las distancias de frenado, con más razón, aún hay más variables que podrían afectar las curvas de μ /deslizamiento en menor o mayor grado. La carga vertical en la rueda, la profundidad en la rodadura de la llanta, la profundidad del agua en el caso de superficies de prueba mojadas, etc. Afortunadamente el subsecuente análisis no depende de la medición de las características de μ /deslizamiento, sólo asume valores del punto tope y los coeficientes de adhesión bloqueada.

7.5. FRENANDO UN AUTO DE PASAJEROS.

En el caso de frenar tan solo una rueda, podría ser relativamente sencillo aprovechar el punto tope de adhesión y por lo tanto alcanzar en la práctica la distancia más corta de frenado. Pero en el caso de autos de pasajeros, existen definitivamente dos ruedas a frenar (las ruedas delanteras y las ruedas traseras), las cuales son controladas por un solo pedal y es raramente posible alcanzar aprovechar el punto tope de adhesión simultáneamente en las ruedas delanteras y traseras. Las razones de esta situación se explican en la (fig. 5) como referencia a las presiones hidráulicas en las líneas de frenos delanteros y traseros.

Cualquier desaceleración de un vehículo causa una transferencia de peso de las ruedas traseras a las ruedas delanteras y esta transferencia de peso se incrementa proporcionalmente al incremento en la desaceleración. Por consecuencia, mas presión en los frenos delanteros y menos en los traseros es requerida para alcanzar el óptimo desarrollo de frenado en grandes desaceleraciones, como lo indica la curva ideal de la (fig. 5).

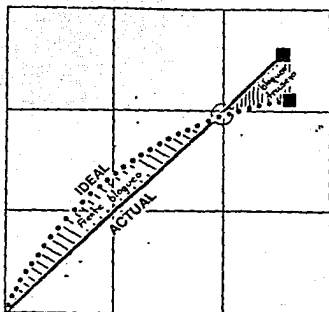


Fig.5. Distribución de la presión delantera/trasera de frenado.

Fuente: SAE

En la práctica, sin embargo, las presiones de frenado al frente y atrás son las mismas como lo indica la línea recta "actual". Únicamente en el punto de cruce donde la actual distribución de presión en los frenos es igual a la distribución ideal de presión, es esto para todas las cuatro -ruedas alcanzar simultáneamente el incipiente bloqueo de la rueda, pero solo cuando la correspondiente desaceleración del vehículo alcanza el coeficiente tope de adhesión prevaeciente, entonces, la distancia ideal de frenado podría ser alcanzada en tal superficie. En todos los niveles de baja adhesión en la desaceleración, las ruedas delanteras deberán ser sobrefrenadas y bloqueadas prematuramente, mientras que en los niveles de alta adhesión al desacelerar, las ruedas traseras se bloquearán primero.

Podría existir una contrafuerza que impidiera el desarrollo del frenado óptimo : por ejemplo, es usual considerar dos diferentes pesos de los vehículos, estos son: con solo el conductor adentro (D.O.) y completamente lleno (F.L) y cada condición de peso demandará muy diferentes condiciones en la distribución de la presión de frenado (fig. 6) . Además las regulaciones de frenado Europeas prohíben el prematuro bloqueo de las ruedas traseras sobre un amplio rango de niveles de desaceleración del vehículo. Para evitar

caer en tales áreas de bloqueo del eje trasero, algunas formas de válvulas de suministro para el eje trasero podrían ser requeridas.

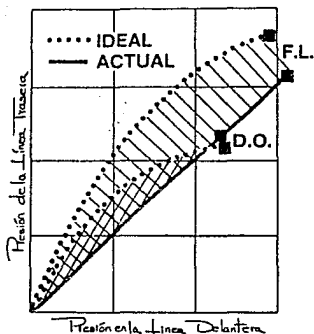


Fig. 6 (a) RWD auto compacto.

Fuente: SAE

La (fig. 6) ilustra los diagramas de presión de frenado para autos de pasajeros típicos :

a) Transmisión trasera (RWD) , auto compacto, sin válvulas sensores de carga.

b) Transmisión delantera (FWD), auto subcompacto, con válvulas sensores de carga.

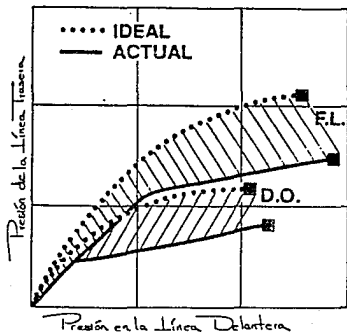


Fig. 6 (b) FWD Auto sub-compacto.

Fuente: SAE

Con el propósito de eliminar el bloqueo prematuro del eje trasero de acuerdo con las normas Europeas, el desarrollo óptimo de frenado es casi imposible de alcanzar bajo cualquier condición; además, las ruedas delanteras son sobrefrenadas en exceso, especialmente en vehículos cargados a toda su capacidad. La disparidad entre las líneas "actuales" y las curvas "ideales" provee un estimado de el funcionamiento actual del frenado comparado con el óptimo funcionamiento ideal del frenado. Debería ser observado que esta disparidad varía considerablemente, por ejemplo sobre algunas condiciones de la superficie del camino, la distancia actual del frenado sería mucho más cercana a la distancia ideal de frenado que bajo otras condiciones y - esta situación también varía con las condiciones de carga del vehículo.

7.6. EL MEJOR CONDUCTOR EN LA "DISTANCIA DE FRENADO".

La distancia ideal de frenado de un auto de pasajeros puede ser obtenida cuando las cuatro ruedas se encuentran en el punto tope de la curva μ /deslizamiento. por ejemplo : en el momento incipiente del bloqueo de las ruedas. Como se mostró, para cualquier condición de carga del vehículo, habrá probablemente una condición correspondiente de camino donde todas las cuatro ruedas puedan obtener simultáneamente el desarrollo más óptimo de frenado; en todos los demás caminos, aunque las ruedas delanteras o traseras aprovechen el instante incipiente del bloqueo antes que otra rueda, esta condición producirá el "mejor conductor" en la distancia de frenado sobre esta superficie.

Las curvas típicas de μ /deslizamiento indican que cualquier intento de sobrepasar su funcionamiento provocará casi inmediatamente el bloqueo de las ruedas y la reducción de la eficiencia del frenado, acompañada con la pérdida del control en la dirección y de estabilidad direccional del vehículo. Por esta razón se requiere de un habilidoso conductor de prueba y muchos intentos para alcanzar "el mejor conductor" de la distancia de frenado, especialmente en superficies húmedas y resbalozas, donde el bloqueo ocurre más rápidamente.

Aquel el "mejor conductor" para las distancias de frenado es usado por conformidad para la prueba, para confirmar si el vehículo cumple con los estándares y normas; también tales conductores son usados con propósito de

comparación; por ejemplo: para comparar la distancia de frenado de un mismo vehículo con y sin ABS. Pero debe ser obvio que a un conductor común le será muy difícil alcanzar las distancias de frenado que este conductor de pruebas pueda alcanzar, especialmente no en una circunstancia común, como lo es el frenar de emergencia en condiciones reales de tráfico.

7.7. "RUEDAS BLOQUEADAS" EN LA DISTANCIA DE FRENADO.

Al toparse con una súbita situación de emergencia, la mayoría de los conductores aplicará la máxima fuerza al pedal de frenos causando que algunas o todas las ruedas del vehículo se bloqueen, especialmente en superficies mojadas o resbalozas. Estas "ruedas bloqueadas" provocarán que la distancia de frenado sea inferior que la alcanzada por un conductor de pruebas sobre la misma superficie. Además el bloquear las ruedas al frenar provocará la pérdida total del control en la dirección dependiendo de la distribución de la fuerza de frenado y consecuentemente a la secuencia del bloqueo, podría acompañarla la pérdida de estabilidad del vehículo, causando posiblemente un momento sobre el eje trasero que lo haga girar inclusive hasta dar una vuelta completa. Frenar con ruedas bloqueadas en una situación de emergencia puede ser extremadamente peligroso y substancialmente un gran número de accidentes son a causa de este fenómeno. El principal objetivo del ABS es el de eliminar tales accidentes.

7.8. "ABS" EN LA DISTANCIA DE FRENADO.

El ABS permite a un conductor común que en una situación de emergencia pueda aplicar la mayor fuerza al pedal de frenos y :

a) mantener la estabilidad direccional y eliminar la tendencia de la parte trasera del vehículo a girar en su eje hasta dar una vuelta completa.

b) mantener control en la dirección y permitir maniobrar el vehículo sobre un obstáculo.

c) mejorar la distancia de frenado comparada con la distancia obtenida con ruedas bloqueadas, muchas veces alcanzando o mejorando la mejor distancia obtenida por un conductor de pruebas.

La mejora eventual en la distancia de frenado con ABS depende tan solo de la correcta distribución de la fuerza de frenado, la permanencia de la adhesión entre la llanta y el piso y la eficiencia del ABS.

7.9. INSTALACION DEL ABS.

Un número de diferentes lay-outs de ABS han sido usados en autos de pasajeros, incluyendo diseños de 1,2,3 y 4 canales. por ejemplo: el control individual de cada rueda o el sistema de 3 canales con control individual de las ruedas delanteras y un común selector para el control de las ruedas traseras. Para el propósito de esta investigación dentro del funcionamiento del ABS manteniendo el frenado en una línea recta de adhesión uniforme a una superficie, no existe una diferencia fundamental entre el sistema de 3 y 4 canales.

