



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

*Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán*

**OPTIMIZACION PARA LA SUSTITUCION DE  
ZAPATAS DE FIERRO GRIS A ZAPATAS DE  
COMPOSICION DE ALTA FRICCION EN  
COCHES, CARROS Y LOCOMOTORAS  
DE F.F.C.C. DE MEXICO**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A :

**Ma. del Rocio Salinas López**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# I N D I C E

1. INTRODUCCION -----	1
CAPITULO I.- PRINCIPIOS BASICOS DEL SISTEMA DE FRENADO ----	6
1.1 LEYES DEL ROZAMIENTO -----	7
1.2 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO -----	2
1.3 ROZAMIENTO DEL RIEL -----	9
1.4 COEFICIENTE DE FRICCION -----	10
1.5 FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LAS ZAPATAS -----	15
CAPITULO II.- SISTEMA GENERAL DE FRENADO DE FERROCARRILES--	25
II.1 ESTUDIO PRACTICO DEL FRENO -----	26
II.2 CLASIFICACION DEL SISTEMA DE FRENADO -----	27
II.3 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE FRENADO -----	27
CAPITULO III.- VENTAJAS QUE PROPORCIONAN LAS ZAPATAS DE COM- POSICION DE ALTA FRICCION CON RESPECTO A -- LAS ZAPATAS DE FIERRO GRIS. -----	52
III.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE UN MATERIAL DE - FRICCION IDEAL PARA SERVICIO EN FERROCARRILES-	53
III.2 CARACTERISTICAS Y BENEFICIOS DE LAS ZAPATAS-- DE COMPOSICION -----	57
III.3 METODOS DE CONVERSION DEL SISTEMA DE FRENADO- CON ZAPATAS DE FIERRO A ZAPATAS DE COMPOSI- - CION. -----	58

CAPITULO IV.- PRUEBAS A QUE SON SOMETIDAS LAS ZAPATAS -----	96
IV.1 PRUEBA DEL COEFICIENTE DE FRICCION -----	96
IV.2 PRUEBA DE DUREZA BRINELL -----	99
IV.3 MARCADO DE LAS ZAPATAS -----	99
II.- C O N C L U S I O N E S -----	101
III.- B I B L I O G R A F I A -----	103

## I N T R O D U C C I O N

El ferrocarril, sistema de transporte terrestre, de mínima resistencia entre el riel y la rueda, que solo necesita aproximadamente de 2 H.P. por tonelada bruta en trenes de carga y 5 H.P. por tonelada bruta en trenes de pasajeros, por lo tanto requiere un consumo mínimo de combustible por tonelada por Km., - resultando ser el medio de transporte más económico.

En nuestro país los ferrocarriles desempeñan la función de ser los distribuidores principales entre los centros de consumo, y como consecuencia ser un apoyo para la economía del país.

La escasez y encarecimiento de los enérgicos, ha hecho - que el ferrocarril que llegó a ser un medio de transporte considerado como obsoleto, sea en realidad un medio económico de distribución, capaz de asimilar y adoptar para su operación los -- más sofisticados adelantos de la ciencia y la tecnología.

Las distintas locomotoras que integran la fuerza tractiva- del Sistema Ferroviario, así como el equipo, sufren descompostu ras, ocasionadas por factores que se unen a su destrucción como son; los elementos naturales y la intensidad de tráfico, causas que obligan a los FF.C.C.N. de M., por medio de su departamento

de Fuerza Motriz y Equipo de Arrastre, a mantener todos estos en buen estado y en toda época.

La capacidad para detener un vehículo en movimiento en forma eficiente y confiable, y lograr esto sin incomodar a los pasajeros o sin que la carga sufra daños, es un objetivo al cual los ingenieros en sistemas de freno, se han enfrentado desde el inicio de los ferrocarriles. Es muy difícil, poner de manifiesto la importancia de adecuar un sistema de control de frenado para la industria ferrocarrilera. Este aspecto es vital para la operación eficiente de los trenes de carga, considerando la longitud y peso con que actualmente funciona, y permitir las velocidades de operación requeridas para el servicio de pasajeros.

A través de los años, los requerimientos de operación han sufrido muchos cambios en el sistema de frenado. Se han desarrollado y aplicado diferentes tipos de equipo de frenado para satisfacer necesidades específicas. Generalizando, todos los sistemas de freno para trenes, utilizan los mismos componentes para establecer la fuerza retardatriz, y éstos pueden describirse en términos generales de la siguiente manera:

a.- El equipo de control.

b.- El aparejo de freno, esto es, las palancas y dispositivos asociados que multiplican y transmiten las fuerzas-

de frenado.

c.- El material de fricción.

d.- La superficie de rozamiento, sobre la cual trabaja el material de fricción.

e.- El contacto rueda - riel y la adhesión resultante.

A cada uno de los componentes citados, se les han hecho mejoras sensibles, todas ellas encaminadas a conservar el desarrollo del equipo de freno al corriente o más adelante de los requerimientos de operación. En el pasado, se hicieron algunas mejoras del equipo de control, encaminadas específicamente a compensar las características de fricción de las zapatas de hierro.

Era concebible para que se pudiera desarrollar un nuevo material de fricción, que tuviera las características deseables requeridas para mejorar el rendimiento del freno, y al mismo tiempo, permitiera el uso de un equipo de control más simplificado.

La escasez y encarecimiento de fierro y acero, ha hecho que los FF.CC.N. de M. sustituyan sus zapatas de Fierro por za-

patas de Composición de Alta Fricción llamada COBRA, la cual --  
consiste en una cierta aleación, de material plástico, asbesto-  
y una menor cantidad de fierro que la que lleva la zapata de --  
fierro.

Para los actuales ferrocarriles que transportan las unida-  
des de freno sobre la pisada WABCO ( Westinghouse Air Brake - -  
Company ) ha hecho posible, debido a las características de al-  
ta fricción uniforme de las zapatas COBRA, proporcionar el máxi-  
mo confort de enfrenamiento, y eliminan la necesidad del freno-  
" clasp " de doble zapata.

Con la zapata COBRA, se hace posible la conversión de zapa-  
ta doble a zapata sencilla. Esta conversión elimina en cada ca-  
rro has a tonelada y media del aparejo del freno convencional.

El objetivo de este estudio consiste en hacer una presenta-  
ción de los beneficios y alternativas que ofrece la zapata CO--  
BRA sobre la zapata de Fierro a los Ferrocarriles Nacionales de  
México.

Sin embargo, las soluciones propuestas en este trabajo, no  
son definitivas, por lo que quedan expuestas a revisiones poste-



riores, que se consideren necesarias para un mejor complemento.  
de este estudio.

CAPITULO I

## PRINCIPIOS BASICOS DEL SISTEMA DE FRENADO

El aparato o sistema que utiliza los efectos producidos por el rozamiento para detener la marcha o disminuir la velocidad de un tren, recibe el nombre de freno.

El rozamiento es la resistencia que experimenta un cuerpo al moverse sobre otro, es decir, es la resistencia que oponen los cuerpos en contacto a que uno resbale sobre otro.

Es conveniente señalar que el rozamiento es una de las causas más importantes que reducen el trabajo útil de las máquinas.

Cierto que el rozamiento es una resistencia, pero sin él -- las ruedas de las locomotoras no se podrían adherir a los rieles y por consiguiente sería imposible mover la máquina y menos un tren; en él las zapatas del freno no tendrían acción retardatriz sobre las ruedas y sería inútil el magnífico uso del sistema de frenos de aire comprimido.

### I.1.- LEYES DEL ROZAMIENTO

a.- El rozamiento es directamente proporcional a la presión

que ejercen entre sí las superficies en las zonas de -- contacto.

- b.- El rozamiento es independiente de la extensión de las - superficies en contacto.
- c.- El rozamiento depende de la naturaleza de las superfi-- cies rozantes y de su lubricación.
- d.- El rozamiento es máximo al principio del movimiento; es decir, mayor para el reposo que para el movimiento.

## I.2.- COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

El coeficiente de rozamiento indica el grado de resistencia entre dos cuerpos que se rozan. Este coeficiente es un número - constante, cuyo valor depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto, y su expresión es la que sigue:

$$f = \frac{F}{P}$$

donde:

f + coeficiente de rozamiento

F = Fuerza para vencer el rozamiento.

P = Peso del cuerpo que se arrastra.

### I.3.- ROZAMIENTO DEL RIEL.

Generalmente se considera que el rozamiento producido por la aplicación de las zapatas contra las ruedas es el único factor que interviene en el frenado del tren; sin embargo, hay otro factor que interviene activamente en el frenado y es el rozamiento de la rueda con el riel.

Para comprender la importancia que tiene el rozamiento entre el riel y la rueda al efectuar la parada de un tren, basta suponer por un momento que los rieles se hallen engrasados o constituidos por un material que ofrezca escaso rozamiento, por ejemplo el hielo. En estas condiciones, al aplicar los frenos con la presión habitual, la falta de rozamiento haría que las ruedas resbalaran sobre el riel, y los carros encontrarían muy poca resistencia para detenerse.

Por consiguiente, de no ser por el rozamiento del riel, el rozamiento desarrollado por las zapatas del freno sobre las rue-

das no produciría el efecto deseado, resultando inútil la acción del sistema de freno.

#### I.4.- COEFICIENTE DE FRICCIÓN.

Se dice que el coeficiente de fricción expresa la magnitud de la acción retardatriz de las zapatas. El coeficiente de fricción depende y es afectado por dos factores:

- a.- La presión con que las zapatas del freno son forzadas contra las ruedas.
- b.- Por el estado que guardan entre sí las superficies en contacto de la zapata y la rueda.

Si la presión de la zapata se mantiene constante, cualquier cambio del coeficiente de rozamiento se debe a la aplicación de las zapatas del freno contra las ruedas, cuando se efectúa el frenado de un tren pesado que corre a alta velocidad, ocasiona que dichas zapatas se calienten más de lo normal por lo que este calentamiento del metal de las zapatas es la única causa de que se altere el coeficiente de fricción.

Cuando se aplica una fuerza elevada en el freno, para dete-

ner un tren que marcha a velocidad relativamente baja, el coeficiente de fricción aumenta continuamente, desde que se aplican los frenos hasta que el tren se detiene. La razón es que las superficies en contacto no se calientan en exceso, y de aquí resulta que las irregularidades o asperezas del metal de la zapata y las de la rueda no son debilitadas por el calor, lo que determina un mayor coeficiente de fricción.

