

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

Facultad de Ingeniería

Carrera Ingeniería Mecánica



**Los sistemas de frenos utilizados en el transporte
automotor**

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico

Autor: **Claudia Gabriela Colarte Lara**

Tutor: **Dr C. Víctor Millo Carmenate**

Dr C. José Ramón Fuentes Vega

Cienfuegos

2019-2020

AGRADECIMIENTOS

No me alcanzan las palabras para agradecer a todas esas personas que de una forma u otra me ha ayudado y apoyado durante estos duros años de estudios, quiero agradecerle a mi hermana y padres por saber aceptar mi vocación y por ser los que han estado en las buenas y malas, a mi tutor por ser la cabeza pensante y guía en esta tesis a mi novio porque gracias a su ayuda pude llevar a cabo mi tesis a mi familia y amigos por darme apoyo para salir a delante y en general a todas esas personas que han contribuido a que este sueño se realice hoy, también quiero agradecer a la revolución porque si no fuera por ella hoy no hubiese podido decirme ingeniera, a todos muchas gracias.

DEDICATORIA

Durante todos estos años de estudio recibí mucho apoyo para poder culminar mis estudios, para esas personas tan importantes dedico mi tesis. Para empezar se la dedico a mi hermana por ser mi más grande apoyo y mejor amiga, a mi mamá y papá por darme siempre esa seguridad y confianza en mí misma y por haber aceptado sin objeciones mi vocación profesional a mi ahijada Emily por ser uno de los regalos más grandes en mi vida a toda mi familia por estar a mi lado en las buenas y malas a mi novio porque me ha sabido entender y seguir cada una de mis locuras y formar parte de ellas, a mis amigas y amigos los que quiero mucho y en general a todas esas personas que han estado presentes en mi vida.

Resumen

En el presente trabajo se realiza una recopilación de los aspectos fundamentales relacionados con los frenos automotrices. Primeramente se hace una revisión bibliográfica actualizada para conocer los tipos de frenos más utilizados en los automóviles en la actualidad, constatándose que en la mayoría de los casos los autos modernos tienen frenos de disco en las ruedas delanteras y de bandas en las traseras y se ha generalizado el uso de sistemas antibloqueo. Posteriormente se realiza un análisis de las principales fuerzas que actúan en el proceso de frenado y finalmente se resumen los procedimientos para el cálculo de los principales elementos de los diferentes tipos de frenos.

Summary

On the project is made, a recompilation of the fundamental aspects related with the automobiles brake systems. First of all, a bibliographical revision is made to review the brake system, that automobile use most. It was verified that nowadays the majority of vehicles have disc system in the front axle and **block brake system** in the rear axle, they use anti locked brake system. Lately the main forces acting in the system was analyzed and finally the procedures were studied for the main components for the different brakes types.

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES SOBRE LA CINEMÁTICA Y LA DINÁMICA DE LA RUEDA DEL AUTOMÓVIL	4
1.1. Cinemática de la rueda	4
1.1.1. La rodadura con patinaje	4
1.1.2. Rodadura con ruedas deformables	8
1.1.3. Tipos de neumáticos	12
1.2. Dinámica de las ruedas	15
1.2.1. Dinámica de la rueda elástica conducida o dirigida sobre superficie rígida	15
1.2.2. Dinámica de la rueda elástica motriz sobre superficie rígida	19
CAPÍTULO 2 GENERALIDADES DEL SISTEMA DE FRENOS	21
2.1. Construcción	21
2.1.1. Cilindro maestro	22
2.1.2. Tubería del freno	23
2.1.3. Reforzador de freno	23
2.1.4. Válvula de proporción	25
2.1.5. Freno de tambor	26
2.1.6. Cilindro de rueda	27
2.1.7. Freno de disco	27
2.1.8. Freno de estacionamiento o freno de mano	31
2.2. Características del uso de los sistemas de frenos antibloqueo	32
2.3. Innovación en el sistema de frenado	37
2.3.1. Control de frenos Sensotronic	37
2.3.2. Frenos regenerativos	41
2.3.3. Ruedas tipo Continental	45
CAPÍTULO 3: TEORÍA DE FRENADO DE LAS MÁQUINAS AUTOMOTRICES	46
3.1. Introducción	46
3.2. Sistema de frenos	48
3.2.1. Clasificación de los mecanismos de frenos	51
3.3. Dinámica de las máquinas automotrices durante el proceso de frenado	53
3.4. Limitación de las fuerzas de frenado por las condiciones de adherencia y fricción de las ruedas con la vía	55

3.5.	Determinación de la distancia de frenado	67
3.6.	Dinámica de las máquinas automotrices durante el proceso de frenado con pendiente	77
3.7.	Particularidades del proceso de frenado en autotrenes	78
3.8.	Frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia	80
3.9.	Fundamentos de los sistemas antibloqueo de frenado	84
3.9.1.	Objetivos de los sistemas antibloqueo	86
3.9.2.	Principios físicos de un sistema antibloqueo	86
3.9.3.	Elementos fundamentales de un sistema antibloqueo	88
3.9.4.	Criterios y ciclos de control del sistema antibloqueo	91
3.9.5.	Técnicas de control en los sistemas antibloqueo	95
CAPÍTULO 4 FUNDAMENTOS DEL CÁLCULO DE LOS SISTEMAS DE FRENOS		100
4.1.	Embragues y frenos de tambor de expansión interna por Shigley	100
4.2.	Frenos de disco	107
4.2.1.	Desgaste uniforme	110
4.2.2.	Presión uniforme	110
4.3.	Consideraciones sobre energía	111
4.4.	Aumento de temperatura	113
4.5.	Materiales de fricción	117
CONCLUSIONES		121
RECOMENDACIONES		122

Índice de figuras

Figura 1 Rodadura sin patinaje de una rueda rígida sobre superficie rígida.	5
Figura 2 Rodadura con patinaje de una rueda rígida sobre una superficie rígida.	7
Figura 3 Rueda deformable sobre superficie rígida.	9
Figura 4 Deformaciones de la rueda.	10
Figura 5 Parámetros de la rueda.	12
Figura 6 Componentes de un neumático.	13
Figura 7 Tipos de neumáticos con sus respectivas áreas de contacto con la superficie de apoyo.	14
Figura 8 Fuerzas y momentos que actúan sobre una rueda elástica, que rueda libremente sobre una superficie rígida.	16
Figura 9 Fuerza contra deformación en la zona deformada de la rueda.	17
Figura 10 Fuerzas y momentos que actúan sobre una rueda motriz que rueda sobre superficie rígida.	19
Figura 11 Evolución en el tiempo de los sistemas de seguridad activa y pasiva tomado de (Muñoz, 2016).	21
Figura 12 Distribución típica de los componentes de un sistema de frenos hidráulico convencional de un automóvil ligero (Velasquí, 2015).	22
Figura 13 Configuración del cilindro maestro (Obanos & Landa, 2010).	22
Figura 14 Circuito convencional (Triay, 2018).	23
Figura 15 Circuito diagonal (Triay, 2018).	23
Figura 16 Componentes servofreno (reforzador de freno) (Triay, 2018).	24
Figura 17 Elementos de un freno de tambor (Triay, 2018).	26
Figura 18 Cilindro de rueda (corte en sección).	27
Figura 19 Frenos de disco (Triay, 2018).	28
Figura 20 Pinza de frenos flotantes (Cueva, 2018).	29
Figura 21 Composición pastilla de freno (Ocaña, 2012).	31
Figura 22 Esquema sensor inductivo.	33
Figura 23 Sensor magneto-resistivo.	34
Figura 24 Fase de subida de presión.	35

Figura 25 Fase de mantenimiento de presión.	36
Figura 26 Fase de alivio de presión.	36
Figura 27 Esquema hidráulico del SBC (Meganeboy, 2017).	38
Figura 28 Ejemplo frenada con SBC (Meganeboy, 2017).	40
Figura 29 Esquema de frenado regenerativo (Villodres, 2015).	42
Figura 30 Freno regenerativo de un tren (Villodres, 2015).	43
Figura 31 Campo magnético inducido (Villodres, 2015).	43
Figura 32 Frenos Continental (Infotaller, 2017).	45
Figura 33 Diagrama del sólido rígido de un vehículo durante el proceso de frenado.	54
Figura 34 Comportamiento de un automóvil con bloqueo de las ruedas delanteras durante el frenado.	57
Figura 35 Comportamiento de un automóvil con bloqueo de las ruedas traseras primero durante el frenado.	58
Figura 36 Pérdida de estabilidad direccional por el bloqueo de las ruedas traseras (Araña, 2003).	58
Figura 37 Desviación angular de un automóvil cuando las ruedas delanteras no se bloquean al mismo tiempo.	59
Figura 38 La dependencia del valor de a_{fmax} con el valor de ψ_m .	61
Figura 39 Valores de a_{fmax} , a_{fd} , y a_{ft} en función de ψ_m .	62
Figura 40 Distribución de las fuerzas de frenado puente delantero y trasero.	64
Figura 41 Distribución de las fuerzas de frenado en el puente delantero y trasero para diferentes condiciones de frenado.	66
Figura 42 Curva de equiaderencia (Luque & Alvarez, 2008).	67
Figura 43 Proceso de frenado.	70
Figura 44 Presiones en el cilindro de frenos de un autotren.	77
Figura 45 Diagrama del sólido rígido de un autotren en proceso de frenado.	80
Figura 46 Fuerzas que actúan durante el frenado.	81
Figura 47 Variación del coeficiente de adherencia μ_x con el deslizamiento.	86
Figura 48 Variación de los coeficientes de adherencia longitudinal y transversal (lateral) μ_x y μ_y con el deslizamiento para un cierto valor del ángulo de deriva.	87

Figura 49 Circuito de control. A.- Frenos hidráulicos. B.- Frenos neumáticos.	88
Figura 50 Ejemplo de válvula de control (ABS de Wabco).	89
Figura 51 Variación de presión en el circuito de frenos según el accionamiento de la válvula de control.	90
Figura 52 Ciclo de control.	93
Figura 53 Esfuerzos en un vehículo frenando sobre superficie de adherencia asimétrica respecto al vehículo.	96
Figura 54 Comparación de diferentes sistemas antibloqueo para vehículos de tracción delantera superpuestos a un sistema de frenado diagonal convencional.	97
Figura 55 Comparación de tres sistemas ABS.	99
Figura 56 Geometría de una zapata interna de fricción.	101
Figura 57 Geometría asociada a un punto arbitrario en el zapata.	101
Figura 58 Definición del ángulo θ_a en el que la presión máxima p_a ocurre cuando: a) la zapata está en la zona $\theta_1 \leq \theta \leq \pi/2$ y b) la zapata se encuentra en la zona $\pi/2 \leq \theta \leq \theta_2$.	103
Figura 59 Fuerzas en las zapatas.	104
Figura 60 Freno de disco de automóvil.	108
Figura 61 Geometría del área de contacto de un segmento de zapata anular de un freno de disco.	109
Figura 62 a) Representación dinámica de un freno b) Representación matemática de un volante de inercia.	112
Figura 63 Efecto de operaciones de embrague o frenado sobre la temperatura.	115
Figura 64 a) Coeficiente de transferencia de calor en aire quieto. b) Factores de ventilación.	116

Índice de tablas

Tabla 1 Valores del coeficiente de adherencia	55
Tabla 2 Datos del camión Kamaz 43253	65
Tabla 3 Valores de las variables para el cálculo de la distancia de frenos y de deceleración promedio	73
Tabla 4 Resultados de la comparación de las distancias de frenado utilizando las ecuaciones 3.28; 3.31 y 3.32 y de los valores de la deceleración promedio de frenado	75
Tabla 5 Área del material de fricción que requiere una potencia de frenado promedio dada	117
Tabla 6 Características de materiales de fricción para frenos y embrague	118
Tabla 7 Algunas propiedades de forros de frenos	119

Abreviaturas

Abreviatura	Denominación de abreviatura
ABS	Sistema Anti Bloqueo. (Antilock Brake System)
CI	Control Independiente
CIM	Sistema de Control Independiente Modificado
CSI	Control por Selección Interior (select-low)
CSS	Control por Selección Superior (select-high)
ESP	Sistema de Control de Estabilidad
FIA	Federación Internacional del Automóvil
FMVSS	Normas Federales de Seguridad de los Vehículos en Estados Unidos
SBC	Control de Frenos Sensotronic. (Sensotronic Brake Control)

Nomenclatura

Nomenclatura	Variables
a_{fmax}	Deceleración máxima
a_M, b_M	Coeficientes empíricos
b_o	Ancho del neumático
C_p	Capacidad térmica específica
C_s	Coeficiente de patinaje
d_N	Diferencial de fuerza normal
D_o	Diámetro de la llanta
e	Excentricidad en el punto de aplicación de la resultante de las reacciones del camino
f	Coeficiente de resistencia al rodamiento, coeficiente de fricción
F	Fuerza de accionamiento frenos de tambora
F_x	Fuerza longitudinal
F_y	Fuerza transversal
f_1	Factor de modificación frenos de disco
f_2	Factor que toma en cuenta las condiciones ambientales de temperatura y limpieza frenos de disco
F_v	Factor de ventilación
F_x/R_x	Variación del coeficiente de esfuerzo longitudinal
G	Peso del vehículo
G_a	Ganancia del sistema
G_d	Carga vertical que actúa sobre la rueda dirigida
G_m	Carga vertical sobre la rueda motriz
h_c	Componente de convección del coeficiente de transferencia térmica global h_{CR}
$H_{pérdida}$	Velocidad de pérdida de energía
h_r	Coeficiente de radiación del coeficiente de transferencia térmica global h_{CR}
h_s, a, b	Coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad
I	Momento de inercia
I_m	Momento de inercia del volante del motor
I_{rd}	Momento de inercia de la rueda conducida
I_{rt}	Momento de inercia de la rueda motriz
K	Factor de desgaste del material en frenos de disco
M_c	Masa del camión
M_f	Momento de las fuerzas de fricción frenos de tambora

M_{fd}	Momento creado por el mecanismo de frenos de la rueda delantera
$M_{fr\ m}$	Momento de rozamiento en el motor
M_{ft}	Momento del mecanismo de frenos aplicado en la rueda motriz
M_m	Torque motriz
M_{Pi}	Momento provocado por la incidencia de la rueda
M_r, G_r	Masa y peso respectivamente del remolque
n_v	Número de vueltas de la rueda
P	Fuerza horizontal que provoca el movimiento de la rueda, Presión de contacto en frenos de disco
P_a	Presión aplicada
P_{fd}	Fuerza de frenado sobre las ruedas del puente delantero
P_{ftmax}	Fuerza de frenado máxima en el puente trasero
P_{ft}	Fuerza de frenado sobre las ruedas del puente trasero
P_{fc}, P_{fr}	Fuerza de frenado del camión y del remolque respectivamente
P_{ftmax}	Fuerza de frenado máxima en el puente delantero
P_i	Fuerza total de inercia durante el movimiento no uniforme
P_{ir}	Fuerza de incidencia de la rueda
P_{rd}	Resistencia al rodamiento en el puente delantero
P_{rt}	Resistencia al rodamiento en el puente trasero
F_y/R_y	Variación del coeficiente de esfuerzo lateral
P_z	Fuerza que deforma el neumático
r	Radio externo de la rueda
R	Reacción resultante del camino
r_d	Radio dinámico
r_e	Radio exterior o libre
R_{eng}	Esfuerzo medio de compresión en el gancho del vehículo
r_{est}	Radio estático
r_r	Radio de rodadura
R_{xd}	Componente horizontal de la reacción del camino sobre la rueda conducida
R_{yd}	Componente vertical de la reacción del camino
S	Distancia recorrida
S_f	Distancia de frenado
T	Par de torsión de los frenos
t	Tiempo de aplicación de los frenos de disco

T	Par de torsión de embrague frenos de disco
t_{af}	Tiempo de anulación del frenado
t_{cd}	Tiempo de crecimiento de la deceleración
t_d	Tiempo de demora en accionar el pedal del mecanismo de frenos
t_{ef}	Tiempo de entrada en funcionamiento
t_r	Tiempo de reacción del conductor
T_{∞}	Temperatura ambiente
V	Velocidad real de movimiento
V_c	Velocidad de desplazamiento de la rueda
V_h	Cilindrada del motor
V_o	Velocidad inicial en el instante que comienza del frenado
V_s	Velocidad de patinaje
V_t	Velocidad teórica de movimiento de la rueda, Velocidad de patinaje entre el disco y la pastilla
α	Ángulo de inclinación de la vía
ΔS_1	Deformación del neumático
ΔT	Aumento de temperatura frenos de disco
η_s	Eficiencia del patinaje
η_f	Eficiencia de frenado
ψ_m	Coeficiente de distribución de los momentos de frenado de los puentes
δ_f	Coeficiente de las masas reducidas durante el frenado
h_{CR}	Coeficiente de transferencia térmica global
λ	Coeficiente de deformación del neumático
μ_x	Coeficiente de adherencia longitudinal
μ_y	Coeficiente de adherencia lateral
ω_r	Frecuencia de rotación de la rueda
ω y V_{cr}	Velocidad de referencia generada internamente por el sistema
ω_f	Desgaste frenos de disco
$\ddot{\theta}$	Aceleración angular
$\sum R$	Suma de resistencias

INTRODUCCIÓN

El automóvil surgió por la necesidad de la sociedad de poseer un medio rápido de transporte y de comunicación, sintonizado con el ritmo de vida moderno y vencer grandes distancias en el menor tiempo posible. Los problemas de tránsito surgen a partir de la aparición de la diligencia en el siglo XVII, evolucionando a partir de 1885 con la construcción del primer automóvil movido por gasolina, consta que el primer accidente automovilístico se produjo en 1869 en Irlanda en el que Mary Ward falleció tras caer de un vehículo con motor a vapor diseñado por su primo, mientras que la primera víctima fatal de un accidente de tránsito por un vehículo con motor de combustión falleció el 13 de septiembre de 1889 en New York. Desde entonces como expresión de la industria del automóvil y su consecuente popularidad las ocurrencias de accidentes de tránsito forman parte de la llamada civilización moderna.

Cada año mueren en el mundo más de 1,3 millones de personas y entre 20 y 50 millones son lesionados por accidentes de tránsito (OMS, 2021), siendo esta la principal causa de muerte en personas entre 15 y 29 años de edad (Muñoz, 2016). Si se analizan los antecedentes históricos de los accidentes de tránsito en Cuba hay que remontarse al primer automóvil que circuló por las calles cubanas que fue importado de Francia de la fábrica Le Parisién por el comerciante cubano José Muñoz en el año 1898. Para ese entonces en Cuba no había ningún registro de algún tipo de máquina similar, ni caminos apropiados para su tránsito, ni infraestructura vial. Según reflejan las crónicas de los periódicos *El Mundo*, *El Diario de la Marina*, *El Nuevo País* y *La Lucha*, ocurrió un accidente de tránsito con resultados fatales en 1906, cuando un vehículo automotor que transitaba por la intersección capitalina de Montes y Ángeles atropelló a un peatón que falleció como resultado de las lesiones recibidas.

En Cuba durante el transcurso del 2019 se reportó un total de 9093 accidentes de tránsito dejando un saldo de 579 fallecidos y 6726 lesionados, mientras en la provincia de Cienfuegos al cierre del 2019 se reportó un saldo de 374 accidentes de tránsito con un total de 41 fallecidos y 259 lesionados y en lo que va de año

nuestra provincia ha reportado 119 accidentes con 13 víctimas fatales y 130 lesionados cifras más bajas que las reportadas el año pasado durante el periodo de tiempo comprendido entre los meses de enero y mayo.

La seguridad pasiva es el conjunto de condiciones técnicas que tienen como finalidad minimizar los daños a personas o cosas transportadas en los vehículos, o con las que este puede interactuar cuando tiene lugar un accidente, nótese que se refiere al momento en que el accidente está teniendo lugar, mientras que la seguridad activa refiere a evitar que el accidente ocurra y es el conjunto de condiciones técnicas que contribuyen a evitar o minimizar los actos y comportamientos inseguros del conductor y del propio vehículo que pueden causar un accidente. Entre estas condiciones destacan: ergonómicas, información y comunicación, sistemas de control, respuesta dinámica, y fiabilidad de los componentes críticos. La seguridad activa ha visto una rápida evolución en los últimos años [figura 11](#) debido a los avances tecnológicos alcanzados.

Dentro de la seguridad activa del automóvil los sistemas de frenos tienen una función principal y son los que más estudios y avances han tenido en los últimos años.

Justificación del estudio

Para un perito en el frenado de automóviles es fundamental conocer todos los detalles físico-mecánicos de estos dispositivos, así como lo relacionado con su diseño, fabricación, funcionamiento y mantenimiento. Son dispersos y con diferentes enfoques los estudios realizados sobre los sistemas de frenos utilizados por el transporte automotor. Se hace necesario contar con un material que reúna aspectos teóricos y prácticos relacionados con los sistemas de frenos utilizados, su construcción y cálculo, así como su incidencia en los accidentes del tránsito.

Problema de Investigación

No se encontró un material completo que abarque el estudio de la estructura, funcionamiento, diseño, fabricación, características, el cálculo y mantenimiento de los principales componentes de los sistemas de frenos utilizados en el transporte automotor.

Objetivo General

Recopilar y estructurar el estado del arte relacionado con los sistemas de frenos y el proceso de frenado de los automóviles.

Objetivos específicos

1. Definir los tipos fundamentales de frenos automotrices utilizados en la actualidad y sus partes fundamentales.
2. Determinar las principales fuerzas que aparecen en el proceso de frenado.
3. Sintetizar los elementos fundamentales del cálculo de los principales componentes del sistema de frenos.
4. Definir las condiciones para un frenado efectivo

Hipótesis de la Investigación.

La correcta estructuración del estado del arte relacionado con los sistemas de frenos permitirá facilitar su comprensión y aplicación a situaciones reales del estudio de los sistemas de frenos y de accidentes de tránsito.

Beneficios esperados

El beneficio esencial está vinculado al aspecto metodológico, al facilitar la comprensión y aplicación de los avances en los sistemas de frenos utilizados en el transporte automotor.

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES SOBRE LA CINEMÁTICA Y LA DINÁMICA DE LA RUEDA DEL AUTOMÓVIL

1.1. Cinemática de la rueda

Los aspectos presentados en estos epígrafes fueron tomados de las notas de clases del Dr. C José Ramón Fuentes Vega, Profesor Titular de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Cienfuegos. La mayoría de estas notas de clases han sido publicadas en (Fuentes Vega J. R., 2010) (Pérez Gálvez, 2007), (Fuentes Vega & Pérez Gálvez, Eficiencia energética en el Transporte Automotor, 2014) y estudiados a profundidad en varias investigaciones (Millo Carmenate, 2004) (Pérez Gálvez, 2007)

1.1.1. La rodadura con patinaje

Los neumáticos giran y ayudan a suavizar el desplazamiento de un vehículo mientras el rodamiento soporta todo el peso del mismo y absorbe los impactos de hundimiento y sacudidas en la superficie de la carretera. Los neumáticos en su interacción con la superficie de la vía hacen posible que surjan las fuerzas de tracción y las fuerzas de frenado, así como asegura un adecuado control del giro y estabilidad direccional.

El movimiento de las ruedas de las máquinas automotrices por la superficie del camino, es provocado por la aplicación en ellas de un torque, en el caso de la rueda motriz, o por la aplicación de una fuerza en el eje, paralela a la superficie del camino, en el caso de las ruedas conducidas. En las ruedas motrices, producto de la aplicación de un momento torsor en el eje de la rueda, en la interacción rueda-superficie de contacto, surge una fuerza paralela a la superficie de apoyo, que se denomina fuerza tractiva. Esta fuerza es la encargada de vencer las resistencias externas, que actúan sobre el vehículo durante su movimiento, y de este modo posibilitar el desarrollo del mismo.

Durante el rodamiento de las ruedas de las máquinas automotrices por las superficies de apoyo, son posibles los casos siguientes:

- rueda rígida moviéndose sobre superficie rígida.

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

- rueda rígida moviéndose sobre superficie deformable.
- rueda deformable moviéndose sobre superficie rígida.
- rueda deformable moviéndose sobre superficie deformable.

En las máquinas automotrices se utilizan generalmente ruedas con engomado neumático, las cuales se caracterizan por su gran elasticidad. Debido a que el movimiento de la rueda rígida sobre superficie rígida, se puede llevar al caso de la rueda deformable o de engomado neumático sobre superficie rígida o deformable, se analiza primeramente este caso, que es por demás el más sencillo. En la [figura 1](#) se muestra el caso de una rueda rígida que se mueve con movimiento plano, sin patinaje, por una superficie rígida a velocidad constante. En ella se muestra el método de trazado de las velocidades de los puntos A y B de la rueda.

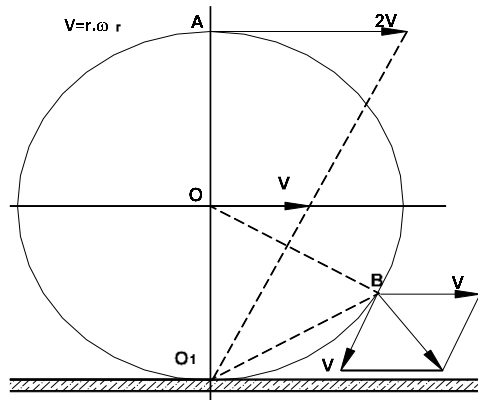


Figura 1 Rodadura sin patinaje de una rueda rígida sobre superficie rígida.

Hablar de una rueda totalmente rígida o de una superficie totalmente rígida no es exacto, ya que tanto las ruedas metálicas como las superficies de apoyo metálicas (rieles), sufren algún grado de deformación. Pero con la finalidad de simplificar el análisis se consideran como tales, despreciando las pequeñas deformaciones que se producen. Partiendo de ello, se supone que la rueda rígida hace contacto con el camino, en los puntos de una recta perpendicular a la figura, y que pasa por el punto O_1 . Esta recta la denominamos: línea de contacto.

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

El eje instantáneo de rotación de la rueda en movimiento puede ocupar diferentes posiciones en el eje $O-O_1$ o en su prolongación, en dependencia de las condiciones del movimiento.

En el caso, en que el eje instantáneo de rotación se superpone con la línea de contacto de la rueda con el camino, es decir, coincide con el punto O_1 , se dice que la rueda se mueve sin patinaje. En este caso, el movimiento de la rueda es tal, que la velocidad resultante de cada punto en su periferia se puede descomponer en dos componentes:

- una paralela a la superficie de apoyo, y que representa la traslación de la rueda en el movimiento plano, cuya magnitud es constante en cada punto e igual a la velocidad V del eje de la rueda, que es en definitiva la velocidad del vehículo;
- una componente perpendicular al radio que une cada punto con el centro de la rueda, y que representa al movimiento de rotación pura alrededor del centro O de la rueda, con velocidad angular ω_r .
- Las componentes en cada punto de la periferia de la rueda deben ser tales, que su resultante sea perpendicular al radio que une al punto con el centro instantáneo de rotación.

La velocidad teórica del centro de la rueda se puede calcular de la siguiente forma:

$$V = \omega_r \cdot r \quad (1.1)$$

Donde: r -radio externo de la rueda, m.

ω_r -velocidad angular de la rueda, 1/s.

El caso analizado anteriormente, se refiere a una rueda que se mueve sin patinaje ni deslizamiento. En la realidad es frecuente el movimiento con patinaje, el cual presenta dos variantes fundamentales:

1) Si el centro instantáneo de rotación de la rueda se desplaza sobre el eje $O-O_1$, hacia el centro de la rueda, la línea de contacto, que anteriormente tenía velocidad cero, adquiere una velocidad en sentido opuesto a la del centro de la rueda. Mientras mayor sea el desplazamiento, mayor será la velocidad de la línea de contacto y menor la velocidad del centro de la rueda, que no es otra que la velocidad de desplazamiento del vehículo. Tal fenómeno se denomina **patinaje** y

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

es de frecuente presentación, aún durante el movimiento normal del vehículo en vías pavimentadas [figura 2.a](#). Cuando el centro instantáneo de rotación en su desplazamiento alcanza el centro de la rueda, se produce el patinaje total, y el vehículo no avanza, pues el centro de la rueda tendría velocidad cero.

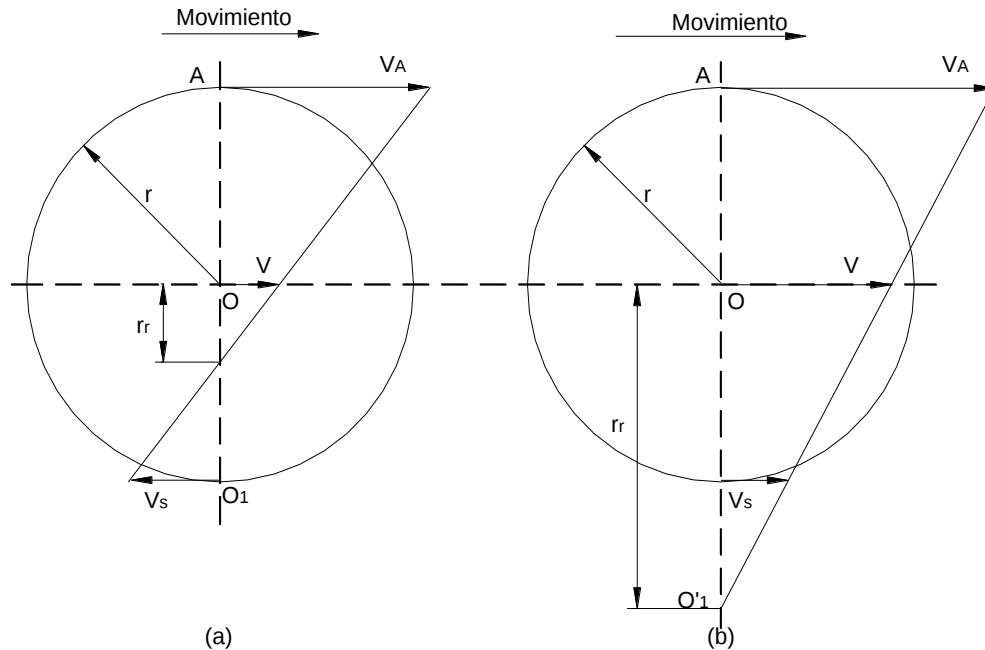


Figura 2 Rodadura con patinaje de una rueda rígida sobre una superficie rígida.

a)-Patinaje; b)-Deslizamiento.

2) –Cuando el eje instantáneo de rotación de la rueda se traslada sobre el eje $O-O_1$ alejándose del centro de la rueda, entonces la línea de contacto adquiere una velocidad, cuyo sentido coincide con el del movimiento. Su magnitud depende del desplazamiento del centro instantáneo de rotación, pero a diferencia del caso anterior, la velocidad del centro de la rueda se incrementa. Tal fenómeno se denomina **deslizamiento** y aparece representado en la [figura 2.b](#). Este fenómeno se presenta durante el proceso de frenado y en los vehículos con más de un puente motriz, cuando se produce el fenómeno de circulación de potencia, que se estudia con posterioridad.

En ambos casos, la aparición del patinaje, trae aparejado el surgimiento de velocidades relativas a la superficie de apoyo, y por tanto, el surgimiento de fricciones dinámicas que contribuyen al desgaste del neumático y en general disminuyen la adherencia. No siempre puede considerarse el patinaje como un

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

fenómeno perjudicial, en ocasiones es necesario, por ejemplo, para lograr elevadas aceleraciones es favorable la existencia de cierto valor de patinaje.

Se define como radio de rodadura (r_r), la distancia existente entre el centro de la rueda y el centro instantáneo de rotación y puede determinarse experimentalmente, utilizando la siguiente expresión: $r_r = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot n_v}$ (1.2)

Donde: S-distancia recorrida cuando la rueda gira n_v vueltas.

La velocidad del punto O_1 , o sea, la velocidad de la línea de contacto de la rueda con el camino, es la denominada velocidad de patinaje y se designa con la letra V_s . La velocidad de patinaje puede calcularse según:

$$V_s = \omega_r \cdot (r - r_r) = V_t - V \quad (\text{Caso de patinaje, ver figura 2.a})$$

$$V_s = \omega_r \cdot (r_r - r) = V - V_t \quad (\text{Caso de deslizamiento, ver figura 2.b})$$

Donde: V -es la velocidad real de movimiento de la rueda.

V_t -es la velocidad teórica de movimiento de la rueda (en ausencia de patinaje)

En lo adelante bajo la denominación de patinaje, se comprenderá el patinaje propiamente dicho, cuando el concepto incluya al deslizamiento, se hará referencia explícita al mismo.

Se define el coeficiente de patinaje (C_s), como la relación entre la velocidad de patinaje y la velocidad teórica: $C_s = \frac{V_s}{V_t} = \frac{V_t - V}{V_t}$ (1.3)

La eficiencia de patinaje de la rueda durante el movimiento se designa por η_s , y

$$\text{se determina por la siguiente expresión: } \eta_s = \frac{V}{V_t} = \frac{V_t - V_s}{V_t} = 1 - \frac{V_s}{V_t} = 1 - C_s \quad (1.4)$$

1.1.2. Rodadura con ruedas deformables

En el caso real de movimiento de una rueda por una vía pavimentada, se debe considerar que la rueda es deformable y el camino rígido, ya que su deformación es pequeña en comparación con la de la rueda. En el caso de máquinas de la construcción y agrícolas, que trabajan sobre un suelo mullido, se tendría que considerar además la deformación de la superficie de apoyo. En ambos casos el

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

contacto no se realiza a través de una línea de contacto, sino a través de un área de apoyo.

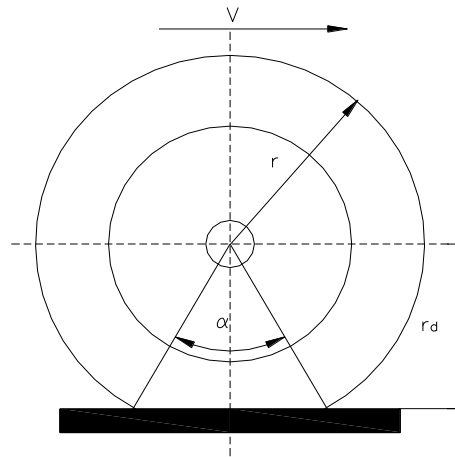


Figura 3 Rueda deformable sobre superficie rígida.

El análisis cinemático de este caso, puede llevarse al de la rueda rígida sobre superficie rígida con algunas consideraciones. Las ecuaciones analizadas se cumplen para los puntos de la periferia de la rueda, con excepción de la zona deformada (enmarcada por el ángulo α) Ver [figura 3](#), la cual depende de la elasticidad radial del neumático, su presión de aire y la magnitud y tipo de carga que actúa sobre la rueda.

Las deformaciones que sufre una rueda elástica pueden ser de 4 tipos:

-Radial: Es provocada por cargas normales aplicadas a la rueda [figura. 4.a](#). Viene expresada por la reducción de la distancia entre el eje de la rueda y la superficie de apoyo.

-Circular: La flexibilidad del neumático en sentido circular, es considerablemente menor que en el radial.