La otra opción de ABS para comparar con el lay-out de los diseños de 3 o 4 canales es el lay-out en diagonal de 2 canales para autos con transmisión delantera. Tales sistemas de dos canales pueden otorgar todos los importantes beneficios de los sistemas de 3 o 4 canales como la estabilidad y maniobrabilidad, pero una reducción de costo de producción substancial. Por esta razón el Sistema de Control de Frenado (SCS) originario de Lucas Girling LTD en la Ford Motor Co. de Europa es de considerable interés por ser menos caro para el mercado de autos pequeños. sin embargo, la distancia de frenado de tales sistemas de menor costo de 2 canales será inferior bajo ciertas condiciones.

La (fig. 7) ilustra la instalación de un ABS típico de 4 y 2 canales, comprendido de sensores (S), controladores (C) y moduladores (M) y controladores en las ruedas directos (DC) e indirectos (IDC). La eficiencia de ABS de 95% y 85% (para permitir adecuar la estabilidad lateral) ha sido considerada en los siguientes cálculos para los ejes delanteros y traseros respectivamente; estas eficiencias están en relación con el punto tope de adhesión entre la llanta y el camino en las llantas actuales que lleva el vehículo y son valores regulares reconociendo su variación bajo condiciones de adhesión diferentes.

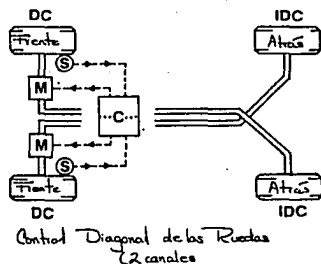
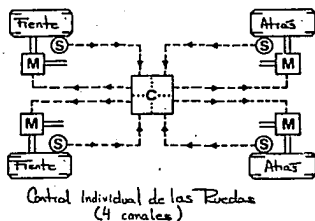


Fig.7. Instalaciones típicas del ABS

Fuente: SAE

7.10. EL PROGRAMA DE CALCULO POR COMPUTADORA

La capacidad de frenado de un auto de pasajeros es usualmente calculada en base a los datos más relevantes del vehículo y las características de los componentes del sistema de frenos para predecir la más óptima desaceleración del vehículo la cual se podría alcanzar asumiendo un punto tope de adhesión prefijado entre la llanta y el camino que se encuentra entre el rango de 0.8 a 1.0 para una superficie seca con buena adhesión. Estimando el tiempo de respuesta, la correspondiente distancia de frenado - podría ser calculada por la velocidad inicial del vehículo preescrita para

predecir el cumplimiento con las más relevantes normas y estándares.

En conclusión, los fabricantes deberán trazar en diagramas la distribución ideal de presión en el sistema de frenos, la utilización del coeficiente de adhesión sobre un rango de los coeficientes de adhesión tope entre la llanta y el camino, la distribución del frenado entre los ejes y algunas otras variables. Sin embargo, aún recientemente, poca atención se ha dedicado a la estimulación de :

§ el funcionamiento del frenado con el ABS en operación.

§ el funcionamiento del frenado con ruedas bloqueadas.

§ una comparación de los variados cálculos de niveles de funcionamiento.

El siguiente programa de computadora ha sido desarrollado para predecir, analizar, mostrar y comparar, para cualquier auto de pasajeros, el sistema de frenado, el control del ABS y los coeficientes de adhesión tope y de bloqueo entre la llanta y el camino, la última desaceleración del vehículo:

- a) sin ruedas bloqueadas ("el mejor conductor")
- b) con las ruedas frontales bloqueadas
- c) con todas las ruedas bloqueadas ("ruedas bloqueadas")
- d) con el control de ABS de 2 canales en diagonal
- e) con el control de ABS de 4 canales.

El programa también puede enfrentarse con camino de fricción inconstante y con diferentes filosofías de control con ABS.

El programa de computadora ilustrado en la (fig. 8) simula el estado constante de desaceleración de respuesta de un vehículo. Comenzando con un peso estático en los ejes y la mínima presión en el cilindro maestro de frenos, el simulador de la computadora incrementará la presión en el cilindro maestro de frenos y calculará las fuerzas individuales de resistencia de cada llanta, tomando en cuenta los efectos de las válvulas proporcionaladoras de frenos y el módulo de antibloqueo. A cada incremento, el estado de cada rueda es calculado en relación con los coeficientes de adhesión nominales tope y de bloqueo entre la llanta y el camino y la rutina de ABS elegida :

nentes y temporales, reduciendo el incremento en la presión del cilindro maestro hasta que obtenga resultados estables. Esto asegura la exactitud antes de cada fase crítica de desaceleración.

Una impresión típica se muestra en la (fig. 9), relacionada con un auto mediano de transmisión delantera con llanta para invierno sobre un camino de concreto mojado en una condición completamente cargado. Los varios niveles críticos de desaceleración del vehículo son tabulados junto con la correspondiente presión hidráulica y la utilización de la adhesión por el vehículo; también la utilización de la adhesión en las ruedas delanteras y traseras y su estado (rodando, punto tope, bloqueadas, ciclo). Tales comparaciones del funcionamiento del vehículo han sido calculadas para diferentes autos de pasajeros y para una variedad de condiciones de adhesión entre la llanta y el camino, correspondientes para llantas de verano e invierno sobre concreto seco y húmedo y asfalto, grava húmeda y tejas de basalto húmedas, nieve fresca y hielo suave.

CASE 4 PEAK = 0.83 LOCKED = 0.63

NO ANTILOCK

LADEN	DECL	PRESS	UTIL	FRONT UTIL/STATUS	REAR UTIL/STATUS
STAGE 1	0.73	849.29	88.14	1.00 2	0.64 0
STAGE 2	0.58	849.29	69.68	0.76 3	0.59 0
STAGE 3	0.70	2532.46	84.09	0.76 3	1.00 2
STAGE 4	0.63	2532.46	75.90	0.76 3	0.76 3

2-CHANNEL ANTILOCK

LADEN	DECL	PRESS	UTIL	FRONT UTIL/STATUS	REAR UTIL/STATUS
STAGE 1	0.73	849.29	88.14	1.00 2	0.64 0
STAGE 2	0.69	849.29	83.72	0.95 4	0.62 1

4-CHANNEL ANTILOCK

LADEN	DECL	PRESS	UTIL	FRONT UTIL/STATUS	REAR UTIL/STATUS
STAGE 1	0.73	849.29	88.14	1.00 2	0.64 0
STAGE 2	0.70	849.29	84.17	0.95 4	0.63 0
STAGE 3	0.80	2243.06	96.59	0.95 4	1.00 2
STAGE 4	0.76	2243.06	91.73	0.95 4	0.85 4

Fig. 9. Resultados impresos de la computadora.

Fuente: SAE

Una interesante representación de los resultados de la (fig. 9) se muestra en la (fig. 10)

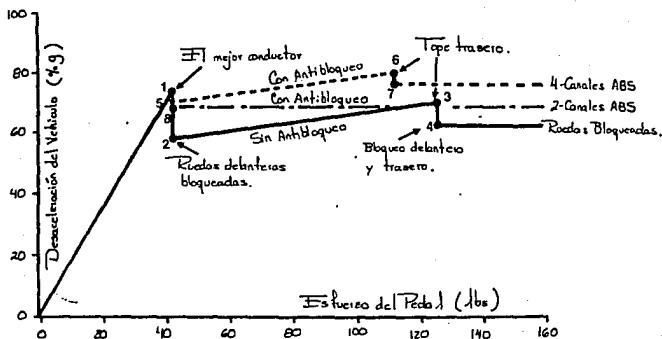


Fig. 10. Funcionamiento del frenado con o sin ABS.

Fuente: SAE

La desaceleración del vehículo se incrementa proporcionalmente con la fuerza de entrada del conductor (esfuerzo del pedal), hasta que las ruedas delanteras aprovechen el valor del punto de adhesión tope (bloqueo incipiente de las ruedas), correspondiente al desarrollo conseguido por "el mejor conductor" (fase 1). Cualquier incremento en el esfuerzo del pedal más allá de esta condición óptima provocará inmediatamente el bloqueo de las ruedas delanteras y lo acompañará la reducción substancial de la desaceleración del vehículo (fase 2). Este efecto pudiera ser no apreciado: este depende de la posición de frenado en las ruedas delanteras y en la magnitud de la diferencia entre el punto tope y el de bloqueo del coeficiente de adhesión. Más allá de incrementar el esfuerzo en el pedal se restaurará el nivel de desaceleración del vehículo hasta que las ruedas traseras aprovechen el punto tope de adhesión (fase 3) y subsecuentemente bloquearse hasta producir la condición de ruedas bloqueadas (fase 4), donde a la desaceleración del vehículo le sobra firmeza e igualdad para el coeficiente de adhesión forzada. Es interesante que la desaceleración del vehículo durante la fase 3

y la fase 4, sea menor que la desaceleración óptima durante la fase 1, pero en exceso menor durante el funcionamiento en la fase 2.