Esto nos explica por qué el coeficiente de fricción es mayor a bajas velocidades que a altas velocidades y por qué son tan severas las sacudidas que resultan al hacer aplicaciones fuertes de los frenos a bajas velocidades, y por consiguiente las ruedas sufren deformaciones a bajas velocidades.

El significado de la expresión coeficiente de fricción al referirse al freno, se explica con la ayuda de la Fig. 1.

Si se supone que la tracción registrada en el dinamómetro es de 46 Kg. y la presión ejercida por la zapata de freno es de 460 Kg.

Para obtener el coeficiente de fricción basta solo hacer uso de la siguiente expresión.

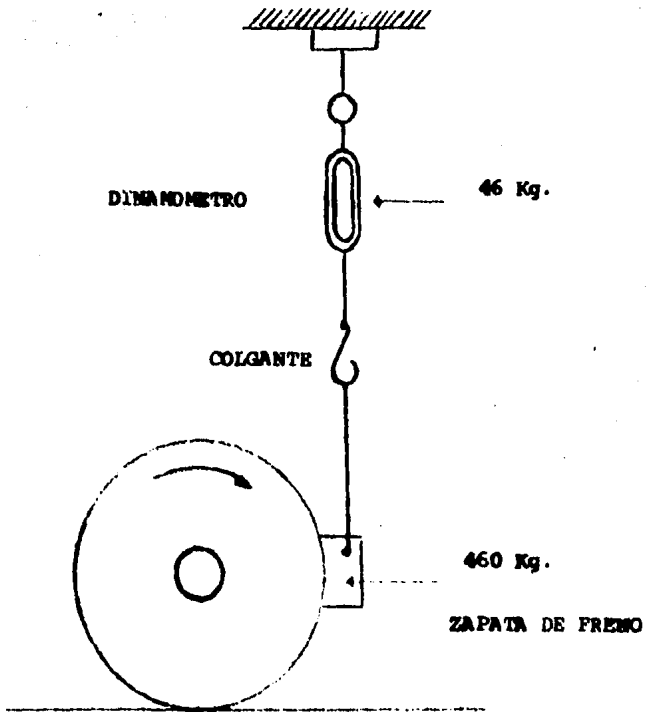


FIGURA 1  
COEFICIENTE DE FRICCIÓN



$$\text{Coef.} = \frac{\text{Tracción registrada en el dinamómetro}}{\text{Presión ejercida por la zapata de freno}}.$$

sustituyendo los valores,

$$\text{Coef.} = \frac{46}{460} \times 100 = 10\%$$

Es decir, la décima parte de la presión ejercida por la zapata del freno.

Por lo que, el porcentaje, relativo al rozamiento entre la zapata y la rueda, es lo que se denomina Coeficiente de Fricción.

En la tabla No. 1, se dan algunos valores de coeficientes de fricción de diferentes materiales,

## T A B L A I

## COEFICIENTES DE FRICCIÓN

MATERIALES	COEFICIENTE DE FRICCIÓN $f$			PRESIÓN ADMISIBLE Kpa
	SECO	HUMEDO	LUBRICADO	
FUNDICION/ FUNDICION	0.20 a 0.15	0.10 a 0.06	0.10 a 0.05	1030 a 1720
BRONCE/FUN DICION	-----	0.10 a 0.07	0.10 a 0.05	550 a 830
ACERO/FUN- DICION	0.3 a 0.2	0.12 a 0.07	0.10 a 0.06	830 a 1380
MADERA/FUN DICION	0.25 a 0.2	0.12 a 0.08	-----	410 a 620
FIBRA/ME- TAL	-----	0.20 a 0.10	-----	70 a 210
CORCHO/ME- TAL	0.35	0.30 a 0.25	0.25 a 0.22	55 a 100
CUERO/ME- TAL	0.5 a 0.3	0.20 a 0.15	0.15 a 0.12	70 a 210
ASBESTO/ME TAL	0.5 a 0.35	0.30 a 0.25	0.25 a 0.20	275 a 550
BLOCK AS - BESTO METAL	0.48 a 0.4	0.30 a 0.25	-----	275 a 1100
ASBESTO/ME TAL(CORTO)	-----	-----	0.25 a 0.20	1380 a 2070
METAL/FUN DICION	-----	-----	0.10 a 0.05	1380 a 2070

### 1.5.- FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LAS ZAPATAS

Para analizar un dispositivo de zapatas exteriores, vea la figura 3, que muestra una zapata articulada en A y sobre la que se aplica la fuerza de trabajo en el otro extremo.

Se considera que existe una presión P sobre un elemento de área del material de fricción localizada a un ángulo desde la articulación ( Fig. 2 ). La presión máxima  $P_a$  se encuentra a un ángulo  $\theta_a$  desde dicha articulación.

Se hace la hipótesis ( paso 1 ) de que la presión en un punto es proporcional a la distancia vertical al punto de articulación. Tal distancia vertical ( ó altura ) es proporcional a  $\text{sen } \theta$ , y ( paso 2 ) la relación entre presiones es

$$\frac{P}{\text{sen } \theta} = \frac{P_a}{\text{sen } \theta_a}$$

despejando P       $P = P_a \frac{\text{sen } \theta}{\text{sen } \theta_a}$       ----- ( 1 )

de la ecuación ( 1 ) se ve que P será máxima cuando  $\theta = 90^\circ$  ó si el ángulo a la punta  $\theta_a$  es menor que  $90^\circ$  entonces P será máxima en ese extremo.

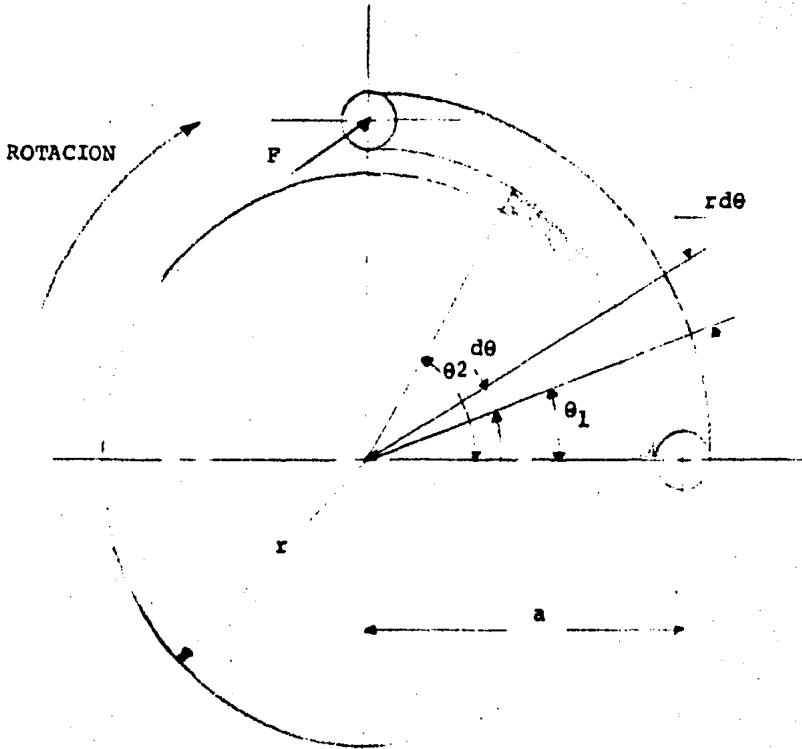


FIGURA 2

ZAPATA DE FRICCION EXTERIOR

Cuando  $\theta = 0$ , la ecuación ( 1 ) muestra que la presión es cero. Por lo tanto, el material de fricción situado en el ta-- lón influye muy poco en la acción de frenado y bien podría omi-- tirse. Un buen diseño concentraría la mayor cantidad del mate-- rial citado en la vecindad del punto de máxima presión.

Tal diseño se muestra en la Fig. 3. En esta figura el ma-- terial de fricción comienza a un ángulo  $\theta_1$ , medido desde el -- punto de articulación A y termina a un ángulo  $\theta_2$ .

Siguiendo al paso 3 ( Figura 3 ) las reacciones en la arti-- culación serán  $R_x$  y  $R_y$ . La fuerza aplicada tiene las componen-- tes  $F_x$  y  $F_y$ , y actúa a una distancia " c " del punto A.

A un ángulo cualquiera, desde el punto ejercerá una fuerza normal elemental  $dN$  de magnitud

$$dN = P b r d\theta$$

donde b es el ancho de cara ( perpendicular a la hoja ) del ma-- terial de fricción. Sustituyendo el valor de la presión de la-- ecuación ( 1 ), la fuerza normal es

$$dN = \frac{P a b r \sin \theta d\theta}{\sin \theta_a} \quad \text{--- ( 2 )}$$

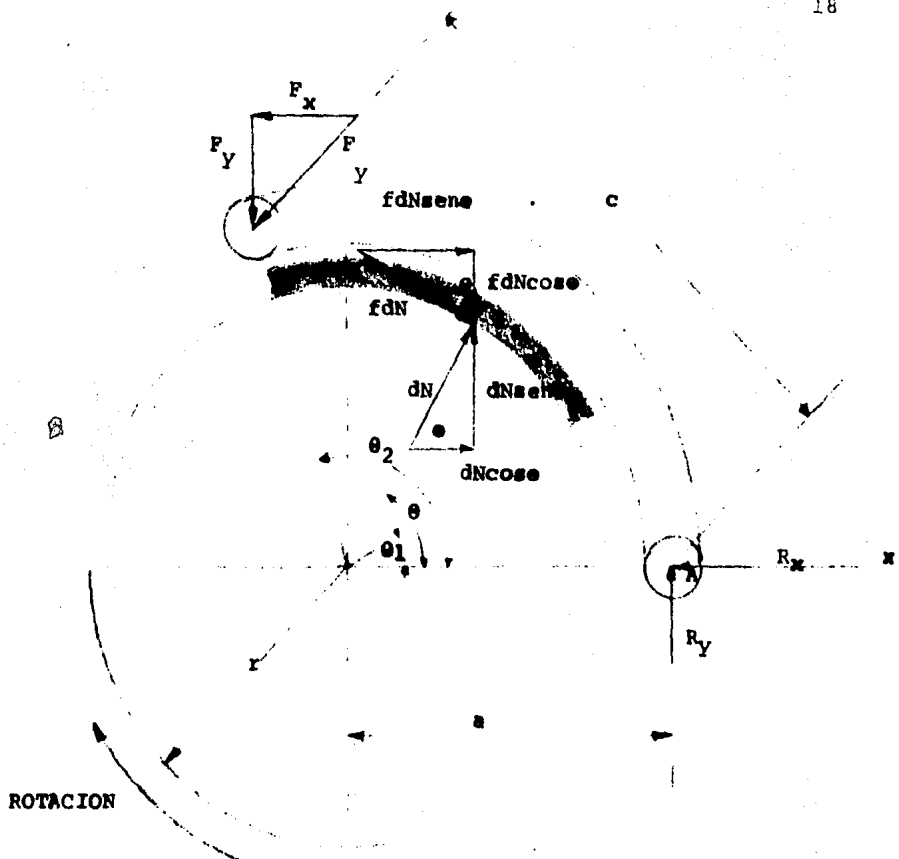


FIGURA 3

NOTACION PARA UNA ZAPATA EXTERIOR.