Las deformaciones circulares acompañan a las radiales, y surgen al mismo tiempo que estas, pero se provocan por la acción de momentos motrices y de frenado sobre las ruedas.

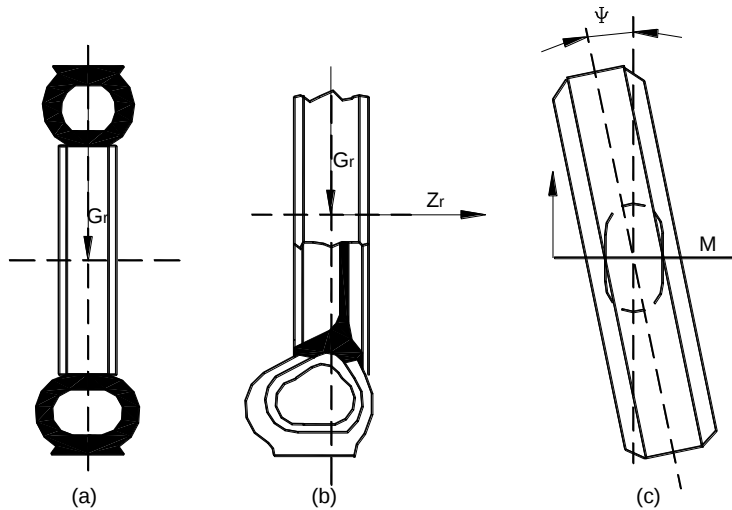


Figura 4 Deformaciones de la rueda.

a).-radial; b).-lateral; c).-angular.

-Lateral: Provocadas por cargas laterales, tales como: las fuerzas de inercia durante el viraje, la componente del peso durante el movimiento por pendientes transversales, un golpe de aire provocado en el cruce entre dos vehículos, etc. El perfil del neumático se deforma tanto en la zona de contacto con el suelo, como fuera de ella. La estructura y las dimensiones del neumático, así como la presión de aire que posee, ejercen influencia en la resistencia del mismo al desvío lateral [figura. 4.b.](#)

-Angular: Provocada por momentos paralelos a la superficie del camino. La deformación angular se manifiesta en que, la línea central de la banda de rodadura se desvía un determinado ángulo ψ de la línea de simetría de la superficie de contacto del neumático con el suelo. A consecuencia de la flexibilidad angular del neumático, la rueda puede, en ciertos límites, desviarse de su dirección de movimiento [figura. 4.c.](#) Se puede producir por efecto del contacto de las irregularidades de la superficie de apoyo con la rueda en movimiento.

Atendiendo a estos aspectos se definen cuatro tipos de radios de la rueda:

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

-radio exterior o libre (r_e): determina el radio máximo del protector, con el neumático inflado a presión nominal y sin carga sobre la rueda, o sea, es el radio de la rueda no deformada.

-radio estático (r_{est}): distancia entre el eje de la rueda y la superficie de apoyo, cuando la velocidad es cero y se aplica la carga nominal sobre la rueda. Se utiliza en la determinación de las dimensiones del vehículo.

-radio dinámico (r_d): determina la distancia entre el eje de la rueda y la superficie de apoyo, con velocidad diferente de cero y con carga aplicada. Se utiliza para los cálculos realizados en condiciones de movimiento.

-radio de rodadura (r_r): ya ha sido definido y representa la distancia entre el eje de la rueda y el centro instantáneo de rotación.

Si no se posee los datos del fabricante acerca del radio dinámico, puede

calcularse por la siguiente expresión: $r_d = \left[\frac{D_0}{2} + b_0 \cdot (1 - \lambda) \right] \cdot 0,0254$ (1.5)

Donde: D_0 y b_0 son correspondientemente, el diámetro de la llanta y el ancho del neumático, ambos en pulgadas en estas expresiones, ver [figura 5](#).

λ - es el coeficiente de deformación radial del neumático.

$\lambda = 0,12-0,14$ para automóviles ligeros.

$\lambda = 0,09-0,11$ para vehículos pesados.

$\lambda = 0,15-0,20$ para tractores.

$\lambda = 0,20-0,25$ para neumáticos de arco.

Las ruedas soportan el peso de la máquina automotriz y le aseguran la posibilidad de marcha y maniobra, a la vez que sirven como elementos amortiguadores de las cargas dinámicas. La rueda se compone del neumático, llanta, parte de unión y del cubo de la rueda. Las ruedas pueden tener engomado neumático o macizo. Los macizos tienen uso limitado, casi siempre industrial, pero en la generalidad de los casos las ruedas constan de neumáticos, por lo cual constituyen el centro de nuestro estudio.

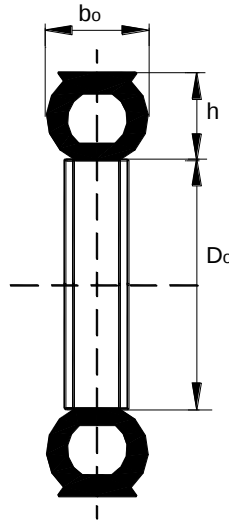


Figura 5 Parámetros de la rueda.

1.1.3. Tipos de neumáticos

Los neumáticos de las máquinas automotrices se clasifican según:

-Su destino:

- neumáticos para vehículos ligeros
- para camiones y ómnibus
- para vehículos de alta capacidad de paso
- para vehículos especiales

-Su configuración y construcción:

- neumático de perfil toroidal
- neumático de perfil ancho
- neumático de arco
- cilindros neumáticos

-Por su estructura:

- radial
- diagonal

Pueden clasificarse además en función de su presión interna y del método de hermetización (con cámara y sin cámara).

En la [figura 6](#) se representan los componentes de un neumático, en este caso se representa un neumático de tipo radial.

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

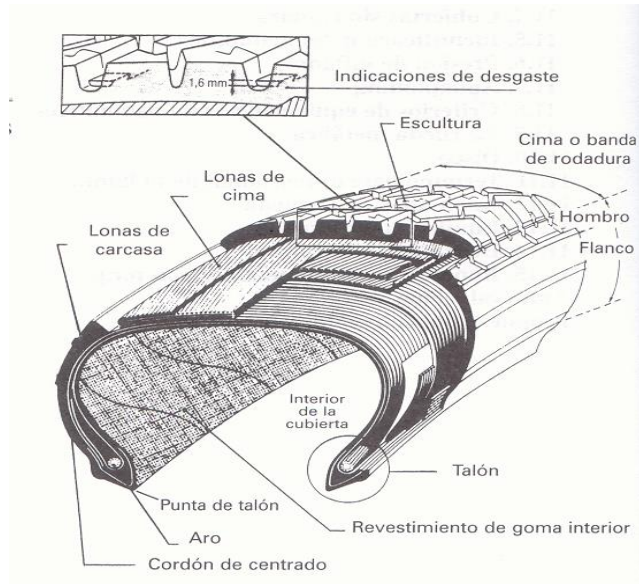


Figura 6 Componentes de un neumático.

Como puede observarse en los neumáticos radiales, en las lonas de carcasa las cuerdas están dispuestas radialmente, o sea, las cuerdas de lonas de carcasa superpuestas son paralelas entre sí. Esto a diferencia de los neumáticos diagonales, en que las cuerdas de lonas

superpuestas guardan un ángulo entre sí, cuya magnitud determina las cualidades del neumático.

En la [figura 7](#) se representan los diferentes tipos de neumáticos, para igual diámetro de la rueda y el área de la huella que forman con la superficie de apoyo. Si se toma como 100% el área de la huella del neumático toroidal, se puede decir que el resto de los neumáticos lo incrementan en: 120-140% el de perfil ancho, 150-200% el de arco y 250-300% los cilindros neumáticos. La magnitud del área de contacto tiene una incidencia sobre la presión específica en la zona de contacto con la vía, la resistencia al movimiento y la adherencia de la rueda con la superficie de apoyo.

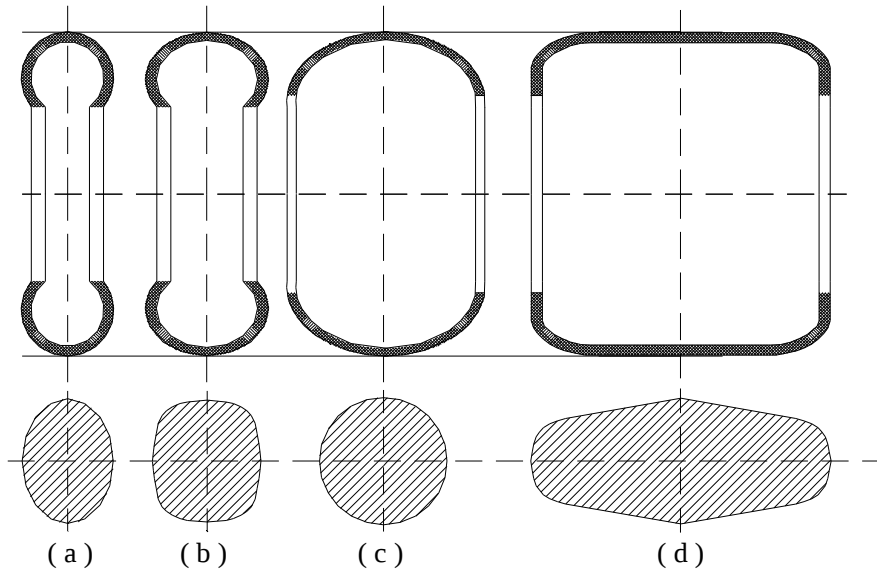


Figura 7 Tipos de neumáticos con sus respectivas áreas de contacto con la superficie de apoyo.

a).-toroidales;
b).-de perfil ancho; c).- de

arco; d).-cilindros neumáticos.

Los neumáticos **toroidales** son muy difundidos. Se usan en vehículos ligeros y pesados, que circulan por carreteras de buena calidad. Se fabrican de varios tipos: con cámara y sin cámara, **diagonales** o **radiales** y con diferente dibujo en la banda de rodamiento, el cual se elige en dependencia de la calidad del camino. El neumático sin cámara garantiza mayor seguridad al movimiento, pues al poncharse se desinfla más lentamente.

Los de **perfil ancho** están muy difundidos en la actualidad, y en ellos la construcción del neumático se dirige a la reducción de la relación " h/b_0 ". Este tipo de neumático garantiza mayor estabilidad de movimiento en vehículos de alta velocidad, eleva el confort a cuenta de la reducción de la rigidez radial y mejora la capacidad de paso. Se construyen de tipo universal y de perfil todo-terreno. En estos, además de las ventajas apuntadas, se reduce la resistencia al rodamiento, y por tanto, se reduce el consumo de combustibles en el vehículo.

Los **neumáticos de arco** se instalan generalmente en los puentes motrices en lugar de dos neumáticos toroidales (ruedas gemelas). Poseen relativamente baja presión de aire, ancho perfil y carcasa elástica, así como una mayor área de contacto con el suelo, lo que reduce considerablemente la presión específica. Su baja presión específica y su gran adherencia con el suelo, condicionan su alta capacidad de paso. Su alta elasticidad radial, condiciona una buena amortiguación

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

y mayor confort, y proporciona economías de consumo del orden del 15-30%. No son universales y son de uso temporal, lo que obliga a contar con dos juegos de neumáticos, pues sobrecargan la transmisión de potencia por su gran inercia, provocando roturas y desgastes prematuros de sus elementos. Se usan fundamentalmente en épocas de lluvia.

Los **cilindros neumáticos** se diferencian del resto por su aspecto exterior y sus índices constructivos y geométricos. Gran ancho de perfil, baja relación “ h/b_o ”, baja rigidez (3-4 veces menor que el toroidal). El protector está dotado de garras de zapata. Poseen muy baja presión específica. La alta elasticidad de la carcasa y las deformaciones permisibles, le permiten desempeñar el papel de suspensión elástica, lo que asegura gran suavidad de marcha. Tienen alta resistencia a los ponches y se fabrican generalmente sin cámara. Se recomiendan para máquinas todo-terrenos, donde sus indicadores de capacidad de paso son semejantes a los de los vehículos de estera, pero los superan en velocidad, movimiento sin ruido y en lo universal de su utilización (tierras vírgenes o roturadas, terraplenes, vías pavimentadas y otras).

1.2. Dinámica de las ruedas

Durante el análisis de la dinámica de las ruedas de las máquinas automotrices, se encuentran diferentes casos, atendiendo a las condiciones de rigidez del neumático y del tipo de camino.

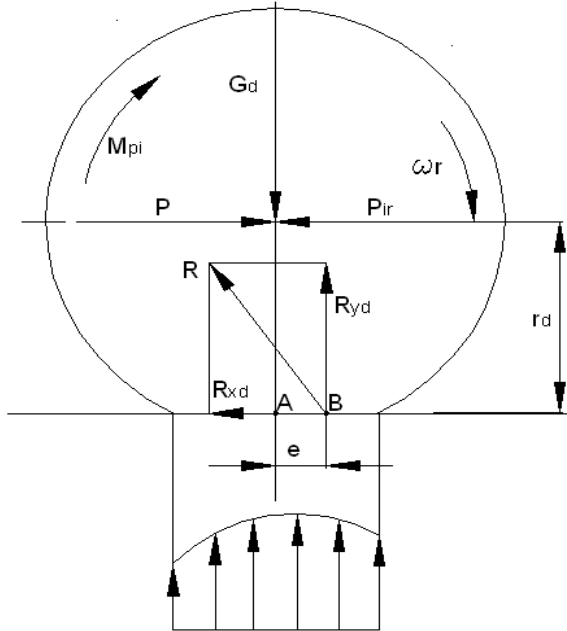
Teniendo en cuenta que los automóviles se mueven generalmente por vías pavimentadas, es decir, por caminos relativamente rígidos en comparación con la rigidez del neumático, se comienza el análisis por el caso de la rodadura de una rueda elástica sobre superficie rígida.

1.2.1. Dinámica de la rueda elástica conducida o dirigida sobre superficie rígida

En la [figura 8](#) se muestra una **rueda conducida elástica**, que rueda por una superficie rígida, con las fuerzas y momentos que actúan sobre ella. En muchos esquemas de vehículos pesados y en algunos ligeros, esta rueda es la delantera.

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

Figura 8 Fuerzas y momentos que actúan sobre una rueda elástica, que rueda libremente sobre una superficie rígida.



En la figura:

- G_d -carga vertical que actúa sobre la rueda dirigida o conducida, considerando dentro de ella su propio peso;
- P -fuerza horizontal que provoca el movimiento de la rueda conducida. Esta fuerza se genera en la rueda motriz y es transmitida a la rueda conducida a través del chasis;
- P_{ir} -fuerza de inercia de la rueda,

debido al movimiento no uniforme de la misma;

- M_{pi} -momento provocado por la inercia de la rueda, debido a su movimiento no uniforme;
- R_{xd} -componente horizontal de la reacción del camino sobre la rueda conducida;
- R_{yd} -componente vertical de la reacción del camino.
- e –excentricidad en el punto de aplicación de la resultante de las reacciones del camino, respecto al eje vertical;
- ω_r -frecuencia de rotación de la rueda

Cuando la rueda del vehículo se encuentra en reposo, la reacción resultante del camino actúa en el punto en que se intersectan los ejes de simetría transversal y longitudinal del área de contacto entre la rueda y el camino (punto A, [figura 8](#)). Ello se debe a la distribución simétrica de los esfuerzos en el área de contacto, con relación a los ejes mencionados.

Cuando la rueda del vehículo se encuentra en movimiento, la distribución de esfuerzos con relación al eje transversal es asimétrica. En este caso, el punto de

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

aplicación de la reacción resultante del camino se traslada en la dirección del movimiento de la rueda, hasta el punto B, señalado en la [figura 8](#).

Durante la rodadura de la rueda, los elementos delanteros del neumático, que entran en contacto con el camino, se cargan y se deforman; mientras los traseros, dejando de hacer contacto, se descargan y restablecen su forma. Si el neumático estuviera dotado de una elasticidad ideal, entonces la energía utilizada para la deformación de una porción del neumático, se recuperaría por completo al cesar el contacto y restablecerse la forma del neumático. Los elementos del neumático, al restablecer su forma, ejercen a cuenta de la energía acumulada, una presión sobre el camino y un momento que contribuye a la rodadura de la rueda. No obstante, en la práctica, a causa de las fricciones internas del neumático y de éste con el camino, una porción de la energía empleada para la deformación del neumático no se recupera.

En la [figura 9](#) se representa éste fenómeno, a partir de un gráfico de fuerza contra deformación.

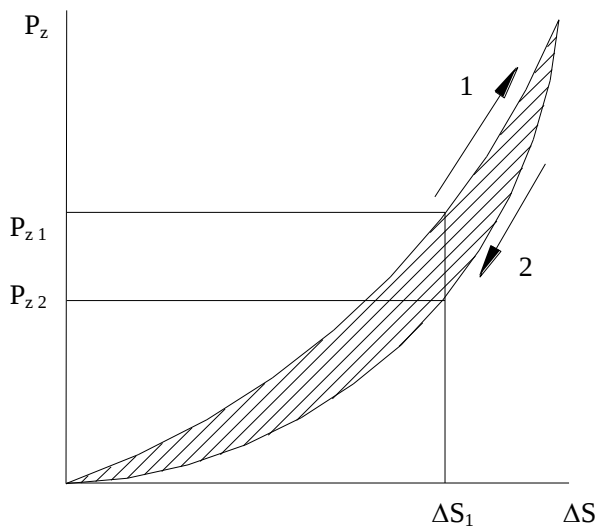


Figura 9 Fuerza contra deformación en la zona deformada de la rueda.

El proceso de deformación de la rueda se representa por la línea superior, mientras la recuperación de la forma se representa por la inferior. Para un mismo valor de deformación (ΔS_1), la fuerza que deforma el neumático (P_{z1}), es superior a la que se genera cuando

el neumático recupera la forma (P_{z2}), lo que indica que las fuerzas que actúan en la parte delantera son superiores a las que actúan en la parte trasera. Es precisamente esta distribución de esfuerzos, la que genera el desplazamiento "e" del punto de aplicación de la resultante de las reacciones del camino. Cuanto mayor es la pérdida en el neumático, tanto mayor es el valor de "e" y de su momento de resistencia R_{yd} .e [figura 8](#). El área sombreada, representa las

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

pérdidas (histéresis) en forma de calor que se producen durante la deformación del neumático.

La componente horizontal R_{xd} de la reacción del camino [figura 8](#) representa la oposición al movimiento de la rueda deformada, y se denomina resistencia al rodamiento. La resistencia al rodamiento se designa por P_r , y al igual que la fuerza R_{yd} , aparece en el diagrama del cuerpo libre del vehículo, de ahí su importancia. El resto de las fuerzas aplicadas a la rueda, quedan en el diagrama del sólido rígido del vehículo como fuerzas internas. El efecto de la inercia de la rueda, como se verá posteriormente, se incluye dentro de la fuerza de inercia del vehículo.

Se realiza sumatoria de fuerzas y momentos, suponiendo velocidad angular constante:

$$\sum F_x = 0 \quad P - R_{xd} = 0; \quad \sum F_y = 0 \quad G_d - R_{yd} = 0; \\ \sum M_0 = 0 \quad R_{xd} \cdot r_d - R_{yd} \cdot e = 0 \quad (1.6)$$

De la [ecuación](#) de momentos en [1.6](#), se desprende que, en el movimiento uniforme, la línea de acción de la resultante de la reacción del camino pasará por el centro O, ya que si el momento de sus componentes es cero, ello indica que su resultante tiene un brazo nulo con respecto al centro O de la rueda. Simultaneando las [ecuaciones 1.6](#), se obtiene:

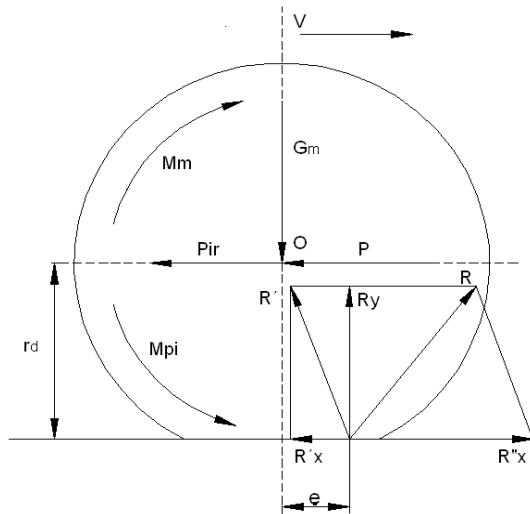
$$R_{xd} = P_r = G_d \cdot \frac{e}{r_d} \quad (1.7)$$

La relación e/r_d se define como el coeficiente de resistencia al rodamiento, y se designa por la letra f. Como: $R_{xd} = P_r$, el coeficiente f se puede definir como la relación:

$$f = \frac{e}{r_d} = \frac{P_r}{G_d} \quad (1.8)$$

1.2.2. Dinámica de la rueda elástica motriz sobre superficie rígida

En la [figura 10](#) se muestran las fuerzas y momentos que actúan sobre una rueda



motriz elástica, que se mueve sobre un camino rígido con movimiento no uniforme. Estas fuerzas y momentos aparecen en la figura con la siguiente designación:

- G_m - carga vertical sobre la rueda motriz, considerando su propio peso.
- P - fuerza de reacción sobre el eje de la rueda motriz, como consecuencia de la acción que esta ejerce sobre la rueda

Figura 10 Fuerzas y momentos que actúan sobre una rueda motriz que rueda sobre superficie rígida.

conducida a través del chasis.

- M_m - torque motriz, o sea, el momento torsor de propulsión de la rueda.
- R - reacción resultante del camino.

La acción del camino sobre la rueda está representada por la reacción resultante R , la cual se puede descomponer en dos componentes: una reacción radial R' y una paralela al camino R'' . La componente R' , tiene el mismo carácter que la resultante de las acciones de la superficie de apoyo, que actúa sobre la rueda conducida. La otra componente R'' , es la reacción que surge debido al torque motriz aplicado a la rueda, y se denomina fuerza tractiva, y de aquí en adelante se representará como P_t .

$$R'' = P_t = \frac{M_m - M_{pi}}{r_d} \quad (1.9)$$

La componente R' se puede descomponer a su vez, en dos componentes: la reacción vertical R_y , que contrarresta a G_m , y la horizontal R'_x , la cual como se conoce es la resistencia al rodamiento (P_r) en la rueda motriz.

Capítulo 1: Generalidades sobre la cinemática y la dinámica de la rueda del automóvil

Si se considera movimiento uniforme, la sumatoria de fuerzas y momentos en la rueda será:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0; & P_t - P - P_r &= 0; \\ \sum F_y &= 0; & G_m - R_y &= 0; \\ \sum M_0 &= 0; & M_m - P_t \cdot r_d &= 0\end{aligned}\quad (1.10)$$

La dirección de P_t garantiza que su momento contrarreste el momento motriz M_m , para que en el movimiento uniforme no exista momento resultante.

Usando el sistema de [ecuaciones 1.10](#), se puede determinar la expresión de la resistencia al rodamiento, para el caso de la rueda motriz: $P_r = \frac{M_m}{r_d} - P$ (1.11)

El coeficiente de resistencia al rodamiento, el cual es la relación entre la resistencia al rodamiento (P_r) y la carga aplicada sobre la rueda motriz (G_m), se puede determinar a partir de la condición de equilibrio de los momentos de las componentes de la reacción R' , es decir: $P_r \cdot r_d = R_y \cdot e$, y por tanto:

$$\frac{P_r}{R_y} = \frac{P_r}{G_m} = \frac{e}{r_d} = f \quad (1.12)$$

Como se observa, esta expresión es similar a la obtenida para el caso de la rueda conducida (Ver expresión [1.8](#)).

En el caso de la rueda motriz, las tres componentes de la reacción del camino: P_t , P_r y R_y adquieren mayor relevancia que el resto de las fuerzas actuantes, por el hecho de que aparecen en el diagrama del sólido rígido del vehículo en movimiento, mientras el resto de las fuerzas y reacciones aparecen como fuerzas internas del sistema, con excepción de las de inercia que se consideran en la inercia total del vehículo.

CAPÍTULO 2 GENERALIDADES DEL SISTEMA DE FRENOS

2. Generalidades del sistema de frenos

Dentro de los elementos de la seguridad activa, los sistemas de frenos tienen una importancia primordial.

La [figura 11](#) da una idea temporal de los principales avances en el ámbito de la seguridad activa y pasiva.

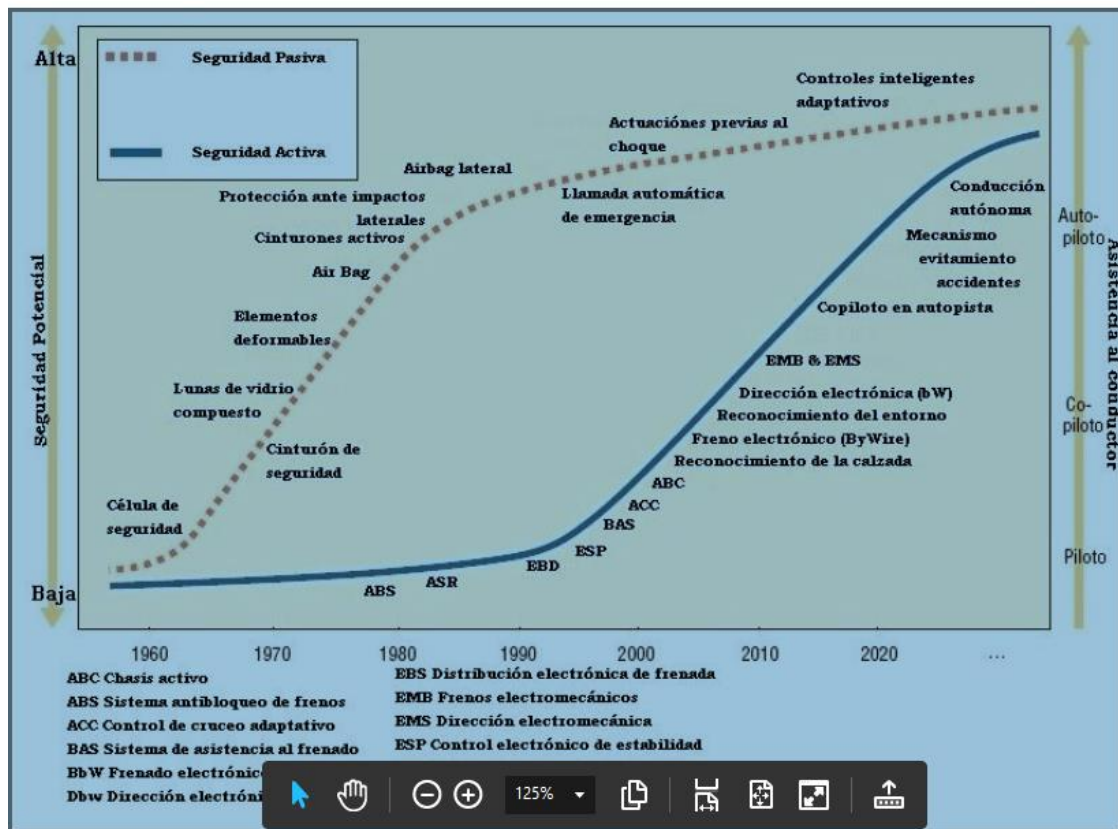


Figura 11 Evolución en el tiempo de los sistemas de seguridad activa y pasiva tomado de (Muñoz, 2016).

2.1. Construcción

El objetivo principal del sistema de frenado es disminuir la velocidad del vehículo, reduciendo la velocidad de giro de las ruedas y detenerlo si fuera necesario por medio de elementos que transforman la energía cinética del vehículo en otro tipo de energía.

Capítulo 2 Generalidades del sistema de frenos

A continuación se verá algunos de los componentes y características fundamentales del sistema de freno convencional.

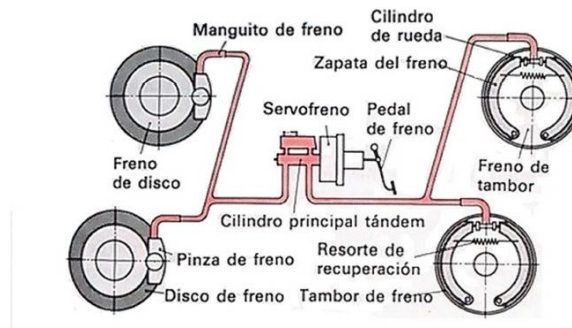


Figura 12 Distribución típica de los componentes de un sistema de frenos hidráulico convencional de un automóvil ligero (Velasteguí, 2015).

2.1.1. Cilindro maestro

Este es un componente que genera presión hidráulica desde la fuerza de presión del pedal de freno. El sistema hidráulico tiene los siguientes dos sub-sistemas. Los cilindros maestros (sistema dual) de tandem, en el cual uno de los dos sub-sistemas hidráulicos operará igualmente si uno de ellos falla, estos son usados ampliamente.

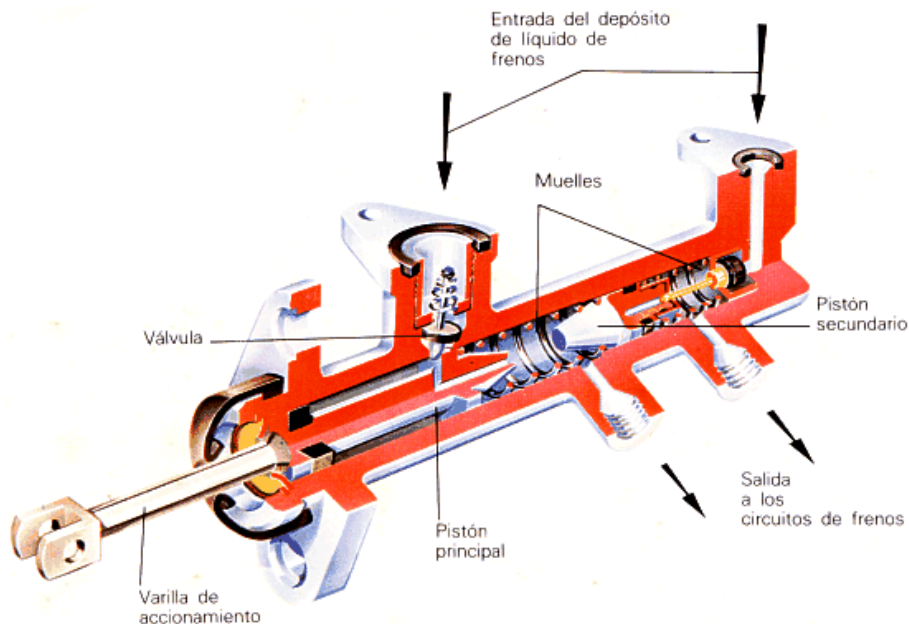


Figura 13 Configuración del cilindro maestro (Obanos & Landa, 2010).

2.1.2. Tubería del freno

La tubería del freno es distribuida de forma diferente para las ruedas delanteras y las ruedas traseras, los más utilizados son el convencional y el diagonal.

Circuito convencional ruedas delanteras y traseras separadamente [figura 14](#).

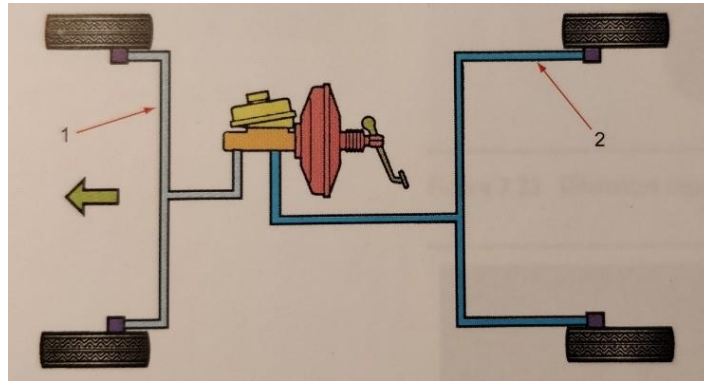


Figura 14 Circuito convencional (Triay, 2018).

Tubería diagonal La tubería del freno es distribuida a la rueda delantera derecha y a la rueda posterior izquierda y la rueda delantera izquierda y rueda posterior derecha [figura 15](#).

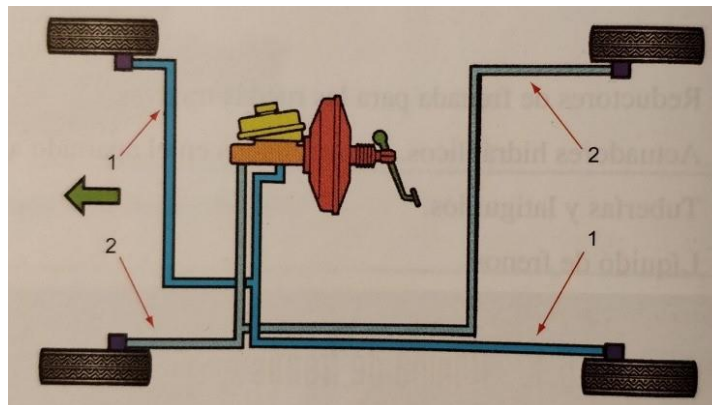


Figura 15 Circuito diagonal (Triay, 2018).

2.1.3. Reforzador de freno

Este dispositivo incrementa la fuerza aplicada en el pedal de freno a una mayor fuerza. El reforzador de freno utiliza la diferencia entre las presiones en el múltiple de escape, donde se genera un vacío y la presión atmosférica del ambiente, para mover un diafragma, que incrementa la fuerza aplicada al pedal de freno en el pistón del cilindro maestro.

El sub-sistema reforzador de freno consiste en un servofreno ubicado en serie entre el pedal de freno y la bomba de frenos. Funciona mediante una toma de vacío que va desde su interior hasta la toma de vacío. En la mayoría de vehículos de gasolina, esta toma se hace directamente desde el colector de admisión, mientras que en los coches diésel, el vacío se genera mediante una bomba.

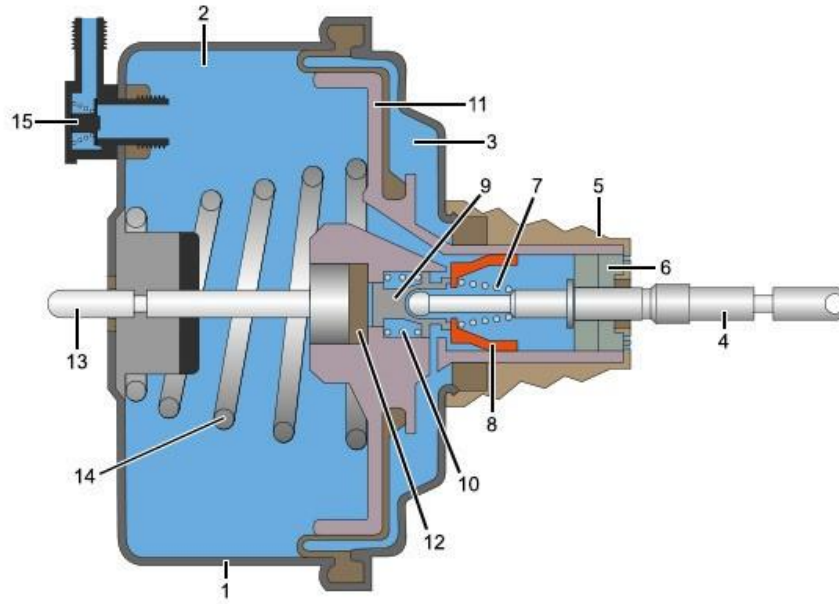


Figura 16 Componentes servofreno (reforzador de freno) (Triay, 2018).