El diagrama también muestra el exceso de fuerza en el pedal requerido para llevar al "punto rope" y para "bloquear" las ruedas traseras de este auto, debido a que la distribución del frenado entre las ruedas delanteras y traseras ha sido elegida para eliminar el bloqueo prematuro de las -ruedas traseras bajo condiciones adversas. Agregando al vehículo el sistema ABS de 4 canales obtenemos de su funcionamiento las fases 1-5-6-7. En lugar de ruedas bloqueadas, un incremento en el esfuerzo del pedal más allá de la fase 1 (en la fase 6) resultará en un ciclo de antibloqueo de las ruedas -delanteras y traseras. La pequeña reducción de la desaceleración del vehí -culo entre las fases 1 y 5 (y 6 y 7), dependerá de la eficiencia del ABS sobre cada eje. El alto esfuerzo en el pedal para activar el ABS en las ruedas traseras es debida a la distribución de la fuerza de frenado en este -auto de transmisión delantera. Podría ser discutido que más fuerza de frenado en las ruedas traseras podría ser aceptada con un lay-out semejante de ABS de 4 canales, el cual podría eliminar el exceso en el esfuerzo del pedal; sin embargo, en el caso de que fallara el ABS, los frenos traseros sin duda se bloquearían prematúramente causando la inestabilidad en el vehículo.

Finalmente el funcionamiento del ABS diagonal de 2 canales es re-presentado por las fases 1 - 8 tan pronto como el funcionamiento del "mejor conductor" en la fase 1 es excedida, ambas ruedas delanteras y traseras es-tarán en ciclo bajo el control del ABS. Debido a que las ruedas traseras -están también en ciclo, la desaceleración del vehículo durante la fase 8 -será ligéramente menor que durante la fase 5 (en el sistema ABS de 4 canales con las ruedas delanteras en ciclo). Hay que remarcar que el completo control del ANS en las cuatro ruedas alcanza relativamente bajos esfuerzos en el ped-al con el sistema de 2 canales; cualquier incremento en el esfuerzo del ped-al no afectará el nivel de desaceleración. La relación entre este nivel de desaceleración durante la fase 8 y el nivel de desaceleración con "ruedas bloqueadas" durante la fase 4 depende de la distribución del frenado entre los ejes y la magnitud de la diferencia entre los coeficientes de adhesión "tope" y de "bloqueo".

Mientras que el programa de computadora puede rápidamente tabular e imprimir toda la información requerida, los efectos de :

- 1.- la distribución del frenado entre los ejes y
 - 2.- las características de adhesión entre la llanta y camino
- el último funcionamiento del frenado deberá ser fácil de entender y analizar por medio del siguiente procedimiento gráfico de diseño:

7.11. EL PROCEDIMIENTO GRAFICO DE DISEÑO .

Este procedimiento se basa en el diagrama de distribución de la fuerza de frenado presentado por Buckhardt y Glasner von Ostenwall en su documento "Evaluación del funcionamiento del frenado para Autos pasajeros con Distribución de Fuerza arreglada y enroscada" (documento del cual no hablaremos en este trabajo). Para cualesquiera 2 ejes dados, la distribución ideal de la fuerza de frenado debe ser calculada desde los datos usuales del vehículo, como lo son: la distancia entre los ejes, la altura del centro de gravedad y la distribución estática del peso sobre cada eje; debe ser mostrada una parábola resultante como lo muestra la (fig. 11)

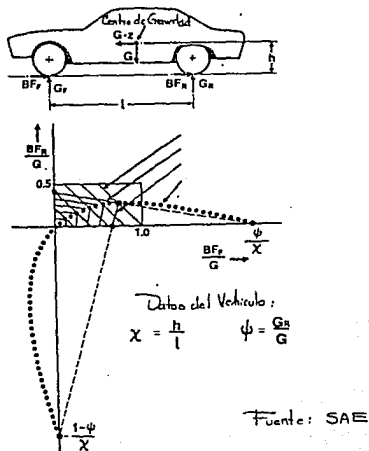


Fig.11. Distribución dinámica de la fuerza de frenado.

Sólo el primer cuadrante de este diagrama es de interés para el frenado del vehículo (El tercer cuadrante se refiere a la aceleración y al control de tracción); sin embargo, los puntos terminales de la parábola determinan el origen de las líneas de " adhesión constante " para las ruedas delanteras y traseras : debería notarse que estos orígenes dependen tan solo de los datos del vehículo mencionados arriba. Las líneas de " desaceleración constante " están a 45° de los ejes coordenados, de tal modo que los valores de adhesión de las ruedas delanteras, de las ruedas traseras y la desaceleración del vehículo son todos iguales a cualquier punto de la parábola ideal. La actual (instalada) distribución de la fuerza de frenado debe ser superpuesta en este diagrama; esta será usualmente una línea recta como lo ilustra la (fig. 12). La distribución ideal de la fuerza de frenado se representa por la parábola punteada, junto con las líneas de adhesión constante (f_1 = delantera; f_2 = trasera) y las de desaceleración constante (z).

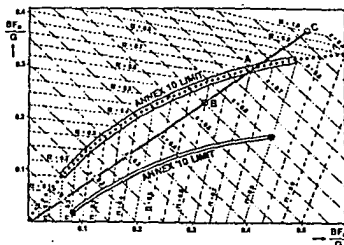


Fig. 12. V. actual de la distribución ideal de la fuerza de frenado. Fuente: SAE.

La siguiente información será inducida de este ejemplo : las condiciones ideales sólo prevalecerán en el punto de adhesión tope entre la llanta y el camino de 0.7, cuando las cuatro ruedas se encuentran aprovechando la incipiente condición simultánea de bloqueo y cuando la desaceleración del vehículo marca 0.7 g (punto A). En niveles más bajos de adhesión, las ruedas delanteras se bloquearían primero; por ejemplo a una desaceleración

de 0.55 g. cuando prevalece el punto tope de adhesión $f_1 = 0.6$ (punto B). A la inversa, a niveles más altos de adhesión, más allá de 0.7, las ruedas traseras se bloquearán primero; por ejemplo a una desaceleración de 0.87 g. cuando prevalece el punto tope de adhesión $f_2 = 1.0$ (punto C).

Algunos fabricantes también superponen las curvas de la "Utilización constante de la Adhesión" sobre este diagrama, donde la parábola ideal representa el 100% de la utilización de la adhesión y los dos puntos B y C corresponden a $0.55/0.6 = 92\%$ y $0.87/1.0 = 87\%$ de utilización de la adhesión respectivamente.

Finalmente, límites de reglamentación en la secuencia del bloqueo de las ruedas deben ser añadidos al diagrama, por ejemplo: en el diagrama de la (fig. 12) se muestra la utilización de la adhesión dada por la norma ANNEX 10 de las normas ECE, en este caso, la distribución de frenado escogida no satisface las especificaciones ANNEX 10 de bloqueo de la rueda: se requiere de más fuerza de frenado sobre el eje delantero o una válvula proporcional para producir una distribución de fuerza "roscada" en línea (como en la fig. 13).

Más información detallada sobre la desaceleración puede ser extraída de tales diagramas mediante la técnica siguiente: La (fig. 13) se refiere a un auto-subcompacto de transmisión delantera completamente cargado con llantas para invierno sobre concreto mojado (los coeficientes de adhesión tope y de bloqueo son 0.83 y 0.63 respectivamente), este es el mismo ejemplo seleccionado para los cálculos por computadora mostrados en la (fig. 9 y 10).

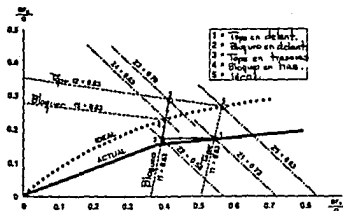


Fig.13. Determinación gráfica de las fases críticas del frenado.

Fuente: SAE

La distribución actual de la fuerza de frenado es buena estando dentro de la región estable debajo de la parábola ideal, confirmando que las ruedas delanteras se bloquearán antes que las ruedas traseras bajo todas las condiciones de camino y con un substancial margen para permitir las variaciones en el material de la balatas de frenos en el coeficiente de fricción y para otras tolerancias de diseño y manufactura, etc. El funcionamiento óptimo del frenado ("el mejor conductor") bajo estas condiciones estarán en el punto 1, cuando las ruedas delanteras alcanzan el punto tope de adhesión de 0.83 y la desaceleración del vehículo corresponde a 0.73 g. Cualquier incremento más allá en la fuerza del pedal por parte del conductor inmediatamente bloqueará las ruedas delanteras (adhesión de bloqueo es 0.63) y esto reducirá substancialmente la desaceleración del vehículo a 0.58 g (punto 2); la línea horizontal del punto 1 al punto 2 indica que la fuerza del freno trasero queda temporalmente sin cambio.

El conductor debe continuar incrementando la fuerza en el pedal y la oposición de frenado de tal modo que la fuerza de frenado en el eje trasero se incremente hasta que alcance el punto tope de adhesión de 0.83 a una desaceleración del vehículo de 0.70 g (punto 3), la línea recta del punto 2 al punto 3 (y punto 4) indica que las ruedas delanteras permanecerán bloqueadas a una adhesión de 0.63.

Subsecuéntemente, las ruedas traseras también se bloquearán (punto de adhesión bloqueada de 0.63) y la desaceleración del vehículo "con ruedas bloqueadas" se reducirá a 0.63 g (punto 4). Con el control del ABS con 4 canales, la desaceleración del vehículo casi aprovechará el valor ideal de 0.83 g (punto 5), aunque una eficiencia común para el ABS del 90% reducirá la desaceleración cerca de 0.75 g. En el caso del diagrama de ABS con 2 canales en diagonal, el funcionamiento estará en relación con el punto 1 (en lugar del punto 5) y la desaceleración del vehículo, para una eficiencia en el eje delantero del ABS de 0.95% será de 0.69 g.