Esta fuerza de presión tiene las componentes horizontal y vertical  $dN \cos \theta$  y  $dN \sin \theta$ , como se indica en la figura. La fuerza de fricción o rozamiento  $f dN$  tiene componentes horizontal y vertical de magnitudes  $f dN \sin \theta$  y  $f dN \cos \theta$  respectivamente. Aplicando las condiciones de equilibrio estático, es posible determinar la fuerza de trabajo  $F$  y las reacciones en la articulación  $R_x$  y  $R_y$ .

Las fuerzas de fricción tienen un brazo de palanca, en relación con este punto, igual a  $r - a \cos \theta$ . El momento  $M_f$  de tales fuerzas es

$$M_f = \int f dN (r - a \cos \theta) = \frac{f P a b r}{\sin \theta_a} \int \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

que se obtiene sustituyendo el valor de  $dN$  de la ecuación (2).

El brazo de palanca de la fuerza normal  $dN$ , con respecto al punto A, es  $a \sin \theta$ . Designando el momento de las fuerzas normales por  $M_N$  y sumando sus momentos con respecto a A se tiene,

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

Ambas ecuaciones dan valores positivos para momentos en el

sentido del reloj. La fuerza de trabajo debe ser lo bastante grande para equilibrar ambos momentos:

$$F = \frac{M_N + M_F}{c} \quad \text{----- ( 3 )}$$

Las reacciones horizontal y vertical en el punto de articulación son:

$$\begin{aligned} R_x &= \int dN \cos \theta + \int f dN \sin \theta - F_x \\ &= \frac{P_a b r}{\sin \theta_a} \left( \int_{\theta_a}^{\theta_a} \sin \theta \cos \theta d\theta + f \int_{\theta_a}^{\theta_a} \sin^2 \theta d\theta \right) - F_x \\ R_y &= \int f dN \cos \theta - \int dN \sin \theta + F_y \\ &= \frac{P_a b r}{\sin \theta_a} \left( f \int_{\theta_a}^{\theta_a} \sin \theta \cos \theta d\theta - \int_{\theta_a}^{\theta_a} \sin^2 \theta d\theta \right) + F_y \end{aligned}$$

Si la rotación fuese en sentido contrario al del reloj, se invierte el signo del término de fricción en cada ecuación.

Así la ecuación ( 3 ) para la fuerza de trabajo será

$$F = \frac{M_N - M_F}{c}$$



Hay que observar que, el efecto de la fuerza centrífuga, se será reducir la fuerza normal. De esta manera, a medida que aumenta la velocidad, se requiere un valor mayor de la fuerza de aplicación  $F$ .

Cuando el pivote se halla situado simétricamente de modo -- que es nulo el momento de las fuerzás de fricción con respecto - al punto de articulación. La configuración geométrica de tal -- freno es similar a la indicada en la Fig. 4a. Para obtener una relación de ladistribución de la presión, se supone que el revestimiento se desgasta siempre de tal manera que conserva su forma cilíndrica. Lo anterior significa que el desgaste  $x$  ( Fig. 4b ) es constante e independiente del ángulo  $\theta$  .

Por lo tanto, el desgaste radial de la zapata es

$$r = \quad \cos$$

Si se supone que, en un área elemental de la zapata, la pérdida de energía por fricción es proporcional a la presión radial y si también se cosidera que el desgaste está relacionado directamente con tal pérdida, entonces, por analogía directa,

$$p = P_a \cos \theta$$

y  $P$  es máxima en  $\theta = 0$

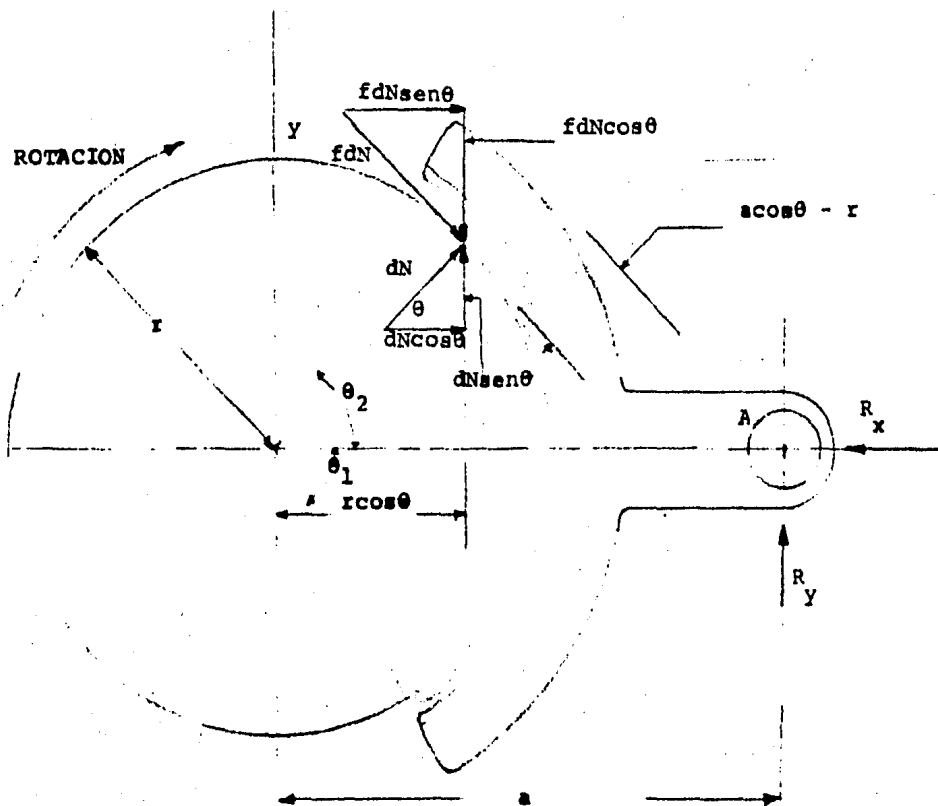


FIGURA 4.A.

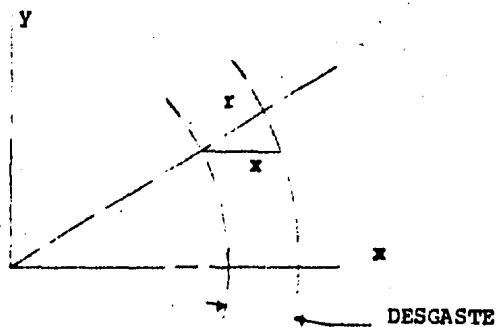


FIGURA 4.B.

- A) FRENO CON ZAPATA EXTERIOR ARTICULADA SIMETRICA
- B) DESGASTE DEL REVESTIMIENTO DE FRICCION DEL FRENO

Pasando al análisis de fuerzas se observa que ( Fig. 5a )

$$dN = P_b r d$$

$$dN = P_a b r \cos \theta d \quad \text{----- (4)}$$

La distancia a al punto de articulación se elige de modo --  
que el momento de las fuerzas friccionales sea igual a cero.

Por simetría,  $\theta_1 = \theta_2$ , y así

$$M_f = 2 \int_0^a P_a b r \cos \theta ( a \cos \theta - r ) d\theta = 0$$

Sustituyendo la ecuación ( 4 ) dá

$$2 \int_0^{\theta_2} P_a b r \cos \theta ( a \cos^2 \theta - r \cos \theta ) d\theta = 0$$

de donde

$$a = \frac{4r \operatorname{sen} \theta_2}{2 \theta_2 + \operatorname{sen} 2\theta_2}$$

Si el punto de articulación se localiza según esta ecuación el momento con respecto a este punto es igual a cero y las reacciones horizontal y vertical son

$$R_x = 2 \int_0^{\theta_1} dN \cos \theta = \frac{P_a b r}{2} ( 2 \theta_2 + \text{sen} 2 \theta_2 )$$

DE DONDE DEBIDO A LA SIMETRIA

$$f dN \text{sen} \theta = 0$$

Asímismo,

$$R_{ry} = 2 \int_0^{\theta_1} f dN \cos \theta + \frac{P_a b r f}{2} ( 2 \theta_2 + \text{sen} 2 \theta_2 )$$

donde

$$dN \text{sen} \theta = 0$$

En consecuencia el momento es

$$T = a f N$$

## CAPITULO II

## II.1.- ESTUDIO PRACTICO DEL FRENO.

Los frenos, en general, responden a los siguientes objetivos:

1.- Producir la detención de los trenes ante las estaciones, señales especiales y obstáculos imprevistos que surjen en la vía, así como la moderación de la velocidad en los tramos o lugares en pendientes.

2.- Impedir que, por la rotura de los enganches, se precipite una parte separada del tren a favor de la gravedad.

Una condición esencial que han de cumplir los frenos, cualquiera que sea su sistema, es la rapidez de acción, sin la que no podría llegarse a una utilización tan intensa como la que se realiza actualmente en las grandes vías férreas.

Por tal motivo, todos los frenos modernos son continuos, y el medio empleado para conseguir la parada y disminución de velocidad en los trenes, es como se sabe, el rozamiento producido por las zapatas sobre las ruedas.