La [figura 16](#) muestra la configuración de los componentes de un servofreno. El émbolo 11, está acoplado al cuerpo del servo mediante una membrana atorada en su periferia, formando las dos cámaras 2 y 3. La toma de vacío se realiza por la parte superior izquierda. En posición de reposo, ambas cámaras se encuentran a la misma presión gracias al canal labrado en el émbolo. En el interior del émbolo se encuentra la válvula que regula la asistencia o la inhibe, según la fuerza ejercida sobre el pedal de freno, al cual está unida mediante la varilla de empuje 4. Alojados dentro de la válvula se encuentra, el pistón 9, el orificio que comunica ambas cámaras y otro que comunica la cámara 3 con la atmósfera.

Cuando no se está presionando el pedal de freno el pistón 9 queda oprimido contra la válvula 8 gracias a la acción del muelle 10. De esta forma, el canal de comunicación entre las dos cámaras queda abierto. Si el motor estuviese parado, las dos cámaras se encontrarían a presión atmosférica pero una vez se encienda

el motor, debido al vacío producido en el colector de admisión, ambas cámaras también estarán a esa presión de vacío. Por vacío se entiende una presión de valor estable inferior a la atmosférica, del orden de unos 200 a 300 mbar.

Cuando se inicia la acción de frenado, el vástago 4 se desplaza a la derecha, empujando la válvula hasta su asiento del émbolo 11. Esto provoca un corte de comunicación entre las dos cámaras de depresión. Además, el pistón 9 se apoya sobre la arandela elástica 12 comprimiéndola ligeramente, pero sin llegar a producir ningún desplazamiento.

Si el conductor continúa pisando el pedal de freno, el vástago 4 se va a desplazar aún más hacia la izquierda produciendo el avance del pistón 9. Esto permite la entrada de aire a presión atmosférica a la cámara 3 a través del orificio de la válvula 8. La diferencia de presiones entre las dos cámaras produce que el émbolo se desplace hacia la izquierda, transmitiendo ese movimiento al cilindro maestro a través del vástago 13.

Si la frenada permanece constante, la arandela 12 empuja el pistón 9 contra la válvula 8, cortando la entrada de aire y manteniendo el esfuerzo de frenado constante. Si el conductor decidiera aplicar más fuerza, se repite el proceso descrito anteriormente. Durante frenadas severas, el conducto de entrada de aire atmosférico se abre totalmente de modo que entre las dos cámaras existe la mayor diferencia de presiones posible, con lo que, el émbolo producirá la mayor fuerza de empuje.

Cuando el conductor suelta el pedal de freno el muelle 10 produce el retroceso del vástago 4, el pistón 9 y la válvula 8 hasta su posición inicial, permitiendo el flujo de aire entre las dos cámaras, quedando ambas sometidas al vacío producido por el motor. El diafragma y el vástago 13 vuelven a su posición inicial gracias a la acción del muelle 14, cesando la fuerza sobre el cilindro maestro y permitiendo el retroceso de líquido de frenos.

2.1.4. Válvula de proporción

Esta válvula de proporción “P” distribuye la presión hidráulica entre las ruedas delanteras y traseras a fin de obtener una fuerza de frenado estable. Cuando la fuerza de frenado actúa en un vehículo, se sobrecarga el puente delantero,

disminuyendo la carga en el puente trasero facilitando el bloqueo de estas. La válvula “P” es instalada en medio del camino en las tuberías a los frenos traseros para ajustar la presión hidráulica actuando sobre ellos.

2.1.5. Freno de tambor

El freno de tambor es un sub-sistema que aplica la fuerza de frenado usando material de fricción que es empujado contra la superficie interior de un tambor que gira conjuntamente con el neumático. Una gran fuerza de frenado puede ser obtenida comparativamente con la fuerza de presión en el pedal.

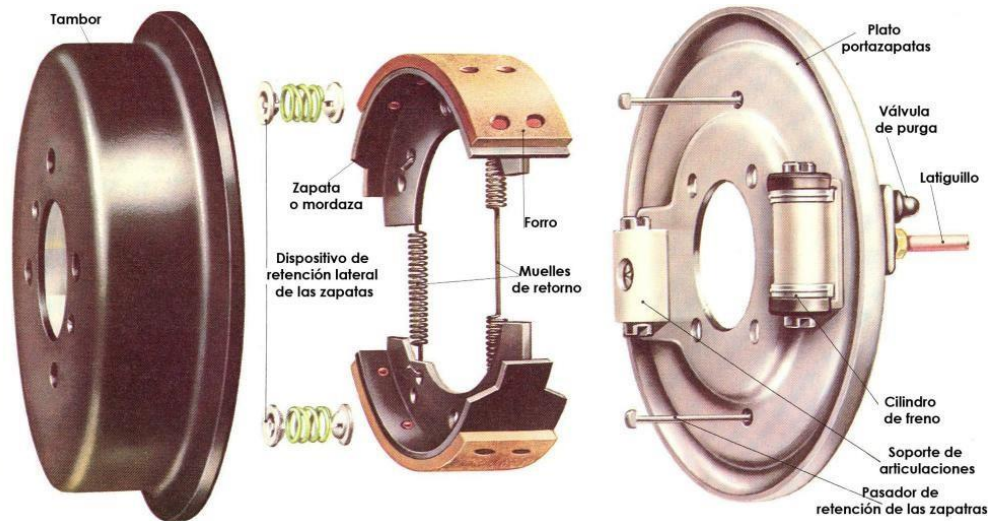


Figura 17 Elementos de un freno de tambor (Triay, 2018).

La zapata de freno tiene la misma forma circular como el tambor de freno y tiene un forro de zapata de freno (material de fricción) fijado a su circunferencia exterior [figura 17](#). El forro de la zapata de freno es un material de fricción que obtiene fuerza de frenado de la fricción entre este y el tambor de freno cuando este rota. El tambor de freno es fabricado de hierro fundido. Hay una pequeña holgura establecida entre el tambor y el forro de la zapata. El tambor de freno rota junto con el neumático. Cuando los frenos son aplicados, el forro de zapata de freno es empujado contra el interior del tambor, estableciendo la fricción que genera la fuerza de frenado.

Palanca de ajuste (Mecanismo de auto ajuste)

Este es un mecanismo que ajusta la holgura entre el tambor de freno y el forro de la zapata de freno automáticamente, corrigiendo la holgura tanto como sea necesario.

2.1.6. Cilindro de rueda

Este cilindro convierte la presión hidráulica del cilindro maestro en una fuerza que mueve la zapata de freno.

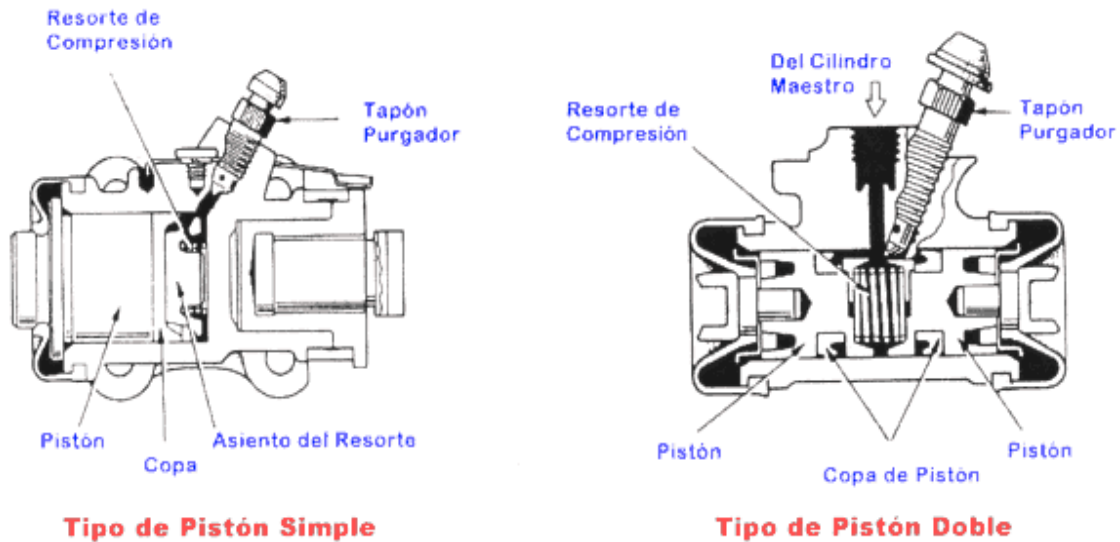


Figura 18 Cilindro de rueda (corte en sección).

2.1.7. Freno de disco

Los frenos de disco son un sistema que obtiene fuerza de frenado por el uso de forros de fricción de freno (material de fricción), empujando contra ambos lados del disco rotor cuando este rota con el neumático. Estos frenos tienen un excelente efecto de radiación de calor y una fuerza estable de frenado que es obtenida uniformemente cuando los frenos son usados frecuentemente.



Figura 19 Frenos de disco (Triay, 2018).

Configuración del freno de disco.

Disco rotor

Este es un plato redondo fabricado de hierro fundido que rota con el neumático. Hay dos tipos de disco rotor, el tipo sólido y el tipo ventilado. El tipo sólido consiste en un simple disco rotor, mientras que el tipo ventilado tiene agujeros en la mitad del disco rotor, haciendo esto un interior hueco. Estos agujeros amplían la vida de los forros de fricción por la mejora de la radiación de calor.

Pinzas de frenos

Son dispositivos que reciben la presión hidráulica del cilindro maestro y obtienen fuerza de frenado por el empuje de los pistones y los forros de fricción contra el disco rotor. Comúnmente, las pinza de frenos o mordazas flotantes son usadas (con un pistón en uno de los lados del freno de disco solamente). Cuando los pistones empujan los forros de fricción contra el disco rotor, las pinzas de frenos aplican fuerza a los lados opuestos del disco, agarrando y ajustando al disco rotor y de este modo creando la fuerza de frenado.

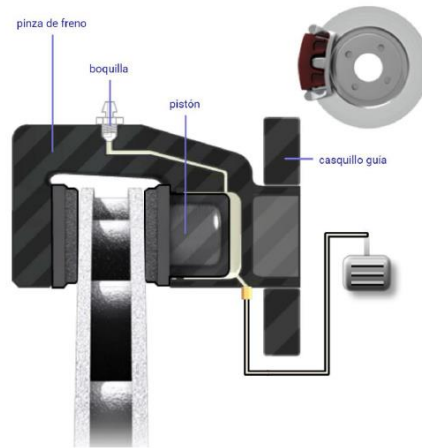


Figura 20 Pinza de frenos flotantes (Cueva, 2018).

Forros de fricción

Los forros de fricción de freno son fabricados de material de fricción que genera fuerza de frenado por creación de la fricción con el disco rotor. Ellos son fabricados de un material que tiene excelente resistencia al calor y al desgaste. Varios materiales son usados en la fabricación de los forros de fricción de freno [figura 21](#). A fin de determinar la cantidad de desgaste en los forros de fricción, se usa un indicador de desgaste del forro de fricción de freno.

Un indicador de desgaste es provisto para cada uno de los discos de freno. Cuando el forro de fricción llegó a desgastarse y debe ser reemplazada, el indicador de desgaste del forro de fricción llega a entrar en contacto con el forro de fricción de freno y genera un sonido muy agudo para alertar al conductor. Puesto que el indicador de desgaste del forro de fricción está tocando sólo ligeramente al disco rotor, el mismo no será dañado cuando el indicador empiece a chillar. Sin embargo, si el uso es continuado bajo estas condiciones y los forros de fricción se desgastan más, causando que la placa de apoyo del forro de fricción llegue a contactar directamente con el disco rotor, luego este puede dañar principalmente al rotor. Si el indicador de desgaste del forro de fricción produce un ruido agudo, se tiene que cambiar los forros de fricción inmediatamente.

Hace algunos años, las pastillas de freno eran fabricadas con cierta parte de amianto, una sustancia que, de ser inhalada, resulta ser bastante perjudicial para la salud de las personas. Sin embargo, actualmente, la obligatoriedad de eliminar

el amianto ha supuesto un cambio importante dentro de las formulaciones. No obstante, los primeros materiales sin amianto que aparecieron en el mercado, eran de prestaciones y duración inferiores a los que sí presentaban amianto. Pero hoy en día, los materiales sin amianto han superado a éstos en todos los requisitos exigibles a un material de fricción.

En la actualidad, la mayoría de los fabricantes de forros de fricción emplea en mayor o menor medida la base de los siguientes componentes: (Ocaña, 2012)

Las fibras: son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Constituyen el “armazón” de las pastillas de freno. Existen dos tipos principales de fibras, sintéticas y minerales. Las más usuales son las fibras de vidrio, fibras de aramida, lana de roca.

Las cargas minerales: son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto (aportan resistencia a la abrasión, a la cortadura...) también a altas temperaturas. Las más usuales son la barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato...

Componentes metálicos: se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla o forros de fricción a la mordaza. Los más usuales son el latón, el cobre o el bronce entre otros. Aunque debe seguirse la legislación ya que existen componentes nocivos para la salud.

Lubricantes o modificadores de coeficiente: son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción, normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Suelen ser empleados en forma de polvo (grafitos, coques, sulfuros...).

Materiales orgánicos: son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes hasta que se polimerizan. Las más importantes son las resinas fenólicas termo endurecibles.

Abrasivos: cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de una capa intermedia o también conocida como tercera capa.

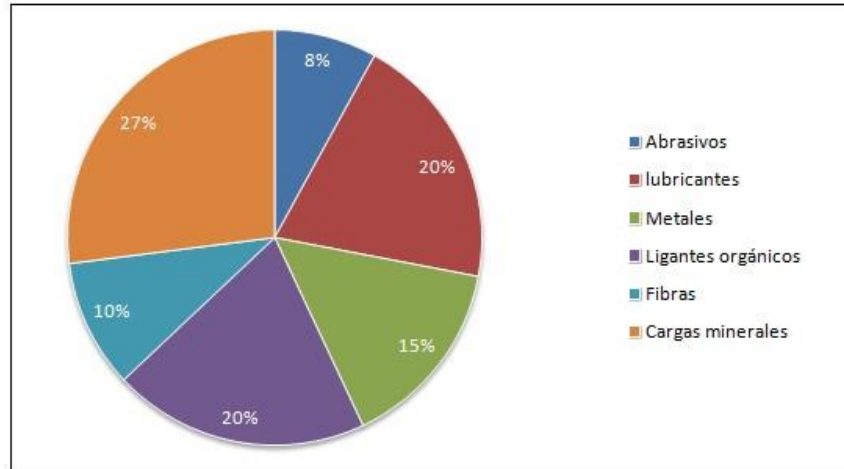


Figura 21 Composición pastilla de freno (Ocaña, 2012).

Características

Los requerimientos que debe cubrir el material de fricción son los que establece la propia aplicación del producto. Los más importantes son:

Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.

Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.

Una cierta comprensibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.

Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.

Para conseguir cubrir estas especificaciones, cada fabricante implementa sus propias formulaciones ensayándolas varias veces hasta conseguir los resultados que le aportan la calidad que busca.

2.1.8. Freno de estacionamiento o freno de mano

El freno de estacionamiento es un sistema que transmite fuerza de operación a los frenos traseros por medio de un cable u otro dispositivo. Cuando la palanca del freno de estacionamiento es jalada y traba el tambor o disco de freno impide el movimiento de las ruedas cuando el vehículo está estacionado.

2.2. Características del uso de los sistemas de frenos antibloqueo

En el epígrafe 3.9 estudiarán detalles del fundamento y su desarrollo, aquí se enunciarán algunos detalles y características constructivas.

Los sistemas de frenos convencionales están diseñados para que la fuerza de frenado no sea superior, pero sí muy próxima a la fuerza de adherencia, asegurando una máxima eficacia de frenada sin llegar a producir el bloqueo de ruedas. Pero en situaciones de baja adherencia como lluvia, barro o tierra, al no tener un sistema de regulación de presión de frenado, si el conductor se excedía con la fuerza aplicada sobre el pedal, se producía el bloqueo de ruedas, provocando una pérdida de control del vehículo y generando una situación de riesgo de accidente.

Con tal de evitar este tipo de situaciones y aumentar la seguridad del conductor y pasajeros, se idearon los sistemas ABS (*Antilock Brake System*). Este tipo de sistemas se encarga de dosificar el esfuerzo de frenado, evitando el bloqueo de las ruedas y, manteniéndolas en el límite de adherencia de manera que se obtenga la mayor eficacia de frenado.

Con esto se consigue obtener distancias de frenado más cortas, mantener el control del vehículo en todo momento y mantener los neumáticos en buen estado al evitar su bloqueo mientras que el vehículo se está desplazando.

La diferencia constructiva entre los frenos convencionales y los equipados con un sistema ABS es que, en estos últimos, se añaden una serie de componentes al sistema hidráulico original. Un bloque hidráulico de regulación de presión con electroválvulas se acopla al sistema hidráulico convencional. Las electroválvulas comunican de forma individual la bomba de frenos con cada una de las ruedas y están gobernadas por una central electrónica que las activa y desactiva en función del grado de adherencia de cada rueda.

Estos sistemas, como toda la tecnología, han evolucionado notablemente durante los últimos años. Se introdujeron por primera vez a finales de los años setenta y hoy en día son mucho más rápidos, compactos, precisos y menos pesados.

Los componentes que forman el sistema ABS son:

Capítulo 2 Generalidades del sistema de frenos

- Sensores de rueda
- Grupo hidráulico
- Unidad de control

Sensores de rueda

Los sensores de rueda se encargan de medir la velocidad de giro de la rueda y transmitir esa información a la unidad electrónica de control. Hasta hace unos años, los sensores más utilizados eran los de tipo inductivo, aunque en la actualidad, los sensores tipo magneto-resistivos son los que más se utilizan.

Sensores inductivos:

Estos sensores aprovechan las variaciones de campo magnético que genera una rueda dentada que gira solidaria con la rueda. Están formados por un imán permanente que actúa como captador y una bobina conectada a la unidad de control. Gracias al imán, se crea un campo magnético, al que está expuesta la rueda dentada. El paso de los dientes de la corona por el campo magnético genera una corriente alterna en la bobina, cuya frecuencia y amplitud son proporcionales al giro de la rueda dentada.



Figura 22 Esquema sensor inductivo.

Sensores magneto-resistivos:

También denominados sensores activos ya que precisan de una corriente de alimentación para funcionar. Son más precisos que los sensores inductivos y permiten realizar lecturas de velocidad de rueda muy bajas, cosa que los inductivos no pueden hacer.

El sistema está constituido por una corona multipolar acoplada al buje de la rueda y que gira solidaria a éste. El sensor de velocidad se coloca frente a la corona multipolar y su resistencia interna varía en función del campo magnético que le afecta. El sensor transmite una señal de onda cuadrada cuya frecuencia varía en función de la velocidad de giro de la corona.

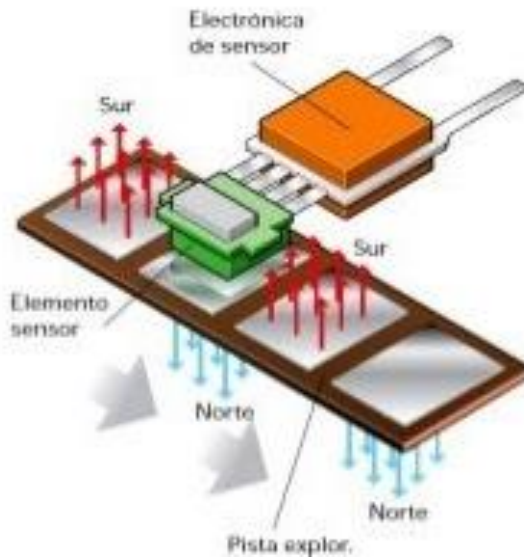


Figura 23 Sensor magneto-resistivo.

Grupo hidráulico

El grupo hidráulico se encarga de modular la presión de frenado aplicada a cada rueda. Esta regulación está gobernada por el calculador, el cual envía órdenes en forma de señales eléctricas a las electroválvulas emplazadas en el cuerpo del grupo. Suele estar conectado en serie a la bomba de frenos, comunicándose a ésta por medio de tuberías metálicas, de tal forma que cada una de las canalizaciones de presión que van hacia las ruedas pasa por el grupo hidráulico. En general están dotados de una bomba eléctrica, un acumulador de presión y una serie de válvulas de admisión y de escape. Los grupos más habituales tienen una configuración de 4 canales, es decir, un canal para cada rueda. En este caso, cada canal dispondrá de una válvula de admisión y otra de escape, sumando un total de 8 válvulas.

Cuando el grupo se encuentra en posición de reposo, las válvulas de admisión se encuentran abiertas y las de escape cerradas de esta forma, si no se produce

bloqueo de ruedas, el grupo no interviene sobre el funcionamiento del sistema de frenos y se comporta como un sistema de frenos convencional. En el momento en que se detecta el bloqueo de alguna rueda, la unidad de control manda una señal a las electroválvulas y éstas empiezan a actuar.

Durante la intervención del grupo hidráulico se pueden diferenciar tres fases dependiendo de qué válvulas estén actuando y cuáles no.

Fase de subida de presión:

Durante el proceso de frenado el conductor presiona el pedal de freno, pero no con suficiente energía como para producir el bloqueo de alguna de las ruedas. En esta situación, tanto la bomba como las válvulas se encuentran en reposo y no intervienen en la acción de frenado. La válvula de admisión 10 se encuentra abierta, permitiendo el paso de líquido hasta el cilindro de rueda, mientras que la de escape 6 se mantiene cerrada. El sistema de frenos se comporta como uno convencional.

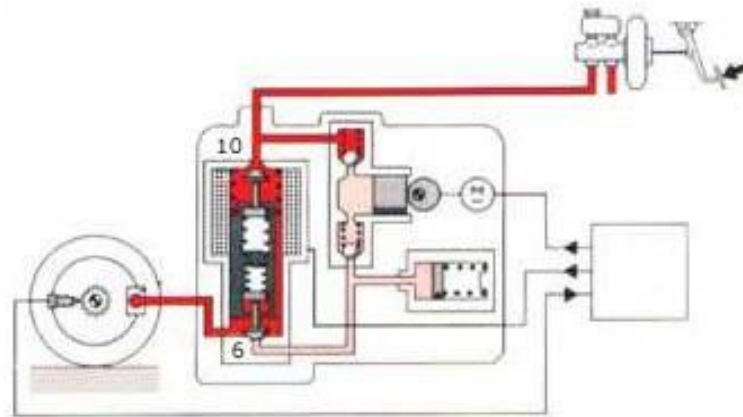


Figura 24 Fase de subida de presión.

Fase de mantenimiento de presión:

En el momento en que el sistema detecta el bloqueo de alguna rueda (en caso de bloqueo de varias ruedas el proceso de actuación es el mismo para cada rueda), la unidad de control envía una señal a la válvula de admisión 10 y ésta se activa, cortando el paso de líquido de la bomba de frenos hasta el cilindro de rueda. En este momento, al haberse cortado la comunicación entre la bomba y el actuador, si el conductor sigue ejerciendo fuerza sobre el pedal, dicho esfuerzo no se transmite hasta la rueda bloqueada.

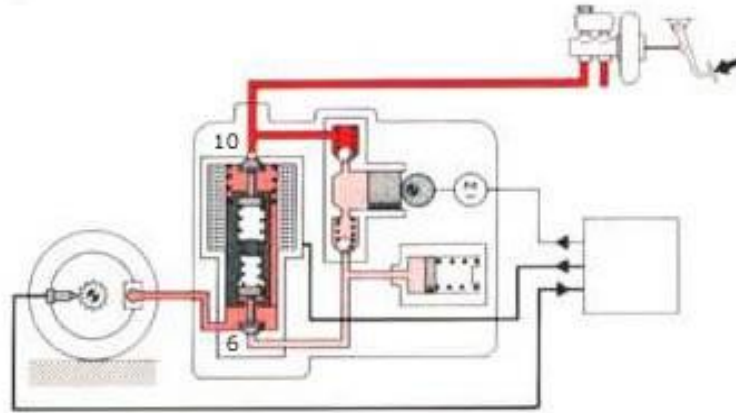


Figura 25 Fase de mantenimiento de presión.

Fase de alivio de presión:

Con el fin de permitir que la rueda deje de estar bloqueada y permitir que siga girando, la unidad de control manda una señal a la válvula de escape 6 y ésta se activa. La activación de la válvula de escape permite la comunicación entre el cilindro de rueda y el retorno de la bomba. En este momento se activa también la bomba eléctrica, permitiendo una evacuación de presión más rápida.

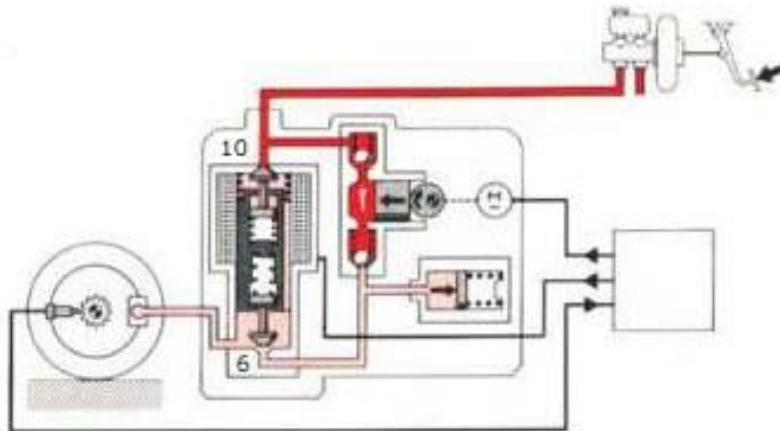


Figura 26 Fase de alivio de presión.

Una vez el sistema ha comprobado que la rueda vuelve a girar, deja de mandar señales a las válvulas, devolviéndolas a su posición de reposo, reestableciendo la transmisión presión de la bomba de frenos al cilindro de rueda. El sistema está constantemente comprobando el estado de giro de las ruedas y, en caso que sea necesario, estas fases se repiten tantas veces como sea preciso.

Unidad de control

La unidad de control recibe información sobre la velocidad del coche a partir de los captadores de cada rueda. Calcula la velocidad y deslizamiento de cada rueda y en función de los resultados, activa o no las electroválvulas con el fin de modular la presión de frenado y evitar el bloqueo de ruedas.

Además de realizar funciones de control de velocidad y de presión, también realiza funciones de autocontrol del sistema ABS. Cuando el conductor activa el contacto, la unidad de control realiza un control inicial de la tensión de alimentación, las válvulas y el circuito electrónico. Una vez el vehículo avanza y a partir de unos 6 km/h realiza un segundo control sobre el grupo hidráulico y los sensores de velocidad. A partir de este momento el sistema realiza un control permanente sobre los elementos del sistema. En caso de detectarse alguna anomalía, se enciende el testigo de avería y se desactiva el sistema.

2.3. Innovación en el sistema de frenado

Los frenos al igual que los vehículos han ido sufriendo diversas evoluciones para mejorar la seguridad de los ocupantes del vehículo. Son sistemas que aún no se han implementado en todos los vehículos, y algunos son exclusivos de algunas marcas (Fernández, 2018).

2.3.1. Control de frenos Sensotronic

Actualmente los sistemas mecánicos de control del automóvil están siendo en general remplazados por sistemas accionados por cable “X-by-Wire”. Este sistema determina los comandos del conductor a través de sensores, procesan la información electrónicamente, desplazamiento y velocidad de pisado del pedal de freno, y transmiten las órdenes a los actuadores, como lo hace ya en muchos automóviles el acelerador electrónico (Fernández, 2018).

Bosch está trabajando intensamente en sistemas electrónicos en los sistemas de dirección y frenado. Funciones de mejora, que sólo pueden ser creados con la interacción de diversos sistemas del vehículo. El concepto para el freno por cable “Brake-By-Wire” es el freno electro-hidráulico SBC (Sensotronic Brake Control). Desarrollado por Bosch en colaboración con Daimler Chrysler. Con el frenado

selectivo senso-trónico, las actuaciones del conductor sobre el pedal de freno, se convierten en impulsos eléctricos que se conducen a un microprocesador donde, en combinación con las señales emitidas simultáneamente por varios sensores, y dependiendo de la situación de conducción en ese momento, se calcula la presión óptima de frenado para cada rueda. El resultado es una mayor seguridad a la hora de frenar en curva o calzadas resbaladizas. Un depósito de alta presión y válvulas controladas electrónicamente se encargan de que la máxima presión de frenado pueda estar disponible mucho antes.

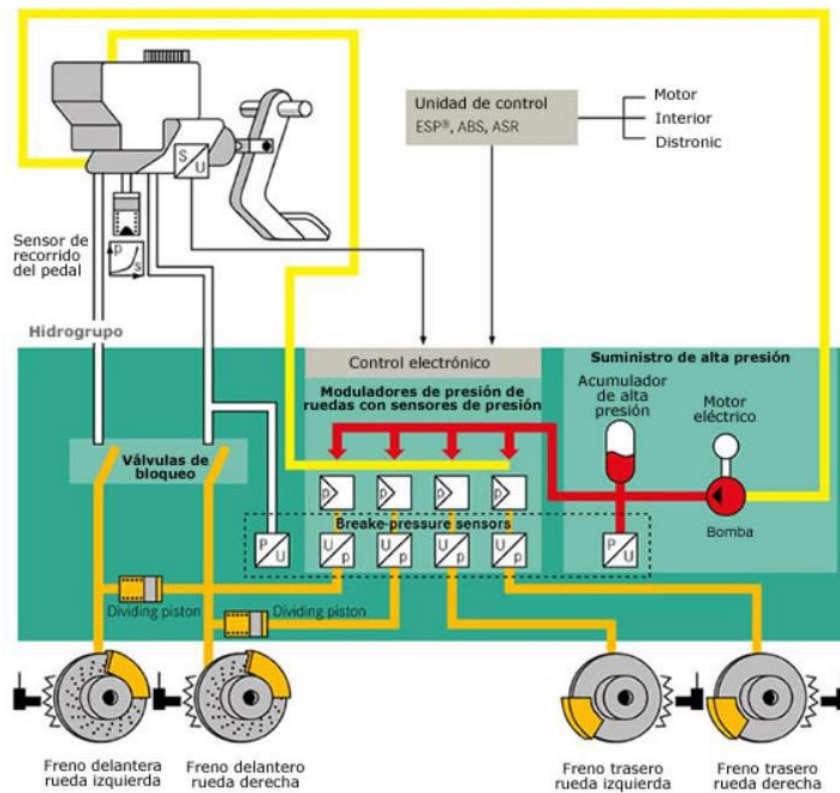


Figura 27 Esquema hidráulico del SBC (Meganeboy, 2017).

Por tanto, no se trata de un ABS de nueva generación, ni de un control de estabilidad más avanzado, sino de un sistema de frenado totalmente nuevo. Hasta ahora, era el propio conductor quien, de una manera directa, dosificaba la fuerza que se aplicaba sobre los frenos, aunque estuviese corregida por el ABS, el repartidor de frenada, o el servofreno de emergencia. En el SBC el conductor solo indica que tiene la intención de frenar. El pedal como se ha comentado antes, transforma esa intención en señales eléctricas (que informan sobre la velocidad de accionamiento y la presión ejercida en el pedal). Estas señales llegan al

microprocesador, que calcula con qué fuerza debe, a través de un sistema hidráulico, actuar sobre cada una de las ruedas según la información que recibe de ellas, el giro del volante y la aceleración lateral.

El pedal de freno se une a un cilindro donde unos sensores miden los cambios de presión y los convierten en impulsos eléctricos. Como el sistema necesita energía eléctrica, tiene que tener un sistema de emergencia, para actuar sin energía eléctrica, y el SBC pasa al funcionamiento de emergencia y se establece un vínculo directo entre el pedal y los frenos delanteros para poder detener el vehículo.

En el frenado selectivo Sensotronic, un elevado número de componentes mecánicos son sustituidos por componentes eléctricos. En el futuro, el servofreno comentado anteriormente, ya no será necesario. En su lugar, los sensores medirán la presión del cilindro principal así como la rapidez con la que se acciona el pedal del freno y pasarán esta información a través del procesador mediante impulsos eléctricos. El mismo procesador, recibe información también de otros sistemas de ayuda como son el ABS, que conoce la velocidad de giro de las ruedas, mientras que del ESP (sistema de control de estabilidad) se recopila datos del ángulo girado por el volante, tipo de movimiento de giro del vehículo así como la aceleración transversal, y por supuesto la unidad de control de la transmisión envía datos sobre la velocidad y aceleración del coche. Con estos datos el microprocesador determina y aplica la presión de frenado que debe llegar a cada rueda. La propiedad que tiene el SBC es la de reconocer las propiedades instantáneamente de las intenciones de frenado del conductor y aplicar las fuerzas de frenado de manera óptima en cada rueda según la situación, como dato, se reduce un 3% la distancia de frenado a una velocidad de 120 km/h.

Este sistema no solo proporciona más seguridad en un frenado en línea recta, sino que también al frenar en curva. En este caso concreto es donde la distribución variable y particularizada de la fuerza de frenado en cada rueda presenta la mayor ventaja respecto al sistema convencional de frenado. Ya que en los sistemas tradicionales la presión que actúa sobre los frenos de las ruedas exteriores es igual al de las ruedas interiores, para cada eje, en cambio el SBC asigna presiones

Capítulo 2 Generalidades del sistema de frenos

de frenado distintas en cada rueda según crea conveniente. El SBC aumenta automáticamente la fuerza de frenado en las ruedas exteriores al viraje, dado que éstas soportan mayores fuerzas verticales y en consecuencia pueden transferir mayores fuerzas de frenado.

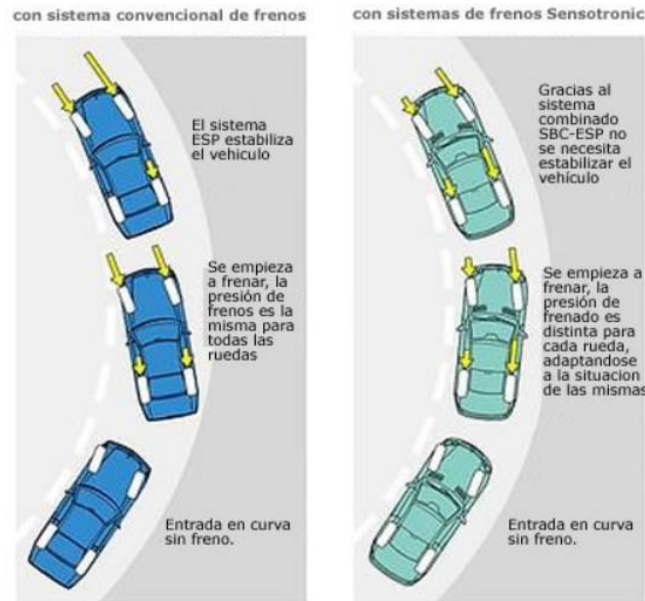


Figura 28 Ejemplo frenada con SBC (Meganeboy, 2017).