Comparando con los resultados calculados por la computadora mostrados en las (fig. 9 y 10), el procedimiento gráfico arroja el mismo rango de desaceleración crítica, el rango de fases desde "el mejor conductor" (punto 1) hasta las "ruedas bloqueadas" (punto 4); sin embargo, las ventajas del procedimiento gráfico es de que el diagrama aclara la explicación para los varios límites de desaceleración del vehículo y como pueden ser -

estas mejoradas y por cuanto, por ejemplo : en la (fig. 13) el funcionamiento del "mejor conductor" puede ser mejorado ajustando la distribución de la fuerza de frenado instalada a través de más vías en los frenos traseros en teoría, el punto 1 podría acercarse al punto 5 y ofrecer una desaceleración al vehículo de 0.83 g; sin embargo, existen otras razones por las cuales tal distribución de frenado pudiera no ser alcanzada. La única otra posibilidad de mejorar el desarrollo del "mejor conductor" es incrementar el punto tope de adhesión, por ejemplo : colocar mejores llantas sobre la mejor superficie de prueba y el diagrama permitirá establecer la magnitud de tales mejoras, permitiendo que el punto 1 siga la distribución actual de la fuerza de frenado hacia la derecha de la línea de nudo, en lugar de seguir la línea constante del punto de adhesión tope hacia arriba; otra mejora, es la combinación de las dos opciones alternativas anteriores, las cuales incrementarán la última desaceleración del vehículo alcanzada por el "mejor conductor".

Puede ser observado que la desaceleración del vehículo con "ruedas bloqueadas" (punto 4) cae dentro de la parábola ideal; esto significa que cualquier cambio en la distribución de la fuerza de frenado instalada no tendrá efecto en la desaceleración con "ruedas bloqueadas". De hecho, existe un solo parámetro que afecta el funcionamiento con "ruedas bloqueadas" y ese es el coeficiente de adhesión bloqueado por medio de mejores llantas o caminos incrementará proporcionalmente el funcionamiento con "ruedas bloqueadas". Comparando la (fig. 10) y los resultados obtenidos por computadora, el procedimiento de diseño gráfico no muestra la fuerza correspondiente del pedal o las presiones de frenado aún más, las varias opciones de desarrollo de ABS no son fácilmente mostradas. Por estas razones, ambas técnicas han sido combinadas para mostrar el último funcionamiento del frenado de un típico auto de pasajeros con y sin el control de ABS sobre varias superficies de prueba.

7.12. FUNCIONAMIENTO DEL FRENADO SOBRE DIFERENTES SUPERFICIES.

El programa de cálculo por computadora y el procedimiento gráfico de diseño han sido usados para estimar la última desaceleración del vehículo bajo diferentes condiciones de adhesión entre la llanta y el camino. La (fig. 14) muestra los valores calculados de la desaceleración del vehículo para el

auto subcompacto con tracción delantera y completamente cargado con y sin control de ABS sobre 5 diferentes superficies de prueba. Por ejemplo, sobre concreto mojado con unos coeficientes de adhesión tope y de bloqueo de 0.83 y 0.63 respectivamente.

§ Sin el control de ABS (sin bloqueo), la última desaceleración del vehículo deberá estar entre 0.58 g (con las ruedas delanteras bloqueadas) y 0.73 g (con las ruedas delanteras en el punto tope = a el "mejor conductor") el funcionamiento con "ruedas bloqueadas" sera de 0.63 g.

§ Con el control de ABS (sin bloqueo) y las eficiencias previamente designadas para el ABS, el funcionamiento del vehículo será desde 0.69 g para el sistema de 2 canales en diagonal y 0.76 g para el sistema de 4 canales.

Para este particular auto de pasajeros y para esta particular distribución en la fuerza de frenado :

§ el funcionamiento del sistema ABS de 4 canales es mejor que el del "mejor conductor".

§ el funcionamiento del sistema ABS de 2 canales está entre la del "mejor conductor" y el de "bloqueo de ruedas".

§ el funcionamiento del vehículo con ruedas delanteras bloqueadas es significativamente inferior que el del "mejor conductor", "ruedas bloqueadas" y todos los niveles de funcionamiento del ABS.

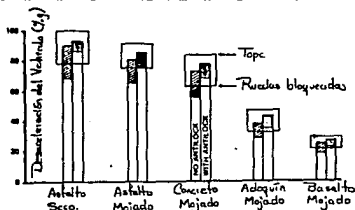


Fig. 14. Funcionamiento del frenado sobre diferentes superficies. Fuente: SAE

La misma tendencia aparece sobre todas las 5 superficies, desde asfalto seco, hasta tejas húmedas de basalto. Pero mientras los anteriores

resultados confirmen la idea general de la presente tecnología de ABS en relación al desarrollo del "mejor conductor" y de las "ruedas bloqueadas" es posible convertir un gran número de situaciones diferentes por variaciones en :

§ las condiciones prevalecientes de adhesión entre la llanta y el camino.

§ la distribución instalada de la fuerza de frenado.

El efecto de la variación de tales parámetros es investigada en las siguientes secciones; ningún otro parámetro puede afectar la situación del frenado.

7.13. EFECTOS DE CAMBIO EN LA ADHESION.

Un análisis de los resultados anteriores mostrará que la relación entre el funcionamiento del frenado de un vehículo con o sin el control de ABS es principalmente afectado por el rango de adhesión del punto tope a el de bloqueo, mas que por los valores absolutos de los coeficientes de adhesión tope y de bloqueo.

En la práctica, este rango entre el punto tope y el de bloqueo - variará alrededor de 2:1 a 1:1 para llantas convencionales y caminos comunes, pero existen algunas condiciones especiales que muestran rangos extremadamente inusuales. Por ejemplo, ciertas superficies de prueba artificiales mojadas y resbalosas usando pintura epóxica, han sido medidas produciendo rangos de adhesión tope/bloqueo más allá de 2:1; mientras que condiciones con nieve fresca y superficies con grava suelta han producido rangos menores que 1:1, en este caso, la adhesión de bloqueo es mayor que la adhesión tope.

La forma en la cual tales variaciones en el rango de adhesión afectarán la última desaceleración del vehículo con o sin el ABS, ha sido ilustrada en la (fig. 15). Los cálculos se han basado nuevamente en el ejemplo del auto con tracción delantera. El funcionamiento del ABS con 4 canales, el del "mejor conductor" y el del ABS con 2 canales, todos casi se incrementan proporcionalmente con el rango de adhesión tope/bloqueo y su relación se mantiene casi constante. En contraste, la desaceleración del vehículo con "ruedas bloqueadas" decrece con el incremento en el rango de adhesión tope/bloqueo. Como resultado, a mayores valores en el rango de adhesión (digamos

más allá de 1.3:1), aún el funcionamiento del sistema ABS con 2 canales en diagonal es mucho muy superior al funcionamiento con "ruedas bloqueadas"; por otro lado, a rangos de adhesión inferiores a 1:1 (nieve fresca, grava suelta, etc), aún el sistema ABS de 4 canales es inferior al funcionamiento con "ruedas bloqueadas".

Mientras muchas de estas conclusiones son bien conocidas en los grupos de diseño del ABS, las conclusiones anteriores ayudarán a probar el porqué de la explicación que el funcionamiento del sistema de frenos de un vehículo con ABS puede ser mejor, pero pudiera ser peor que el funcionamiento del mismo vehículo con "ruedas bloqueadas".

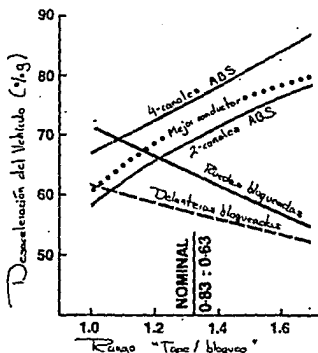


Fig.15. Efecto del rango de adhesión tope/bloqueo.

Fuente: SAE

7.14. EFECTO EN CAMBIOS DE LA DISTRIBUCION DE LA FUERZA DE FRENADO.

La distribución de la fuerza de frenado entre las ruedas delanteras y las traseras de un auto de pasajeros, es probablemente el parámetro más crítico en el proceso de selección de frenos del fabricante, debido a que el rango de elección entre adelante o atrás afectará:

- la secuencia en el bloqueo de las ruedas
- la capacidad última de frenado

Los estándares de frenado de los E.U. (FMVSS 105) sólo indicarán la capacidad de frenado sobre una superficie seca con SN.81, lo cual permite a los fabricantes instalar una distribución de la fuerza del frenado, la cual provoque que las ruedas delanteras se bloqueen primero o que las ruedas traseras lo hagan primero. En consecuencia, los fabricantes deben escoger una distribución de la fuerza de frenado cerca al valor "ideal" para superficies secas y el compromiso entre las condiciones de un vehículo completamente cargado o tan solo con su conductor; la producción subsecuente incluirá ambas posibilidades, delantera o trasera como ejemplos.

El estandar propuesto para armonizar el frenado, el FMVSS 135 intenta prohibir el bloqueo prematuro de las ruedas traseras sobre un rango de desaceleraciones y en condiciones de superficie, de acuerdo con las normas europeas. Esto forzará a los fabricantes a implementar una distribución de la fuerza de frenado hacia las ruedas delanteras (en ambas condiciones: completamente cargado y con solo el conductor) y acompañando reducciones en la última capacidad de frenado. Además la agencia de gobierno (NHTSA) - propone aplicar los procedimientos de auto verificación en los cuales cada vehículo de la producción debe ser con tendencia al bloqueo delantero de acuerdo con una prueba práctica. El efecto de tal requerimiento regulador sobre la última capacidad de frenado se podrá deducir de las (fig. 16 y 17). En este ejemplo, la distribución nominal de la fuerza del frenado ha sido elegida para eliminar el bloqueo prematuro de las ruedas traseras bajo las más severas condiciones de operación, incluyendo :

- § frenado sobre pendiente de bajada de una colina.
- § frenado con el motor engranado.
- : variaciones en las condiciones de las balatas.