## II.2.- CLASIFICACION DEL SISTEMA DE FRENADO

La locomotora cuenta con tres sistema de freno básicos, y un cuarto sistema de carácter opcional. Cuadro No. 1

Los tres sistemas de freno básicos son:

- 1.- Sistema de freno de aire.
- 2.- Sistema de freno dinámico.
- 3.- Sistema de freno de Mano.

Por último el Sistema de freno combinado.

## II.3.- DESCRIPCION DEL SISTEMA DE FRENADO

- 1.- Sistema de Freno de Aire.

Los sistemas de freno de uso general, antes de la introducción del freno de aire, eran los frenos de mano, frenos de resorte y frenos de cadena.

El freno de aire concebido por J. Westinghouse a mediados del siglo pasado, tenía como objetivo la sustitución de la fuerza muscular del operador por la presión ejercida por el aire.

SISTEMAS DE  
FRENADO

FRENO DE AIRE
SISTEMA DE FRENO COMBINADO ( OPCIONAL )
FRENO DINAMICO
FRENO DE AIRE

CUADRO I  
SISTEMAS DE FRENADO



El sistema de freno de aire, regula las aplicaciones -- del mismo, ya sean de servicio o de emergencia, de acuerdo y proporcionalmente a la posición de la manija del freno.

Este sistema utiliza el equipo y componentes que se mencionan a continuación. ( Fig. 5 )

1.1. Un compresor de aire debidamente regulado, para -- mantener en los depósitos principales cierto volumen de aire a presión.

El compresor es una bomba cuya función es la de suministrar el aire comprimido al sistema de freno.

1.2 Aparejo de Freno. El mecanismo principal del freno en las locomotoras y vagones, consiste en un sistema de palancas conectadas entre sí por medio de varillas. Como la función de este mecanismo es la de aumentar y transmitir la fuerza desarrollada en el cilindro del freno, se ha adoptado el término Aparejo de freno para designar a dicho mecanismo.

Puede decirse, que el aparejo de freno forma el eslabón que une al cilindro del freno con las ruedas, convirtiendo -



la presión del aire, que obra en dicho cilindro, en fuerza me  
cánica que se aplica a las ruedas.

En la Fig. 6 se muestra el aparejo de freno, con cada --  
uno de sus componentes, que se describiran en seguida.

Depósito de dos compartimientos.

Los depósitos auxiliar y de emergencia, están combinados  
en un solo depósito, el cual está dividido en dos comparti- -  
mientos. Uno de ellos sirve para almacenar el aire a presión  
del depósito auxiliar y el otro para el aire a presión del --  
del depósito de emergencia. El volumen del compartimiento --  
del depósito auxiliar es tal que estando cargado el sistema -  
del freno a 32 Kg., el equilibrio de presiones entre el depó-  
sito auxiliar el cilindro del freno tiene lugar a 23 Kg., - -  
aproximadamente al hacer una aplicación plean de servicio.  
El volumen del compartimiento del depósito de emergencia es -  
tal que, estando el equipo cargado a 32 Kg., la presión de --  
los volúmenes de ambos depósitos y del cilindro del freno se-  
equilibra a 27 Kg., apróximadamente, durante una aplicación -  
de emergencia. ( Ver fig. 7 )

Válvula de control ABD. Esta válvula sirve para control

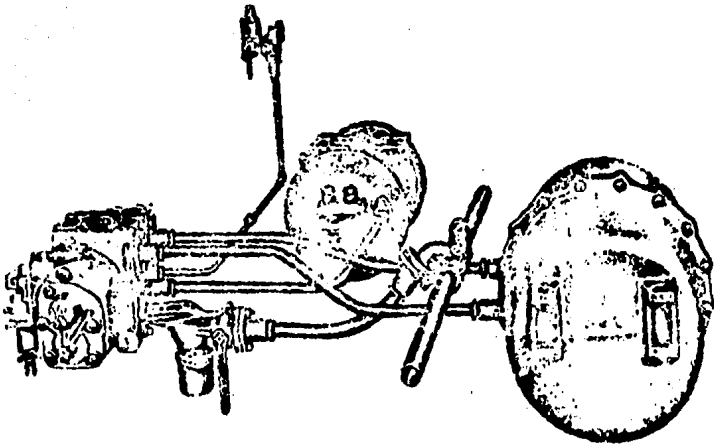


FIGURA 6

APAREJO DE FRENO

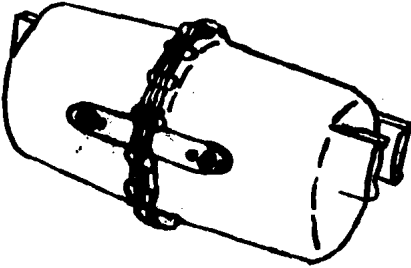


FIGURA 7

DEPOSITO DE DOS COMPARTIMIENTOS

lar el paso del aire hacia el cilindro del freno y de este pa  
ra cargar los depósitos y para ayudar a recargar el tubo del  
freno durante el afloje de los frenos.

Esta válvula consta de las tres porciones siguientes:

A.- Un soporte para tubos con dos caras, a las que se su  
jetan las porciones de servicio y de emergencia. El soporte  
esta atornillado al bastidor del carro, todas las conexiones  
de los tubos, quedan hechas permanentemente al soporte por me  
dio de los accesorios GRIPSEAL ( Ver Fig. 8 ), por lo que no  
se necesita desconectar ninguno de los tubos cuando se desmon  
ten o reemplacen las porciones operadoras de la válvula de --  
control.

Este soporte contiene un colador de aire que puede qui--  
tarse para limpiarlo.

B.- La porción de servicio, controla ( directamente o a  
través de la porción de emergencia ) la carga adecuada de los  
depósitos, las aplicaciones de servicio y de afloje de los --  
frenos y el afloje acelerado de las aplicaciones de servicio-

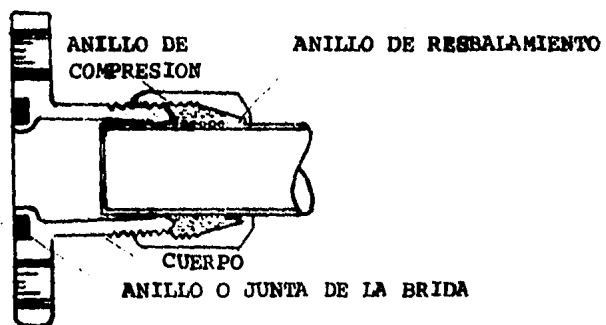


FIGURA 8

ACCESORIO GIPSAL

C.- La porción de emergencia, controla el aumento de la alta presión del cilindro del freno, y un afloje acelerado de las aplicaciones de emergencia.

Colector de Polvo y Llave de incomunicar, combinados.

Este aparato es una combinación de dos accesorios del ramal de tubo: el colector centrífugo de polvo que protege a la válvula de control, y la llave de incomunicar que abre -- ( la posición de la manija será vertical ), o cierra ( manija horizontal ), la comunicación entre la válvula de control y el tubo del freno.

El macho de la llave de incomunicar es del tipo " sella do " que incluye un anillo " O " ( anillo de hule circular ) como parte del macho. Este anillo " O " actúa como sello y disminuye al mínimo el trabajo de conservación del macho de la llave.

El colector para polvo es del tipo estandar de válvula check, con cámara para polvo desmontable. Solo se necesita desatornillar dos tuercas para quitar y limpiar la cámara para polvo. ( Ver Fig. 9 ).



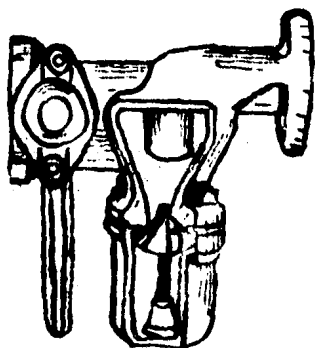


FIGURA 9

COLECTOR DE POLVO

### Ajustador Automático de Juego.

El ajustador automático de juego proporciona características de seguridad y conservación muy convenientes y puede -- ser instalado en el aparejo del freno del carro para conser-- var automáticamente una carrera constante del émbolo del ci-- lindro del freno, determinada de antemano. La instalación y uso de un ajustador automático del juego en cada carro, asegura por lo tanto el funcionamiento uniforme de los frenos a todo lo largo del tren.

Lo único que se requiere cuando se cambian zapatas, es - un simple ajuste manual que no es necesario repetir durante - toda la vida de las zapatas.

El cuerpo del ajustador del juego, contiene el émbolo -- con su copa empacadora, el resorte del émbolo, la uñeta, el - resorte de la uñeta y la tuerca dentada del tornillo del ajustador ( Fig. 11 ).

### Manguera de Conexión.

Hace contínuo el tubo del freno a todo lo largo del tren,

cuando los carros se desenganchan en los patios ó en camino, deben desacoplarse manualmente las mangueras, para evitar que se dañen ó se rompan. Cuando las mangueras no se desacoplan manualmente, el tubo del freno se rompe ó se desplaza y también se dañan las mangueras, los acopladores y sus jutas (Ver Fig. 10).

### 1.3.- Depósitos principales.

Son dos depósitos que , almacenan aire que se suministra al sistema. Este suministro de aire se usa para cargar el tubo del freno y los depósitos auxiliares ( doble compartimiento ); para aflojar los frenos después que hayan sido aplicados mediante el aumento de la presión del tubo del freno por encima de la presión existente en ese momento en los depósitos auxiliares; y para suplir las fugas en el tubo del freno ó derivaciones del mismo.