En cambio, simultáneamente reduce la fuerza de frenado en las ruedas interiores para contrarrestar las elevadas fuerzas para permanecer en la trayectoria. El resultado es un frenado más estable, pudiendo seguir la trayectoria deseada [figura 28](#).

Otras ventajas adicionales de estos frenos, que redundan en un aumento de la seguridad y también un mayor confort para el conductor. Entre ellas cabe destacar la función de los frenos secos. En situación de lluvia, o calzada mojada, el SBC manda impulsos eléctricos al procesador, que oprime durante brevísimos instantes las pastillas de freno sobre los discos a intervalos regulares. De esta manera se elimina la película de agua sobre el disco y el frenado es más efectivo. Esta función se activa en cuanto el limpiaparabrisas se activa.

El SBC incorpora también la función denominada “Ayuda en tráfico lento”, que se activa con el mando del control de velocidad. La ventaja de esta función consiste en que al circular con mucho tráfico en ciudad, con frecuentes detenciones, el

conductor puede prescindir de pisar el freno, ya que al levantar el pie del pedal del acelerador, el vehículo reducirá la velocidad frenando a una tasa de deceleración constante y predeterminada hasta detenerse o hasta volver a pisar el acelerador. Esta función solo está activa en velocidades inferiores a 60 km/h y se desactiva automáticamente por encima de ese valor. Esta ayuda está concebida para disminuir la fatiga del conductor.

En pendientes la función “ayuda a la arrancada” evita que el coche se vaya marcha atrás con solo una pisada breve de freno, sin necesidad de mantener pisado el pedal o utilizar el freno de mano. Para arrancar bastaría con pisar el acelerador.

La utilización de la electrónica en el frenado, abre nuevas y prometedoras posibilidades, se da un paso crucial para la realización del objetivo a medio plazo: el guiado automático de vehículos en el futuro con la ayuda de videocámaras, radares de proximidad y telemática avanzada. Para semejante guiado autónomo del vehículo los expertos necesitan como base un sistema de frenado controlado por microprocesador, que traduzca automáticamente las órdenes de un piloto automático y detenga el coche con total seguridad.

2.3.2. Frenos regenerativos

Con la inminente llegada de los vehículos eléctricos se buscan distintas maneras de no gastar, o almacenar más energía. Una de ellas son los frenos regenerativos o KERS, este es un sistema de recuperación de energía cinética que permite recuperar la energía que se genera en las frenadas para posteriormente ser empleada.

Este sistema se comenzó a usar en 2009 en la Fórmula 1, donde la energía recuperada en la frenada y almacenada, se usa para que el monoplaza tuviera más potencia momentáneamente. Apareció por dos razones, la imagen que quería dar la Federación Internacional del Automóvil (FIA) sobre la responsabilidad que tenían con el medio ambiente y por la posibilidad de en un futuro poder instaurarlos en un vehículo. También por el afán de la FIA por aumentar el espectáculo facilitando los adelantamientos.

La frenada regenerativa no es ilimitada. Los vehículos han de llevar además frenos convencionales ya que en el caso de que las baterías se encuentren al

100% de su capacidad, más energía no podría ser acumulada. Por tanto si ocurriera esto sería imposible frenar el vehículo. No obstante, los frenos regenerativos son frenos que funcionan mucho menos a lo largo de la vida útil del coche, por tanto su desgaste es mucho menor, y los intervalos de mantenimiento son mayores.

Esta tecnología se puede utilizar en cualquier tipo de vehículo, pero mayormente se utilizan en estos casos:

Automoción [figura 28](#). Empleado tanto en coches eléctricos como híbridos. Utilizando el motor eléctrico para el frenado se recargan las baterías. Esta energía puede posteriormente ser usada para los arranques, sistemas auxiliares o cuando el motor está funcionando en modo eléctrico.



Figura 29 Esquema de frenado regenerativo (Villodres, 2015).

Transporte ferroviario [figura 30](#). En este sector es donde se recupera la mayor cantidad de energía. Esto se debe a dos razones principales: las grandes masas de los trenes y las altas velocidades de estos. Se trata de un medio de transporte que suele estar conectado a la red eléctrica por lo que parte de la energía recuperada que no se aprovecha por el propio tren puede ser exportada a la red eléctrica.



Figura 30 Freno regenerativo de un tren (Villodres, 2015).

Existen distintas formas de almacenar la energía de la frenada, como es el caso de las baterías si se trata de un KERS eléctrico o un volante de inercia, si es mecánico. También existe el KERS neumático, pero menos utilizado.

Respecto al funcionamiento, existen dos tipos de frenos de recuperación de energía, los reostáticos y los regenerativos. Los reostáticos, transforman la energía cinética en energía calorífica a través de la fricción. Esta energía calorífica se irradia al aire que refrigera las pastillas o el tambor, por lo tanto, se desperdicia. En los coches eléctricos e híbridos, la energía cinética se convierte en eléctrica y se almacena en baterías, para su uso posterior. Existe una manera de transformar la energía cinética en eléctrica por medio de un giroscopio, que devuelve en el momento de acelerar parte de la frenada.

No obstante, cuando las baterías están llenas, el freno regenerativo no frena más el vehículo, teniendo que usar los frenos tradicionales para poder detener el vehículo sin peligro.

Los sistemas eléctricos usan un motor-generador incorporado en la transmisión del coche, que convierte la energía mecánica en energía eléctrica y viceversa. Una vez se haya convertido la energía, se almacena en una batería para posteriormente utilizarlo cuando sea necesario.

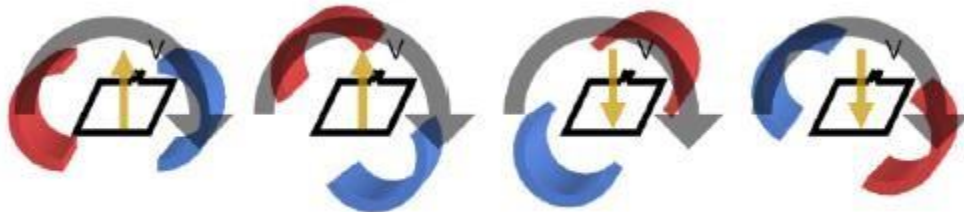


Figura 31 Campo magnético inducido (Villodres, 2015).

Para explicar el funcionamiento del sistema, en la [figura 31](#) se observan unas flechas azules y rojas que son los imanes, y una espira de color negro. Se coloca la espira en el centro y se hace girar a los imanes alrededor. Esto produce un campo magnético variable que a su vez produce un campo eléctrico en la espira. Este es el principio básico del sistema eléctrico, explicado de una manera muy simple. Los imanes en este caso se conectan a las ruedas del coche, para que giren y la espira a una batería para que se acumule. A la vez que se produce el campo eléctrico, se produce una fuerza mecánica que se opone al giro. Esto es debido a que al circular corriente por la espira (debida al giro), la propia espira genera a su alrededor un campo magnético. Por lo tanto, se tiene un “tercer imán” (campo magnético representado en amarillo).

La corriente en la espira siempre irá dirigida de manera que todos los polos del imán se opongan a la causa que creó la corriente, es decir, el imán trata de “equilibrar” la perturbación que lo creó. De esta manera, el imán va cambiando continuamente de polaridad según el giro de los imanes de manera que siempre atrae a los dos imanes en su movimiento, frenándolos. Si se deja hasta que los dos imanes se paren, toda la energía cinética se transformaría en energía eléctrica en la espira. Esto es lo que ocurre en el KERS, al poner los imanes conectados a las ruedas girando alrededor de una espira que está conectada a una batería, los imanes con las ruedas se frenan.

La espira del KERS, se introduce según lo que el conductor pise el pedal de freno. Si el conductor presiona el freno a fondo, la espira se introduce completamente entre los imanes consiguiendo el efecto máximo. En cambio, si lo presiona suavemente, el efecto será menor.

Finalmente, esta energía eléctrica se almacena en una batería para ser utilizada posteriormente. Por lo tanto, cuando el conductor frena con el KERS, carga las baterías, y cuando necesita más potencia, invierte el proceso, activando el motor eléctrico que suma su potencia al motor de combustión.

Este sistema para los vehículos convencionales, se puede utilizar la energía para cargar las baterías del sistema híbrido, o eléctrico, consiguiendo así una mayor autonomía.

2.3.3. Ruedas tipo Continental

Continental una de las marcas más grandes de neumáticos, dispone de una propuesta de un nuevo concepto de frenos para mejorar el frenado en vehículos eléctricos [figura 31](#). Este sistema consta de una llanta formada por dos partes de aluminio, la que contiene el disco de freno con forma de estrella, y la parte exterior que sujeta el neumático y la estrella interior.



Figura 32 Frenos Continental (Infotaller, 2017).

La diferencia con los frenos convencionales es que el diámetro del disco es mucho mayor, y beneficia al rendimiento de frenado.

Las ventajas de este sistema son al aportar un mayor diámetro se utilizan materiales como el aluminio, evitando así la formación de óxido (problema normal en los discos de hierro fundido). Este sistema aporta ligereza al conjunto, ya que al estar formada la rueda y el disco de aluminio se reduce notablemente el peso. Esto permite cambios más fáciles del neumático y de las pastillas de freno, haciendo que el disco no esté tan sujeto al desgaste. A mayor diámetro también otorga una mejor ventilación del conjunto, por lo tanto, se reduce también el efecto de disminución del coeficiente de fricción, causado por un excesivo frenado continuado.

CAPÍTULO 3: TEORÍA DE FRENADO DE LAS MÁQUINAS AUTOMOTRICES

3. Teoría de frenado de las máquinas automotrices.

3.1. Introducción

El sistema de frenos surgió antes incluso que los automóviles, debido a que ya existía la necesidad de frenar los carruajes tirados por caballos, el mecanismo consistía en una palanca de madera, que al ser accionada por el cochero rozaba sobre la rueda del carruaje. Desde entonces han tenido diversos avances haciéndolos mucho más eficientes (Fernández, 2018).

- 1901: Wilhelm Maybach diseña el primer freno de tambor interno.
- 1902: Louis Renault diseña el modelo de freno de tambor usado hoy en día.
- 1902: Ramson E. Olds diseña un modelo de freno de tambor externo.
- 1903: Se implanta el sistema de frenado en las cuatro ruedas en un Dutch Spyker.
- 1903: Sistema de frenos asistidos por cámara de aire
- Malcolm Lougheed (Lockheed) diseña el sistema de frenos hidráulico por el que recibe 7 patentes entre 1917 y 1923.
- 1926: Se le asigna la patente de un sistema de asistencia de frenado por vacío a General Motors Corporation.
- 1930: Los frenos hidráulicos se instauran como norma.
- 1936: Bosch patenta el sistema antibloqueo de frenos (ABS)
- 1949: Crosley Motors primer fabricante americano en montar frenos de disco.
- 1960: Distintos fabricantes reemplazan los frenos de tambor a frenos de disco.
- 1978: Bosch introduce un sistema electrónico de ABS, multicanal y para las cuatro ruedas.
- 1984: Tevis introduce una segunda versión del sistema de ABS.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

➤ 1985: Distintos modelos de General Motors utilizan un asistente de frenado eléctrico.

➤ 1999: Se añaden distintas características al ABS de Tevis, entre las cuales se incluye el sistema de control de tracción, y control de estabilidad.

El frenado es un proceso en el que se crea y cambia artificialmente la resistencia al movimiento del vehículo, con la finalidad de disminuir su velocidad o de mantenerlo inmóvil con respecto a la vía.

La capacidad de disminución forzada de la velocidad, incluyendo la detención total del vehículo, es una de las cualidades dinámicas más importantes, que influye en sus índices de explotación y que posee gran importancia para la seguridad del movimiento. Las cualidades de frenado son aquellas que determinan la máxima deceleración del vehículo durante su movimiento en diferentes vías en régimen de frenado, los valores límites de las fuerzas externas, durante la acción de las cuales el vehículo sometido al frenado se mantiene fiablemente en su lugar o posee la necesaria velocidad estable mínima durante el movimiento por pendientes descendentes.

Las piezas y subconjuntos que sirven para la disminución gradual de la velocidad del vehículo o para mantenerlo inmóvil cuando está estacionado, forman el sistema de frenos.

La solución al problema de la selección o construcción del sistema de frenos para las máquinas automotrices actuales, presenta cada vez mayor importancia, por cuanto en la actualidad la fabricación de vehículos tiende al uso de elevadas velocidades de movimiento, al incremento de la carga y al uso generalizado de remolques en los vehículos de carga.

Una de las condiciones para que el vehículo pueda trabajar con seguridad, tanto en su movimiento en ciudad como fuera de ella, es que esté equipado con un eficiente sistema de frenos.

Las cualidades de frenado se relacionan entre las principales cualidades de explotación, las cuales determinan la seguridad activa del vehículo, bajo la cual se comprende un conjunto de medidas constructivas especiales, que garantizan la disminución de la posibilidad de surgimiento de fallas.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

3.2. Sistema de frenos

Dado que la intensidad de la explotación de las máquinas automotrices es variable, al igual que sucede en la tracción, en el frenado pueden tenerse diferentes regímenes o intensidades de frenado. Así se tiene:

- Frenado de emergencia o rápidos: Está determinado por la realización del frenado con la distancia mínima y la deceleración máxima, sin pérdida de la estabilidad y la manejabilidad. A estos frenados corresponden las máximas intensidades de frenado y normalmente constituyen un 2-3 % de los frenados totales que efectúa la máquina.
- Frenado de trabajo o servicio: Es la condición normal del frenado de la máquina, los cuales constituyen el 95-97% de los frenados totales que efectúa la máquina. La intensidad de la frenada de trabajo constituyen entre 15-30% de la intensidad de la frenada de emergencia.
- Frenado prolongado: Generalmente se produce durante el descenso en cuestas de gran longitud. El valor de la deceleración es la mitad de la de servicio.
- Frenado de estacionamiento: Mantener el vehículo inmóvil en una determinada pendiente generalmente normada.

Requerimientos y componentes del sistema de frenos

En general el sistema de frenos de las máquinas automotrices comprende los componentes y funciones siguientes:

Sub-sistema principal, accionado por el pedal o palanca y que es utilizado ampliamente en todos los regímenes de movimiento de la máquina.

El sub-sistema principal debe actuar sobre todos los elementos del sistema de rodaje o ruedas en general. Las magnitudes de las aceleraciones de frenado típicos están en el orden de 4,4 a 5,8 m/s², en dependencia de las particulares del medio de transporte que se considere. En la actualidad desde 1975, las normas internacionales para vehículos de transporte en general imponen magnitudes del orden de 5,5 a 7,0 m/s².

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

El sub-sistema de estacionamiento o parqueo accionado generalmente por una palanca manual y destinada a retener en su sitio, una vez detenida a la máquina. El sub-sistema de estacionamiento o parqueo debe garantizar la inmovilidad de la máquina cargada, si fuera de este tipo, al bajar o subir una pendiente del 24%.

El sub-sistema de reserva garantiza el frenado con una eficacia no menor del 40% de la efectividad del sub-sistema principal, al fallar este último por cualquier eventualidad (roturas de zapatillas, no hermeticidad en la línea del sistema de frenos, etc.). Esto se logra al estar compartido el mando hidráulico o neumático en las ruedas delanteras, independiente de las traseras, garantizando así el frenado en uno de los puentes si falla el otro, también se utiliza compartiendo el mando de forma diferenciada de una rueda trasera con una delantera o sea en diagonal.

El sub-sistema auxiliar (freno ralentizador), destinado a los frenados prolongados, como es el caso de pendientes largas e intensas. Este tipo de frenos se utiliza normalmente en autobuses y camiones que operan en regiones montañosas y en zonas de perfiles abruptos. Las magnitudes de las deceleraciones típicas que deben obtenerse son del orden de 0,6 a 2,2 m/s².

Los requerimientos para el sistema de frenos se establecen en cada país mediante normas, existiendo también normativas de carácter internacional. De forma general estos son:

- 1- Elevada efectividad y elevada eficiencia. Los sistemas de frenado de los automóviles, autotrenes y autobuses, deben sobresalir por esta característica entre las máquinas automotrices. Esto se debe a la elevada velocidad y diversidad de condiciones del movimiento en que se ven envueltos.

En el caso de una elevada intensidad de tráfico, la cantidad de accidentes disminuye, cuando la magnitud de la deceleración de los diferentes vehículos que circulan es alto y parecido en magnitud. Análogamente a lo anterior, la magnitud de las distancias de frenado de los vehículos que circulan en una misma vía no debe diferenciarse en más de un 10-15%.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Debido al incremento progresivo de las velocidades medias de movimiento, las magnitudes de las deceleraciones de frenado tienden a tomar valores cercanos a $7,5-9 \text{ m/s}^2$.

2- Debe existir de manera absoluta, el sincronismo en el crecimiento y magnitud estable de los momentos de frenado de los diferentes mecanismos de las ruedas, o elementos de rodaje en general. Como es obvio este es un requisito indispensable para mantener la estabilidad direccional de la máquina durante la frenada.

3- El tiempo de respuesta del accionamiento del sistema debe ser siempre lo menor posible, particularmente en aquellas máquinas que están constituidas por máquinas tractoras y remolque, como es el caso de las ferroviarias.

4- Los momentos de frenado de cada rueda por separado, deben cumplir la condición de igualdad para que no exista el bloqueo de las mismas.

5- Las magnitudes de las fuerzas de frenado de las ruedas de un mismo puente deben ser iguales, a los efectos de garantizar la estabilidad direccional de la máquina.

6- La disipación de calor generado en los mecanismos de frenos deben ser garantizados eficazmente a los efectos de no perder la capacidad de frenado con el incremento de la temperatura de los componentes del mecanismo.

7- La magnitud del coeficiente de fricción entre los forros de los frenos y las superficies de frenado deben ser altos y estables y mostrar el menor cambio posible con el incremento de la temperatura.

8- Los mecanismos de freno y sus componentes deben estar protegidos permanentemente contra la humedad, el polvo y las suciedades en general, en particular de las grasas y lubricantes.

9- La acción de control del accionamiento debe estar asegurada en todos los regímenes de frenado.

10- Al romperse el enganche del autotrén, los dispositivos de frenado de los remolques deben garantizar su detención automática.

11- Debido a que el sistema de frenos garantiza la seguridad de movimiento de la máquina, los componentes del mismo deben tener una resistencia garantizada,

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

de manera que se pueda garantizar a su vez que no fallen durante toda el plazo de servicio de la máquina, cualesquiera que sean las condiciones de explotación. Ejemplo las Normas Federales de Seguridad de los Vehículos de los Estados Unidos FMVSS establece lo siguiente:

- I. Primera efectividad. Auto ligero totalmente cargado tiene que detenerse desde velocidades de 30 y 60 m/h (48 y 96 km/h) con una deceleración promedio de 5,2 y 5,52 m/s².
- II. Segunda efectividad. Auto ligero totalmente cargado con los frenos pulidos tiene que ser capaz de frenar desde 46, 98, 128 km/h con una deceleración promedio de 5,2; 5,8 y 5,5 m/s².
- III. Tercera efectividad. Auto ligero ligeramente cargado con frenos pulidos tiene que ser capaz de detenerse desde 96 km/h en una distancia que corresponda con una deceleración de 6,1 m/s².
- IV. Cuarta efectividad. Auto ligero totalmente cargado frenos pulidos tiene que detenerse desde 48, 96, 128 y 160 km/h en una distancia que corresponda a 5,2; 5,5; 5,2 y 4,9 m/s².
- V. Falla parcial. Auto ligero ligeramente cargado con una falla en el sistema de frenos tiene que detenerse en una distancia que corresponda con una deceleración promedio de 2,6 m/s².

Los sistemas de frenos tienen en general los componentes siguientes:

- Los mecanismos de frenos o frenos propiamente, ubicados generalmente en las ruedas y más raramente en la transmisión.
- El sistema de accionamiento y control.
- Los dispositivos de regulación de los frenos (mecanismos).

3.2.1. Clasificación de los mecanismos de frenos

La clasificación de los mecanismos de frenos comprende los aspectos siguientes:

- 1 Por la cantidad y ubicación de los mecanismos de frenos:
 - En todas las ruedas
 - En el eje trasero (tractor agrícola)
 - En la transmisión

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

2 Por su estructura particular:

a) De zapata y tambora

- Zapata interna
- Zapata externa

b) De disco

3 Por la forma de accionamiento:

a) Tipo de accionamiento

- Iguales fuerzas de accionamiento (zapatas internas)
- Iguales fuerzas normales (zapatas)
- De servo zapata

b) Forma de energía utilizada

- Muscular
- Vacío
- Neumática
- Mixto

c) Dispositivo de mando

- Pedal
- Palanca
- Botón

d) Grado de automatización de accionamiento

- Manuales
- Semiautomáticos
- Automáticos

4 Los mandos pueden ser:

- Mecánicos
- Hidráulicos
- Neumáticos
- Mixtos
- De fricción

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

- 5 Las piezas y subconjuntos entre los cuales se generan las fuerzas que se oponen al movimiento de la máquina automotriz:
- Eléctricos
 - Hidráulicos

En los frenos hidráulicos las fuerzas que se oponen al movimiento se generan por la resistencia hidráulica provocada entre dos elementos con movimiento relativo, en medio de los cuales se introduce un líquido, casi siempre un aceite de determinada viscosidad. En los frenos eléctricos, estas fuerzas se generan por efectos electromagnéticos. Estos dos tipos de frenos se utilizan generalmente como frenos auxiliares o complementarios de vehículos pesados de gran tonelaje y potencia.

Como resultado de las diferentes soluciones constructivas de los mandos y frenos, existen gran cantidad de problemas, tanto teóricos como prácticos, relacionados con el proyecto y ejecución de un determinado sistema, lo que hace evidente la imposibilidad de abordar un tema tan complejo, en el marco estrecho de este material, cuyo carácter es introductorio a la temática. Se analiza pues, los aspectos más generales vinculados con la temática en cuestión, señalando que cualquier profundización en su estudio debe realizarse en literatura especializada.

3.3. Dinámica de las máquinas automotrices durante el proceso de frenado

En general, se puede decir que todas las resistencias que actúan sobre una máquina automotriz durante su movimiento son fuerzas de frenado. La influencia de estas resistencias en el decrecimiento de la velocidad de la máquina automotriz es diferente en cada caso, y en muchas ocasiones se desprecia la influencia de algunas en el proceso de frenado. Para analizar este proceso, el caso más representativo lo constituye el frenado del vehículo desembragado, a una velocidad determinada V_0 . Tal caso se muestra en la [figura 33](#).

Si se desprecia P_a , ya que debido al carácter brusco de la variación de la velocidad durante el frenado, se puede despreciar su efecto y en una vía horizontal con buena adherencia se puede realizar el siguiente análisis.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Entre los momentos de frenado (M_{fi}) y las fuerzas de frenado (P_{fi}) se establece la siguiente relación:

$$P_{fd} \cdot r_{dd} = M_{fd} \quad P_{ft} \cdot r_{dt} = M_{ft}$$

La ecuación de movimiento se escribirá en este caso suponiendo que no existe deslizamiento entre las ruedas frenadas y el camino, por tanto, debe cumplirse que:

$$P_{fd} \leq P_{\mu d} = R_{yd} \cdot \mu \quad P_{ft} \leq P_{\mu t} = R_{yt} \cdot \mu$$

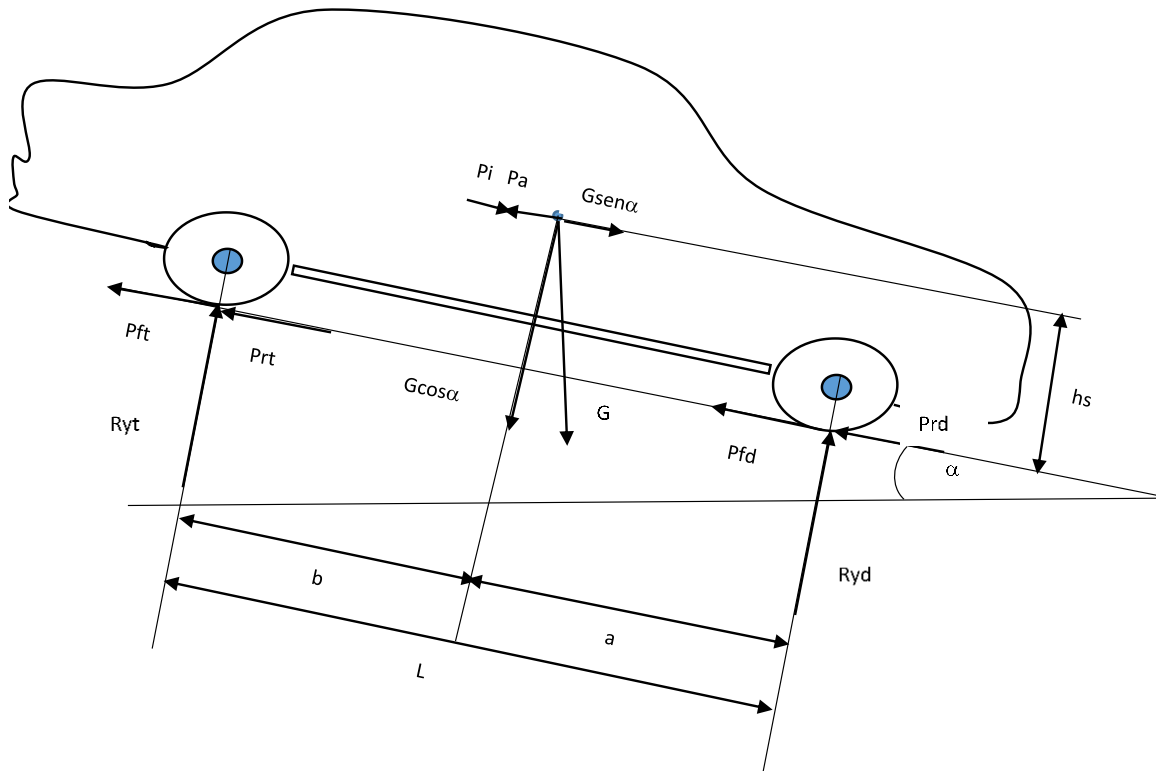


Figura 33 Diagrama del sólido rígido de un vehículo durante el proceso de frenado.

Donde: P_{rd} , P_{rt} –resistencias al rodamiento en el puente delantero y trasero, respectivamente, N

P_{fd} , P_{ft} –fuerzas de frenado sobre las ruedas del puente delantero y trasero, que actúan en la periferia de las ruedas, en la zona de contacto de éstas con la superficie de apoyo, N

G , - Peso total de la máquina automotriz equipada completamente, N

h_s , a , b - coordenadas que determinan la posición del centro de gravedad, m

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

R_{yd}, R_{yt} -reacciones normales a la superficie de apoyo del camino en los puentes delantero y trasero, respectivamente, N

P_i - Fuerza total de inercia durante el movimiento no uniforme, N

α -Ángulo de inclinación de la vía.

P_{gan} - No representada por tratarse de un auto ligero, N

Proyectando todas las fuerzas sobre un eje paralelo al camino, tendremos:

$P_r + P_{ft} + P_{fd} - P_i = 0$; siendo:

$$P_r = P_{rd} + P_{rt}; \quad P_i = \frac{G}{g} \cdot \delta_f \cdot \frac{dV}{dt} \quad (3.1)$$

$$\therefore \frac{dV}{dt} = a_f = \frac{P_r + P_{fd} + P_{ft}}{\frac{G}{g} \cdot \delta_f} \quad (3.2)$$

El coeficiente de las masas reducidas durante el frenado δ_f , no tiene que ser el mismo que durante la aceleración, en este caso, durante el frenado generalmente el embarque está desconectado. Para autos ligeros este valor es de alrededor 1,03 a 1,05.

Esta es la ecuación general del movimiento de la máquina automotriz que frena sin deslizamiento en una vía horizontal despreciando la resistencia del aire y que se mueve con movimiento rectilíneo. A los efectos de cálculos aproximados y de valoración de la eficiencia del sistema de frenos este análisis es adecuado.

3.4. Limitación de las fuerzas de frenado por las condiciones de adherencia y fricción de las ruedas con la vía

La deceleración máxima, $a_{f\max}$, se obtendrá cuando la fuerza total de frenado (P_f) sea igual a P_μ .

$$P_{fd} + P_{ft} = P_f = G \cdot \mu$$

$$\text{Sustituyendo en 3.2 obtendremos: } a_{f\max} = \left(\frac{\mu + f}{\delta_i} \right) \cdot g \quad (3.3)$$

Donde: f Coeficiente de resistencia a la rodadura

Tabla 1 Valores del coeficiente de adherencia

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

(Álvarez, 2013)

Tipo de suelo	Estado	Neumáticos usados	Neumáticos nuevos
Hormigón	Seco	1	1
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto grueso	Seco	1	1
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto normal	Seco	0,6	0,6
	Mojado	0,5	0,3
	Barro	0,2	0,1
	Hielo	0,05	< 0,05
Asfalto compacto	Seco	0,6	0,6
	Mojado	0,65	0,3

Para caminos con altos valores de μ , f es pequeño. Por ello, cuando el frenado se realiza en caminos en tales condiciones, la influencia de f es despreciable. Por otro lado, el valor de δ_f , como se explicó para automóviles durante el frenado puede considerarse igual a la unidad, según han demostrado investigaciones experimentales. Esto no es válido en el caso de tractores y vehículos pesados. Por tanto, en la práctica se puede considerar que la deceleración máxima del automóvil es:

$$a_{f \text{ máx}} = g \cdot \mu \quad (3.4)$$

Para caracterizar el trabajo del sistema de frenos se puede utilizar la eficiencia de

frenado definida como: $\eta_f = \frac{a_f/g}{\mu}$

Para que el frenado se realice sin deslizamiento, las fuerzas de frenado en las ruedas deben cumplir que: $P_{fd} \leq P_{\mu d}$; $P_{ft} \leq P_{\mu t}$

Si una de estas condiciones no se cumplen, las ruedas del puente respectivo comienzan a deslizarse. Por otro lado, si $P_f \geq P_\mu$ entonces todas las ruedas deslizan, es decir, están bloqueadas, y el vehículo puede quedar fuera de control, lo que puede resultar peligroso.

Cuando se bloquean primero las ruedas traseras el vehículo pierde la estabilidad direccional.

Cuando se bloquean las ruedas traseras la capacidad de estas de resistir fuerzas laterales se reduce a cero. Si se produce un ligero movimiento lateral de la parte trasera (viento lateral, inclinación de la vía o fuerza centrífuga), entonces se inicia

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

un giro, el brazo de la fuerza de inercia crece resultando una aceleración angular que se incrementa, cuando la parte trasera ha girado 90° el brazo de inercia disminuye y ocasionalmente el vehículo gira 180° .

El bloqueo de las ruedas delanteras primero, trae una pérdida de control direccional, y el chofer no será capaz de ejecutar un giro efectivo. Debe señalarse sin embargo que esta condición no trae inestabilidad direccional; esto es debido a que cualquier movimiento lateral que se produzca en las ruedas delanteras, existe un momento de corrección debido a la fuerza de inercia alrededor del eje del puente trasero.

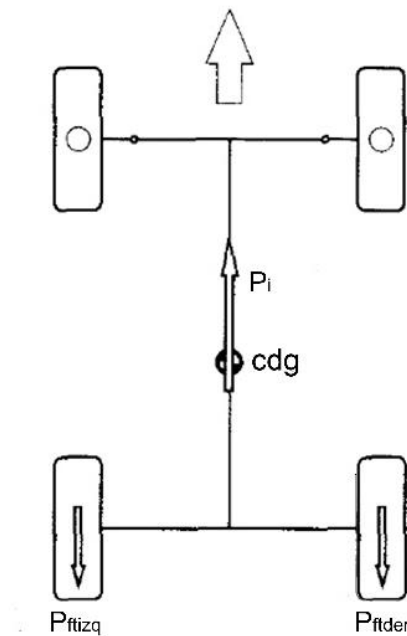


Figura 34 Comportamiento de un automóvil con bloqueo de las ruedas delanteras durante el frenado.

La pérdida del control de la dirección puede ser detectada más fácilmente por el chofer y liberando los frenos puede resolver la situación. En el caso del bloqueo de las ruedas traseras esto no es posible, y una vez que la desviación angular tiene un cierto nivel, no se puede tener el control ni por el chofer más experimentado, ni siquiera liberando totalmente los frenos, por lo que esta es una situación más crítica, sobre todo en vías con bajo μ .

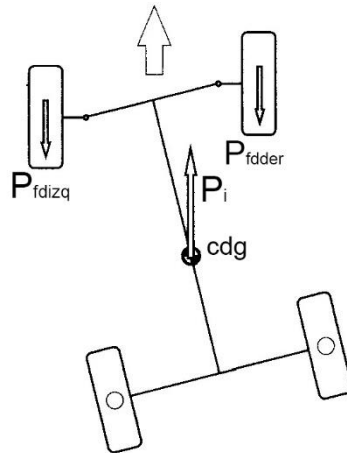


Figura 35 Comportamiento de un automóvil con bloqueo de las ruedas traseras primero durante el frenado.

La norma de muchos países requiere el bloqueo de las ruedas delanteras primero.

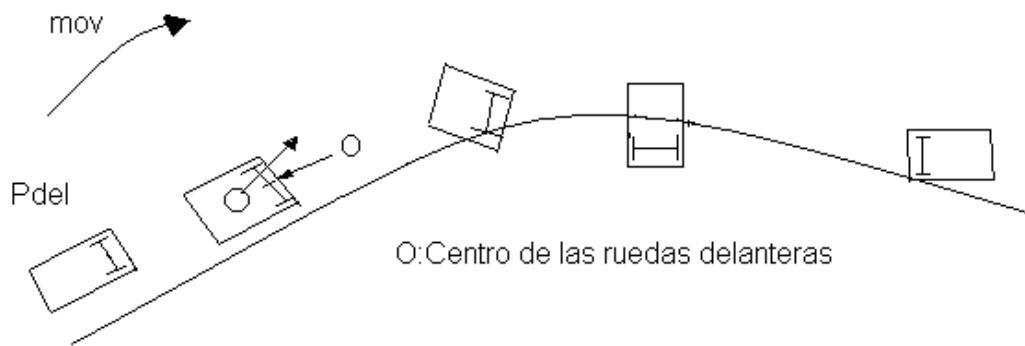


Figura 36 Pérdida de estabilidad direccional por el bloqueo de las ruedas traseras (Araña, 2003).

Las condiciones bajo las cuales las ruedas delanteras o traseras se bloquean primero, pueden obtenerse cuantitativamente como se ha visto.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Se puede decir, por tanto, que la efectividad del frenado está limitada por la adherencia, y que la utilización total de la adherencia durante el movimiento sin deslizamiento, asegura una efectividad máxima.