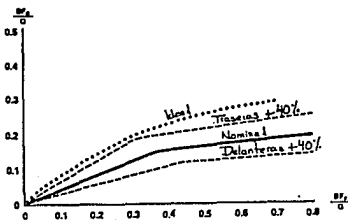


Fig.16. Variaciones de la distribución de la fuerza de frenado. Fuente: SAE

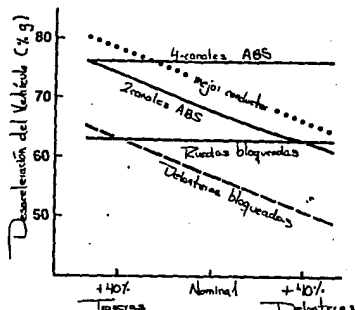


Fig. 17. Efecto de las variaciones de la fuerza de frenado. Fuente: SAE

La (fig. 16) indica que una variación de $\pm 40\%$ en la fuerza de frenado, puede ser tolerado por las ruedas traseras (o delanteras), sin incurrir en un prematuro bloqueo de las ruedas traseras. Las variaciones simultáneas del funcionamiento de las balatas delanteras y traseras en direcciones opuestas, aún bajo condiciones de operación extremas y aún desde diferentes lotes de producción, es indeseable exceder tales límites. El cambio en la capacidad última de frenado se ilustra claramente en la (fig.17) con relación al auto de ejemplo con tracción delantera.

En la condición nominal, el desarrollo del "mejor conductor" está limitado a 0.73 g, comparado con el valor ideal de 0.83 g, obtenido bajo las reglas en FMVSS 105. Bajo variaciones extremas en la fuerza de frenado de $\pm 40\%$, el funcionamiento del "mejor conductor" variaría de 0.8 a 0.65 g; - además que el efecto de la máquina de frenado podría incrementar la proporción de la fuerza de frenado en las ruedas delanteras y reducir en forma correspondiente la capacidad de frenado del "mejor conductor".

Concluyendo: eliminando el bloqueo prematuro de las ruedas traseras de cada producción de autos y bajo todas las condiciones de operación vendrá acompañado por una significativa reducción en la capacidad última de frenado, entre el 10% y 20% en el ejemplo típico del auto subcompacto con

tracción delantera.

En contraste, las variaciones en la distribución de la fuerza de frenado no tendrán ningún efecto en el funcionamiento del ABS con 4 canales, o en el funcionamiento cuando las ruedas están bloqueadas, como se muestra en las líneas horizontales de la (fig.17).

El funcionamiento de un ABS con 2 canales en diagonal, sin embargo, variará con cambios en la distribución de la fuerza de frenado, de la misma forma que con los cambios del funcionamiento del "mejor conductor", fácilmente excediendo la desaceleración con "ruedas bloqueadas" y aprovechando el funcionamiento del ABS con 4 canales cuando las fuerzas del freno trasero se incrementen o las fuerzas en los frenos delanteros se reduzcan. Frenado con el motor engranado (p.ej. en transmisiones automáticas), u otras variaciones, las cuales incrementen efectivamente las fuerzas en los frenos delanteros, reducirán el funcionamiento del ABS con 2 canales.

El relativamente bajo funcionamiento en el frenado con las ruedas delanteras bloqueadas; alrededor de 20% menos que el del "mejor conductor" y el ABS con 2 canales, es también digno de atención. Pensando que con gran facilidad se pueden bloquear las ruedas delanteras en una situación de emergencia (ver fig. 10); este resultado pobre es otro resultado de las peticiones de colocar universalmente una distribución delantera de la fuerza de frenado por parte de la FMVSS 135.

7.15. CORRELACION CON LOS RESULTADOS MEDIDOS.

Se ha hecho un intento para comprobar la validez tanto de los cálculos por medio de un programa de computadora y el procedimiento de diseño gráfico.

Primeramente, comparaciones de las desaceleraciones calculadas del vehículo con o sin el control de ABS han mostrado que los dos procedimientos alternativos alcanzan resultados similares; por ejemplo, los resultados relevantes por computadora de la (fig. 9) se comparan favorablemente con los resultados gráficos de la (fig. 13).

En segundo término, tales resultados calculados han sido comparados con los resultados de las pruebas actuales del vehículo (fig. 18). Las mediciones se han concentrado en el funcionamiento con "ruedas bloqueadas"

y el control de ABS con 2 canales en diagonal de un auto subcompacto con tracción delantera sobre superficies de prueba mojadas y secas. Para cada condición un número de medidas fueron grabadas para diferentes velocidades iniciales del vehículo para proveer de un rango de niveles de desaceleración; estas son mostradas para aclarar los valores de desaceleración calculados, por aproximadamente el mismo orden sobre cuatro superficies.

Algunas áreas de los problemas deberán considerar estas discrepancias :

a) los cálculos se basan en los valores medidos del coeficiente de adhesión tope entre la llanta y el camino; tales medidas pueden ser perjudicadas por el método de consolidar diferentes medidas de adhesión adelante y atrás del vehículo.

b) las medidas anteriores del coeficiente tope de adhesión se basan en una velocidad del vehículo de 50 km/hr; cualquier variación del valor de adhesión con la velocidad del vehículo durante el frenado (como lo muestra la fig. 2), no ha sido tomada en cuenta en los cálculos.

c) los valores "medidos" de desaceleración se basan actualmente - sobre las mediciones hechas sobre la distancia de frenado, no permitiendo que el tiempo de respuesta (el cual se considera), sea demasiado pequeño en el caso de rápidos accionamientos al pedal por conductores de prueba con habilidad durante el "bloqueo de ruedas" y las frenadas con ABS.

7.16. MEDICIONES DE LA ADHESION DE LAS LLANTAS.

Los análisis previos han demostrado que la capacidad última de frenado es substancialmente afectada por las características prevaletientes entre la adhesión de la llanta y el camino, lo cual consta de dos componentes completamente independientes : las llantas del vehículo y la superficie del camino. El efecto en los coeficientes de adhesión tope y de bloqueo de tres llantas diferentes sobre una superficie con buena adhesión ha sido ya explicada en la (fig. 3).

El efecto de diferentes llantas sobre el funcionamiento del frenado de autos de pasajeros con el control de ABS ha sido completamente investigado y la (fig. 19) muestra los coeficientes de adhesión tope y de bloqueo

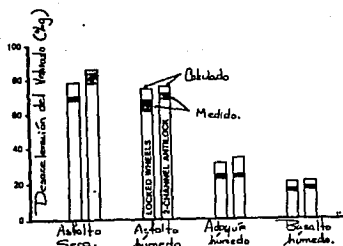


Fig. 18. Correlación con resultados de prueba medidos.

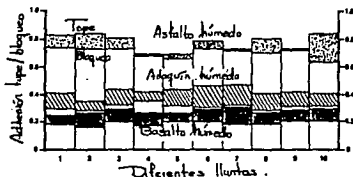


Fig. 19. Variaciones de los coeficientes de adhesión de las llantas.

Fuente: SAE

medidos de 10 diferentes tipos de llantas, las cuales fueron probadas en tres diferentes superficies mojadas. Estos resultados indican que el punto tope de adhesión puede variar en más de 10% cuando son probadas en el mismo vehículo, para la misma velocidad y sobre la misma superficie; esto afectará la capacidad última de frenado en la misma proporción, la cual es de la misma magnitud que la diferencia entre el funcionamiento del frenado con o sin el control de ABS. En otras palabras, las mejoras alcanzables en la distancia de frenado con el control de ABS son similares a las mejoras obtenidas con diferentes llantas; sin embargo, el control de ABS también provee la maniobrabilidad y estabilidad direccional, lo cual no lo pueden dar diferentes llantas.

La (fig. 19), también indica las fluctuaciones substanciales en el rango de adhesión tope/bloqueo de diferentes llantas, el cual algunas -

veces parece variar sobre diferentes superficies, el efecto del rango de adhesión tope/bloqueo sobre la capacidad de frenado del vehículo ha sido ilustrado en la (fig. 15) y éste podría explicar algunos de los inesperados resultados cuando se comparan las mediciones de la distancia de frenado de diferentes autos con diferentes llantas, con o sin el control de ABS. Aún la misma distribución y marca de la llanta pero en un camaño diferente mostrará una gran diferencia en las características de adhesión como en las llantas número 4 y 9 y 6 y 7.

7.17. ANALISIS DE VARIOS EFECTOS.

Los ejemplos de cálculo anteriores y figuras han identificado las siguientes fases críticas del frenado.:

a) el funcionamiento del "mejor conductor" cuando las dos ruedas delanteras, u ocasionalmente todas las cuatro ruedas, se encuentre en inminente bloqueo, esto es en el punto tope de la curva /deslizamiento.

b) el funcionamiento con "ruedas bloqueadas" cuando las cuatro ruedas están bloqueadas.

c) el funcionamiento con las "ruedas delanteras bloqueadas", cuando tan solo las dos ruedas delanteras están bloqueadas.

d) el funcionamiento con "antibloqueo" cuando el ABS está en operación.

El funcionamiento del antibloqueo pudiera ser dividido en :

a) funcionamiento con ABS de 4 canales.

b) funcionamiento con ABS de 2 canales en diagonal.