### 1.4.- Cilindro del Freno.

Cada vagón lleva un cilindro del freno con su émbolo y -vástago conectado a través del aparejo del freno con las zapatas del freno, de tal forma que, cuando el émbolo es forzado-

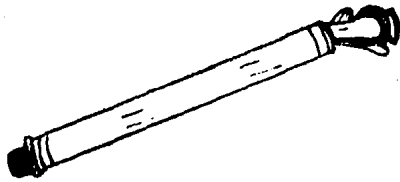


FIGURA 10  
MANGUERA DE CONEXION

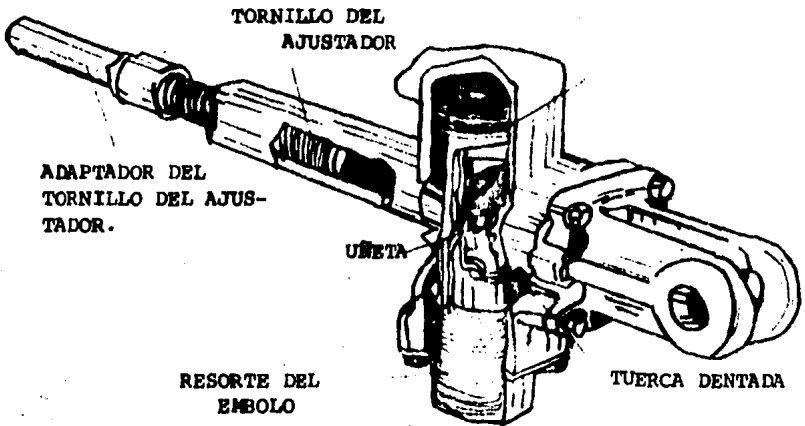


FIGURA 11  
AJUSTADOR AUTOMÁTICO DE JUEGO

hacia afuera por el aire a presión, la fuerza es transmitida por el aparejo del freno a las zapatas y las aplica contra -- las ruedas.

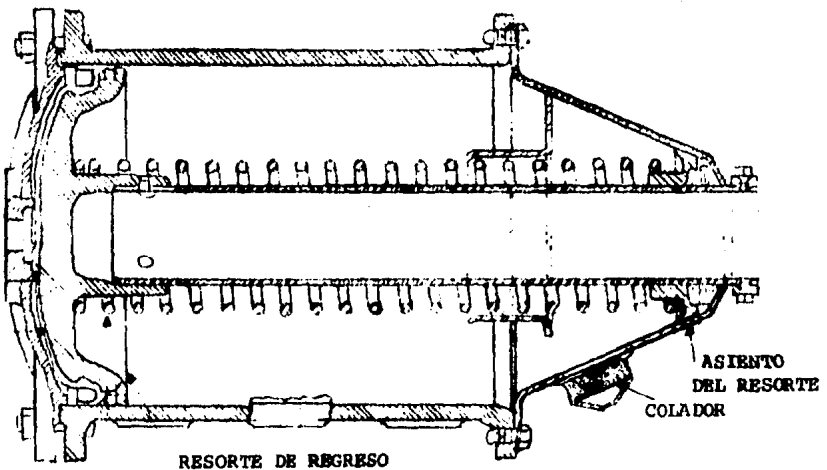
El émbolo tiene un vástago hueco dentro del que se instala el vástago de empuje que se conecta a las palancas y varillas del aparejo del freno.

Para evitar la entrada de suciedad, el vástago del émbolo está torneado y pulido en lo que respecta a su diámetro y su cabeza sin presión, la que a su vez está dotada en su interior de un anillo sello de fieltro, que sirve al mismo tiempo para lubricar el vástago y evitar la entrada de humedad.

En la Fig. 12 se muestra el cilindro del freno.

1.5.- Válvula de freno, en el pedestal del maquinista, con la cual se efectúan las aplicaciones del freno.

Esta válvula está instalada en la casilla o cabina de -- mando de la locomotora, en un lugar accesible al maquinista y es el accesorio mediante el cual el maquinista controla el -- funcionamiento de los frenos, haciendo variar la presión en -



RESORTE DE REGRESO  
EMBOLO

ASIENTO  
DEL RESORTE  
COLADOR

COPA EMPACADORA      FIGURA 12  
CILINDRO DE FRENO

el tubo del freno. Su función, por lo tanto, es regular el flujo de aire desde el depósito principal hasta el tubo del freno, y desde éste a la atmósfera.

La válvula de freno consiste ( Fig. 13 ), en dos porciones principales: la porción automática para regular la presión del tubo del freno, que controla los frenos de la locomotora y del tren y la porción independiente. Está última es una válvula de freno independiente para aplicar y aflojar los frenos de la locomotora, independientemente de los frenos del tren y para aflojar una aplicación del freno automático en la locomotora, independientemente de los frenos del tren.

1.6.- Juego de zapatas para obtener la fricción de frenado en las ruedas.

#### 1.7 Llave angular.

Está se encuentra instalada en cada extremo del tubo del freno, sirve para proporcionar una conexión flexible entre el tubo del freno de carros adyacentes.

La llave angular queda abierta cuando la manija está pa-

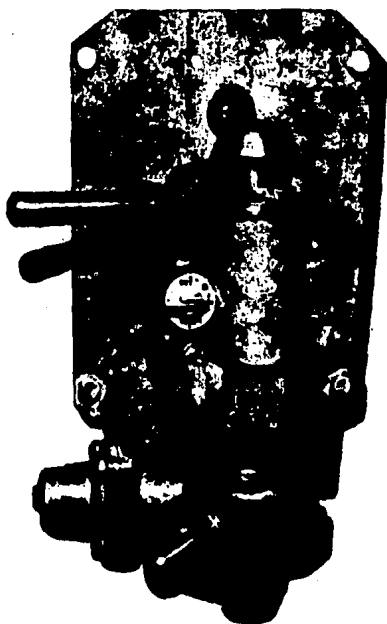


FIGURA 13  
VALVULA DE FRENO



ralela al tubo, como se muestra en la Fig. 14, y queda cerrada cuando la manija está en ángulo recto con el tubo en el que está instalada.

### 1.8.- Tubo del Freno

el tubo del freno, parte de la válvula del maquinista y se extiende a través de todo el tren, estando conectado con las válvulas de control mediante ramales que derivan del citado tubo. Mediante la válvula del maquinista y a través del tubo del freno, el aire comprimido es conducido a las válvulas de control de cada carro para cargar los depósitos auxiliares. La presión usual en el tubo, es de  $32 \text{ Kg./cm}^2$ , en servicio de trenes de carga y de  $41 \text{ Kg./cm}^2$  en trenes de pasajeros. Tanto en las locomotoras como en los carros, el tubo del freno está provisto en sus extremos de mangueras flexibles de acoplamiento, así como de llaves angulares para incomunicar el mismo cuando sea necesario.

### 2.- Sistema de Freno Dinámico

El sistema de freno dinámico, proporciona un medio para reducir la velocidad del tren. Esta transformación se logra

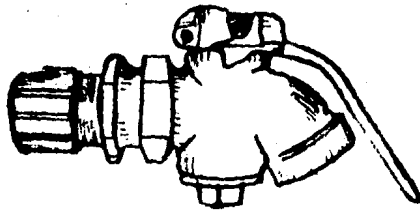


FIGURA 14

LLAVE ANGULAR

operando los motores de tracción como generadores, aprovechando la inercia del tren como energía motriz para mover las armaduras de los motores de tracción, ya sea al bajar una pendiente o para frenar el tren dentro de ciertos límites del freno dinámico.

La potencia generada es disipada a través de un circuito de muy baja resistencia, representado por parrillas de resistencias que se localizan en el techo de la unidad ( Locomotora Diesel-Eléctrica ).

Ahí la energía eléctrica generada es convertida en calor por no poder utilizarse en algún trabajo efectivo; para enfriar las parrillas se utiliza un ventilador eléctrico que es accionado por una parte de la potencia derivada que es entregada a las parrillas.

La velocidad, el tren puede controlarse satisfactoriamente por este método, hasta el punto donde la velocidad cae a un valor de 17 Km/Hr., aquí el circuito de frenado dinámico debe cortarse y la velocidad del tren disminuirá con ayuda de los frenos de aire, porque conforme se reduce la velocidad del tren, la corriente de campo aumenta.

La potencia para la excitación de los campos de los motores de tracción durante la operación del freno dinámico, la suministra el generador principal.

Por lo que se concluye, que cuando en la locomotora se lleva a cabo la aplicación del freno dinámico, se efectúan los tres cambios principales consiguientes:

1.- Los embobinados de excitación de los motores de tracción, se desconectan de sus armaduras y se conectan entre sí en serie a través del generador principal.

2.- Cada armadura de motor de tracción, se conecta a una resistencia de disipación.

3.- Cuando la locomotora se compone de dos o más unidades, los campos de baterías de cada generador principal se conectan en serie y son excitados únicamente por la corriente de la unidad guía.

El freno dinámico, es únicamente un freno de retención y cuando un tren pesado desciende una pendiente, no debe permi

tirse que su velocidad aumente demasiado, por descuido en el manejo de los frenos.

El uso ocasional del freno dinámico en terreno a nivel, - ahorra combustible, ruedas, tiempo y la eliminación de la posibilidad de que los frenos de aire no se aflojen al relevar la presión después de una aplicación.