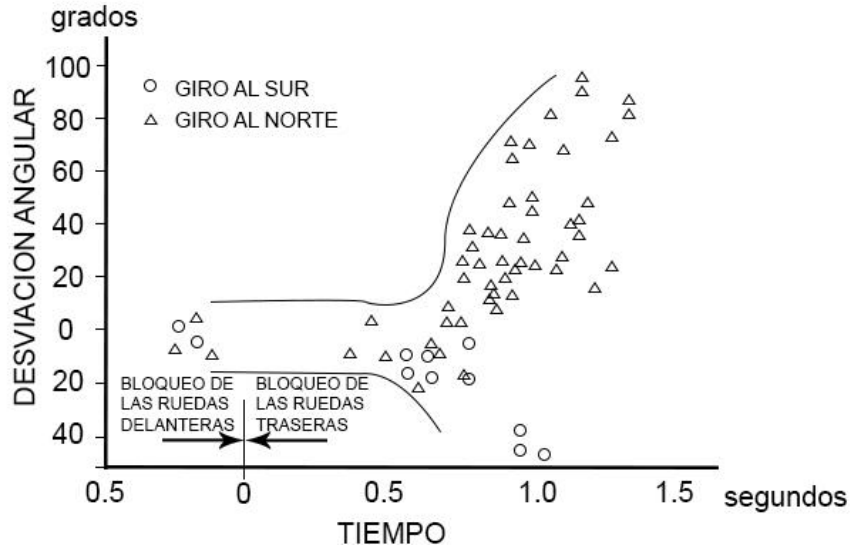


Figura 37 Desviación angular de un automóvil cuando las ruedas delanteras no se bloquean al mismo tiempo.

Resultados de investigaciones indican que μ alcanza durante todo el frenado su valor máximo, cuando las ruedas se encuentran en un momento inminente de deslizamiento, o sea, cuando todavía no han perdido la capacidad de girar. Cuando se utiliza el frenado hasta el deslizamiento, se disminuye el esfuerzo de frenado que se puede desarrollar. Por otro lado, provoca el calentamiento y desgaste excesivo de los neumáticos y eleva el peligro de derrape.

La utilización total de P_μ durante el frenado es posible, cuando la relación entre los momentos de frenado es igual a la relación entre las reacciones verticales del suelo, que actúan sobre los puentes. Esto se expresa según:

$$\frac{M_{fd}}{M_{ft}} = \frac{P_{fd} \cdot r_{dd}}{P_{ft} \cdot r_{dt}} = \frac{R_{yd} \cdot \mu \cdot r_{rd}}{R_{yt} \cdot \mu \cdot r_{dt}}$$

Si se considera $r_{dd} = r_{dt}$, se tiene que:
$$\frac{M_{fd}}{M_{ft}} = \frac{R_{yd}}{R_{yt}} = \psi_m \quad (3.5)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

ψ_m se denomina coeficiente de distribución de los momentos de frenado de los puentes. En soluciones convencionales, ya sea en mandos hidráulicos, neumáticos o mecánicos, el coeficiente ψ_m es constante. En tales sistemas durante el frenado no varía la relación entre las fuerzas de frenado y no se cuenta con sistemas antibloqueo.

De la [figura 33](#), planteando las ecuaciones de equilibrio se llega a que:

$$R_{yd} = G \cdot \left(\frac{b}{L} + \frac{a_f \cdot h_s}{g \cdot L} \right); \quad R_{yt} = G \cdot \left(\frac{a}{L} - \frac{a_f \cdot h_s}{g \cdot L} \right) \quad (3.6)$$

La variación de estas reacciones, con respecto a las reacciones estáticas en los puentes (G_d y G_t) ocurre tanto durante el frenado, como durante el período de impulso y puede valorarse con más facilidad a través de los coeficientes m_d y m_t , que representan las relaciones entre dichas reacciones:

$$m_d = \frac{R_{yd}}{G_d}; \quad m_t = \frac{R_{yt}}{G_t} \quad (3.7)$$

Durante el período de impulso la redistribución de cargas es contraria a la que se produce durante el frenado.

Período de:	m_d	m_t
Impulso	0,55-0,70	1,20-1,35
Frenado	1,50-2,00	0,50-0,70

Partiendo de [3.6](#), se puede llegar a la expresión siguiente:

$$m_d = 1 + \mu \cdot \frac{h_s}{b}; \quad m_t = 1 - \mu \cdot \frac{h_s}{a} \quad (3.8)$$

De tal forma las reacciones R_{yd} y R_{yt} pueden determinarse según:

$$R_{yd} = m_d \cdot G_d; \quad R_{yt} = m_t \cdot G_t \quad (3.9)$$

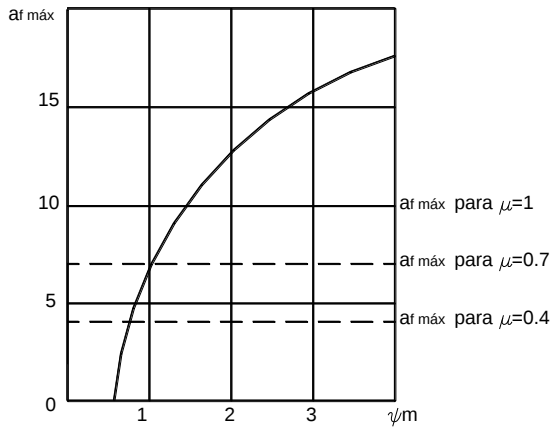
Para arribar a [3.5](#) se había asumido que a_f es tal que:

$$P_{fd} = \mu \cdot R_{yd}; \quad P_{ft} = \mu \cdot R_{yt} \quad (3.10)$$

Entonces sustituyendo [3.6](#) en [3.5](#) se arriba a que:

$$a_{f \text{ máx}} = \frac{g \cdot (\psi_m \cdot a - b)}{h_s \cdot (1 + \psi_m)} \quad (3.11)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices



En la figura se muestra la dependencia entre $a_{f \text{ máx}}$ y ψ_m y complementariamente para que valores de μ puede obtenerse dicha $a_{f \text{ máx}}$. O sea, para un valor determinado de ψ_m existe solamente un valor de μ , para el cual se logra la $a_{f \text{ máx}}$, sin que ocurra el bloqueo simultáneo de todas las ruedas. Para pavimentos de diferente adherencia puede ocurrir el

Figura 38 La dependencia del valor de $a_{f \text{ máx}}$ con el valor de ψ_m .

bloqueo de las ruedas delanteras y traseras.

Se denomina como a_{fd} y a_{ft} la deceleración de la máquina automotriz para la cual, las ruedas respectivas están a punto de bloquearse. Para calcular estas deceleraciones se parte de que:

$$P_{fd} = R_{yd} \cdot \mu; \quad P_{ft} = R_{yt} \cdot \mu$$

Sustituyendo las expresiones de R_{yd} y R_{yt} de 3.6 y despejando las respectivas aceleraciones, obtenemos:

$$a_{fd} = \frac{g \cdot b}{\left(\frac{\phi \cdot L}{\mu} - h_s \right)}; \quad a_{ft} = \frac{g \cdot b}{\left(\frac{1 - \phi}{\mu} \cdot L + h_s \right)} \quad (3.12)$$

Donde: $\phi = \frac{\psi_m}{\psi_m + 1}$

En la [figura 39](#) se representan los valores de $a_{f \text{ máx}}$, a_{fd} , a_{ft} en función de ψ_m los valores de a_{fd} y a_{ft} se muestran para diferentes valores de μ .

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

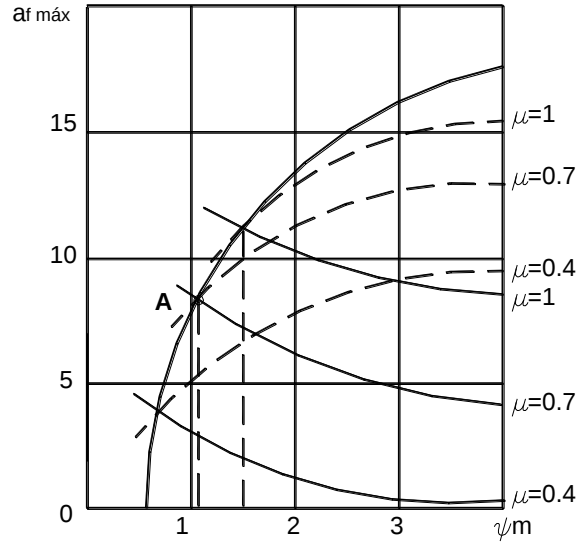


Figura 39 Valores de a_{fmax} , a_{fd} , y a_{ft} en función de ψ_m .

De la figura se puede evaluar, según el valor de ψ_m , que valores de μ permiten aprovechar la adherencia total con el camino y conocer para que valor del coeficiente ψ_m ocurre el bloqueo de las ruedas. Para $\psi_m = 1,05$ y $\mu = 0,7$ se alcanza la a_{fmax} en el punto A. Para igual valor de ψ_m pero con $\mu = 0,4$ ocurre el bloqueo de las ruedas delanteras. Las traseras no se bloquean, pues es necesario un valor de $a_f > a_{fmax}$.

Con el fin de aumentar la efectividad del frenado se proyectan sistemas de frenos que aseguran la variación de ψ_m en función de las necesidades de explotación. Otras soluciones constructivas tienden a limitar el valor de la deceleración para evitar el bloqueo de las ruedas, pero presentan más limitantes, ya que cuando el vehículo se regula para limitar un determinado valor de deceleración para unas condiciones de adherencia, cuando estas mejoran no se incrementa la efectividad del frenado, debido al limitador de deceleración.

Se puede tener otro enfoque del mismo problema; regresando a la distribución del peso durante el frenado, los valores máximos de la fuerza de frenado en las ruedas delanteras y traseras se puede calcular como ya fue visto por:

$$P_{fdmax} = \mu \cdot \left(\frac{G \cdot b}{L} + \frac{hs}{L} \cdot \frac{G}{g} \cdot a_f \right) \quad (3.13)$$

$$P_{ftmax} = \mu \cdot \left(\frac{G \cdot a}{L} - \frac{hs}{L} \cdot \frac{G}{g} \cdot a_f \right) \quad (3.14)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Donde: P_{ftmax} -Fuerza de frenado máxima en el puente delantero

P_{ftmax} -Fuerza de frenado máxima en el puente trasero

$\frac{hs}{L} \cdot \frac{G}{g} \cdot a_f$ Valor del efecto dinámico por redistribución del peso hacia el puente delantero.

$\frac{G \cdot b}{L}$, $\frac{G \cdot a}{L}$ Valor estático en ruedas delanteras y traseras respectivamente.

Despejando a_f en las ecuaciones (3.13) y (3.14) queda:

$$a_f = \frac{P_{fdmax} + P_{ft}}{m} \quad (3.15)$$

y

$$a_f = \frac{P_{ftmax} + P_{fd}}{m} \quad (3.16)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.13

$$P_{fdmax} = \mu \cdot \frac{G \cdot b}{L} + \frac{\mu \cdot hs}{L} \cdot \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{P_{fdmax} + P_{ft}}{m} \right) \quad (3.17)$$

Despejando P_{fdmax}

$$P_{fdmax} = \frac{\mu \cdot \left(\frac{G \cdot b}{L} + \frac{hs}{L} \cdot P_{ft} \right)}{1 - \mu \cdot \frac{hs}{L}} \quad (3.18)$$

Note que se ha llegado a una relación de la fuerza máxima de frenado en el puente delantero en función de la fuerza de frenado en el eje trasero.

De igual forma:

$$P_{ftmax} = \frac{\mu \cdot \left(\frac{G \cdot a}{L} + \frac{hs}{L} \cdot P_{fd} \right)}{1 + \mu \cdot \frac{hs}{L}} \quad (3.19)$$

Como puede verse la máxima fuerza de frenado en la rueda delantera depende de la fuerza en el eje trasero de la aceleración y de la distribución de cargas resultante de la acción del freno. Esta relación se puede ver mejor gráficamente en la figura 40.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

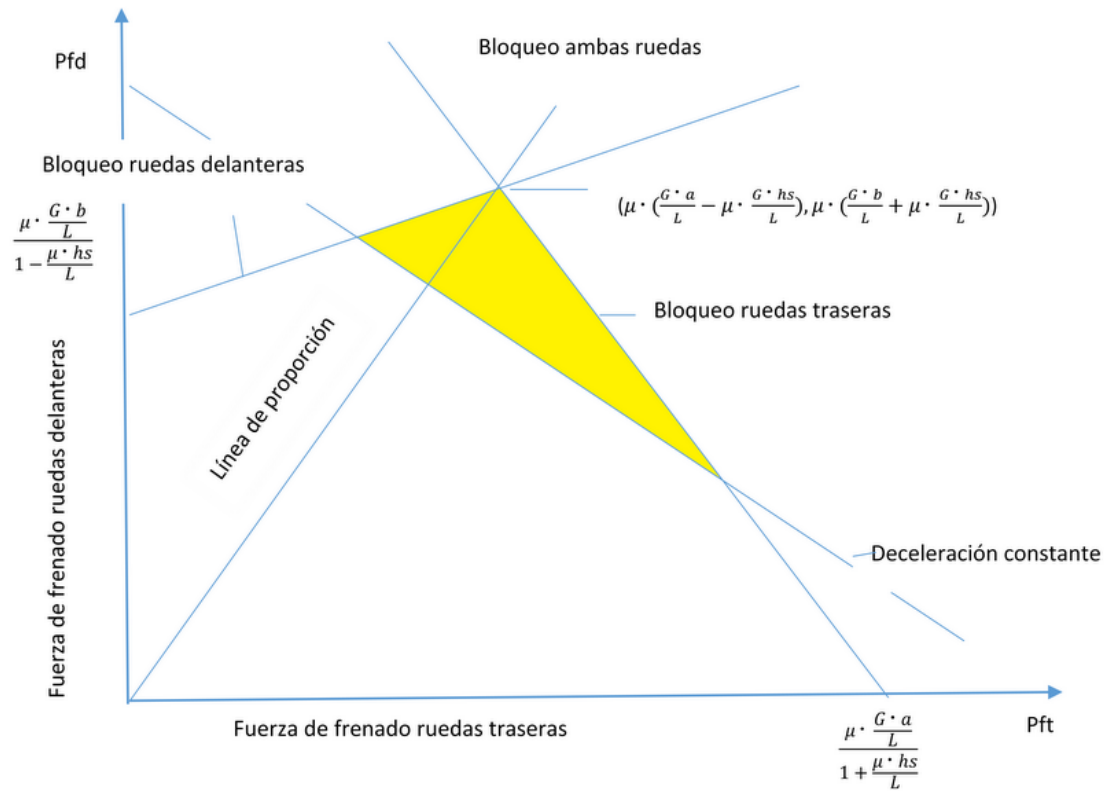


Figura 40 Distribución de las fuerzas de frenado puente delantero y trasero.

La intercepción de ambas rectas da el valor de máxima deceleración para un determinado camino con las condiciones de carga especificadas.

El origen de cada recta se puede hallar poniendo cero la fuerza de frenado en el eje opuesto.

Siempre la línea del eje delantero se inclina hacia arriba con una pendiente de:

$$\frac{\mu \cdot \frac{h}{L}}{1 - \mu \cdot \frac{h}{L}}$$

Siempre la línea de máxima fuerza de frenado del eje trasero se inclina hacia la izquierda con una pendiente de:

$$\frac{\mu \cdot \frac{h}{L}}{1 + \mu \cdot \frac{h}{L}}$$

Incrementando μ o h se incrementa la pendiente de las líneas y variando las condiciones de carga se mueve el origen de cada línea. Un intento de frenar el vehículo con un nivel por encima del límite de la fuerza delantera causará el bloqueo de la rueda delantera y viceversa. Las líneas transversales de aceleración

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

indican el nivel de deceleración: las fuerzas en el eje delantero y trasero sobre la misma indican el conjunto de fuerzas que producen la misma deceleración.

Todos los puntos sombreados en el triángulo pueden cumplir con la condición de tener un nivel dado de deceleración mayor que esta.

La línea de proporción de frenado indica la relación entre las fuerzas de frenado determinada por el sistema de frenos (presión y ganancia), y se representa por una línea recta saliendo del origen y extendiéndose hacia la derecha. (Con la relación entre las fuerzas de frenado constante, es una línea recta).

El primer desafío en el diseño del sistema de frenos es la selección de la relación de proporcionalidad que logre satisfacer todas las condiciones de freno. Estos objetivos están generalmente establecidos en las normas.

El primer factor para determinar la proporcionalidad es la ganancia del sistema de frenos. La fuerza en cada rueda puede expresarse como:

$$P_f = \frac{M_f}{r_r} = G_a \cdot \frac{P_a}{r_r} \quad (3.20)$$

Donde: G_a .- Ganancia del sistema en N-m/Pa

P_a .- Presión aplicada en Pa

r_r .-Radio de rodadura en m

La siguiente [figura 41](#) corresponde a el rango variación de un vehículo descargado y con carga total con $\mu=0,3$ y $0,81$. El valor bajo $\mu=0,3$ (pavimento mojado), se ha tomado un valor de deceleración de $0,25 \text{ g}$. El vehículo es un camión Kamaz 43253 con los datos técnicos que se especifican en la [tabla 2](#).

Tabla 2 Datos del camión Kamaz 43253

(Fuentes Vega, Millo Carmenate, Pérez Gálvez, & Cogollos Martínez, 2017)

	Vacío	Carga total
a (m)	1,43	2,45
b (m)	2,87	1,75
hs (m)	1,06	1,73
G (N)	53464	122134
L (m)	4,2	4,2

Para una deceleración por ejemplo de 5 m/s^2 , se origina una recta representada por $P_{fd}=62313 - P_{ft}$ de [ecuación 3.15](#), con el vehículo totalmente cargado, esta se representa en la [figura 41](#). Igualmente podrían trazarse curvas de iso-aceleración.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

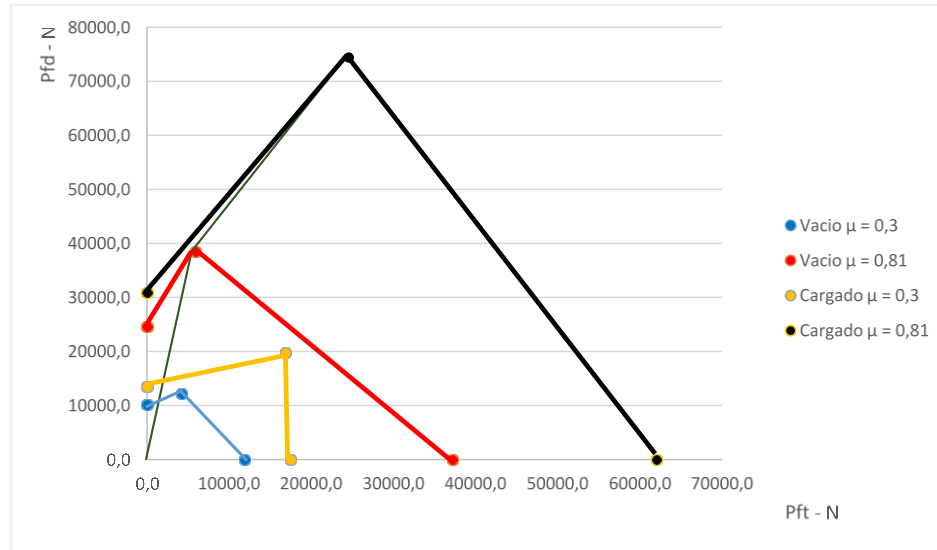


Figura 41 Distribución de las fuerzas de frenado en el puente delantero y trasero para diferentes condiciones de frenado.

Para lograr cumplir todas las condiciones no se puede tener una línea de proporcionalidad recta. Una solución es incorporar una válvula que cambie la proporción de la fuerza de frenado que va al puente trasero.

La mayoría de las válvulas distribuidoras que se usan tienen un valor de presión igual para ambos ejes hasta un cierto valor límite y entonces reducen la presión al puente trasero según la razón de incremento de la misma.

Por ejemplo, una válvula identificada por 500/0.3 significa que hasta una presión de 500 psi (3447 Kpa), la presión al eje delantero y trasero es igual; por encima de este valor la presión en el eje trasero crece sólo un 30% de la que va al eje delantero.

La [ecuación 3.3](#) expresa la máxima aceleración que se puede obtener, expresada en unidades de g, coincide con la adherencia disponible entre el suelo y el neumático.

Si se expresa la fuerza de frenado en el eje trasero en función de la del delantero, considerando en las expresiones 3.13 y 3.14 se obtiene:

$$\frac{P_{fd}}{P_{ft}} = \frac{\frac{G \cdot b}{L} + \frac{hs}{L} \cdot \frac{G}{g} \cdot a_f}{\frac{G \cdot a}{L} - \frac{hs}{L} \cdot \frac{G}{g} \cdot a_f} \quad (3.21)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Esta ecuación corresponde a la curva de equiadherencia, y representa el lugar geométrico de todos los puntos para los cuales la fuerza de frenado en los ejes es máxima para cada adherencia disponible. Se puede determinar la fuerza de frenado óptima, para cada uno de los ejes, en función de las condiciones exteriores.

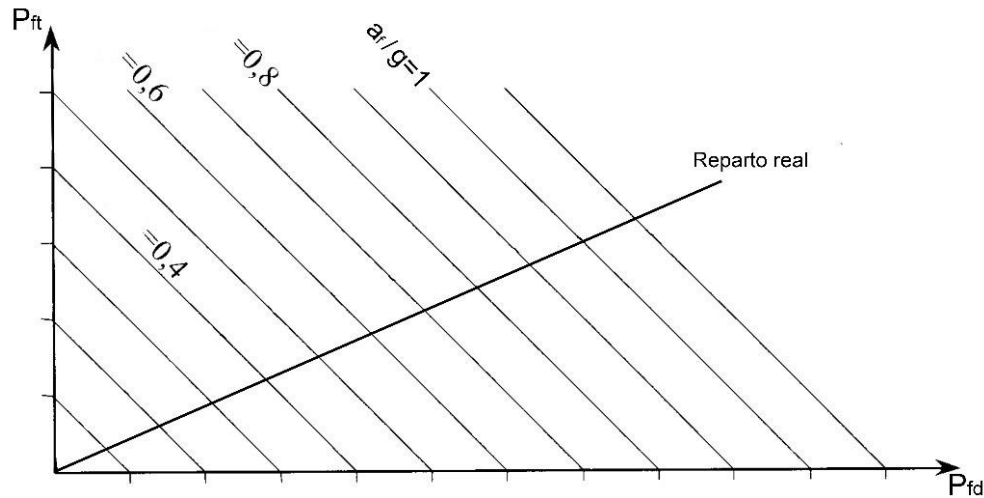


Figura 42 Curva de equiadherencia (Luque & Alvarez, 2008).

Las rectas representadas en la [figura 42](#) muestran deceleraciones constantes μ/g . Sus interacciones con la curva de equiadherencia señalan las fuerzas en los ejes para decelerar a cada una de las a/g . Se representa el reparto real en un sistema convencional.

3.5. Determinación de la distancia de frenado

Para la evaluación del sistema de frenos, desde el punto de vista de la seguridad del movimiento, lo más importante es el tramo de vía necesario para realizar el frenado, a partir del momento en que se oprime el pedal del freno por el conductor del vehículo. Si bien la distancia recorrida desde el momento en que se observó el peligro hasta el instante en que se oprimió el pedal, no entra en la evaluación de la efectividad del sistema de frenos, sino en la valoración de las capacidades del conductor, este elemento si es muy importante para el estudio de los accidentes de tránsito. Es por ello, que se pretende encontrar una expresión que

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

permita determinar, de forma aproximada, la magnitud de la distancia de frenado y analizar los factores que inciden en su magnitud.

Como resumen se puede plantear que para determinar la efectividad del sistema de frenos se utilizan los parámetros siguientes:

- Deceleración promedio de frenado
- Distancia de frenado
- Deceleración máxima

Un parámetro que se utiliza con frecuencia en la valoración de la efectividad del sistema de frenos es la deceleración promedio de frenado, que no es más que una deceleración constante equivalente, que hace detener el vehículo en la misma distancia que la aceleración real variable. Esta se expresa por:

$$a_{fprom} = \frac{V_o^2}{2 \cdot S_f} \quad (3.22)$$

Donde: S_f – es la distancia de frenado, m

V_o – velocidad inicial, en el instante del frenado, m/s

Como se observa para su determinación es necesaria la magnitud S_f , la cual es a su vez un parámetro muy importante de valoración de la efectividad del sistema de frenos.

En las carreteras con altas cualidades de adherencia se pueden alcanzar $a_{fprom}=8-9 \text{ m/s}^2$ en frenado de emergencia, si bien en los casos de frenado moderado $a_{fprom}=2,5-3 \text{ m/s}^2$.

En general:

$$a_f \cdot ds_f = \frac{P_f + \Sigma R}{\delta_f \cdot \frac{G}{g}} \cdot ds_f = V \cdot dV \quad (3.23)$$

Donde δ_f : Coeficiente de las masas reducidas durante el frenado.

ΣR Suma de resistencias

De donde:

$$S_f = \frac{\delta_f \cdot G}{g} \cdot \int_{V^2}^{V^1} \frac{V \cdot dV}{P_f + f \cdot G \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + Pa} \quad (3.24)$$

$$Pa = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot A_f \cdot V^2 = Cae \cdot V^2 \quad (3.25)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

$$S_f = \frac{\delta_f \cdot G}{2 \cdot g \cdot C_{ae}} \cdot \ln \frac{P_f + f \cdot G \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + C_{ae} \cdot V_1^2}{P_f + f \cdot G \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha + C_{ae} \cdot V_2^2} \quad (3.26)$$

Donde C_{ae} Coeficiente aerodinámico

f Coeficiente de resistencia a la rodadura

Si la velocidad final es cero:

$$S_f = \frac{\delta_f \cdot G}{2 \cdot g \cdot C_{ae}} \cdot \ln \left(1 + \frac{C_{ae} \cdot V_1^2}{P_f + f \cdot W \cdot \cos \alpha \pm W \cdot \sin \alpha} \right) \quad (3.27)$$

Para una distribución de fuerzas de frenado y las condiciones de la vía tales que la máxima fuerza de frenado en las ruedas delanteras y traseras se puede desarrollar por las condiciones de adherencia, o sea, $\eta_f=100\%$, entonces se tiene la mínima distancia de frenado. El momento de frenado ha vencido la inercia de las ruedas que rotan y $\delta_f = 1$

$$S_{fmin} = \frac{G}{2 \cdot g \cdot C_{ae}} \cdot \ln \left(1 + \frac{C_{ae} \cdot V_1^2}{\mu \cdot G + f \cdot G \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha} \right) \quad (3.28)$$

Si η_f es menos del 100%

$$S_{fmin} = \frac{G}{2 \cdot g \cdot C_{ae}} \cdot \ln \left(1 + \frac{C_{ae} \cdot V_1^2}{\mu \cdot \eta_f \cdot G + f \cdot G \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha} \right) \quad (3.29)$$

Debe decirse que en la práctica hay un retraso de tiempo entre la aplicación de los frenos y el desarrollo total de la fuerza de frenado. Este depende de la respuesta del sistema de frenos, por lo que la distancia real de frenado será superior a esta.

Se verá un caso de frenado de emergencia hasta la detención total del vehículo.

Se realiza en este caso las suposiciones siguientes:

- P_f alcanza su valor máximo en todas las ruedas simultáneamente.
- μ es igual en todas las ruedas e invariable durante el proceso de frenado.

Con tales suposiciones el proceso de frenado puede ser descrito con la siguiente dependencia gráfica $a_f = f(t)$ [figura 43](#).

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

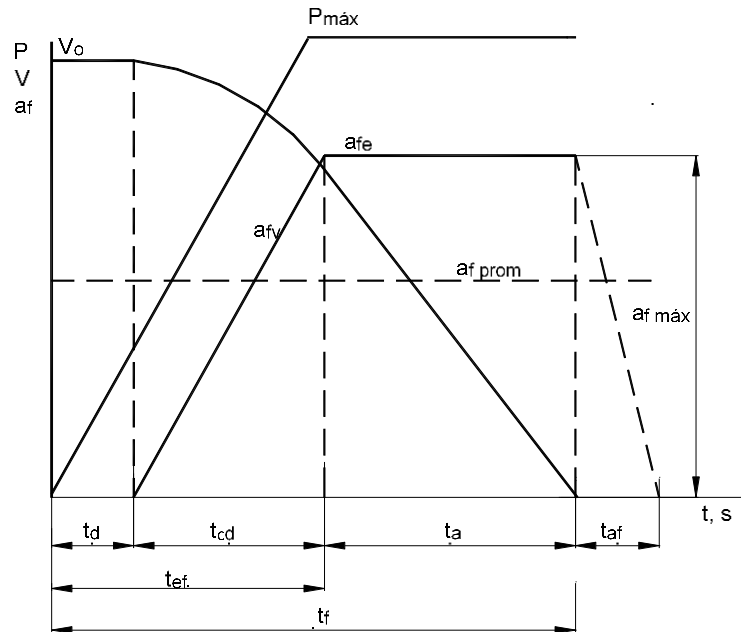


Figura 43 Proceso de frenado.

En la [figura 43](#) el origen de coordenadas se corresponde con el momento de opresión del pedal de frenos. En el diagrama se ha introducido la dependencia de la fuerza sobre el pedal del freno (P) y la velocidad del vehículo V , ambas en función del tiempo.

Con el surgimiento de la situación de peligro, el conductor decide frenar y oprime el pedal del freno, con el mismo pie que antes oprimía el pedal de suministro de combustible y al mismo tiempo puede oprimir el embrague. El tiempo comprendido desde la detección del peligro hasta el inicio del frenado, se denomina **tiempo de reacción del conductor (t_r)**. Este tiempo no se refleja en el diagrama y depende de las cualidades individuales del conductor, de su calificación, de su nivel de cansancio, etc., y puede variar en los límites de 0,15-2,0 s. Para cálculos prácticos, se toma el valor promedio de 0,8 s.

Después del inicio del frenado se produce el **tiempo de demora en accionar el mecanismo de frenos (t_d)**. Este tiempo depende de las holguras que existen entre los elementos del sistema de mando, de la intensidad de crecimiento de la presión, de la existencia de aire en los conductos, cilindros y otros elementos del sistema, del vencimiento de las fuerzas de los muelles de retroceso de la zapata

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

y del desplazamiento del mismo o de la pastilla de frenos hasta el contacto con la tambora o con el disco de la rueda. Este tiempo lógicamente depende también del tipo de freno, de sus mandos y del estado técnico del sistema. Con adecuado estado técnico del sistema de frenos hidráulico de pastilla $t_d = 0,05-0,07$ s y para el de zapata $t_d = 0,15-0,20$ s. En el caso de los sistemas neumáticos $t_d = 0,20-0,45$ s. Para autotrenes con mandos neumáticos $t_d = 1,00-2,00$ s.

La caída de presión en el sistema, por cualquier causa, o la presencia de aire en el sistema hidráulico incrementan el t_d .

Desde el momento del contacto de los elementos de fricción el valor de P_f se incrementa y junto con ella la deceleración, hasta que alcanza un valor estable (a_{fe}). Este intervalo de tiempo se designa como **tiempo de crecimiento de la deceleración (t_{cd})**. En dependencia del tipo de máquina automotriz, del tipo y estado de la vía, de la carga actuante sobre ella, de la calificación y estado físico del conductor y del estado del sistema de frenos, el tiempo t_{cd} puede variar en los siguientes límites:

- 0,05-0,20 s para automóviles ligeros;
- 0,05-0,40 s para vehículos pesados con frenos de mandos hidráulicos;
- 0,15-0,40 s para vehículos pesados con frenos con mandos neumáticos y capacidad de carga mayor de 4,5 t.
- 0,20-1,50 s para vehículos pesados con frenos con mandos neumáticos y capacidad de carga mayor de 4,5 t.
- 0,20-1,30 s para ómnibus con frenos con mandos neumáticos.

Los menores valores se corresponden con carreteras con pequeños valores de μ . Los mayores valores se corresponden con vías con altos valores de μ y vehículos con carga total. El valor de t_{cd} se incrementa notablemente con los desperfectos del sistema (existencia de aire en los sistemas hidráulicos, caídas de presión, existencia de aceite y agua en las superficies de trabajo, etc.).

Se conoce como **tiempo de entrada en funcionamiento (t_{ef})** a: $t_{ef} = t_d + t_{cd}$

Después de alcanzada la máxima fuerza en el pedal ($P_{m\acute{a}x}$) se considera que P_f , y por consiguiente a_f , se mantienen estables, pero ello no es así en la práctica debido a que:

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

1. El conductor varía en determinada medida la fuerza sobre el pedal de freno y el momento de frenado varía a consecuencia de la variación del coeficiente de fricción de los pares.

2. El valor de μ varía como resultado de la variación de la velocidad, del patinaje (o del deslizamiento) y de la temperatura de la rueda.

No obstante, el valor de a_f se toma como promedio y se considera estable en el tramo t_a .

El tiempo que va desde la liberación del pedal hasta el establecimiento de las holguras entre los elementos de fricción se denomina **anulación del frenado (t_{af})**. Con frenado total, al inicio de t_{af} se tiene que $a_f = 0$ (se ha hecho cero la velocidad) y con frenado parcial, a_f desciende desde a_{fe} hasta cero.

Se encuentra a continuación el valor de la aceleración en cada uno de los tramos: Durante el tiempo t_d la aceleración de frenado es cero, aunque en realidad durante este tiempo se desconecta el motor de la transmisión y P_a y P_c y las pérdidas mecánicas de la transmisión reducen la velocidad de movimiento. No obstante, el valor de la deceleración es un 3-7 % del valor de a_{fe} , y por ello, por su pequeño valor se desprecia, para simplificar los cálculos.

Durante el tiempo t_{cd} la ley de variación de a_f puede ser diferente en dependencia del conductor y de las particularidades constructivas del sistema de frenos. Se acostumbra considerar su crecimiento proporcional al tiempo, entonces su valor instantáneo para t_i :

$$a_{fv} = a_{fe} \cdot \frac{t_{ed}}{t_i}; \quad t_a \leq t_i \leq t_d \quad (3.30)$$

De 3.4, se conoce que: $a_{fe} = a_{f \text{ máx}} = g \cdot \mu$

Realizando una integración en los tramos de velocidad constante, y doble integración en los tramos con velocidad constante o variable, se encuentra la expresión del recorrido total de frenado (S_f), como la suma de cada uno de los recorridos parciales:

$$S_f = S_r + S_d + S_{ed} + S_a$$

Note que en S_r se incluye el recorrido que se produce durante el tiempo de reacción del conductor.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

$$S_f = V_o \cdot (t_r + t_d + 0,5 \cdot t_{cd}) + \frac{0,5 \cdot V_o^2}{\mu \cdot g} \quad (3.31)$$

Para cálculos aproximados en ocasiones también es usada la ecuación empírica siguiente (Arias-Paz, 2004).

$$S_f \approx \frac{V^2}{200} \quad (3.32)$$

Donde: V- Velocidad de movimiento en km/h

Si estudiamos el comportamiento de la distancia de frenado y deceleración promedio de un camión Kamaz 43253 (ver valores que refleja la [tabla 3](#)) durante el frenado en una vía sin pendiente y totalmente cargado a distintas velocidades de movimiento y utilizando las [ecuaciones 3.28; 3.31 y 3.32](#) (en las [ecuaciones 3.28 y 3.32](#) se consideró el tiempo de entrada en funcionamiento del mecanismo de frenos pues estas ecuaciones no lo consideran y a los efectos de comparación hay que considerarlo) se puede observar que no existen diferencias significativas entre una y otra ecuación (porcentaje de variación no mayor del 3 % [tabla 4](#)) Para determinar el porcentaje de variación del espacio de frenado S_f se calcula en función de la distancia promedio según cada ecuación utilizada.