Las fases críticas de frenado arriba mencionadas dependen de los siguientes parámetros :

§ la distribución actual de la fuerza de frenado.

§ las características de adhesión entre la llanta y el camino.

Adicionalmente el funcionamiento del antibloqueo se verá afectado por la eficiencia del ABS relativa a el coeficiente tope de adhesión y el diagrama de ABS, esto es los canales de los cuales se compone.

La (fig. 20) resume los parámetros que afectan las diferentes fases críticas del frenado. Por ejemplo, el funcionamiento del "mejor conductor" es afectado por el punto tope de adhesión y por la distribución de la fuerza de frenado; el funcionamiento del ABS con 2 canales en diagonal es afectado por los dos mismos parámetros además de la eficiencia del propio ABS. La (fig. 20) también explica que las llantas afectan en la condición de "ruedas bloqueadas" y el funcionamiento del ABS con 4 canales. Esta información puede ser útil en la selección apropiada del equipo y los componentes de refacciones.

Las (fig. 15 y 17) sirven para ilustrar cómo el rango de adhesión tope/bloqueo y la distribución de la fuerza de frenado afectan la capacidad última de frenado durante las diferentes fases típicas del frenado para un auto subcompacto de tracción delantera. Pudiera ser concluido que los niveles de funcionamiento del frenado se pueden usualmente poner en el siguiente orden :

- 1.- ABS de 4 canales.
- 2.- El mejor conductor.
- 3.- ABS de 2 canales.
- 4.- Ruedas bloqueadas.
- 5.- Ruedas delanteras bloqueadas.

Sin embargo, este ordenamiento puede cambiar, particularmente en situaciones especiales. Por ejemplo la (fig. 20) explica que el coeficiente de adhesión bloqueada sólo afecta el funcionamiento con "ruedas bloqueadas". Además, si la adhesión de bloqueo se incrementa sin incrementar el correspondiente punto tope de adhesión, entonces el funcionamiento de "ruedas bloqueadas" podría exceder el funcionamiento con "el mejor conductor" y aún el del ABS con 4 canales; como lo muestra la (fig.15) y como se comprueba en la práctica sobre superficies con nieve fresca o grava suelta. Similarmente, la (fig. 20) indica que la distribución de la fuerza del frenado afecta el funcionamiento del "mejor conductor"; además, el funcionamiento del "mejor conductor" podría exceder el funcionamiento del ABS con 4 canales bajo condiciones específicas donde la distribución de la fuerza de frenado se acerca el valor ideal como se ilustra en la (fig. 17). de la misma manera, el funcionamiento del ABS con 2 canales en diagonal puede ser explicado en relación a las otras fases críticas del frenado, dependiendo de la distribu -

ción de la fuerza de frenado y el coeficiente de adhesión entre la llanta y el camino.

	Adhesión Topa.	Adhesión de Bloqueo	Distribución de frenado	Comentarios.
Sin ABS :				
"El mejor conductor"	✓	—	✓	Conductor hábil y prueba satisfactoria.
Ruedas Bloqueadas	—	✓	—	Situación de emergencia (accidente)
Ruedas delanteras bloqueadas	—	✓	✓	Funcionamiento más pobre del frenado.
Con ABS:				
4-Canales ABS				Fácil para cualquier conductor con estabilidad y maniobrabilidad.
2-Canales ABS				Componentes de retención.
Afectado por:	Mostran		tiempo de frenado	

Fig.20. Parámetros que afectan la capacidad de frenado.

Fuente : propia.

La magnitud de la diferencia en la capacidad de frenado durante las diferentes fases críticas de frenado, puede ser también estimada por los procedimientos señalados en este capítulo. En el ejemplo ilustrado (fig. 15 y 17) la diferencia en el funcionamiento del frenado entre cada fase crítica es entre 5% y 10% del funcionamiento del "mejor conductor", esto es el ABS con 4 canales y el "mejor conductor"; entre el "mejor conductor" y el ABS de 2 canales, etc. en la condición nominal, Sin embargo, estas diferencias pueden variar substancialmente bajo condiciones extremas, como se muestra en la (fig. 15 y 17).

7.18. COMPARANDO DISTANCIAS DE FRENADO CON Y SIN EL CONTROL DEL ABS.

Se ha hecho usual evaluar el funcionamiento de los dispositivos de ABS por la comparación de la distancia de frenado contra el mismo auto u otros autos, con diferentes ABS o sin ABS. Estas comparaciones pueden ser llevadas a cabo sobre diferentes superficies de prueba y a diferentes velocidades del vehículo. No hay duda que tales comparaciones son realmente fáciles, simples y no caras; que para realizar tales comparaciones se debe proveer de un conductor de prueba experimentado con la óptima instrumentación de acuerdo con los procedimientos para medir distancias de frenado, entonces tales comparaciones proveerán la información significativa. Sin -

embargo, tales comparaciones pueden ser también muy engañosas.

Existe una tendencia por olvidar que el ABS provee de una información de tres excepcionales beneficios de seguridad :

1.- Estabilidad : la eliminación de un bloqueo prematuro de las ruedas y la eliminación del momento de inercia en el vehículo y su giro en un eje vertical.

2.- Maniobrabilidad : la habilidad de maniobrar alrededor de obstáculos, aún durante el frenado en una situación de frenada de pánico.

3.- Franabilidad : Eficiente, distancia de frenado consistente, alcanzables para los conductores con poca habilidad aun en superficies resbalozas.

Debe ser aceptado que el simplificado ABS de 2 canales en diago -
nal de bajo costo sin sensores y moduladores en las ruedas traseras, puede tener algunas desventajas comparado con el más elaborado y caro sistema de ABS con 4 canales. Aunque ambas características de maniobrabilidad y estabilidad del ABS con 2 canales son en general iguales que las del ABS con 4 canales, sólomente en relación con la última distancia de frenado es donde el ABS con 2 canales tendrá menos ventajas. Sin embargo, el ABS con 2 canales otorga distancias de frenado que son mucho mejores que las distancias de frenado obtenidas con "ruedas bloqueadas" y con "ruedas delanteras bloqueadas"; siendo que la vasta mayoría de los conductores de autos pueden alcanzar el bloqueo en situaciones de pánico, situaciones de emergencia bajo condiciones de tráfico en la vida real, especialmente sobre superficies mojadas, al mismo tiempo, el ABS de 2 canales provee de ambos beneficios de estabilidad direccional y maniobrabilidad del vehículo. En resúmen, las comparaciones en línea recta de las distancias de frenado sobre una adhesión uniforme pueden ser relevantes e importantes, pero ellas tan solo cubren parcialmente uno de los tres beneficios de seguridad del ABS.

El análisis desarrollado en este capítulo ha sido resumido en la (fig. 21) para proveer de una guía a través de la interpretación correcta de las comparaciones en la distancia de frenado entre autos con o sin ABS. Debe ser asumido que las pruebas son llevadas a cabo correctamente y con la instrumentación adecuada, desde la misma velocidad inicial del vehículo, sobre la misma superficie de prueba y bajo las mismas condiciones generales.

Los siguientes ejemplos explican las aplicaciones previamente mostradas en la (fig. 21).

a) Diferentes autos y Diferentes llantas.

Carro A →	Mejor Conductor	Ruedas Bloqueadas	Con ABS.
Carro B →	Distribución tope μ .	Distribución tope / bloqueo.	Distribución Tope μ Eficiente (*)
Mejor Conductor.	Distribución Tope / bloqueo.	Bloqueo μ	Tope / Bloqueo. Eficiente (*)
Ruedas Bloqueadas.	Distribución tope μ Eficiente.	Distribución tope / bloqueo Eficiente. (*)	Tope μ Eficiente. (*)
Con. ABS.			

b) Mismo auto y mismas llantas. (*) Además. Distribución para 2-Canales ABS.

El mismo auto.	Mejor conductor.	Ruedas bloqueadas.
Con ABS.	Distribución Eficiente	Tope / bloqueo Eficiente (*)

Fig.21. Mediciones comparativas de la distancia de frenado.

Fuente: propia

EJEMPLO 1 :

El carro A con ABS de 4 canales frena en una distancia mayor que el carro B con ruedas bloqueadas; la tabla indica que los únicos parámetros relevantes son : la adhesión tope/bloqueo, la eficiencia del ABS. Por consiguiente, cualquiera de las dos cosas, o la eficiencia del ABS es pobre o el coeficiente de adhesión de bloqueo de las llantas en el carro B es casi igual al (o mejor que) el coeficiente tope de adhesión de las llantas del carro A sobre esta particular superficie de prueba.

EJEMPLO 2 :

El carro A con ABS de 2 canales en diagonal frena en una distancia mayor que el carro B con ABS de 4 canales; la tabla indica que los parámetros relevantes son : el punto tope de adhesión, la eficiencia del ABS y la distribución de la fuerza de frenado. Cualquiera de estas combinaciones puede ser responsable de la diferencia de funcionamiento. La distribución hacia el frente de la fuerza de frenado del carro A es la que parece causar el inferior funcionamiento, pero diferencias en los coeficientes tope de adhesión

de las llantas y/o la eficiencia del ABS podría ocultar o exagerar el efecto.