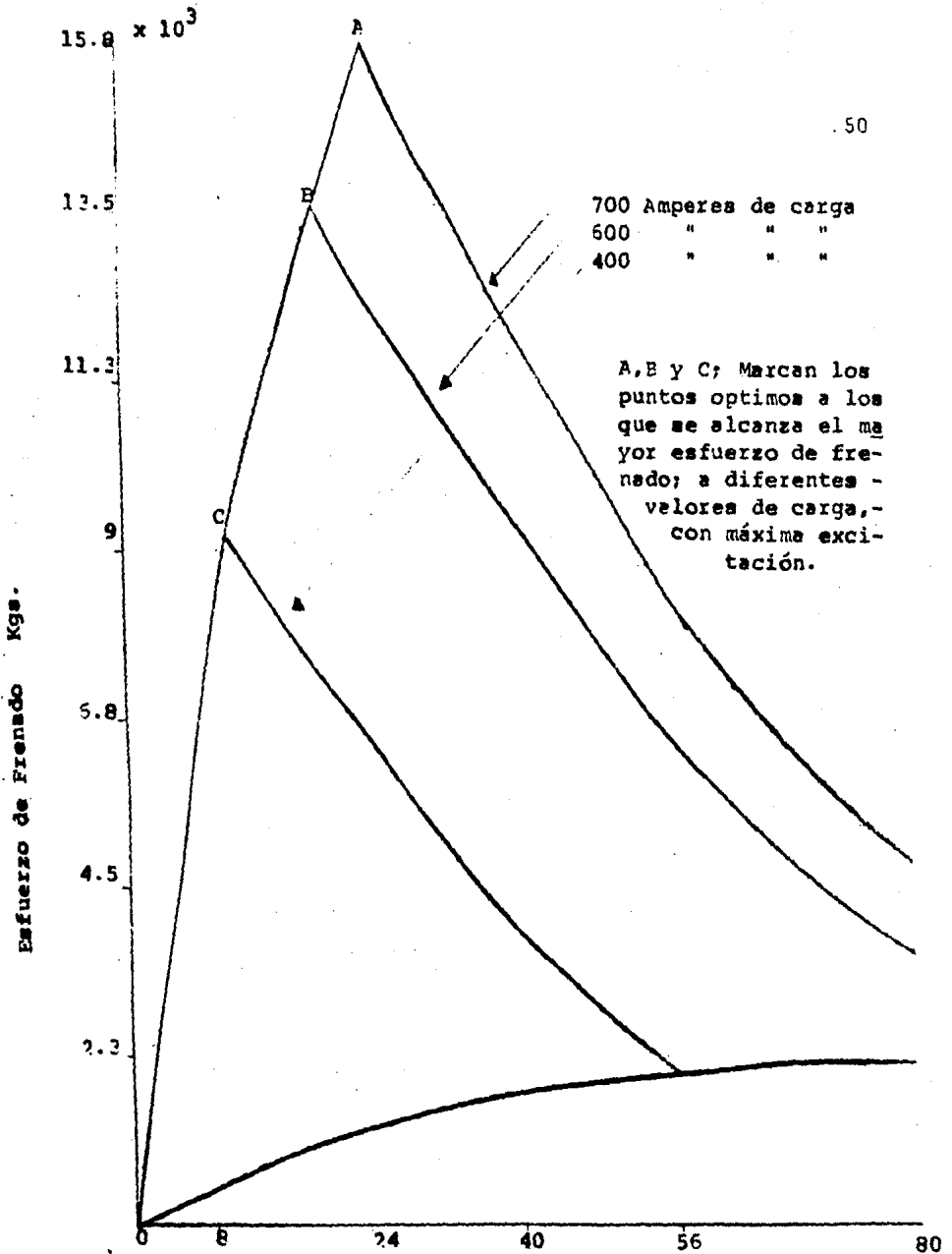
La gráfica No. 1 muestra la curva característica del freno dinámico.

### 3.- Sistema de Freno de Mano.

Este freno se utiliza como freno de estacionamiento y se aplica en forma manual y se trata de un sistema netamente mecánico.

### 4.- Sistema de Freno Combinado.

Este sistema de freno, que es de carácter opcional, generalmente se utiliza en las locomotoras de alta velocidad que se aplican en servicio de pasajeros. El freno combinado, es básicamente la combinación de los sistemas de freno de aire y



700 Amperes de carga  
600 " " "  
400 " " "

A, B y C; Marcan los puntos optimos a los que se alcanza el mayor esfuerzo de frenado; a diferentes valores de carga, - con máxima excitación.

Esfuerzo de Frenado Kgs.

Velocidad en Km/Hr  
GRAFICA No. 1

CURVA CARACTERISTICA DEL FRENO DINAMICO

del freno dinámico.

## CAPITULO III



### III.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE UN MATERIAL DE FRICCION IDEAL PARA SERVICIO EN FERROCARRILES.

Hace poco más de 31 años, se inició una investigación intensiva para determinar la especificación de un material de fricción ideal para zapatas de freno, instaladas " contra la pisada ", con el objeto de utilizarle en el servicio de ferrocarriles. Las conclusiones de esta investigación fueron:

a).- El coeficiente de fricción del material deberá ser uniforme a través de las escalas de la velocidad, pero con una ligera característica de elevación, para adecuar substancialmente la adhesión rueda - riel, a medida que se reduce la velocidad.

b).- Las zapatas construidas de dicho material, deberán tener una vida útil, que haga su aplicación altamente atractiva desde el punto de vista económico.

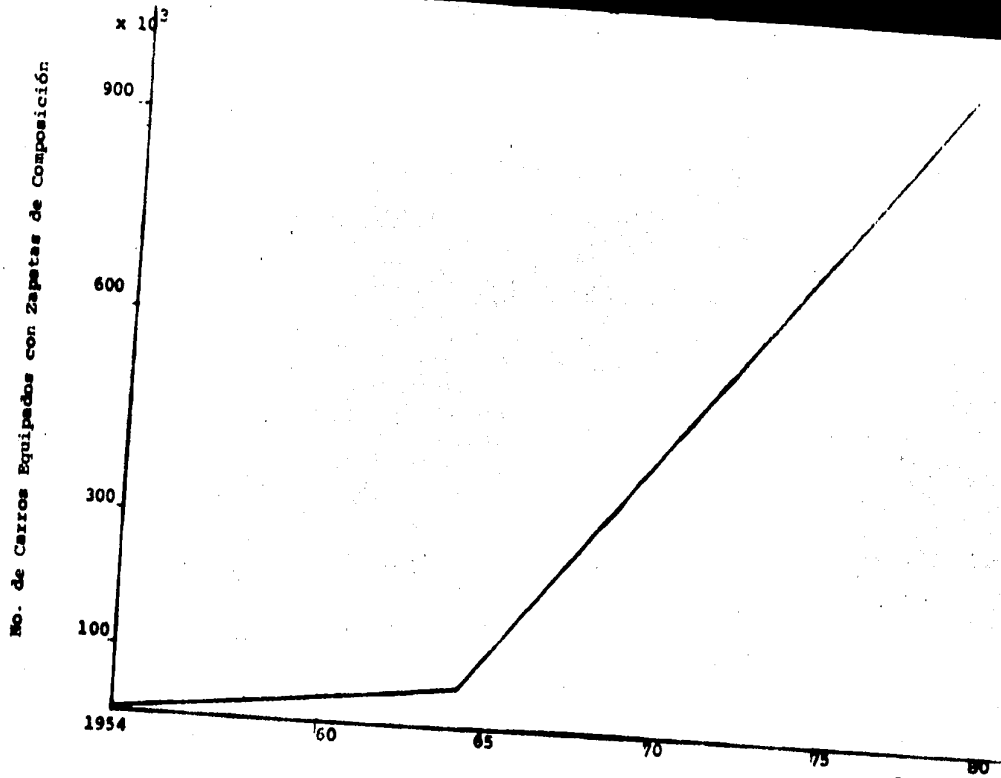
c) El material de fricción, deberá tener un coeficiente de fricción más alto que el material convencional empleado actualmente, con el objeto de simplificar en forma significativa el equipo de control y el aparejo de freno.

d).- El material de fricción, debe operar compatiblemente con las ruedas existentes, para mejorar la economía y el rendimiento de la rueda.

e).- Deberá asegurarse un desempeño confiable durante el frenado bajo todas las condiciones normales, incluyendo el tiempo húmedo.

A partir de 1954, la Westinghouse Air Brake Division of American Standard Inc., junto con la Johns - Manville Corporation, ofrecieron para uso comercial, la zapata de composición de alta fricción, llamada COBRA ( R ).

Actualmente existen, de 850 000 a 875 000 carros equipados con zapatas de composición operando en el área jurisdiccional de la A.A.R. ( Association of American Railroads. ), la cual incluye a México, Canadá y Los Estados Unidos. Como se puede observar en la Gráfica 2, el número de carros equipados con la zapata de composición esta aumentado a velocidad acelerada. El cambio en la inclinación de la curva a partir del año de 1964 aproximadamente, indica una escala de crecimiento más rápida que en los años anteriores.



CRECIMIENTO DE LA ZAPATA DE COMPOSICION.

GRAFICA No. 2.

Esto nos permite expresar que la industria ferrocarrilera reconoce indudablemente las contribuciones económicas y de -- rendimiento en el frenado, que la zapata de composición tiene para ofrecer a la industria ferrocarrilera.

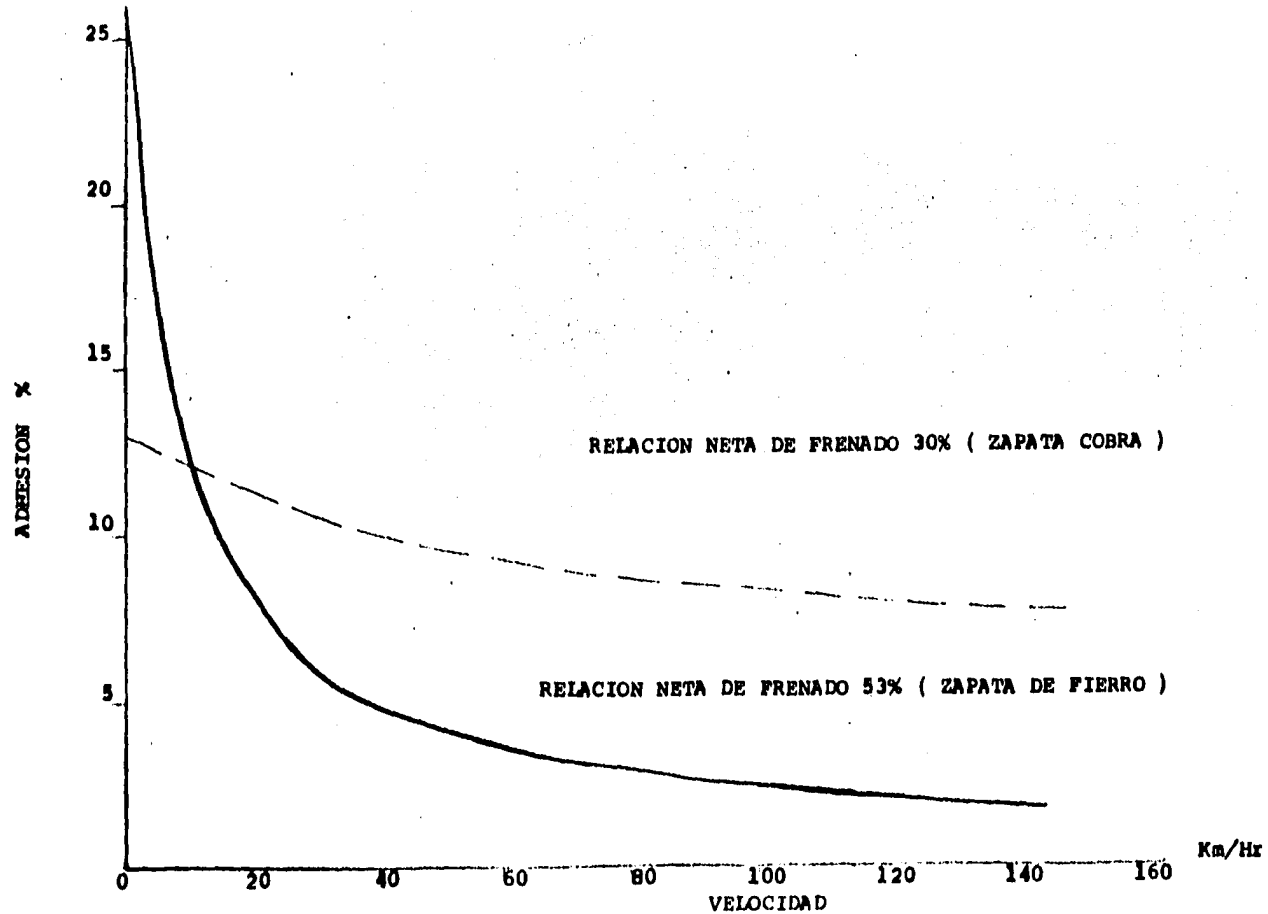
### III.2.- CARACTERISTICAS Y BENEFICIOS DE LAS ZAPATAS DE COMPOSICION.