Los porcentajes de variación en las aceleraciones son entonces correspondientemente los mismos valores que para las distancias.

Tabla 3 Valores de las variables para el cálculo de la distancia de frenos y de deceleración promedio

V_o : velocidad inicial, en el instante que comienza el frenado; m/s	
T_r : tiempo de reacción del conductor; s	0,8
T_d : tiempo de demora en accionar el mecanismo de frenos; s	0,25
T_{cd} : tiempo de crecimiento de la deceleración; s	0,3
T_{ef} : tiempo de entrada en funcionamiento del mecanismo de frenos; s	0,55
δ_f Coeficiente de las masas reducidas durante el frenado.	1,05
C_{ae} : Coeficiente aerodinámico $C_{ae} = \rho/2 C_D m B H$	3,8
f: Coeficiente de resistencia a la rodadura	0,012

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

G: Peso del vehículo cargado; N	122134
μ : Coeficiente de adherencia	0,8
B: vía del camión; m	2,06
H: Altura del camión; m	3,54
m : Coeficiente de llenado del área	0,95
ρ : Densidad del aire; kg/m ³	1,225

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Tabla 4 Resultados de la comparación de las distancias de frenado utilizando las ecuaciones 3.28; 3.31 y 3.32 y de los valores de la deceleración promedio de frenado

Velocidad; m/s	S _f ecuación 3.28; m	S _f ecuación 3.31; m	S _f ecuación 3.32; m	a _f prom usando 3.28; m/s ²	a _f prom usando 3.31; m/s ²	a _f prom usando 3.32; m/s ²	% de variación de S _f 3.28 Vs 3.32	% de variación de S _f 3.28 Vs 3.31
3	4,17	4,17	4,18	1,08	1,08	1,08	0,43	0,21
6	9,46	9,50	9,53	1,90	1,90	1,89	0,76	0,37
9	15,88	15,97	16,05	2,55	2,54	2,52	1,05	0,53
12	23,42	23,58	23,73	3,07	3,05	3,03	1,31	0,68
15	32,08	32,35	32,58	3,51	3,48	3,45	1,56	0,85
18	41,83	42,26	42,60	3,87	3,83	3,80	1,81	1,02
21	52,68	53,33	53,78	4,19	4,14	4,10	2,06	1,22
24	64,60	65,53	66,12	4,46	4,39	4,36	2,34	1,44
27	77,58	78,89	79,64	4,70	4,62	4,58	2,62	1,68
30	91,60	93,40	94,32	4,91	4,82	4,77	2,93	1,95

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Si realizamos el mismo cálculo pero con una pendiente de 5 % positiva y negativa, la diferencia de utilizar la [ecuación 3.28](#) se incrementa a un 6 %, lo cual recomienda que en un caso real de estudio con pendiente no es recomendable utilizar las [ecuaciones 3.31 y 3.32](#), máxime si se está realizando un estudio de accidentes de tránsito. Como es lógico al incrementarse el valor de pendiente crece esta diferencia y se acentúa el error cometido en el pronóstico.

En las consideraciones tomadas para la determinación de las [ecuaciones 3.4 y 3.31](#) se excluye la influencia de los parámetros constructivos de trabajo del sistema de frenos y del vehículo en sí, y esta influencia no es despreciable. La suposición de que durante el frenado de emergencia $P_{fd} = R_{yd} \cdot \mu_d$ y $P_{ft} = R_{yt} \cdot \mu_t$ no siempre se cumple. Si para una fuerza dada en el pedal, $P_{fd} < R_{yd} \cdot \mu_d$ y $P_{ft} < R_{yt} \cdot \mu_t$, entonces las expresiones mencionadas son inadecuadas. En este caso será necesario conocer los momentos de frenado que pueden ser obtenidos para un valor de P determinado. No se cumple tampoco la consideración de que $\mu_d = \mu_t$, ya que $\mu = f(R_y)$, además de otras razones.

Más compleja aún es la dependencia del tiempo de entrada en funcionamiento (t_{ef}), el cual es más específico para cada mecanismo de frenado. En la [figura 44](#) se muestra la variación de la presión en el cilindro de frenos con respecto al tiempo, en el caso de un autotrén.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

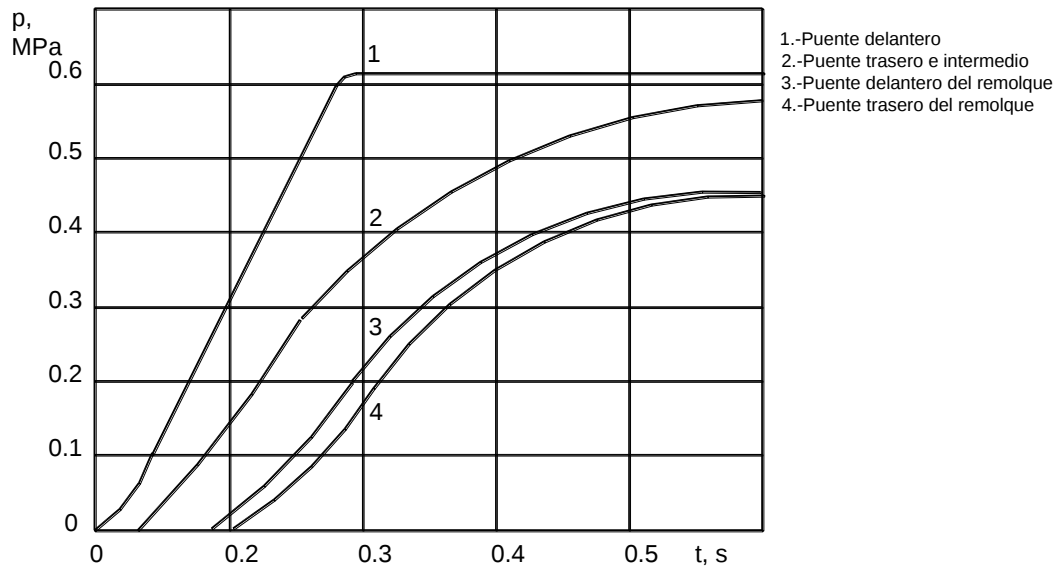


Figura 44 Presiones en el cilindro de frenos de un autotrán.

Al inicio crece la presión en el cilindro delantero, ubicado más próximo a la bomba de frenos y que posee menor volumen (*curva 1*), 0.15-0.2 s después, comienza el llenado de los cilindros de los puentes traseros e intermedios (*curva 2*) y después de esto los correspondientes al remolque (*curvas 3 y 4*). El tiempo de llenado hasta una presión, igual al 75% de la establecida, es correspondientemente 0.24, 0.57, 0.5 y 0.56 s. Prácticamente la variación de P_f es proporcional a la variación de presión.

La reacción $R_y = f(a_f)$, por ello en el proceso de frenado, hasta el momento de alcanzar a_{fe} , se produce la variación tanto de P_f como de R_y .

3.6. Dinámica de las máquinas automotrices durante el proceso de frenado con pendiente

Se debe significar que el análisis realizado sobre la base de una vía horizontal es muy utilizado para la valoración de los sistemas de frenos, pero si se pretende realizar estudios en distintas condiciones de explotación o que involucren los accidentes en los que en ocasiones puede estar implicado la determinación de violaciones de normas establecidas, es necesario incorporar al análisis la existencia de pendientes positivas o negativas, así como la resistencia del aire, la

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

influencia de la fuerza inercia, las condiciones de la vía entre otros elementos, en base a la [figura 33](#).

$$a_f = \frac{P_{fd} + P_{ft} + P_r \pm P_\alpha \pm P_{gan}}{\frac{G}{g} \cdot \delta_f} \quad (3.33)$$

Aquí queda en evidencia que pendientes positivas contribuyen al proceso de frenado, y en tales casos, P_α y P_{gan} serán positivas, a_f será mayor y S_f disminuye. En caso contrario, P_α y P_{gan} serán negativas y a_f disminuye y S_f se incrementa. Se puede considerar a $\delta_f \approx 1$, coeficiente de las masas reducidas durante el frenado, que será distinta con el motor conectado o desconectado.

3.7. Particularidades del proceso de frenado en autotrenes

El frenado de un autotren puede ser analizado como el frenado de vehículos independientes, acoplados entre sí con articulaciones, cada uno de los cuales recibe deceleraciones respectivas. En este caso, junto con el problema de analizar las cualidades de frenado normales detalladas anteriormente, surge otro problema adicional: coordinar la acción de los frenos de los vehículos y de los remolques, de tal manera que evite el choque de los remolques entre sí y con el vehículo tractor.

En la práctica es imposible conseguir una sincronización absoluta del accionamiento del camión y los remolques, para todas las condiciones de marcha posibles del conjunto. Por ello, es racional que los remolques comiencen a frenar un tanto antes y terminen un tanto después que el vehículo tractor, teniendo que ser esta diferencia mayor en los remolques traseros, en comparación con los que se encuentran más cerca del vehículo. Resulta importante lograr tal distribución de las fuerzas entre el vehículo y los remolques, de forma que durante el frenado el tren se halle un tanto ‘estirado’, gracias a ello el tren es menos sensible a la acción de fuerzas perturbadoras laterales, conservando de esta forma más estabilidad en el movimiento.

La presencia de fuerzas de compresión en el enganche, contribuyen a desviar el vehículo y el remolque de sus trayectorias normales, dando lugar al denominado

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

“plegado” del tren, con las graves consecuencias que puede ocasionar. Por ello, al analizar las propiedades de frenado del tren se adopta en calidad de factor complementario el esfuerzo en el enganche.

Se denomina deceleraciones parciales del vehículo y el remolque (a_{fc} , a_{fr}) las que podrían ser obtenidas durante el frenado de cada uno de ellos por separado. Es evidente que el cumplimiento del requisito de que no existan esfuerzos de compresión en el enganche es posible si: $a_{fc} < a_{fr}$.

Cuando $a_{fc} < a_{fr}$ las cualidades de frenado del tren se aprovechan plenamente.

Cuando $a_{fc} > a_{fr}$, para evitar el surgimiento de esfuerzos de compresión en el enganche, se debe limitar la fuerza de frenado del vehículo, es decir:

$$a_{fc \text{ permisible}} = a_{fr \text{ máx}}.$$

En los trenes de múltiples remolques, de gran capacidad de carga, dotados de frenos neumáticos, es difícil eliminar la posibilidad de que se originen esfuerzos de compresión en el enganche, ya que a consecuencia de la gran longitud de las tuberías de aire, desde el equipo de mando hasta los dispositivos accionadores, los frenos de los remolques del tren siempre actúan con cierto retardo en relación a los frenos del vehículo. En estos trenes, según datos experimentales, el criterio para que no se origine el “plegado” es la condición: $R_{eng} < 0,16 \cdot G$

Donde: R_{eng} – es el esfuerzo medio de compresión en el enganche del vehículo
 G – peso del vehículo (sin remolque)

Adquiere especial importancia el frenado de trenes de automóviles durante las marchas cuesta abajo. Para evitar la posibilidad de que se originen esfuerzos de compresión en el enganche es racional reducir la deceleración del vehículo al mínimo, para lo que su frenado se efectúa con el motor, tratando de conservar la velocidad inicial.

Se representa los diagramas del sólido rígido del vehículo y del remolque, cuando el frenado se realiza sobre una superficie horizontal [figura 45](#).

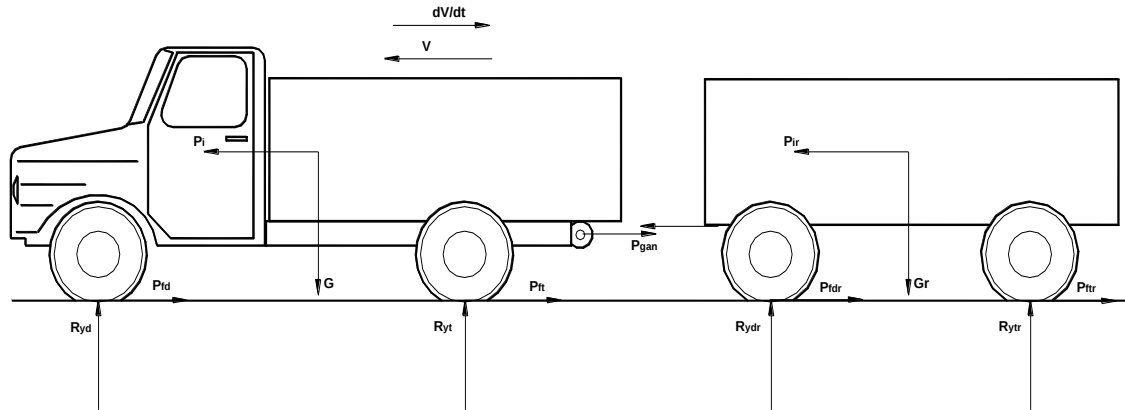


Figura 45 Diagrama del sólido rígido de un autotrén en proceso de frenado.

Basados en la anterior figura y considerando que durante el proceso de frenado $P_a = 0$ y $\delta_f = 1$, se puede plantear:

$$\text{a).- Para el camión remolcador: } a_{fc} = g \cdot \gamma_c + \frac{P_{gan}}{M_c} \quad (3.34)$$

$$\text{b).- Para el remolque: } a_{fr} = g \cdot \gamma_r + \frac{P_{gan}}{M_r} \quad (3.35)$$

Donc: $\gamma_c = \frac{P_{fc}}{G}$; $\gamma_r = \frac{P_{fr}}{G_r}$

M_c, G –son la masa y peso respectivamente del camión remolque

M_r , G_r –son la masa y peso respectivamente del remolque

P_{fc} , P_{fr} Fuerza de frenado del camión y del remolque respectivamente

3.8. Frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia

El frenado con utilización parcial de la fuerza de adherencia se presenta durante el frenado auxiliar y en el de urgencia, cuando el sistema no garantiza las fuerzas de frenado, que son necesarias para una total utilización de la fuerza de adherencia de las ruedas con la vía. La correcta utilización de sus diferentes métodos, en gran medida determina la durabilidad y fiabilidad del sistema de frenos, y por tanto, la seguridad del movimiento. Entre dichos métodos se puede relacionar los siguientes:

1.-El frenado con el motor, sin utilización de los mecanismos de frenado: El conductor reduce la entrega de combustible en el cilindro del motor, como resultado de lo cual su potencia resulta insuficiente para el vencimiento de las fuerzas de fricción que surgen en él y el motor se transforma en freno. Este método se elige cuando se exige una deceleración no elevada.

2.-El frenado con el motor desembragado: Se utiliza cuando el frenado con el motor no garantiza la deceleración deseada, y también durante el frenado total. En este caso, el motor se desconecta de la transmisión, ya sea por medio del embrague o conectando la caja de velocidad en neutral, y suavemente se presiona sobre el pedal de freno.

3.-El frenado con utilización de sistemas de frenos, pero sin desconexión del motor: Su empleo es adecuado, pues con su aplicación se incrementa la efectividad del frenado, la durabilidad de los mecanismos de frenado y las pérdidas de energía durante el proceso. En vías que se caracterizan por un bajo valor de μ , de esta forma se reduce la posibilidad de surgimiento del derrape.

4.-El frenado con utilización de sistemas complementarios: Se utiliza para el

mantenimiento de la velocidad deseada en las bajadas. Este método en ocasiones se utiliza conjuntamente con el mecanismo de frenado del sistema de frenos de trabajo.

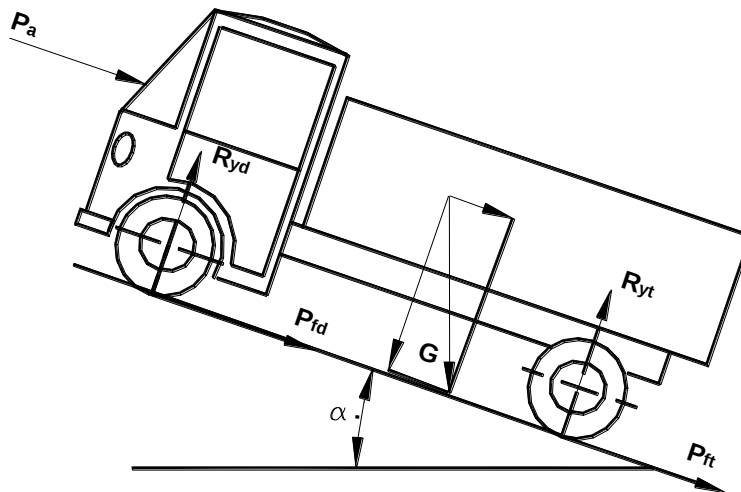


Figura 46 Fuerzas que actúan durante el frenado.

El caso de frenado sin desconexión del motor es el más general, ya que durante éste, las fuerzas de frenado en el puente delantero y trasero P_{fd} y P_{ft} , se crean como resultado de la acción de los momentos creados por los mecanismos de

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

frenado, por el momento de frenado del motor y la fricción en los mecanismos de la transmisión.

Para la determinación de la deceleración se utiliza la ecuación:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{\frac{P_{fd} + P_{ft} + P_a + P_a}{G \cdot \delta_{fc}} + \frac{G_r \cdot \delta_{fr}}{g}}{g} \quad (3.36)$$

La fuerza P_{fd} (rueda conducida) se determina según:

$$P_{fd} = \frac{M_{fd}}{r_d} + R_{yd} \cdot f - \frac{I_{rd} \cdot dv/dt}{r_d^2} \quad (3.37)$$

Donde: M_{fd} , I_{rd} –momento creado por el mecanismo de frenos y momento de inercia, ambos en la rueda conducida

En las ruedas motrices, el momento de frenado es igual a la suma de los momentos: M_{ft} , creado por el mecanismo de frenado, y el momento transmitido a los semiejes como resultado de la acción de frenado del motor y de los mecanismos de la transmisión. Para su determinación se utiliza el teorema de variación de la energía cinética. De tal forma, la expresión de P_{ft} es:

$$P_{ft} = \left[\frac{M_{ft}}{r_d} + \frac{M_{frm}}{i_{ci} \cdot r_d \cdot \eta_{inv}} - \left(\frac{I_m}{i_{ci}^2} + I_{rt} \cdot \eta_{inv} \right) \cdot \frac{dv/dt}{r_d^2 \cdot \eta_{inv}} + R_{yt} \cdot f \right] \quad (3.38)$$

Donde: M_{ft} –momento del mecanismo de frenos aplicado en la rueda motriz

I_m , I_{rt} –momentos de inercia del volante del motor y de la rueda motriz

Sustituyendo los valores P_{fd} y P_{ft} de las [ecuaciones 3.37 y 3.38](#) en la [ecuación 3.36](#) y resolviendo la ecuación obtenida relativa a dv/dt , se obtiene:

$$dv/dt = - \left[\left(\frac{\sum M_f}{r_d} + \frac{M_{frm}}{i_{ci} \cdot r_d \cdot \eta_{inv}} + G \cdot \psi + P_a \right) \cdot \frac{g}{G \cdot \delta_f} \right] \quad (3.39)$$

$$\text{Donde: } \delta_f = 1 + \left[\left(\frac{I_m}{i_{ci}^2} + \sum I_r \cdot \eta_{inv} \right) \cdot \frac{1}{\frac{G}{g} \cdot r_d^2 \cdot \eta_{inv}} \right] \quad (3.40)$$

El coeficiente δ_f durante el frenado se diferencia en alguna medida del coeficiente δ durante el régimen de tracción. Durante la transmisión de potencia de la rueda al motor, el rendimiento mecánico es menor en un 5 – 10 % que durante la

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

transmisión del motor a las ruedas motrices, de ahí que se utilice el término de η_{inv} . Para el cálculo aproximado de δ_f se puede utilizar una fórmula, semejante a

$$\text{la del régimen de tracción: } \delta_f = 1 + \frac{\delta_{1b}}{i_{si}^2} + \delta_{2b}, \text{ donde: } \delta_{1b}=0.06, \delta_{2b}=0.04 \quad (3.41)$$

Se denomina a P_f y $P_{fr m}$ a la fuerza de frenado del automóvil y fuerza de frenado

$$\text{del motor, correspondientemente: } P_f = \frac{\sum M_f}{r_d}; \quad P_{fr m} = \frac{M_{fr m}}{r_d \cdot i_{ci} \cdot \eta_{inv}}. \text{ Entonces}$$

$$\text{la ecuación 3.39 toma la forma: } dv/dt = - \left[\frac{P_f + P_{fr m} + P_a}{G/g} + \psi \cdot g \right] \cdot \frac{1}{\delta_f} \quad (3.42)$$

$$\text{Pero a: } \frac{P_f + P_{fr m} + P_a}{G} = D_f, \quad (3.43) \text{ se le denomina factor dinámico}$$

de frenado.

$$\text{Entonces: } dv/dt = \frac{(D_f + \psi) \cdot g}{\delta_f} \quad (3.44)$$

Las ecuaciones 3.39 y 3.42 pueden ser utilizadas para la determinación de dv/dt y recorrido de frenado (S_f) para cualquier forma de frenado.

En los modelos matemáticos de los ciclos de movimiento se puede emplear, dentro de los métodos con utilización parcial de la fuerza de adherencia, el frenado con el motor sin utilización de los mecanismos de frenado. Complementariamente, se utilizará el frenado intenso, pero con utilización total de la fuerza de adherencia. Puede formar parte de otros trabajos la utilización de otras variantes.

En el frenado con el motor, no está presente la fuerza P_f , pues en él no toma parte el mecanismo de frenado. Por tanto, en la fórmula 3.44 es necesario considerar

$$\text{que: } D_f = \frac{(P_{fr m} + P_a)}{G} \text{ y que en la determinación de } \delta_f \text{ se utiliza la expresión 3.41.}$$

En el caso general, todas las fuerzas que aparecen en la expresión 3.42 son variables. El momento de rozamiento en el motor ($M_{fr m}$), puede ser determinado por la expresión:

$$M_{fr m} = V_h \cdot (a_M \cdot \omega_x - b_M) \text{ (N.m)} \quad (3.45)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Donde: a_M , b_M –coeficientes empíricos

Para motores de gasolina: $a_M = 0.007-0.01$; $b_M = 0.12-0.17$

Para motores diesel: $a_M = 0.01-0.012$; $b_M = 0.08-0.12$

V_h –cilindrada del motor, en litros

De tal forma $P_{fr m}$ puede expresarse como:
$$P_{fr m} = \frac{a_M \cdot V_h \cdot v}{r_d^2 \cdot i_{ci}^2 \cdot \eta_{inv}} - \frac{b_M \cdot V_h}{i_{ci} \cdot r_d \cdot \eta_{inv}} \quad (3.46)$$

El frenado con el motor, tal y como se ha concebido, es deseado cuando se transita a velocidades altas y medias en marchas superiores y se necesita una disminución no brusca de la velocidad.

3.9. Fundamentos de los sistemas antibloqueo de frenado

Tomado de (Aparicio Izquierdo, Díaz López, & Vega Álvarez, 1995)

Cuando se produce un frenado severo o en condiciones de muy baja adherencia entre neumático y suelo, el esfuerzo de frenado aplicado a una o varias ruedas puede superar al máximo esfuerzo de adherencia y, en consecuencia, producirse el bloqueo de las ruedas.

Si una rueda queda bloqueada, la adherencia lateral de esta se hace prácticamente nula y si el vehículo es solicitado por un esfuerzo lateral suficientemente grande, puede producirse un deslizamiento en esta dirección de la o las ruedas bloqueadas, lo que ocasiona, generalmente, pérdida de control direccional (bloqueo de ruedas delanteras de un vehículo), pérdida de estabilidad (bloqueo de ruedas traseras), (bloqueo de ruedas traseras del tractor en combinaciones tractor –semirremolque), etc. , como se indicó en puntos anteriores.

Junto a los indeseables y peligrosos efectos señalados, el bloqueo de ruedas reduce el valor de la adherencia longitudinal y aumenta la distancia de frenado.

Por último, si la calzada presenta asimetría en cuanto a la adherencia correspondiente a las zonas en que toman contacto las ruedas de cada lado del vehículo, una frenada suficientemente severa haría bloquear las ruedas del costado de baja adherencia y producir en el vehículo un momento de guiñada que puede tener efectos negativos para el control direccional e, incluso, estabilidad del

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

vehículo. Análoga influencia puede tener la diferencia de adherencia en las ruedas interiores y exteriores durante circulación en curva.

Por otra parte, es bien sabido que variaciones en el peso y posición del centro de gravedad del vehículo también afectan la adherencia dinámica en cada eje y que, al objeto de adaptar el reparto de frenada entre ambos, se utilizan dispositivos que hacen variar la relación entre las presiones en los cilindros de freno delanteros y traseros, según la carga: detectada por la deformación de la suspensión. Aunque estos dispositivos corrigen alguno de los defectos anteriores, no resuelven todas las situaciones y se hacen menos útiles en la medida que aumenta la complejidad del vehículo y su número de ejes.

Las primeras patentes sobre sistemas antibloqueo datan de los años 20, aunque no se desarrollan hasta los años 50, siendo sus primeras aplicaciones en el campo de la aviación. En el año 1962 se presentó un sistema antibloqueo en el Salón Internacional del Automóvil de Francfort, desarrollado por las firmas Graubremse y Teldix. En el año 1973, la casa MAN informaba de que disponía de un sistema completamente desarrollado. En 1974 las firmas Wabco-Westinghouse y Daimler-Benz iniciaron un programa de cooperación para el desarrollo de un sistema propio. Análoga atención fue prestada al tema por parte de las empresas americanas y japonesas.

Durante la década de los 70 se avanzó en el desarrollo de los sistemas, orientando los esfuerzos hacia:

Transmisión de funciones lógicas de componentes mecánicos a la electrónica.

Uso de la técnica digital para reducir componentes, lograr una más alta, densidad de integración, a amentar fiabilidad y reducir costes.

Simplificar y perfeccionar los componentes mecánicos.

Desde el año 1981 hasta el presente, esta técnica, tomando como base el microprocesador, ha ido incorporándose progresivamente, tanto a los vehículos comerciales como de turismo, en su gama media y alta, y actualmente se encuentra desarrollada, no existiendo más limitación para su generalización, que la repercusión del sistema en el coste del vehículo.

3.9.1. Objetivos de los sistemas antibloqueo

Los objetivos fundamentales de un sistema antibloqueo ABS de las ruedas en el frenado son:

Detectar el momento en el que se inicia el bloqueo de cada una de las ruedas controladas, o existen las condiciones para que éste se produzca

Actuar sobre el sistema de frenos del vehículo modulando la presión del fluido que acciona los dispositivos de frenado de la rueda o ruedas en situación de bloqueo, de tal forma que evite éste y mantenga el deslizamiento de la rueda en un intervalo de máxima adherencia

Anular dicha actuación cuando desaparecen las condiciones que originaron el riesgo de bloqueo.

Todo lo cual se traduce en:

1. Un incremento de la seguridad activa del vehículo:
 - Mediante la reducción de la distancia de frenado
 - Mejora de la estabilidad del vehículo.
 - Mejora del control direccional
2. Disminución de desgaste de los neumáticos.

3.9.2. Principios físicos de un sistema antibloqueo

La adherencia entre el neumático y la calzada depende, como es bien sabido, de las características de ambos y varía con el deslizamiento entre ellos [figura 47](#).

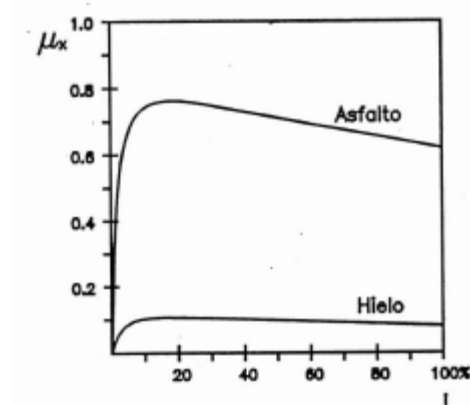


Figura 47 Variación del coeficiente de adherencia μ_x con el deslizamiento.

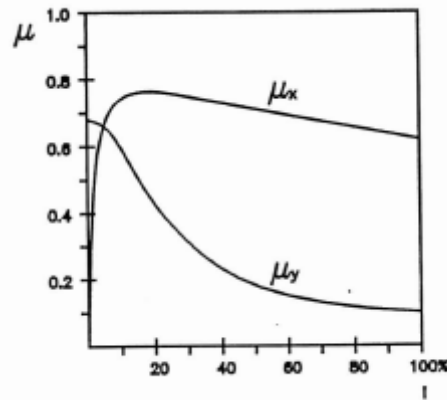


Figura 48 Variación de los coeficientes de adherencia longitudinal y transversal (lateral) μ_x y μ_y con el deslizamiento para un cierto valor del ángulo de deriva.

Cuando actúa simultáneamente una fuerza transversal (F_y) mientras se produce el frenado, la variación del coeficiente de esfuerzo longitudinal (F_x/R_y) y lateral (F_y/R_y), siendo R_y la fuerza normal a la superficie de contacto que actúa entre ésta y la rueda, dependen de la eficiencia del patinaje η_s (i) que se observó en [ecuación 1.4](#) y del ángulo de deriva, en este epígrafe se asume (i) la nomenclatura de los autores de donde se expone su teoría al respecto: (Aparicio Izquierdo, Díaz López, & Vega Álvarez, 1995)

Al aplicar una fuerza de frenado, para valores del deslizamiento superiores a un cierto límite, la adherencia longitudinal puede superar su valor máximo y pasar rápidamente a un valor de deslizamiento, inferior al máximo, a través de un período inestable y rápido de bloqueo de la rueda. Si existen simultáneamente esfuerzos laterales, la adherencia en esta dirección se reduce hasta valores prácticamente nulos.

Aunque la situación óptima sería la que asegurase que $\mu_x = \mu_{xmax}$ en todo el proceso de frenado, esto resulta imposible en la práctica, por razones de control e inercia del sistema de frenado, por lo que es necesario establecer un intervalo de valores de *deslizamiento*, normalmente este intervalo, en torno al valor de μ_{max} suele extenderse del 10% al 30% de deslizamiento longitudinal, dentro del cual μ_x se mantiene con valores elevados μ_y y conserva valores que suelen ser suficientes para asegurar la necesaria fuerza lateral de adherencia en situaciones normales de circulación.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Los problemas básicos que se plantean para lograr lo anterior son:

Tener información acerca de la evolución cinemática de las ruedas

Establecer una lógica capaz de distinguir las condiciones en las que puede ocurrir el bloqueo (PREDICCIÓN) y "ordenar" al circuito de frenos las actuaciones adecuadas para evitarlo, disminuyendo la presión en el circuito de freno correspondiente

Estimar el momento en el que se han restablecido las condiciones de no bloqueo y debe aumentarse nuevamente la presión de freno (RESELECCIÓN).

Disponer de elementos de captación, cálculo, decisión y ejecución de órdenes capaces de realizar estas funciones en muy corto espacio de tiempo (*milisegundos*) y con fiabilidad.

3.9.3. Elementos fundamentales de un sistema antibloqueo

Los elementos básicos del circuito de control de una rueda en un sistema ABS pueden verse en la Figura 5.13.

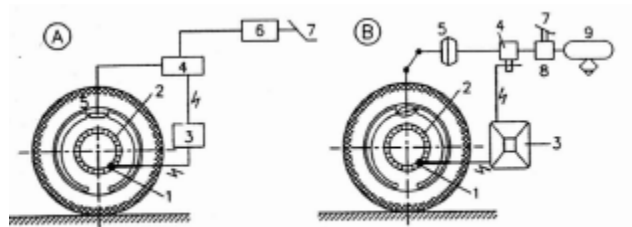


Figura 49 Circuito de control. A.- Frenos hidráulicos. B.- Frenos neumáticos.

1 Captador inductivo. 2.- Rueda dentada. 3.- Unidad de control electrónico. 4.- Válvula de control (modulador de presión). 5.- Cilindro de freno de rueda. 6. - Cilindro principal. 7.- Pedal de freno. 8. – Válvula de mando de freno. 9.- Depósito de aire.

El captador inductivo, situado junto a una rueda dentada que gira con la rueda del vehículo, emite una señal cuya frecuencia es proporcional a la velocidad de la rueda, como consecuencia de la modificación del flujo magnético que produce cada diente de la rueda al pasar frente a él. Esta señal es analizada en el microprocesador 3, que dispone así de la velocidad angular de la rueda y, mediante cálculo y derivación, de la velocidad de desplazamiento (velocidad

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

circunferencial) que correspondería a dicha velocidad angular así como de la aceleración angular.

A partir de estos datos el sistema debe deducir la necesidad de disminuir o mantener constante la presión en los cilindros de freno de la rueda o ruedas correspondientes y emitir la señal de actuación sobre la válvula de control 4 (válvula de solenoides o de control electrónico), la cual realizará esta función.

Han sido desarrollados diversos sistemas que incorporan soluciones distintas para muchos de los componentes. Aquí se escribe uno de ellos con más detalle, el sistema Wabco. En este sistema la válvula de control [figura 50](#) consta, a su vez, de dos válvulas de solenoide (*i, h*) Y dos válvulas de diafragma (*J, b*) que abren los orificios *e* y *L* cuando la diferencia de presión en las cámaras adyacentes permite vencer el esfuerzo elástico de los correspondientes resortes.

El orificio *1* conecta con el recipiente de alimentación a través de la válvula accionada por el pedal de freno. El orificio de salida *2* conecta con el cilindro o cilindros de freno correspondientes. La ventana *3* comunica con la atmósfera.

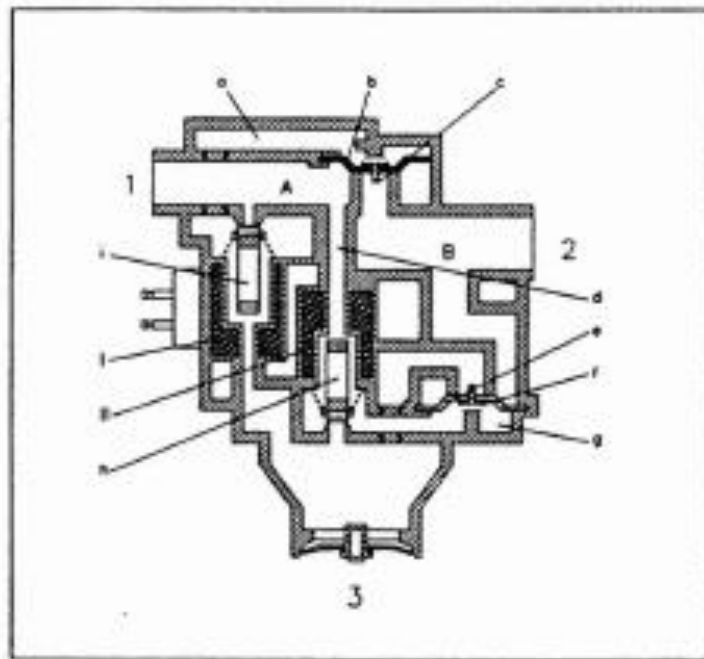


Figura 50 Ejemplo de válvula de control (ABS de Wabco).