EJEMPLO 3 :

El mismo auto con las mismas llantas es probado con y sin ABS de 4 canales; los parámetros relevantes con relación al funcionamiento del "mejor conductor" son : la distribución de la fuerza de frenado, la eficiencia del ABS. Si el funcionamiento del ABS excede el funcionamiento del "mejor conductor" sin ABS, entonces la distribución actual de la fuerza de frenado no está cerca del valor ideal para las condiciones de adhesión entre la llanta y el camino, sería poco inteligible especular sobre la eficiencia del ABS. La situación contraria indicaría que se eligió una oportuna distribución de la fuerza de frenado, pero sin que necesariamente se condenara la eficiencia del ABS. Muchos cálculos, mediciones y pruebas se requerirían para conocer con certeza la eficiencia del ABS en cada caso.

EJEMPLO 4 :

El mismo auto con las mismas llantas es probado con y sin el ABS de 2 canales en diagonal, los parámetros relevantes en relación con el funcionamiento con "ruedas bloqueadas" son : el rango de adhesión tope/bloqueo. eficiencia del ABS, distribución de la fuerza de frenado. Si el funcionamiento del ABS con 2 canales excede el funcionamiento con "ruedas bloqueadas" sin ABS, entonces esto representa un importante beneficio de seguridad; pero no es posible conocer la eficiencia del ABS sin una gran cantidad de resultados de pruebas, debido a que el rango de adhesión tope/bloqueo y la distribución actual de la fuerza de frenado tienen un efecto significativo en la relación entre el ABS con 2 canales y el funcionamiento con "ruedas bloqueadas" como se ilustra en las (fig. 15 y 17). Igualmente si el funcionamiento del ABS con 2 canales es inferior a el funcionamiento con ruedas bloqueadas sin ABS, puede ser debido al rango de adhesión tope/bloqueo de las llantas sobre la superficie de prueba o debido a la distribución actual de la fuerza de frenado : las comparaciones en la distancia de frenado pueden ser no distinguidas entre estos factores y la eficiencia del ABS puede ser involuntariamente criticada por un resultado pobre en su funcionamiento, el cual se debe actualmente al muy bajo rango de adhesión tope/bloqueo para las llantas sobre esta superficie o una excesiva distribución delantera de

la fuerza de frenado. Finalmente, una medición muy útil de la eficiencia - del diagrama del ABS de 2 canales en diagonal puede ser derivada al comparar los funcionamientos con el "mejor conductor" sin ABS, con el mismo vehículo y sobre la misma área de superficie de prueba.

Puede ser concluído que las comparaciones de la distancia de frenado entre diferentes autos y diferentes ABS pueden proveer de resultados válidos y útiles, pero no necesariamente confirmarán la superioridad de - cualquier ABS; aún comparaciones sobre el mismo auto con las mismas llantas necesitan ser repetidas sobre una variedad de superficies de prueba para evaluar los beneficios relativos a los diferentes ABS, su funcionamiento - también puede estar influenciado por la distribución que se haga de la fuerza de frenado.

7.19. IMPLICACIONES DE SEGURIDAD EN EL TRAFICO .

Tan solo puede ser concluído que la adopción del control ABS sobre autos de pasajeros no genera un cambio significativo sobre las capacidades de frenado sobre caminos secos, pero en superficies mojadas o resbalosas, donde el conducir con "ruedas bloqueadas", provoca la pérdida de la estabilidad y maniobrabilidad con mucha frecuencia, la introducción general del ABS de 2 y 4 canales otorgará una significativa mejora a la seguridad del conductor en el tráfico diario.

CONCLUSIONES.

De tal manera que el Sistema de Antibloqueo cumpla su cometido, es necesario fijar las especificaciones del sistema y los requerimientos de funcionamiento.

Especificaciones Generales del Sistema :

1.- La distancia de frenado del vehículo, deberá ser menor que o igual que la distancia obtenida con ruedas bloqueadas, bajo las mismas condiciones de frenado.

2.- El sistema deberá mantener la máxima estabilidad direccional y maniobrabilidad del vehículo bajo las condiciones existentes para obtener la máxima fuerza desaceleradora.

3.- El sistema deberá evitar el bloqueo de las ruedas, de tal manera que se logren cumplir los dos puntos anteriores.

Requerimientos de Funcionamiento :

El sistema deberá ser capaz de :

1.- Funcionar sobre un rango de coeficientes de fricción de llanta/camino de aproximadamente 0.08 a 1.0.

2.- Funcionar con cargas estáticas en las ruedas entre 600 y 1500 lb.

3.- Operar dentro de un rango de velocidad de 7 y 150 Km/h.

4.- Funcionar tanto con frenos de tambor y de disco tan solo si es que hay suficiente presión que cause el bloqueo de las ruedas.

- 5.- Operar con rangos de presión de frenado arriba a 50,000 psi/sec.
- 6.- Operar bajo situaciones donde, sin el sistema de control de bloqueo, la rueda desacelere de una velocidad sincrónica al bloqueo en un rango de 50 g's.
- 7.- Funcionar en vehículos con una suspensión común de una frecuencia de resonancia de aproximadamente 1 Hz.

Otros Requerimientos necesarios para el ABS. :

Además de los anteriores requisitos, el ABS deberá cubrir los siguientes :

- 1.- Su operación deberá estar libre de cualquier rugosidad, oscilación o cualquier característica que obstaculice o moleste al conductor o pasajeros.
- 2.- El sistema no deberá influenciar el frenado durante situaciones en las cuales el bloqueo de las ruedas no es inminente.
- 3.- El sistema deberá requerir tan solo un ajuste simple para reactivarlo en las condiciones específicas de diseño.
- 4.- No deberán existir ajustes o controles que el conductor deba manejar.
- 5.- El sistema deberá permitir regresar al sistema común de frenado en caso de alguna falla en el ABS,
- 6.- El sistema deberá funcionar en cualquier condición de manejo lo cual incluye cambios de temperatura, variaciones de altitud, vibraciones y contaminantes y deberá ser inmune a transmisiones generadas por otros vehículos.

El Sistema de Antibloqueo como se ofrece en Alemania, ha obtenido un muy alto nivel técnico, pero ha logrado también incrementar entre un 5 y 10% el precio del vehículo para el consumidor. Por lo tanto las últimas investigaciones han sido llevadas a cabo en el desarrollo de nuevos sistemas de ABS con un concepto más simple de diseño que provoque la reducción en el precio del mismo, que aún sin embargo otorgue el control y la efectividad de frenado del vehículo.

El costo adicional de un sistema ABS deberá ser calculado contra el ahorro basado en los siguientes puntos :

a) Cuando se hace una frenada de pánico o de emergencia sobre asfalto seco, las llantas no dejarán una marca de hule sobre el pavimento, - debido a que las ruedas no han logrado alcanzar el punto de bloqueo.

b) Incrementando la seguridad, reducirá el riesgo de un accidente y por lo tanto reducirá el costo de reparación o lo eliminará por completo.

Ninguno de estos dos puntos puede ser calculado cuantitativamente en ningún grado.

Para acceder a los beneficios del ABS, la acción de frenado de un vehículo propiamente ajustado sin el ABS será estudiada :

Si la fuerza de frenado actuante es suficiente, entonces las ruedas delanteras se bloquearán primero. El vehículo no podrá ser nuevamente dirigido. Con el ABS, ambas ruedas delanteras son controladas dentro de un rango de deslizamiento donde el control lateral es aún posible de realizar para mantener la estabilidad direccional del vehículo. La estabilidad del vehículo puede llegar a ser mejorada en un 35%.

Si la fuerza de frenado es incrementada más allá, entonces el vehículo sin el control del ABS bloqueará sus ruedas traseras. Con una superficie uniforme del camino, el vehículo empezará a deslizarse sobre la dirección de su viaje. Con una superficie asimétrica un momento será producido sobre el eje vertical del vehículo, provocando que el vehículo gire sobre su centro de gravedad. Con el ABS el vehículo puede ser usualmente - mantenido estable aún para un conductor inexperto. El ABS por lo tanto provee de una mejor estabilidad cuando se frena sobre superficies asimétricas y permite el frenado de emergencia durante el girado del vehículo. La estabilidad direccional también mejorará en un 35%.

El deslizamiento de la rueda es generalmente controlado de tal manera que el más alto coeficiente de fricción entre la llanta y la superficie del camino sea alcanzado. Esto provoca que la distancia de frenado con ABS sea más corta que en muchas situaciones de frenado sin el ABS. La distancia de frenado puede llegar a ser mejorada en un 30%.

La maniobrabilidad del vehículo puede ser calculada a través de la fuerza lateral de la rueda delantera. Es asumido que cuando el vehículo viaja sobre una curva, que la carga sobre la rueda delantera exterior y la rueda delantera interior tiene una proporción de 70 a 30 o que cuando el vehículo viaja sobre una superficie asimétrica los coeficientes de fricción se encuentran con esta misma relación de 70 a 30. Bajo esta condición, diferentes principios de control resultarán de diferentes fuerzas laterales durante el frenado en una curva o en una situación de derrape. El principio óptimo puede ser concentrado en las ruedas delanteras del vehículo a través de un control individual (100% = 35 puntos). Si, sin embargo, una rueda llega a bloquearse, como en el caso de un control muy alto, las fuerzas laterales lograrán tan solo mejorarse en (70% = 21 puntos).

Se debe tomar en consideración que, sin embargo, que la maniobrabilidad del vehículo no solo depende de la fuerza lateral en las ruedas delanteras, pero también es influenciada por la fuerza lateral en las ruedas traseras. En orden de ser capaces de calcular la maniobrabilidad, es necesario introducir un factor de corrección que multiplica la fuerza lateral del eje delantero. En el caso ideal, el factor de corrección es 1, cuando el comportamiento de la dirección del vehículo no cambia por la influencia del control, y el factor de corrección es menor a 1, cuando el comportamiento de la dirección varía bajo la influencia del control elegido.