#### III.2.1.- Mejor manejo en el tren.

La zapata de composición, posee un valor de fricción más-uniforme que la zapata de fierro, e iguala más estrechamente la adhesión sobre el riel a través de toda la gama de velocidades de operación. ( Ver Gráfica 3 ).

Esta característica, además de permitir que la acción de parar, se efectúe suavemente, también proporciona un mejor manejo del tren. La tendencia hacia el movimiento relativo entre los carros durante el frenado, se reduce casi en su totalidad y practicamente se elimina la sacudida al momento de parar. La reducción del tironeo aumenta la comodidad del pasajero, ayuda a proteger la carga y reduce substancialmente el golpeo del tren durante el frenado.

Además las características de fricción de la zapata de composición, permite relevar ( aflojar ) los frenos a menor velocidad sobre la marcha: de la que se logra con las zapatas de fierro. Evitando la necesidad de efectuar una parada to--



ADHESION DE CARROS VACIOS A DIFERENTES VELOCIDADES.

GRAFICA No. 3.

tal antes de intentar aflojar los frenos, por ejemplo en un cambio de señal de alto ó precaución a proceder, da por resultado un promedio más elevado de velocidad en la operación del tren.

Las zapatas de freno de composición ayudan a reducir las deformaciones de las ruedas por deslizamiento, cuando ésta opera sobre la superficie del riel. Como se mencionó anteriormente, la curva de fricción de la zapata de composición iguala más estrechamente la curva de adhesión disponible sobre el riel, reduciendo de esta manera los picos de retardación, los cuales pueden exceder la adhesión y provocar deformaciones de ruedas por deslizamiento de las mismas.

III.2.1.- La aleación de la zapata de composición, aumenta la vida útil de ésta.

La experiencia en el servicio, confirma que la zapata de composición, proporciona una vida útil mucho más larga -- que la zapata de fierro, desarrollando ambas el mismo trabajo de frenado en un lapso de tiempo equivalente. Como promedio, la ventaja de duración de la zapata de composición es de 3 a 5 veces de la vida útil, que se obtiene con el uso de la zapata de fierro.

Este incremento en la duración, redunda en ahorros al -- efectuar la compra de zapatas y también puede reducir el costo de mantenimiento del tren por kilómetro recorrido. La experiencia ha demostrado que el material, de desgaste lento de las zapatas de composición, permite que estas se utilicen hasta un límite de condenación muy aproximado al especificado para el grueso de la zapata, con muy poco peligro de quemar las contrazapatas.

Con el uso de la zapata de fierro, cuyo desgaste es más-rápido, los ferrocarriles que presentan servicios largos a -- través del país, tienen que cambiar zapatas antes de que alcancen completamente el límite de desgaste para estar seguros de contar con el suficiente material de desgaste para completar el recorrido de terminal a terminal.

III.2.3.- Las zapatas de composición, aumentan la vida de la rueda.

Una de las fallas más comunes que se encontraron al operar la zapata sobre la pisada de la rueda, utilizando zapatas de fierro, es que la rueda sufrió daños térmicos. Muchas de estas fallas térmicas, pueden ocasionar que el material de la



zapata se deforme por efectos del calor desarrollado durante el frenado. La experiencia indica que con esta deformación las superficies de apoyo entre las zapatas y la rueda, no son uniformes, por lo tanto, el calor derivado de la acción del frenado penetra a las ruedas a través de espacios relativamente pequeños, produciendo puntos calientes diseminados en la superficie de la pisada, los cuales pueden degenerar en daños térmicos. La zapata de composición está diseñada para distribuir el calor de frenado de manera relativamente uniforme sobre toda el área de contacto de la zapata con la rueda. Esta característica, reduce materialmente la posibilidad de que existan daños térmicos durante la operación normal del tren.

Además, se comprobó que las ruedas acondicionadas con zapatas de composición, experimentaron menos desgaste en la ceja que aquellas equipadas con zapatas de fierro. En un ferrocarril seleccionado, se analizaron que las razones por las cuales se removían las ruedas y se encontró que el 48% de las ruedas fueron removidas por ceja delgada como resultado de utilizar zapatas de fierro. El promedio de kilómetros recorridos, considerando los cambios por cejas delgadas y otras causas diferentes, fue de 123 893 Km.

En las ruedas que operaron el mismo servicio, equipadas con zapatas de composición, no hubo cambios por cejas delgadas y el promedio de kilómetros recorridos, considerando los cambios por diferentes causas, fue de 213 997 Km.

Las ruedas equipadas con zapatas de composición sufrieron menos desgaste en las cejas, debido a que esta zapata tiende a conservar la conicidad original de la rueda. El resultado es significativo, porque para recobrar el contorno de una rueda con ceja delgada, es necesario remover más metal que por cualquier otro defecto común con la posible salvedad de las ruedas con roturas térmicas.

El efecto combinado de reducción en los daños térmicos y en las cejas delgadas, ha incrementado la vida útil de las ruedas 1.5 ó 2 veces más de la que se obtiene, cuando se usan zapatas de fierro..

III.2.4.- Las zapatas de composición son silenciosas y tienen cualidades para suministrar una buena marcha.

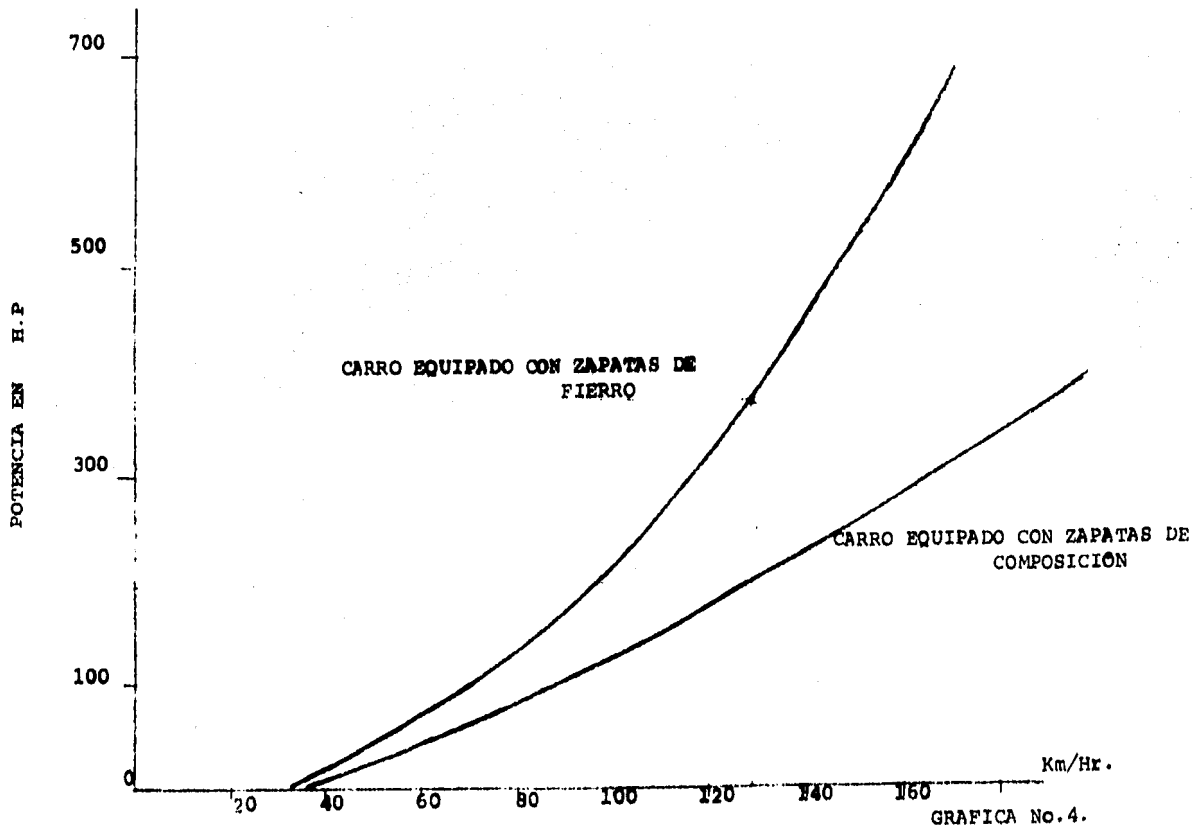
Las zapatas de composición, limpian y pulen la rueda y -- con ello disminuyen el ruido y la vibración asociadas con el -

rodamiento de las ruedas sobre el riel. La rueda acondicionada con zapata de composición, refleja un aumento muy notable en la suavidad y quietud de la marcha y en la mayoría de los casos conserva las cualidades de la buena operación que proporciona un contorno nuevo de la rueda a través de todo su período de servicio.

La limpieza de la pisada de las ruedas, es conveniente para lograr una buena adhesión rueda-riel y también favorece la derivación de los circuitos conectados en el riel para la operación de las señales.

Otra característica de importancia, es la reducción de la resistencia al rodamiento en los carros equipados con zapatas de composición.