El incremento de presión se logra con las válvulas de solenoide en la posición de la [figura 50](#). En esta posición la cámara "a" se encuentra a presión atmosférica y

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

la A a la del circuito de aire a presión; el diafragma *b*, abre y las cámaras A y B se encuentran comunicadas pasando el aire del recipiente al circuito que alimenta las válvulas de freno.

Cuando la unidad de control detecta condiciones de bloqueo y "decide" disminuir la presión en los cilindros de freno, se energiza el solenoide 1, desplazando hacia abajo la válvula *i*, con lo que la cámara *a* se llena con aire a presión y el diafragma *b* cierra el orificio *c*.

Por otra parte, el solenoide II es también alimentado, con lo que la válvula *h* se desplaza hacia arriba cerrando el paso al aire a presión contenido en la cámara A y poniendo en comunicación con la atmósfera a la cámara *g*.

El diafragma *f* se abre por la presión *a* que se encuentra la cámara B y el circuito de frenos y el aire de éste escapa a la atmósfera por la ventana 3 [figura 50](#).

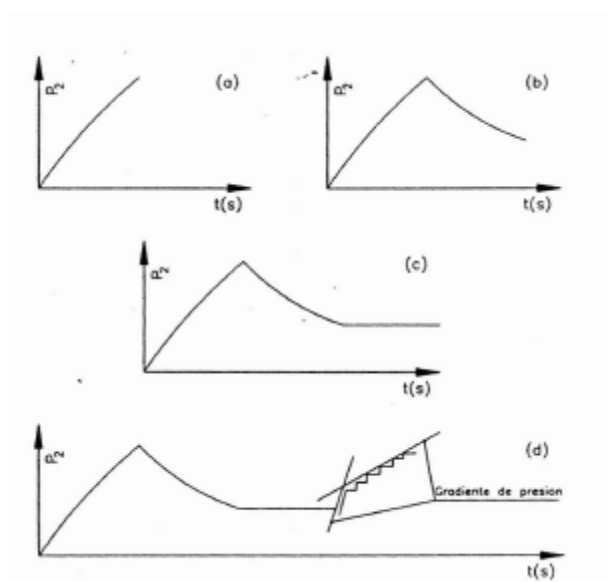


Figura 51 Variación de presión en el circuito de frenos según el accionamiento de la válvula de control.

Por último, si la orden de la Unidad de Control es mantener la presión constante, el solenoide 1 se activa y la válvula de entrada *i* se abre, cerrándose el diafragma *b* como en el caso anterior. La válvula *h*, en cambio, se cierra, con lo que el aire de la cámara A llena la cámara *g*, quedando cerrado el diafragma *f*. En estas condiciones, el circuito de freno y la cámara B queda aislada, por el cierre de

ambos diafragmas (posición representada en la [figura 50](#) tanto del circuito de alimentación, corno de la atmósfera y la presión en ellos permanece constante. [figura 51](#).

Debido a la inercia del sistema, el nuevo incremento de presión, una vez eliminado el riesgo de bloqueo, se produce en forma de escalonamiento [figura 51](#).

3.9.4. Criterios y ciclos de control del sistema antibloqueo

De las señales recibidas en la Unidad de Control, procedentes de los captadores de las ruedas, aquella debe deducir las condiciones de cada rueda en relación con el bloqueo y para ello se han seguido diferentes criterios de predicción, como son:

$$\frac{d\omega}{dt} < \frac{d\omega_r}{dt}, \delta - \frac{dV_c}{dt} < \frac{dV_{cr}}{dt}$$
$$\omega < \omega_r, \delta V_c < V_{cr}$$

$$i > i_r$$

Las anteriores variables y parámetros son:

ω y $\frac{d\omega}{dt}$ Velocidad y aceleración angular de la rueda.

$\frac{dV_c}{dt}$ Aceleración circunferencial de la rueda.

V_c Velocidad de desplazamiento de la rueda.

i Deslizamiento longitudinal en frenado.

$\frac{dV_{cr}}{dt}, \frac{d\omega_r}{dt}$ Constantes. Valores de referencia.

i_r Constante positiva. Valor de referencia.

ω y V_{cr} Velocidad de referencia generada internamente por el sistema.

Normalmente se utiliza, también, una condición de tiempo de retardo, para garantizar que una o más condiciones son satisfechas por un período finito de tiempo, con el objeto de minimizar el riesgo de una predicción falsa derivada de "ruidos" del sistema o discontinuidades localizadas de las condiciones de la calzada.

La velocidad de desplazamiento del vehículo, o de la rueda, necesaria para calcular el deslizamiento, no es conocida; su estimación se hace mediante

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

algoritmos más o menos complicados que tienen en cuenta el comportamiento de todas las ruedas.

En relación con los criterios de re - selección o reinicio de la aplicación de presión de frenado, los más usuales son:

$$\frac{d\omega}{dt} > \frac{d\omega_r'}{dt} \text{ ó } \frac{dV_c}{dt} > \frac{dV_{rc}'}{dt}$$
$$\omega > \omega_r' \text{ ó } V_c > V_{rc}'$$

Siendo $\frac{d\omega_r'}{dt}$ y $\frac{dV_{rc}'}{dt}$ cantidades positivas y ω_r' y V_{rc}' velocidades y aceleraciones de referencia calculadas por la Unidad de Control, no necesariamente iguales a ω_r y V_r respectivamente

Ejemplos de valores de referencia son:

$$i_r \approx 10 \%$$

$$-\frac{dV_{rc}'}{dt} = -9.8 a - 16 m/s^2$$

Conviene hacer algunas consideraciones acerca de las variables de control utilizadas ($i, \omega, \frac{d\omega}{dt} \dots$). En relación con el deslizamiento, las curvas $\mu_x(i)$ figuras 48 y 49 presentan valores de μ_{max} y leyes de variación en torno a este valor que dependen del pavimento y condiciones en que éste se encuentra; en consecuencia, no pueden adoptarse límites constantes válidos para todas las circunstancias, a menos que se aleje el sistema del intervalo óptimo de actuación. En cuanto a la deceleración de la rueda, utilizada como criterio único, también presenta inconvenientes. Esta variable es adecuada para el control de ruedas no motrices sobre calzadas con coeficiente de adherencia constante.

En ruedas motrices y relaciones de transmisión con reducción elevada, pueden alcanzarse valores altos del deslizamiento sin que la deceleración alcance el valor de preselección. Con crecimiento suave de la presión, la rueda puede incluso bloquear.

Por otra parte, un decrecimiento brusco de la adherencia rueda-calzada, puede causar elevada deceleración en ruedas no motrices durante un período dilatado de tiempo.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Debido a todo ello, la deceleración de la rueda, aisladamente, tampoco es adecuada como variable de control. Estas son las razones por las cuales suelen adoptarse combinaciones de ambas variables para el control de los sistemas ABS.

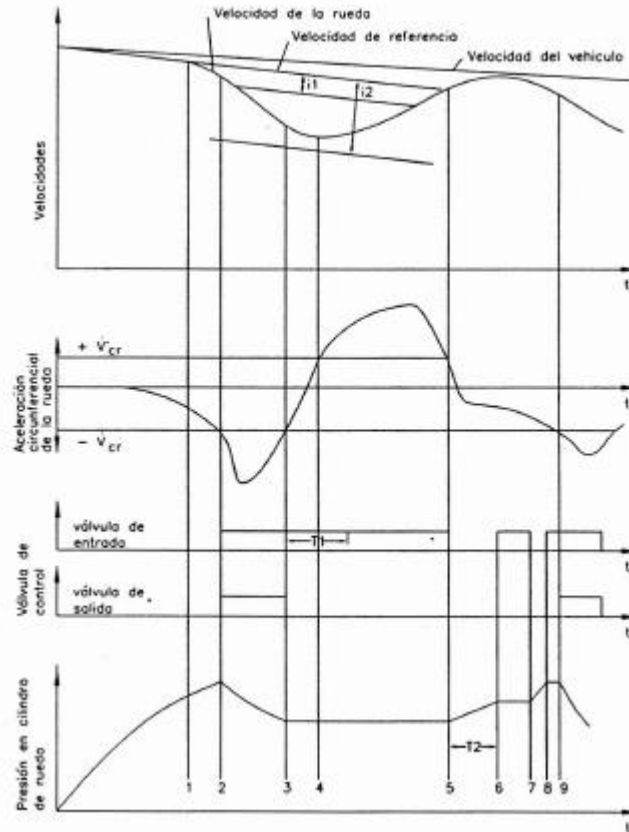


Figura 52 Ciclo de control.

Para ilustrar la actuación de la Unidad de Control, se puede hacer referencia al siguiente ejemplo de un ABS para turismos.

Cuando la deceleración circunferencial de la rueda es mayor de 1.6 g , la señal se almacena en un circuito de memoria durante un período de 140 ms . Durante este período, si la velocidad angular de la rueda decrece un 5% del valor almacenado, y si al mismo tiempo la deceleración del vehículo, medida a través de ruedas con deslizamiento nulo o muy pequeño, no es mayor de 0.5 g , la Unidad de Control predice que la rueda está en el punto de bloqueo y envía una señal a la válvula de control para reducir la presión en el cilindro de freno. Por el contrario, si la deceleración del vehículo es mayor de 0.5 g , entonces el sistema predice bloqueo

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

y actúa reduciendo la presión de freno, tan pronto como el decrecimiento de la velocidad angular de la rueda sea un 15% del valor almacenado.

Para completar esta parte del tema se describirá la actuación del sistema de la casa Wabco para vehículos industriales a través de un ciclo de control [figura 52](#).

En este sistema se han establecido los límites de referencia de aceleración circunferencial de la rueda $\frac{dv'_{rc}}{dt}$ y $-\frac{dv_{cr}}{dt}$ y los límites de deslizamiento i_1 y i_2

En el punto 1 la señal del captador empieza a interpretarse como deceleración de la rueda que el vehículo no puede físicamente alcanzar. Desde este momento el control calcula una velocidad de referencia de acuerdo con una deceleración constante. A partir de aquí, el deslizamiento se calculará como diferencia entre la velocidad de la rueda y la de referencia.

En el punto 2, se alcanza el límite de deceleración $-\frac{dv_{cr}}{dt}$ y la rueda se supone que entra en el intervalo inestable de la curva $\mu_x(i)$. La Unidad de Control actúa sobre la válvula de solenoides (se describió anteriormente) reduciéndose la presión hasta el momento en que la deceleración vuelve a adquirir un valor igual al límite $-\frac{dv_{cr}}{dt}$ (punto 3). Entonces una nueva señal hace que la presión se mantenga constante.

La presión se mantiene constante por un tiempo prefijado T_i . Normalmente la aceleración de la rueda alcanza el límite $+\frac{dv'_{rc}}{dt}$ dentro del tiempo T_i (punto 4); si esto sucede, entonces la presión continúa constante, si no hubiese ocurrido así, probablemente en superficies de muy baja adherencia, la presión habría sido reducida de nuevo porque se habría rebasado el límite i_2 de deslizamiento, lo cual habría originado una nueva señal.

Durante la fase de presión constante, la rueda es acelerada pasando al intervalo de deslizamiento estable y rebasando de nuevo el límite $+\frac{dv'_{rc}}{dt}$ en el punto 5, en este instante el valor de la adherencia empieza a estar por debajo del valor μ_{max} . A partir de este punto se incrementa rápidamente la presión durante otro intervalo de tiempo T_2 . Este intervalo es predeterminado durante el primer ciclo de control y tiene como objetivo superar la histéresis del freno.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Después de este incremento rápido de presión, pueden producirse nuevos incrementos en forma de pulso. Normalmente se vuelve a alcanzar el límite $-\frac{dV_{cr}}{dt}$ (punto 9) durante la fase en forma de pulso y la presión es reducida de nuevo, iniciándose otro ciclo.

La lógica de los diferentes ABS no es necesariamente fija, existen sistemas adaptativos (incluido el descrito antes) que modifican los parámetros de control en función de diferentes condiciones operativas (velocidad del vehículo. superficies de bajo rozamiento. etc.) en orden a extender satisfactoriamente su eficacia a un amplio rango de condiciones de circulación.

3.9.5. Técnicas de control en los sistemas antibloqueo

Aunque se ha desarrollado un mayor número de técnicas de control por ABS, puede decirse que las fundamentales son:

Control independiente: CI

Control por selección inferior (select-low): CSI

Control por selección superior (select-high) : CSS

Esta técnica consiste en controlar individualmente cada una de las ruedas. El sistema incorpora tantos captadores y válvulas de control como ruedas. Este sistema permite que cada rueda frene con máxima adherencia y. en consecuencia minimiza las distancias de frenado, sin embargo, tiene un grave inconveniente pues produce un momento de guiñada elevado en el caso de frenada severa sobre pista con diferente coeficiente de adherencia en las zonas donde se mueven las ruedas de cada lado del vehículo . Esto puede observarse en la [figura 53](#).

En el caso representado en la figura si las condiciones no son muy severas, será suficiente el giro de las ruedas directrices para compensar el momento de guiñada. En este caso existirá un problema de control direccional superable si el conductor es suficientemente diestro. Si se rebasa cierto límite, la falta de control se transformará en inestabilidad y no existirá posibilidad de control de la trayectoria, girando el vehículo sobre su eje Z, mientras se desplaza. Análogo efecto puede presentarse en frenadas severas en curva, al existir un menor peso adherente en las ruedas interiores.

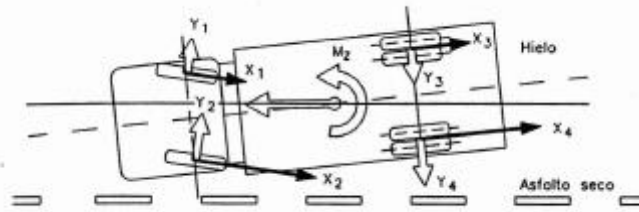


Figura 53 Esfuerzos en un vehículo frenando sobre superficie de adherencia asimétrica respecto al vehículo.

Control por Selección Inferior (C.S.I.).

Las ruedas de un mismo eje se controlan simultáneamente, ajustando la presión de freno a las condiciones de aquella cuyo bloqueo se predice antes. Esto impone que el par de frenada de la rueda alejada del punto de bloqueo sea menor que el que admitiría la adherencia. Con este sistema se evita el riesgo antes señalado, pero se aumenta la distancia de frenado. Es decir, el control y estabilidad direccional son mejores que si el vehículo no dispusiese de ABS, pero la distancia de frenado sería superior.

Mediante esta técnica, se controlan también simultáneamente ambas ruedas de un eje pero con el criterio opuesto al de selección inferior, es decir, de acuerdo a las condiciones requeridas por la rueda más alejada del punto de bloqueo.

Con este procedimiento, una de las ruedas del eje bloqueará en frenadas severas si existe adherencia asimétrica en la calzada. No es preciso justificar que este sistema permite disminuir la distancia de frenado respecto al caso anterior, pero empeora el control y estabilidad direccional.

Los diferentes sistemas desarrollados constituyen combinaciones de estas técnicas o variantes de las mismas.

En la [figura 53](#) se representan varias posibilidades e indicaciones de su influencia en el control direccional, estabilidad y distancia de frenado, en relación con los sistemas de freno normales (sin ABS), y considerando dos situaciones: superficie de rodadura simétrica y no simétrica respecto a la adherencia.

		Control Dirección	Estabilidad	Distancia de frenado
4 Canales ABS		++	+-	++
3 Canales ABS CI-CSI		++	+o	+o
2 Canales ABS		++	--	oo
1 Canal ABS CSI Eje trasero		--	++	+-
+ Canal de control + Mejor que un sistema convencional de frenado o Igual - Sensor - Peor LC Regulador de presión en función de la carga		Superficie con adherencia asimétrica adherencia simétrica		

Figura 54 Comparación de diferentes sistemas antibloqueo para vehículos de tracción delantera superpuestos a un sistema de frenado diagonal convencional.

Por razones de seguridad, el sistema antibloqueo, al igual que los sistemas convencionales de frenado, se dispone en circuitos separados para que el fallo de un componente no invalide completamente el sistema en las cuatro ruedas. Una disposición bastante utilizada es la diagonal; en ella se instalan dos circuitos completamente independientes que controlan cada una una rueda delantera y la trasera del lado contrario. El fallo de un circuito deja al vehículo frenado con una diagonal.

La información contenida en la [figura 54](#) puede ser fácilmente interpretada. Si se considera, por ejemplo, el tercer sistema; con dos canales de control y sensores en las ruedas delanteras, al prevenir el bloqueo de estas ruedas, pero no el de las traseras, salvo que se haga llegar a ellas una presión de frenado muy baja en cualquier condición, lo cual incrementaría la distancia de frenado, crea unas condiciones de inestabilidad peores, incluso, que en sistemas de frenos sin ABS. Lo anterior se debe a que un sistema normal, tras bloquear las ruedas traseras, si continúa creciendo la presión sobre el freno, inmediatamente después bloquean las delanteras, lo que no sucede nunca en el caso que ocupa, siendo ésta una situación menos favorable desde el punto de vista de la estabilidad. En cambio,

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

mejora el control direccional por el mismo hecho de no bloquear las ruedas delanteras.

Además de las tres técnicas de control descritas antes, se han desarrollado otras más o menos intermedias, por ejemplo, la Firma Wabco propone un sistema de control independiente modificado (CIM), en el eje delantero. Esta técnica dispone una actuación inicial como selección inferior y luego regula gradualmente la presión de freno de la rueda con mayor adherencia disponible hasta un nivel máximo controlado. El eje trasero se regula por control independiente, lo cual está justificando en el hecho de que debido a la transferencia de carga en frenadas severas, su influencia general en el frenado suele ser menor. En la [figura 54](#) se expresan los resultados comparativos de tres sistemas CI-CI; CSI-CI; CIM-CI, representándose las presiones en frenos y ángulos de dirección requerido, así como las distancias de frenado en el caso de circulación de un vehículo sobre calzada de adherencia asimétrica (asfalto hielo) con las tres combinaciones anteriormente indicadas.

Puede observarse que las combinaciones CSI-CI y CIM-CI no requieren ángulos correctores de dirección muy diferentes y, en cambio, la distancia de frenado en el segundo caso queda mejorada respecto al primero.

El control independiente de las cuatro ruedas produce, como ya se sabe, la distancia de parada más pequeña, pero requiere un ángulo corrector de dirección muy elevado en el caso de adherencia asimétrica.

De todo lo anterior puede deducirse que las soluciones adoptadas por cada firma responde a criterio distinto, que el objetivo de optimizar el frenado de los vehículos mediante sistemas ABS aún no está agotado, y que la adopción de diferentes criterios conduce a resultados diferentes en cuanto a 'distancia de frenado y comportamiento direccional de los vehículos'.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

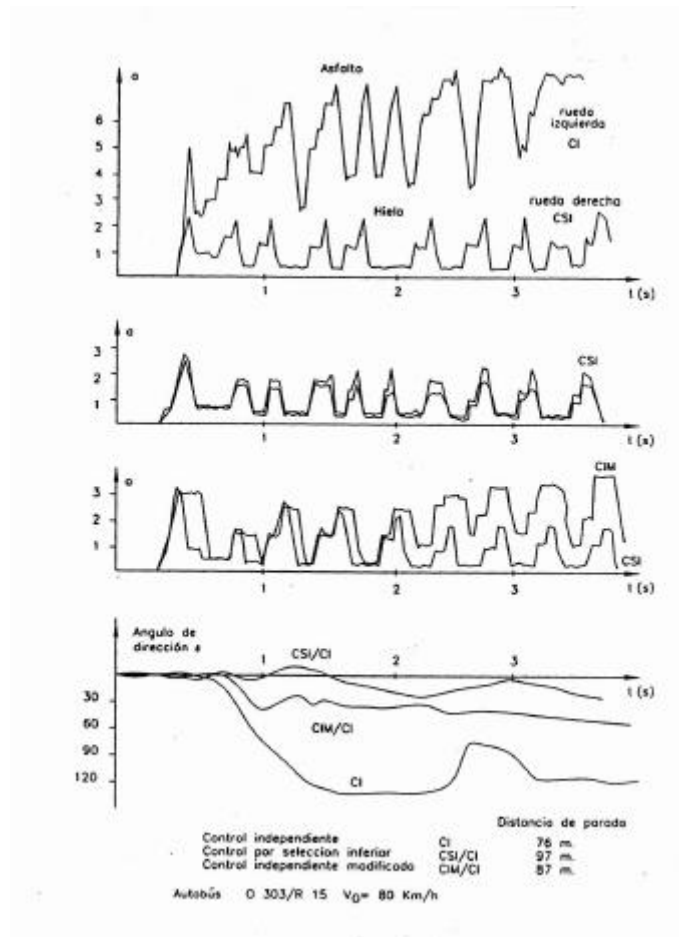


Figura 55 Comparación de tres sistemas ABS.

CAPÍTULO 4 FUNDAMENTOS DEL CÁLCULO DE LOS SISTEMAS DE FRENOS

4. Fundamentos del cálculo de los sistemas de frenos de Shigley

Nota: **Joseph Edward Shigley (1909-1994)** es indudablemente una de las personas más conocidas y respetadas por sus aportaciones a la enseñanza del diseño de máquinas, en este epígrafe se expone su propuesta al diseño de embragues y frenos según (Budynas & Nisbett, 2008).

4.1. Embragues y frenos de tambor de expansión interna por Shigley

El embrague de tambor de zapata interna se compone esencialmente de tres elementos: las superficies de fricción que entrarán en contacto, el medio de transmisión del par de torsión hacia y desde las superficies y el mecanismo de accionamiento. Según sea el mecanismo de operación, tales embragues se clasifican además como de aro expansible, centrífugos, magnéticos, hidráulicos y neumáticos. En sistemas de frenado, el freno de zapata interna o de tambor se emplea sobre todo en automóviles.

Para analizar un dispositivo de zapata interna, consulte la [figura 56](#), donde se muestra una zapata articulada en el punto A y la fuerza de accionamiento actúa en el otro extremo de la zapata. Como la zapata es larga, no se puede suponer que la distribución de las fuerzas normales sea uniforme. La configuración mecánica no permite que se aplique presión en el talón, por lo cual se debe considerar que la presión en este punto es cero.

Es práctica común omitir el material de fricción cuando existe una distancia corta desde el talón (punto A), pues así se elimina la interferencia, aunque el material de cualquier manera contribuiría poco al desempeño, como se demostrará. En algunos diseños, se otorga movilidad al pasador de la articulación para proporcionar presión adicional sobre el talón, lo que produce el efecto de una zapata flotante. (Las zapatas flotantes no se analizan, aunque su diseño sigue los mismos principios generales.)

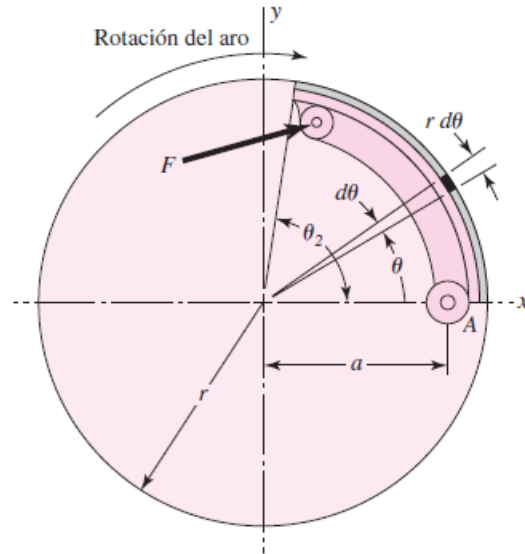


Figura 56 Geometría de una zapata interna de fricción.

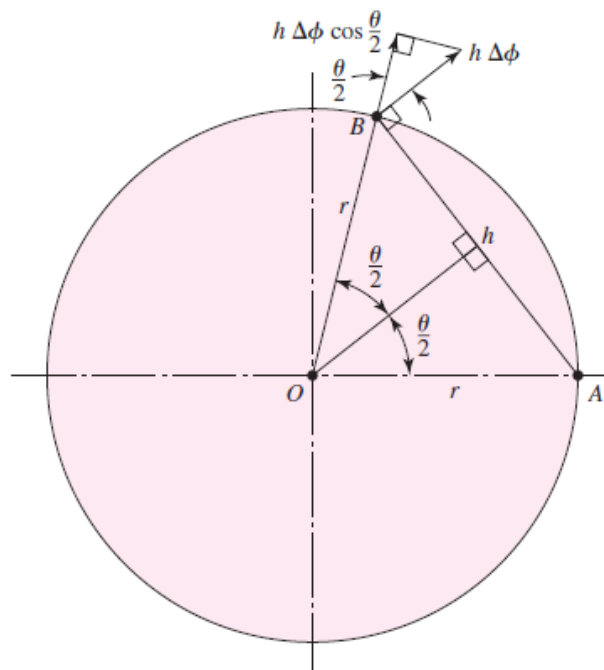


Figura 57 Geometría asociada a un punto arbitrario en la zapata.

Se considerará la presión p que actúa en un elemento de área del material de fricción, ubicado a un ángulo θ respecto del pasador de la articulación [figura 56](#). Se designará la presión máxima por p_a ubicada a un ángulo θ_a respecto del pasador de la articulación. Para determinar la distribución de la presión en la periferia de la zapata interna, se considera el punto B sobre la zapata [figura 57](#).

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Si la zapata se deforma por una rotación infinitesimal $\Delta\Phi$ sobre el punto de articulación A, la deformación perpendicular a AB es $h \Delta\Phi$. Del triángulo isósceles AOB, se tiene que $h = 2 \cdot r \cdot \sin(\theta/2)$, de modo que, $h \cdot \Delta\Phi = 2 \cdot r \cdot \Delta\Phi \cdot \sin(\theta/2)$

La deformación perpendicular del aro o tambor es $h \Delta\Phi \cdot \cos(\theta/2)$, lo que es

$$h \cdot \Delta\Phi \cdot \cos(\theta/2) = 2 \cdot r \cdot \Delta\Phi \cdot \sin(\theta/2) \cdot \cos(\theta/2) = r \cdot \Delta\Phi \cdot \sin\theta$$

De esta manera, la deformación y en consecuencia la presión, es proporcional a $\sin\theta$. En términos de la presión en B y donde la presión alcanza un máximo, esto significa que:

$$\frac{p}{\sin\theta} = \frac{p_a}{\sin\theta_a} \quad (4.1)$$

Al reacomodar se obtiene

$$p = \frac{p_a}{\sin\theta_a} \cdot \sin\theta \quad (4.2)$$

Esta distribución de presión tiene características interesantes y útiles:

- La distribución de la presión es senoidal con respecto al ángulo central θ .
- Si la zapata es corta, como en la [figura 58a](#), la máxima presión en la zapata es p_a y ocurre en el extremo de ella, θ_2 .
- Si la zapata es larga, como en la [figura 58b](#), la máxima presión en ella es p_a y se presenta en $\theta_a = 90^\circ$.

Puesto que las limitaciones de los materiales de fricción se expresan en términos de la presión mayor permisible en el forro, el diseñador debe pensar en términos de p_a y no con respecto a la amplitud de la distribución senoidal que corresponde a lugares fuera de la zapata.

Cuando $\theta = 0$, la [ecuación 4.3](#) muestra que la presión es cero. Por lo tanto, el material de fricción ubicado en el talón contribuye muy poco a la acción de frenado y bien podría omitirse. Un buen diseño debe concentrar tanto material de fricción como fuera posible en las inmediaciones del punto de presión máxima. Un diseño de este tipo se ilustra en la [figura 59](#), en la cual el material de fricción comienza en un ángulo θ_1 , medido respecto del pasador A, y termina en un ángulo θ_2 . Cualquier configuración similar proporcionará una buena distribución del material de fricción.

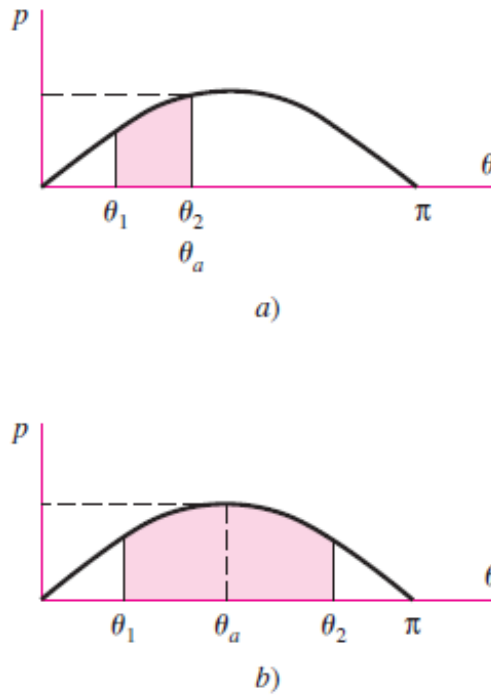


Figura 58 Definición del ángulo θ_a en el que la presión máxima p_a ocurre cuando: a) la zapata está en la zona $\theta_1 \leq \theta_2 \leq \pi/2$ y b) la zapata se encuentra en la zona $\pi/2 \leq \theta_1 \leq \theta_2$.

En la [figura 59](#), las reacciones del pasador de la articulación son R_x y R_y . La fuerza de accionamiento F tiene componentes F_x y F_y , y funciona a una distancia c desde el pasador de la articulación. En cualquier ángulo θ respecto del pasador de la articulación actúa una fuerza normal diferencial dN , cuya magnitud está dada por:

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \quad (4.3)$$

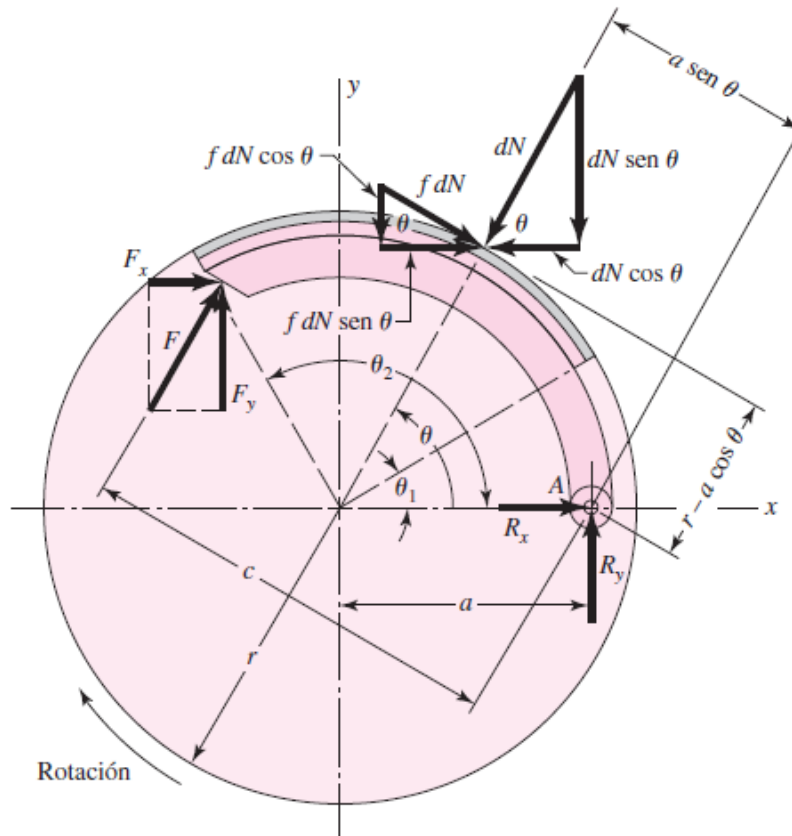


Figura 59 Fuerzas en las zapatas.

Donde b es el ancho de la cara (perpendicular a la página) del material de fricción. Sustituyendo el valor de la presión en la [ecuación 4.3](#), la fuerza normal resulta ser:

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \quad (4.4)$$

$$dN = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot \sin\theta \cdot d\theta}{\sin\theta_a} \quad (4.5)$$

La fuerza normal dN tiene componentes horizontal y vertical $dN \cdot \cos\theta$ y $dN \cdot \sin\theta$, como se muestra en la figura. La fuerza de fricción $f \cdot dN$ tiene componentes horizontal y vertical cuyas magnitudes son $f \cdot dN \cdot \sin\theta$ y $f \cdot dN \cdot \cos\theta$, respectivamente. Aplicando las condiciones de equilibrio estático, se determina la fuerza de accionamiento F , el par de torsión T y las reacciones del pasador R_x y R_y .

Se determinará la fuerza de accionamiento F mediante la condición de que la suma de momentos respecto del pasador de la articulación sea cero. Las fuerzas de fricción tienen un brazo de momento respecto del pasador igual a $r - a \cdot \cos\theta$.

El momento M_f de las fuerzas de fricción es que se obtiene sustituyendo el valor dN de la [ecuación 4.5](#).