Para poder evaluar la estabilidad del vehículo, las fuerzas laterales de las ruedas traseras deberán ser calculadas. Es nuevamente asumido que la proporción de la carga lateral sobre las ruedas traseras es 70 a 30 (100%). La fuerza lateral con un control bajo es aún más favorable (125%). Y es por lo tanto evaluada con el mayor número de puntos (35 puntos).

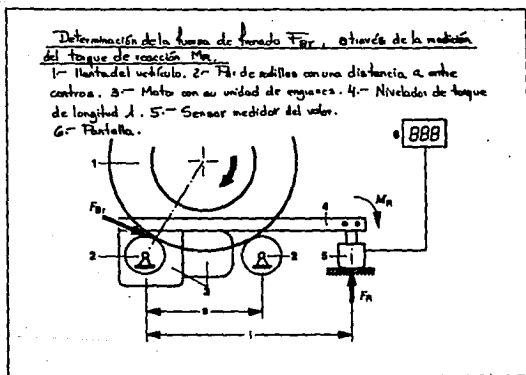
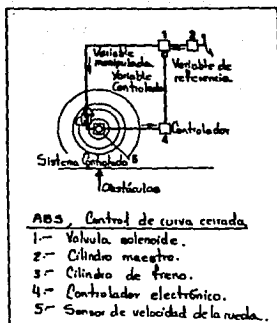
De manera que podamos calcular la distancia de frenado, cuatro condiciones diferentes de caminos fueron consideradas: hielo (comparte un 45%), nieve suelta sobre una superficie firme (20%), asfalto húmedo (20%) y asfalto seco (15%). Las gráficas típicas de deslizamiento-fricción sirven como base de cálculo. La distribución de la fuerza de frenado corresponde a la idea de que 70% del vehículo es cargado y 30% del vehículo está vacío.

Por lo que sí se usa un sistema de 3 canales en autos mexicanos, alcanzaríamos un puntaje de 89, el cual no es tomado como el 100%.

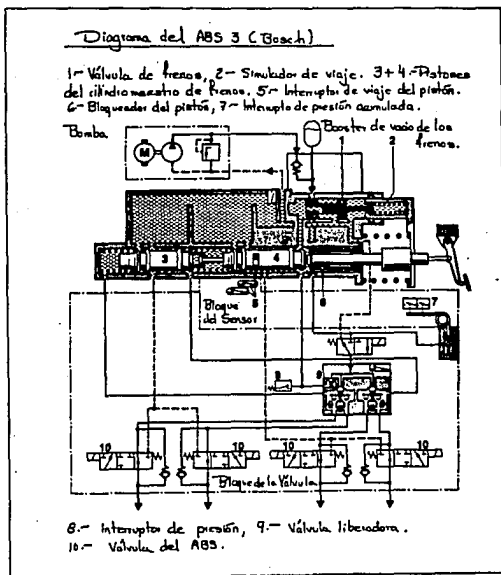
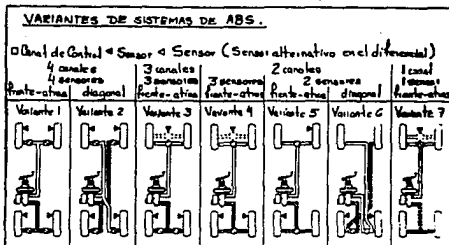
Las siguientes tablas muestran las relaciones de costo-beneficio de cada sistema :

BENEFICIOS DE TODOS LOS SISTEMAS.								
	Sin AGS	Control de 3 canales (0-1) con diagrama de autocontrol y 3 sensores.	Control de 3 canales (0-3) con 4 sensores.	Control de 2 canales aux. (Cuanto aux. 4 sensores).	Control de 2 canales cada grupo. 4 sensores.	1 canal (cuanto re. Cuanto con diagrama. 2 sensores).	Control emp. (Cuanto simple. Cuanto diagrama) 2 sensores.	Control (cuanto pte. Cuanto diagrama) 4 sensores.
Fuente de Alimentación	0	35	35	24.5	35	—	—	30
Factor de corrección.	—	0.85	0.85	0.65	0.90	—	—	0.85
Modificabilidad	0	30	30	16	32	-2	—	26
Estabilidad	0	35	35	35	31	20	11	31
Distancia de Frenado.	0	24	24	12	15	5	3	13
Suma de beneficios.	0	89	89	63	78	23	14	70
Beneficios (convertidos al 100%).	0	100	100	71	88	26	16	79
RANGO DE COSTO-BENEFICIO DE TODOS LOS SISTEMAS.								
Beneficios	0	100	100	71	88	26	16	79
Costos.	0	100	95	77	88	64	43	74
<u>Beneficio</u> <u>Costo</u>	<i>Indefinido</i>	1	1.05	0.92	1	0.41	0.37	1.07.

Fuente: Bosch



Fuente: Bosch



A P E N D I C E

NUMERO DE DESLIZAMIENTO (SN).

Tomando como referencia las normas ASTM E274 - 70. se dará el método estándar para probar la resistencia a el deslizamiento sobre superficies pavimentadas con llantas en perfectas condiciones.

1. ALCANCE.

1.1. Este método cubre la medición de la resistencia al deslizamiento sobre superficies pavimentadas con llantas en perfecto estado.

1.2. El método utiliza una medición que representa el estado estable de la fuerza de fricción sobre las rueda de prueba bloqueadas, cuando estas son arrastradas sobre pavimento húmedo bajo una carga constante y una velocidad constante, donde su plano principal es paralelo a la superficie de contacto y perpendicular a la misma.

1.3. Los valores medidos representan las propiedades de fricción obtenidas con el equipo y el procedimiento explicado aquí y no necesariamente corresponden directamente o se relacionan a otros métodos de prueba que midan la resistencia al deslizamiento.

2. INTRODUCCION AL METODO.

2.1. Los aparatos de prueba consisten de un vehículo con una o más ruedas de prueba incorporadas sobre el mismo o que formen parte de un trailer que sea arrastrado por el mismo vehículo. Los aparatos contienen un transductor, instrumentación, una fuente de agua y un adecuado sistema de distribución, controles de actuación para el freno y la rueda de prueba. La rueda de prueba debe ser equipada con una llanta para pavimento que cumpla las especificaciones de ASTM.

2.2. Los aparatos de prueba serán fijados a la velocidad de prueba deseada. El agua será entregada con tiempo, antes que la rueda de prueba y entonces se aplicarán los frenos de tal manera que la rueda de prueba se bloquee. La resultante fuerza de fricción actuante entre la llanta de prueba y la superficie del pavimento y la velocidad del vehículo de prueba son grabadas con la ayuda de la instrumentación adecuada.

2.3. La resistencia al deslizamiento es determinada de la fuerza resultante o del récord del torque y es reportada como el número de deslizamiento (SN), el cual es determinado de la fuerza requerida para derrapar las ruedas bloqueadas de prueba a la velocidad elegida, dividiéndolo entre la carga de la rueda y multiplicándolo por 100.

3. CALCULO

3.1. Calcular el número de deslizamiento, SN, medido para cada rueda de prueba, como sigue :

$$SN = (F/W) \times 100$$

donde:

F = fuerza tractiva (fuerza horizontal aplicada a la llanta de prueba), en Kgf.

W = Carga vertical dinámica sobre la rueda de prueba, en kgf.

B I B L I O G R A F I A

- D.A. CHUDAKOV. "Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles". Editorial MIR Moscú, 1977.
- M. DUCHENE, M. CHARLOTEAUX. "Frenos". Serie Técnica del Automóvil. Tomo VIII. Marcombo Boixaeu Editores, Barcelona, 1979.
- V.N. LUKANIN. "Motores de Combustión Interna". Editorial MIR Moscú, 1985.
- ROBERT BOSCH GmbH. "Automotive Handbook", Automotive Equipment Product. Department for Technical Information. SAE (Society of Automotive Engineers, Inc), Alemania, 1985.
- IMechE. "Anti lock Braking Systems for Road Vehicles". Institution of Mechanical Engineering. Londres, 1985.
- FANCHER, P.S. and MACADAM, C.C. "Computer Analysis of Anti lock System Performance in the Braking of Commercial Vehicles". Proceedings of the Conference on Braking of Road Vehicle, IME, Loughborough University, Inglaterra, 1976.
- J.L. HARNED, L.E. JOHNSTON and G.SCHARPF. "Measurement of Tire Brake Force Characteristics as Related to Wheel Slip (Anti lock) Control System Design". Paper 690214 presented at SAE, Detroit, 1969.
- G. PUTMAN. "Brake Balancing Under All Conditions". Fleet Owner Magazine, 1968, pp 53 - 56.
- JOHN L. HARNED and LAIRD E. JOHNSTON. "Anti lock Brakes". G.M. Engineering Staff Publication 3760, 1968.
- B. INGRAM and P. OPPENHEIMER. "Safer Braking Systems". Paper presented at the IMechE in 1973.
- J.A. ROUSE. "The Distribution of Braking in Road Vehicles". IMechE. Symposium on the "Control of Vehicles During Braking and Cornering", 1963.
- APUNTES DE MECANICA AUTOMOTRIZ, ULSA 1989.
- SAE MAGAZINE. "ABS", Vol. 95. Num.8. 1987.
- THE STAR MAGAZINE. "A Technical Topic in the ABS Era". Mercedes - Benz Club of America. Vol. 34, Num. 2, 1989.