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

$$M_f = \int f \cdot dN \cdot (r - a \cdot \cos\theta) = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\sin\theta_a} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta \cdot (r - a \cdot \cos\theta) \cdot d\theta \quad (4.6)$$

Es conveniente integrar la [ecuación 4.6](#) para cada problema, por lo cual se la mantendrá en esta forma. El brazo de momento de la fuerza normal dN respecto del pasador es $a \cdot \sin\theta$. Designando el momento de las fuerzas normales por M_N y sumándolas respecto del pasador de la articulación se obtiene:

$$M_N = \int dN \cdot (a \cdot \sin\theta) = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot a}{\sin\theta_a} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta \cdot d\theta \quad (4.7)$$

La fuerza de accionamiento F debe equilibrar estos momentos. Así:

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \quad (4.8)$$

Aquí se observa que existe una condición de fuerza de accionamiento cero. En otras palabras, si $M_N = M_f$ se logra el autobloqueo y no se requiere fuerza de accionamiento, lo que proporciona un método para obtener las dimensiones de alguna acción de autoenergizado. De este modo, la dimensión a en la [figura 59](#) debe ser tal que:

$$M_N > M_f \quad (4.9)$$

El par de torsión T que aplica la zapata de frenado al tambor es la suma de las fuerzas de fricción $f \cdot dN$ multiplicada por el radio del tambor:

$$T = \int f \cdot r \cdot dN = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\sin\theta_a} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta \cdot d\theta = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2 \cdot (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\sin\theta_a} \quad (4.10)$$

Las reacciones del pasador de la articulación se determinan tomando la suma de las fuerzas horizontales y verticales. Así, para R_x , se tiene que:

$$R_x = \int dN \cdot \cos\theta - \int f \cdot dN \cdot \sin\theta - F_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin\theta_a} \cdot \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta - f \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta \cdot d\theta \right) - F_x \quad (4.11)$$

La reacción vertical se encuentra de la misma manera:

$$R_y = \int dN \cdot \sin\theta + \int f \cdot dN \cdot \cos\theta - F_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin\theta_a} \cdot \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta \cdot d\theta + f \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta \cdot \cos\theta \cdot d\theta \right) - F_y \quad (4.12)$$

La dirección de las fuerzas de fricción se invierte si se cambia la rotación. De esta manera, en el caso de una rotación en sentido contrario al de las manecillas del reloj, la fuerza de accionamiento es:

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \quad (4.13)$$

y puesto que ambos momentos tienen el mismo sentido, se pierde el efecto de autoenergizado.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Asimismo, en el caso de una rotación en sentido contrario al de las manecillas del reloj, los signos de los términos de fricción en las ecuaciones de las reacciones del pasador cambian, y las [ecuaciones 4.11 y 4.12](#) se convierten en:

$$R_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta - f \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \right) - F_x \quad (4.14)$$

$$R_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta + f \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta \right) - F_y \quad (4.15)$$

Las [ecuaciones 4.11, 4.12, 4.14 y 4.15](#), se simplifican para facilitar su cálculo. Así, sea:

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta = \left(\frac{1}{2} \cdot \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad (4.16)$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad (4.17)$$

Entonces, en el caso de una rotación en el sentido de las manecillas del reloj, como en la [figura 59](#), las reacciones en el pasador de la articulación están dadas por:

$$R_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot (A - f \cdot B) - F_x \quad (4.18)$$

$$R_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot (B + f \cdot A) - F_y \quad (4.19)$$

Para una rotación en sentido contrario al de las manecillas del reloj, las [ecuaciones 4.18 y 4.19](#) se convierten en:

$$R_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot (A + f \cdot B) - F_x \quad (4.20)$$

$$R_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin \theta_a} \cdot (B - f \cdot A) - F_y \quad (4.21)$$

Cuando se emplean estas ecuaciones, el sistema de referencia siempre tiene su origen en el centro del tambor. El eje x positivo se toma a través del pasador de la articulación. El eje y positivo siempre está en la dirección de la zapata, incluso si esto genera un sistema de mano izquierda.

En el análisis anterior se adoptan los siguientes supuestos:

1. En cualquier punto de la zapata la presión se supone proporcional a la distancia desde el pasador de la articulación, que es nula en el talón. Esto se debe considerar desde el punto de vista de que las presiones especificadas por los fabricantes son promedios, y no máximas.
2. Se hizo caso omiso del efecto de la fuerza centrífuga. En el caso de frenos, las zapatas no giran, y no existe fuerza centrífuga. En el diseño de embragues, el efecto

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

de esta fuerza se debe tomar en cuenta cuando se escriben las ecuaciones de equilibrio estático.

3. Se supone que la zapata es rígida. Puesto que esto no puede ser cierto, existirá alguna deflexión, en función de la carga, la presión y la rigidez de la zapata. La distribución de presión resultante puede diferir de la que se ha supuesto.
4. Todo el análisis tuvo como base un coeficiente de fricción que no varía con la presión. En realidad, el coeficiente de fricción puede variar debido a una diversidad de condiciones, entre ellas la temperatura, el desgaste y el medio ambiente.

4.2. Frenos de disco

No existe una diferencia fundamental entre un embrague y un freno de disco. Se ha visto que los frenos de aro o tambor se pueden diseñar para que sean autoenergizantes.

Aunque esta característica es importante para reducir el esfuerzo de frenado que se requiere, también tiene una desventaja. Cuando los frenos de tambor se emplean como frenos de vehículos, incluso un cambio ligero en el coeficiente de fricción causará un gran cambio en la fuerza del pedal que se necesita para frenar. Una reducción de 30%, que no es inusual, del coeficiente de fricción debida a un cambio de temperatura o a la humedad, por ejemplo, puede generar una variación de 50% en la fuerza del pedal que se requiere para obtener el mismo par de torsión de frenado antes del cambio. El freno de disco no tiene autoenergización y por ende no es susceptible a cambios del coeficiente de fricción.

Otro tipo de freno de disco es el freno de yugo flotante, que se ilustra en la [figura 60](#). El yugo soporta un solo émbolo flotante que se acciona mediante presión hidráulica.

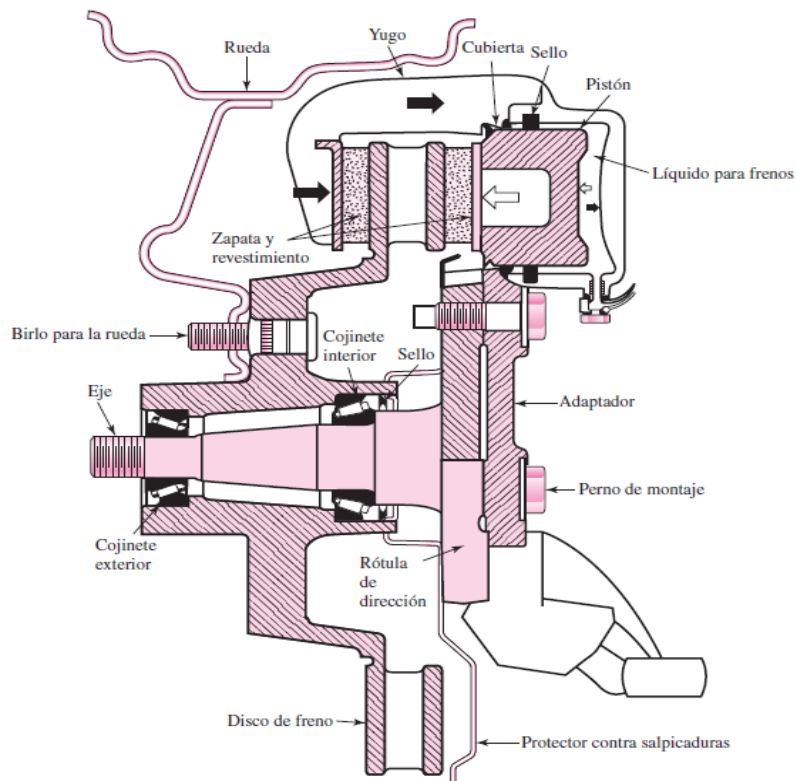


Figura 60 Freno de disco de automóvil.

El efecto es muy similar al de una prensa de tornillo, donde el émbolo reemplaza la función del tornillo. La acción de flotación también compensa el desgaste y asegura una presión muy constante sobre el área de las almohadillas de fricción. El sello y la envolvente que se indican en la [figura 60](#) se diseñan para obtener una holgura para el retroceso del émbolo cuando éste se libera.

Los frenos de yugo (que se llaman así por la naturaleza de la transmisión de accionamiento) y los frenos de disco (por la forma de la superficie sin forro) presionan el material de fricción contra la cara o caras del disco rotativo. En la [figura 61](#) se representa la geometría de un área de contacto de freno de frotador anular. La [ecuación](#) que gobierna el desgaste axial es la [4.22](#).

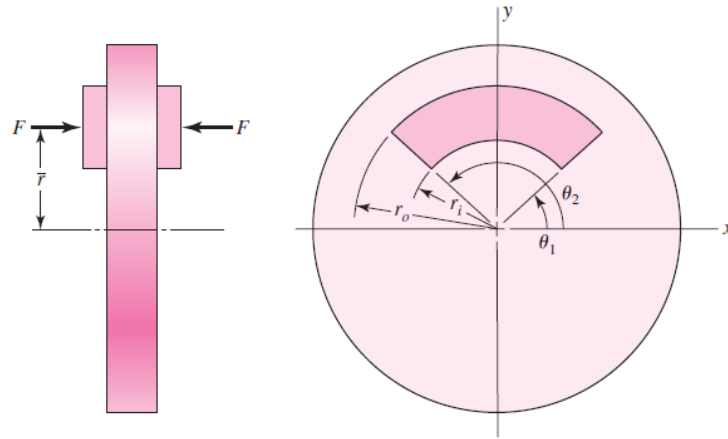


Figura 61 Geometría del área de contacto de un segmento de zapata anular de un freno de disco.

$$\omega_{fd} = f_1 \cdot f_2 \cdot K \cdot P_c \cdot V_{pd} \cdot t \quad (4.22)$$

Donde ω_{fd} Desgaste del freno de disco

f_1 factor de modificación, dependiendo del tipo de movimiento, carga y velocidad,

f_2 toma en cuenta las condiciones ambientales de temperatura y limpieza

K factor de desgaste del material

P_c presión de contacto

V_{pd} velocidad de patinaje entre el disco y la pastilla

t tiempo de aplicación de los frenos

La coordenada $\bar{r}$ ubica la línea de acción de la fuerza F que intersecta el eje y . También es importante el radio efectivo r_e , que es el radio de una zapata equivalente de espesor radial infinitesimal. Si p es la presión local de contacto, la fuerza de accionamiento F y el par de torsión de fricción T se obtienen mediante:

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = (\theta_1 - \theta_2) \cdot \int_{r_i}^{r_o} p \cdot r \cdot dr \quad (4.23)$$

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta = (\theta_1 - \theta_2) \cdot f \cdot \int_{r_i}^{r_o} p \cdot r^2 \cdot dr \quad (4.24)$$

El radio equivalente r_e se puede determinar mediante $f \cdot F \cdot r_e = T$, o

$$r_e = \frac{T}{f \cdot F} = \frac{\int_{r_i}^{r_o} p \cdot r^2 \cdot dr}{\int_{r_i}^{r_o} p \cdot r \cdot dr} \quad (4.25)$$

La coordenada de ubicación r de la fuerza de activación se calcula tomando momentos con respecto al eje x :

$$M_x = F \cdot \bar{r} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_0} p \cdot r \cdot (r \cdot \sin\theta) \cdot dr \cdot d\theta = (\cos\theta_1 - \cos\theta_2) \cdot \int_{r_i}^{r_0} p \cdot r^2 \cdot dr \quad (4.26)$$

$$\bar{r} = \frac{M_x}{F} = \frac{(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\theta_2 - \theta_1} \cdot r_e \quad (4.27)$$

4.2.1. Desgaste uniforme

A partir del análisis de la [ecuación 4.22](#), es evidente que para que el desgaste axial sea el mismo en todos los puntos, el producto PV debe ser una constante. La presión p se puede expresar en términos de la máxima presión permisible p_a (que se presenta en el radio interno r_i) como $p = p_a \cdot r_i/r$. La [ecuación 4.23](#) se convierte en:

$$F = (\theta_2 - \theta_1) \cdot p_a \cdot r_i \cdot (r_0 - r_i) \quad (4.28)$$

La [ecuación 4.24](#) se transforma en:

$$T = (\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot p_a \cdot r_i \cdot \int_{r_i}^{r_0} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot p_a \cdot r_i \cdot (r_0^2 - r_i^2) \quad (4.29)$$

La [ecuación 4.25](#) cambia a:

$$r_e = \frac{p_a \cdot r_i \cdot \int_{r_i}^{r_0} r \cdot dr}{p_a \cdot r_i \cdot \int_{r_i}^{r_0} dr} = \frac{r_0^2 - r_i^2}{2} \cdot \frac{1}{r_0 - r_i} = \frac{r_0 + r_i}{2} \quad (4.30)$$

Y la [ecuación 4.26](#) en:

$$\bar{r} = \frac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \cdot \frac{r_0 + r_i}{2} \quad (4.31)$$

4.2.2. Presión uniforme

En esta situación, aproximada por un freno nuevo, $p = p_a$. La [ecuación 4.23](#) se transforma en:

$$F = (\theta_2 - \theta_1) \cdot p_a \cdot \int_{r_i}^{r_0} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot p_a \cdot (r_0^2 - r_i^2) \quad (4.32)$$

La [ecuación 4.24](#), en

$$T = (\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot p_a \cdot \int_{r_i}^{r_0} r^2 \cdot dr = \frac{1}{3} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot p_a \cdot (r_0^3 - r_i^3) \quad (4.33)$$

La [ecuación 4.25](#), en:

$$r_e = \frac{p_a \cdot \int_{r_i}^{r_0} r^2 \cdot dr}{p_a \cdot \int_{r_i}^{r_0} r \cdot dr} = \frac{r_0^3 - r_i^3}{3} \cdot \frac{2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_0^3 - r_i^3}{r_0^2 - r_i^2} \quad (4.34)$$

Mientras que la [ecuación 4.27](#) se convierte en:

$$\bar{r} = \frac{(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\theta_2 - \theta_1} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{r_0^3 - r_i^3}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_0^3 - r_i^3}{r_0^2 - r_i^2} \cdot \frac{(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\theta_2 - \theta_1} \quad (4.35)$$

4.3. Consideraciones sobre energía

Cuando se detiene el movimiento de los elementos rotativos de una máquina por medio de un freno, éste debe absorber la energía cinética de rotación. Esta energía se manifiesta en forma de calor. De la misma manera, cuando los elementos de una máquina que al principio están en reposo se aceleran, debe ocurrir un deslizamiento en el embrague hasta que los elementos tengan la misma velocidad que el impulsor. La energía cinética se absorbe durante el deslizamiento del embrague o del freno, energía que también se manifiesta en forma de calor.

Se ha visto que la capacidad de par de torsión de un embrague o freno depende del coeficiente de fricción del material y de la presión normal segura. No obstante, el carácter de la carga puede ser tal que, si se permite este valor del par de torsión, el embrague o freno pueden destruirse por el calor que generan. Por consiguiente, la capacidad de un embrague está limitada por dos factores: las características del material y la capacidad del embrague para disipar calor. En esta sección se considera la cantidad de calor que genera una operación de embrague o frenado. Si el calor se genera más rápido que su disipación, surge un problema de incremento de temperatura, que es el tema de la siguiente sección.

Para obtener un panorama claro de lo que sucede durante una operación de embrague o de frenado simple [figura 62 a\)](#), es un modelo matemático de un sistema de dos inercias conectado por un embrague. Las inercias I_1 e I_2 tienen velocidades angulares iniciales de ω_1 y ω_2 , respectivamente. Durante la operación de embrague ambas velocidades angulares se modifican y, con el tiempo, se igualan. Se supone que los dos ejes son rígidos y que el par de torsión del embrague es constante.

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

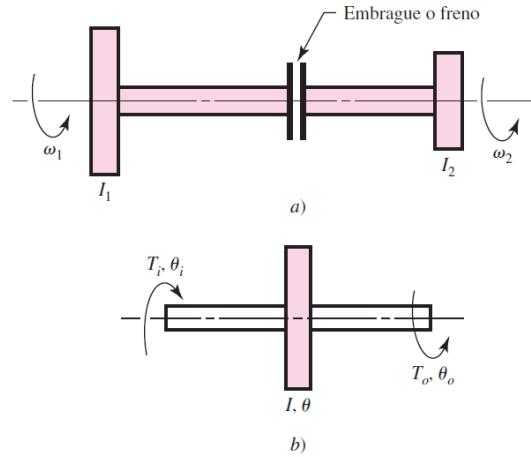


Figura 62 a) Representación dinámica de un freno b) Representación matemática de un volante de inercia.

Si se escribe la ecuación de movimiento de la inercia I_1 se obtiene:

$$I_1 \cdot \ddot{\theta}_1 = -T \quad (4.36)$$

Donde: $\ddot{\theta}_1$ es la aceleración angular de I_1 y T es el par de torsión del embrague.

Una ecuación similar de I_2 es:

$$I_2 \cdot \ddot{\theta}_2 = T \quad (4.37)$$

Se pueden determinar las velocidades angulares instantáneas $\dot{\theta}_1$ y $\dot{\theta}_2$ de I_1 e I_2 después de que haya transcurrido cualquier periodo de tiempo t , mediante la integración de las ecuaciones 4.36 y 4.37. Los resultados son:

$$\dot{\theta}_1 = -\frac{T}{I_1} \cdot t + \omega_1 \quad (4.38)$$

$$\dot{\theta}_2 = \frac{T}{I_2} \cdot t + \omega_2 \quad (4.39)$$

Donde $\dot{\theta}_1 = \omega_1$ y $\dot{\theta}_2 = \omega_2$ en $t = 0$. La diferencia en velocidades, que algunas veces se denomina velocidad relativa, está dada por:

$$\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2 = -\frac{T}{I_1} \cdot t + \omega_1 - \left(\frac{T}{I_2} \cdot t + \omega_2 \right) = \omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) \cdot t \quad (4.40)$$

La operación de embrague se completa en el instante en el que las dos velocidades angulares $\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2$ se igualan. Si el tiempo requerido para la operación completa es t_1 , entonces $\dot{\theta}_1 = 0$ cuando $\dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2$, por lo cual la ecuación 4.40 proporciona el tiempo como:

$$t_1 = \frac{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{T \cdot (I_1 + I_2)} \quad (4.41)$$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Esta ecuación muestra que el tiempo que se requiere para que el embrague opere es directamente proporcional a la diferencia de velocidad e inversamente proporcional al par de torsión.

Se ha supuesto que el par de torsión del embrague es constante. Por lo tanto, mediante la [ecuación 4.40](#) se determina que la tasa de disipación de energía durante la operación de embrague se calcula mediante:

$$u = T \cdot \dot{\theta} = T \cdot \left[\omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) \cdot t \right] \quad (4.42)$$

Esta ecuación muestra que la tasa de disipación de energía es mayor en el inicio, cuando $t = 0$.

La energía total disipada durante el ciclo de operación de embrague o frenado se obtiene integrando la [ecuación 4.42](#) de $t = 0$ hasta $t = t_1$. El resultado se determina mediante:

$$E = \int_0^{t_1} u \cdot dt = \int_0^{t_1} \left[\omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) \cdot t \right] \cdot dt = \frac{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2}{2 \cdot (I_1 + I_2)} \quad (4.43)$$

Donde se ha utilizado la [ecuación 4.41](#). Adviértase que la energía disipada es proporcional a la diferencia de velocidades elevada al cuadrado e independiente del par de torsión del embrague.

Observe que, en la [ecuación 4.43](#), E representa la pérdida de energía o energía disipada, que es la energía que absorbe el embrague o el freno. Si las inercias se expresan en las unidades habituales en Estados Unidos ($\text{lbf} \cdot \text{pulg} \cdot \text{s}^2$), la energía que absorbe el ensamble del embrague está en $\text{lb} \cdot \text{pulg}$. Empleando estas unidades, el calor generado en Btu es:

$$H = \frac{E}{9336} \quad (4.44)$$

En unidades SI, las inercias se expresan en unidades kilogramo-metro² mientras que la energía disipada se expresa en joules.

4.4. Aumento de temperatura

El aumento de temperatura del ensamble de embrague o freno se calculan de manera aproximada mediante la expresión clásica:

$$\Delta T = \frac{H}{c_p \cdot W} \quad (4.45)$$

Donde ΔT aumento de la temperatura, °F

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Cp capacidad térmica específica, Btu/(lbm · °F); utilice 0.12 para acero o fundición de hierro

W masa del embrague o freno, lbm

Se emplea una ecuación similar en unidades SI. Ésta es:

$$\Delta T = \frac{E}{C_p \cdot m} \quad (4.46)$$

Donde ΔT aumento de la temperatura, °C

Cp capacidad térmica específica; emplee 500 J/kg · °C para acero o hierro fundido

m masa del embrague o freno, kg

Las anteriores ecuaciones de incremento de temperatura pueden utilizarse para explicar lo que sucede cuando funciona un embrague o freno. Sin embargo, hay tantas variables implicadas, que sería poco probable que un análisis así se aproximara siquiera a los resultados experimentales.

Por esta razón, tales análisis son muy útiles para ciclos repetitivos, pues señalan los parámetros de diseño que tienen el mayor efecto en el desempeño.

Si un objeto se encuentra a una temperatura inicial T_1 en un entorno con temperatura T_∞ , el modelo de enfriamiento de Newton se expresa como:

$$\frac{T - T_\infty}{T_1 - T_\infty} = \exp\left(-\frac{h_{CR} \cdot A}{W \cdot C_p} \cdot t\right) \quad (4.47)$$

Donde T temperatura en el tiempo t, °F

T_1 temperatura inicial, °F

T_∞ , temperatura ambiente, °F

h_{CR} coeficiente de transferencia térmica global, Btu/(pulg² · s · °F)

A área de superficie lateral, pulg²

W masa del objeto, lbm

Cp capacidad térmica específica del objeto, Btu/(lbm · °F)

En la [figura 63](#) se presenta una aplicación de la [ecuación 4.47](#). La curva ABC señala el decaimiento exponencial de la temperatura dada por la [ecuación 4.47](#). En el tiempo t_B ocurre una segunda aplicación del freno. La temperatura aumenta con rapidez a la temperatura T_2 y se inicia una nueva curva de enfriamiento. Para aplicaciones repetitivas del freno, ocurren picos de temperatura subsiguientes $T_3, T_4, \dots$, hasta que el freno es capaz de disipar la temperatura mediante enfriamiento entre operaciones,

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

una cantidad de calor igual a la energía absorbida en la aplicación. Si ésta es una situación de producción, con aplicaciones de freno cada t_1 segundos, entonces se desarrolla un estado constante en el que todos los picos $T_{\text{máx}}$ y todos los valles $T_{\text{mín}}$ son repetitivos.

La capacidad de disipación térmica de frenos de disco se tiene que planear para evitar que se presenten temperaturas de disco y zapata que sean dañinas para las partes. Cuando un freno de disco tiene un ritmo como el que se describió, la tasa de transferencia térmica se describe por otra ecuación de Newton:

$$H_{\text{pérdida}} = \dot{h}_{CR} \cdot A \cdot (T - T_{\infty}) = (h_r + f_v \cdot h_c) \cdot A \cdot (T - T_{\infty}) \quad (4.48)$$

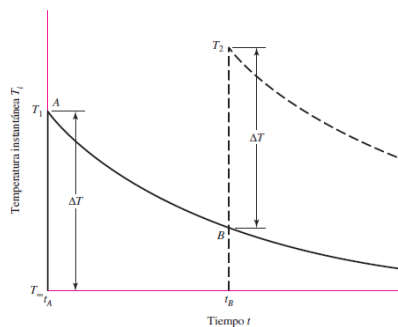


Figura 63 Efecto de operaciones de embrague o frenado sobre la temperatura.

- Donde $H_{\text{pérdida}}$ velocidad de pérdida de energía, Btu/s
 $\dot{h}_{CR}$ coeficiente de transferencia térmica global, Btu/(pulg² · s · °F)
 T_{∞} , temperatura ambiente, °F
 h_r componente de radiación de $\dot{h}_{CR}$, Btu/(pulg² · s · °F), [figura 64a](#)
 h_c componente de convección de $\dot{h}_{CR}$, Btu/(pulg² · s · °F), [figura 64a](#)
 f_v factor de ventilación, [figura 64b](#)
 T temperatura del disco, °F

Observe que el aumento de temperatura ΔT puede ser diferente en cada operación. La energía E que absorbe el freno al parar una inercia rotacional equivalente I , en términos de las velocidades angulares original y final ω_0 y ω_f está dada por la [ecuación 4.44](#) con $I_1 = I$ e $I_2 = 0$

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

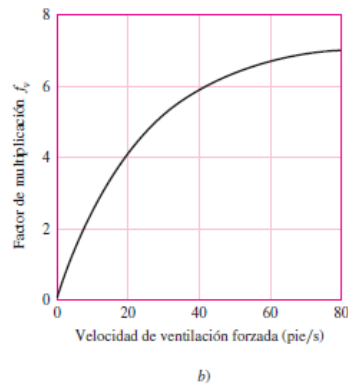
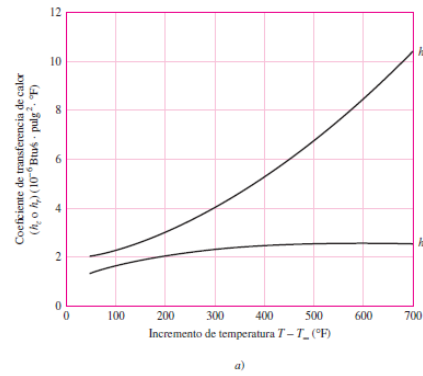


Figura 64 a) Coeficiente de transferencia de calor en aire quieto. b) Factores de ventilación.

$$E = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{9336} \cdot (\omega_0 - \omega_f^2) \quad \text{en Btu.} \quad (4.49)$$

El incremento de temperatura ΔT debido a una parada simple es:

$$\Delta T = \frac{E}{W \cdot C_p} \cdot T = \quad (4.50)$$

$T_{\text{máx}}$ tiene que ser suficientemente alta para transferir E Btu en t_1 segundos. Para el estado estable, la [ecuación 4.44](#) se manipula para obtener la forma:

$$\frac{T_{\text{mín}} - T_{\infty}}{T_{\text{máx}} - T_{\infty}} = \exp(-\beta \cdot t_1) \quad (4.51)$$

Donde $\beta = h_{CR} \cdot A / (W \cdot C_p)$. Se realiza la multiplicación cruzada, se suma $T_{\text{máx}}$ a ambos miembros de la ecuación, se establece $T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}} = \Delta T$ y después de reacomodar términos, se obtiene:

$$T_{\text{max}} = T_{\infty} + \frac{\Delta T}{1 - \exp(-\beta \cdot t_1)} \quad (4.52)$$

4.5. Materiales de fricción

Un freno o embrague de fricción debe tener las siguientes características del material del forro o recubrimiento, hasta un grado que depende de la intensidad del servicio:

- Un coeficiente de fricción alto y reproducible.
- Inalterabilidad ante condiciones del medio, como la humedad.
- Capacidad para soportar altas temperaturas, junto con una buena conductividad y difusividad térmicas, así como calor específico elevado.
- Buena resiliencia.
- Alta resistencia al desgaste, rayado y raspadura.
- Compatibilidad con el entorno.
- Flexibilidad.

En la [tabla 5](#) se proporciona el área de superficie de fricción que se requiere para varias potencias de frenado. La [tabla 6](#) proporciona características importantes de algunos materiales de fricción para frenos y embragues.

Tabla 5 Área del material de fricción que requiere una potencia de frenado promedio dada

Ciclo de trabajo	Aplicaciones comunes	Frenos de banda y tambor	Frenos de disco
Poco frecuente	Frenos de emergencia	0,85	2,8
Intermitente	Elevadores, grúas y cabrestantes	2,8	7,1
Trabajo pesado	Excavadoras, prensas	5,6 - 6,9	13,6

Capítulo 3: Teoría de frenado de las máquinas automotrices

Tabla 6 Características de materiales de fricción para frenos y embrague

	Coeficiente de fricción	Presión máxima , psi	Temperatura máxima		Velocidad máxima	Aplicaciones
	f	P _{máx} psi	Instantánea	Continua	V _{máx}	
			°F	°F	pie/min	
Cermet	0,32	150	1500	750		Frenos y embrague
Metal sinterizado (húmedo)	0,29-0,33	300-400	930-1020	570-660	3600	Frenos y embrague de disco y de yugo
Metal sinterizado (seco)	0,06-0,08	500	930	570	3600	Embragues
Asbesto moldeado rígido	0,35-0,41	100	660-750	350	3600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto moldeado rígido (húmedo)	0,06	300	660	350	3600	Embragues industriales
Zapatas de asbesto moldeado rígido	0,31-0,49	750	930-1380	440-660	4800	Frenos de disco
Que no sea asbesto moldeado rígido	0,33-0,63	100-150		500-750	4800-7500	Embragues y frenos
Asbesto moldeado semirrígido	0,37-0,41	100	660	300	3600	Embragues y frenos
Asbesto moldeado flexible	0,39-0,45	100	660-750	300-350	3600	Embragues y frenos

La manufactura de materiales de fricción resulta un proceso muy especializado y es aconsejable consultar los catálogos y manuales de los fabricantes, así como a los fabricantes mismos, cuando es necesario seleccionar materiales de fricción para aplicaciones específicas. La selección implica considerar muchas características, así como los tamaños estándar disponibles.

En la [tabla 6](#) se listan las propiedades de forros comunes para frenos. Los forros pueden consistir en una mezcla de fibras que proporciona resistencia y capacidad para soportar temperaturas elevadas, diversas partículas de fricción para obtener un grado de resistencia al desgaste, así como un coeficiente de fricción mayor y materiales aglutinantes.

En la [tabla 7](#) se incluye una variedad más amplia de materiales de fricción para embragues, junto con algunas de sus propiedades. Algunos de los materiales pueden funcionar húmedos, por lo que se pueden sumergir o ser salpicados con aceite, lo cual reduce un poco el coeficiente de fricción pero disipa más calor y permite que se empleen presiones mayores

Tabla 7 Algunas propiedades de forros de frenos

	Forro moldeado	Forro tejido	Bloque rígido
Resistencia a la compresión, kpsi	10-15	10-18	10-15
Resistencia a la compresión, MPa	70-100	70-125	70-100
Resistencia a la tensión, kpsi	2,5-3	4-5	3-4
Resistencia a la tensión, MPa	17-21	27-35	21-27
Temperatura máxima, °F	400-500	500	750
Temperatura máxima, °C	200-260	260	400
Velocidad máxima, pie/min	7500	5000	7500
Velocidad máxima, m/s	38	25	38
Presión máxima, psi	500-100	100	150

Capítulo 4 Fundamentos del cálculo de los sistemas de frenos

Presión máxima, kPa	340-690	690	1000
Coeficiente de fricción, medio	0,45	0,47	0,4-0,45

CONCLUSIONES

1. Se logró recopilar y estructurar el estado del arte relacionado con los sistemas de frenos y el proceso de frenado de los automóviles.
2. Se Definieron los tipos fundamentales de frenos automotrices utilizados en la actualidad y sus partes fundamentales.
3. Se determinó las principales fuerzas que aparecen en el proceso de frenado.
4. Se logró sintetizar los elementos fundamentales del cálculo de los principales componentes del sistema de frenos.

RECOMENDACIONES

1. Realizar ensayos de laboratorio o prácticos que logren ajustar algunas de las expresiones empíricas aquí presentadas, así como su incidencia en los estudios de los accidentes de tránsito.
2. Aplicar los aspectos teóricos y prácticos aquí recogidos en los informes técnicos sobre remodelaciones vehiculares que se realizan en la provincia.
3. Estructurar metodológicamente los aspectos aquí tratados para incorporar en la asignatura del nuevo plan de estudio de la carrera de Ingeniería Mecánica

-
- Álvarez, F. M. (2013). *Peritaje del frenado en automóviles*. Villa Clara: Universidad Central de las Villas Facultad de Ingeniería Mecánica.
- Aparicio Izquierdo, F., Díaz López, V., & Vega Álvarez, C. (1995). *Teoría de los vehículos Automóviles Madrid, Diciembre 1995*. Madrid: Sección de publicación de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid.
- Aragón Marrero, R., & Szczepzniak, C. (1994). *Teoría del automovil*. Habana: Pueblo y Educación.
- Araña, Y. V. (2003). *Temas especiales de la dinámica de vehículos Parte I*. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos, Trabajo de diploma Tutor MSc. Victor Millo Carmenate.
- Arias-Paz, M. (2004). *Manual de Automóviles*. Madrid: CIE DOSSAD 200.
- Benitez, F. (1994). *Construcción y cálculo del automovil*. Habana: Pueblo y Educación.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México, D. F.: McGraw-Hill/Interamericana editores, s.a. de c.v.
- Chacón, D. A. (2015). *Modificación de un sistema de frenos para competencia*. Quito: Universidad San Francisco de Quito Colegio de Ciencias e Ingenierías.
- Cueva, D. E. (2018). *Diseño y construcción del sistema de frenos de un vehículo eléctrico de competencia Fórmula SAE eléctrico*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca.
- D.Kh., V. (2016). *Manual de empleo de vehículos Kamaz*. Editorial Sociedad Anónima Pública.
- Fernández, F. J. (2018). *Estudio del sistema de frenado en los vehículos ligeros (turismos)*. Cataluña: Universidad Politécnica de Cataluña.
- Fuentes Vega, J. (2002). *Selección, evaluación y renovación del parque vehicular*. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos.
- Fuentes Vega, J. R. (2010). *Eficiencia energética en el transporte automotor. Texto de la maestría de amplio acceso de Eficiencia Energética, ISBN 978-959-07-1335-4*. Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba: Félix Varela.
- Fuentes Vega, J. R., & Pérez Gávez, R. (2014). *Eficiencia energética en el Transporte Automotor*. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos.

-
- Fuentes Vega, J. R., Millo Carmenate, V., Pérez Gálvez, R., & Cogollos Martínez, J. B. (2017). *Informe técnico Proyecto de remodelación vehicular al Kamaz 43253. Combinado Lácteo "Escambray"*. Cienfuegos.
- Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamic*. New York: Society of Automotive Engineers Inc.
- Grefa, J. L. (2012). *Implementación de un tablero didáctico de un sistema de frenado hidráulico con accionamiento manual, control de parada y presión de frenado electrónico, para el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH*. Chimborazo: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo Escuela de Ingeniería Automotriz.
- Infotaller. (2017). Obtenido de http://www.infotaller.tv/electromecanica/Continental-New-Wheel_0_1135386452.html.
- Litvinov, A. (1989). *Automovil: Teoría de Cualidades Explotativas*. Moscu, Rusia: MIR.
- Luque, P., & Alvarez, D. (2008). *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Madrid: Thomson.
- Meganeboy, D. (2017). Obtenido de Aficionados a la Mecánica: <http://www.aficionadosalamecanica.net/cursos-de-mecanica-2/>.
- Millo Carmenate, V. (2004). *Análisis de criterios para la evaluación, comparación y selección de camiones. Tesis en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Tutores Dr. J. R. Fuentes Vega y J. B. Cogollos Martínez*. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos.
- Muñoz, M. S. (2016). *Evaluación de la eficacia de sistemas de frenado de emergencia de sistemas autónomos para la evitación de accidentes de atropello*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
- Obanos, J. S., & Landa, P. M. (2010). *Diseño de sistema hidráulico de freno*. Pamplona: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y Telecomunicación.
- Ocaña, E. C. (2012). *Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo fórmula Student*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid Escuela Politécnica Superior.
- OMS. (2021). OMS. Recuperado el 12 de junio de 2021, de https://www.who.int/violence_injury_prevention/road_traffic/es/
-

-
- Pérez Gálvez, R. (2007). *La nueva concepción del ciclos de viaje e indicadores dinámicos y de consumo para vehículos pesados (Tesis en oposición al grado científico de Doctor) Universidad de Cienfuegos*. Cienfuegos, Cuba.
- Triay, I. C. (2018). *Diseño del sistema de frenado de un automóvil cálculo de la geometría, materiales, energía disipada, par de frenado, fuerzas de accionamiento y circuito hidráulico*. Valencia: Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño Universidad Politécnica de Valencia.
- Velasteguí, A. J. (2015). *Los materiales de fricción y su influencia en la eficiencia del frenado 2015* . Quito: Universidad San Francisco de Quito Colegio de Ciencias e Ingeniería.
- Villodres, T. S. (2015). *Análisis sobre la implantación del sistema de recuperación de energía KERS, en un vehículo convencional mediante simulación*.
- Wong, J. Y. (2001). *Theory of ground vehicles*. New York: Editorial John Wiley & Sons, Inc. Third Edition 528 p. ISBN 0-471-35461-9. .