Durante las pruebas de desenganche de un carro, se hicieron varias series de carreras de carros lanzados con los frenos relevados precisamente para permitir la evaluación de la resistencia al rodamiento. Los resultados expresados en unidades de potencia, aparecen en la Gráfica 4. Está, muestra que para balancear o mantener la velocidad de un solo carro a 128 Km/Hr., se requieren 370 H.P. aproximadamente en un carro



POTENCIA REQUERIDA PARA BALANCEAR LA RESISTENCIA DEL CARRO.

GRAFICA No. 4.

que use zapatas de fierro. En un carro similar equipado con zapatas de composición, se necesitan 295 H.P., ó sea 75 H.P.- menos. Esta reducción en potencia requerida, puede expresarse en términos de ahorro de combustible o en términos de aumento en el número de carros que pueden manejarse por una cantidad dada de fuerza motriz.

### III.2.5.- La zapata de composición, reduce los costos de conservación.

La zapata de composición, tiene un coeficiente de fricción más alto que las zapatas de fierro. Las fuerzas de frenado requeridas para unidades equipadas con zapatas de composición, equivalen aproximadamente a la décima parte de aquellas que se tendrían que aplicar a vehículos dotados de zapatas de fierro, para suministrar un comportamiento similar durante el frenado.

La zapata de composición, suministra una fricción alta y uniforme, lo que la hace más atractiva desde el punto de vista económico, ya que se puede aplicar tanto a carros de diseño antiguo como a carros nuevos en el servicio de pasajeros,-

debido a que permite el uso de cilindros de freno más pequeños o bién una relación menor de palancas, o el uso de unidades -- compactas de freno sobre la pisada. Se observa en la Fig. 15. A. como se simplifica y reduce el peso, después de convertir - un truck de coche de pasajeros con el sistema convencional de - aparejo de freno de tipo clasp con zapatas de fierro, a la unidad compacta de freno y en la Fig. 15.B., se observa el truck- de coche de pasajeros antes de la conversión.

Para la mayor parte de los carros de carga, es necesario - aplicar solamente de  $1/2$  a  $1/3$  de la fuerza de frenado para -- proporcionar un esfuerzo de retardación equivalente a la que - se obtendrá con las zapatas de fierro. Esta da por resultados que se obtengan ahorros de conservación en muchas áreas tangibles, al reducir en forma substancial el desgaste de palancas, pernos, bujes, etc. Muchos aparejos de zapatas de fierro tipo clasp se pueden convertir en aparejos con una sola zapata de - composición, con lo que el número de varilla se reduce a la mitad.

III.2.6.- Las zapatas de composición son muy ligeras.

Las zapatas de composición, pesan aproximadamente la ter-

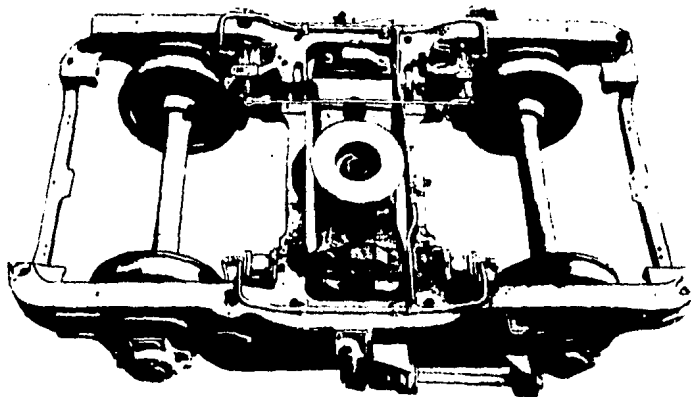


FIGURA 15 A.

TRUCK DE COCHE DE PASAJEROS CON LA UNIDAD COMPACTA DE FRENO CON ZAPATAS DE COMPOSICION DE ALTA FRICCIÓN.

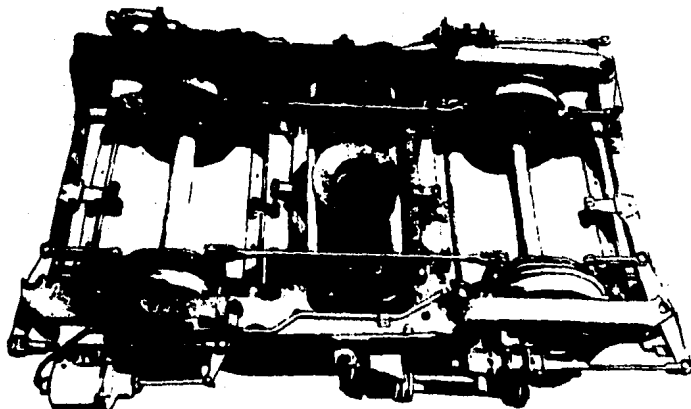


FIGURA 15 .

TRUCK DE COCHE DE PASAJEROS CON LA UNIDAD CONVENCIONAL DE FRENO TIPO CLASP CON ZAPATAS DE FIERRO.

cera parte del equipo equivalente en zapatas de fierro, por lo cual, simplifican su manejo desde el punto de vista de recepción hasta la instación. El cambio de zapatas se hace mucho más fácil.

### III.3. METODOS DE CONVERSION DEL SISTEMA DE FRENO CON ZAPATAS DE FIERRO A ZAPATAS DE COMPOSICION.

En este punto, se mencionarán los diferentes métodos de conversión que permitan a los ferrocarriles utilizar los beneficios disponibles, derivados del uso de la zapata de composición.

Existen varios métodos para convertir el sistema de freno con zapata de fierro a zapata de composición, desde luego, el método que se emplee dependerá de la eficiencia de frenado - existente en un carro o locomotora en particular y de las condiciones de operación del vehículo.

en seguida, se enuncian los diferentes métodos de conversión dependiendo del tipo de unidad.

#### 1.- CARROS DE CARGA.



- 1.1.- Juego de bujes.
- 1.2.- Reemplazo del cilindro.
- 1.3.- Unidades de freno WABCO PAC (R).
- 1.4.- Modificación de las palancas.
- 1.5.- Freno de tipo clasp a zapata sencilla.

## 2.- COCHES DE PASAJEROS.

- 2.1.- Juego de bujes.
- 2.2.- Modificación de las palancas.
- 2.3.- Freno tipo clasp a zapata sencilla.
- 2.4.- Válvula relevadora diferencial.
- 2.5.- Freno de tipo clasp a unidades de freno sobre la pisada.

## 3.- LOCOMOTORAS.

### A).- De camino.

- 3.A.1.- Válvula relevadora a diferencial ( para ajustar la presión de frenado automática e independientemente ).

3.4.2.- Freno tipo clasp a zapata sencilla.

B).- De patio.

3.B.1.- Conversión directa a zapata de composición  
( solo para operar a baja velocidad ).

3.B.2.- Ajuste de presión de la válvula de freno -  
independiente ( solo para operar a baja velocidad)

3.B.3.- Freno tipo clasp a zapata sencilla.

3.B.4.- Válvula relevadora diferencial.

Para convertir un carro que originalmente fue diseñado - para operar con zapatas de fierro, por supuesto, es necesario reducir la fuerza aplicada a la zapata. La A.A.R. especifica que los carros convertidos a zapatas de composición, deberán reunir los requerimientos de relación neta de frenado, tanto en freno de aire como en el de mano, especificados para carros nuevos ( Cuadro 2 ).

Enseguida se muestra una lista de las relaciones de fre-

nado requeridas por la A.A.R., para carros de carga nuevos o reconstruidos equipados con zapatas de composición. ( Tabla-2 ).

Esta lista servirá de ayuda en cualquier programa de -- conversión, reconstrucción o carros nuevos que incluyan el - sistema de frenos sobre la pisada. Además, se ha incluido - como referencia las recomendaciones de la relación de frenado para coches de pasajeros.

A.            A.            R.

REQUERIMIENTO PARA CONVERSION

Relación neta de frenado.

Relación neta de frenado %

Peso del carro	Freno de Aire		Freno de mano
	MINIMO	MAXIMO	MINIMO
Carga bruta sobre el riel	6.5	10	11
Vacío	-	30	-

Prueba de carro unitario.

Prueba No. 1, reducción en el tubo del freno 0.27 -  
Kg/cm<sup>2</sup>, las zapatas hacen contacto con la rueda.

C U A D R O    2

TABLA No. 2

RELACION DE FRENADO PARA ZAPATAS DE COMPOSICION REQUERIDA POR LA A.A.R. EN CARROS DE CARGA NUEVOS O RECONSTRUIDOS.

<u>TIPO DE VEHICULO</u>	<u>APAREJO</u>	<u>REL. NETA DE FRENADO</u>	
		<u>MIN.</u>	<u>MAX.</u>
Carro de carga (vacío)	Convencional	----	30%
Carro de carga (lleno)	Convencional	6.5%	---
Carro de carga (vacío)	WABCOPAC	----	30%
Carro de carga (lleno)	WABCOPAC	6.5%	---
Freno de mano	Cualquiera	11%	---

RECOMENDACIONES GENERALES DE RELACION DE FRENADO PARA ZAPATAS DE COMPOSICION EN VEHICULOS QUE NO SEAN CARROS DE CARGA.

		<u>REL. BRUTA DE FRENADO</u>	
		<u>MIN.</u>	<u>MAX.</u>
Coche de pasajeros. (160 Km/hr.)	Freno tipo clasp	27%	33%
Coche de pasajeros (160 Km/hr.)	Zapata sencilla	30%	36%
Coche suburbano (96.5 Km/hr.)	Zapata sencilla	33%	39%
locomotora	Freno tipo clasp		
Freno automático		24%	30%

	REL. BRUTA DE FRENADO	
	<u>MIN.</u>	<u>MAX.</u>
Freno independiente	38%	50%
Locomotora Zapata sencilla		
Freno automático	26%	32%
Freno independiente	38%	50%

Otra cosa importante que se debe considerar al desarrollar materiales que se empleen en la conversión, es el tipo de cilindro de freno aplicado a los carros de carga, señalados como candidatos a la conversión ( Ver cuadro 2 ).

Algunos de los métodos para la conversión de zapatas de fierro a zapatas de composición son comunes para los carros de carga, coche de pasajeros y locomotoras; por lo tanto el método en sí será cubierto sin referirse a un vehículo en particular, a menos que se juzgue pertinente hacerlo. Los diferentes métodos de conversión son los siguientes:

#### 1.- CARROS DE CARGA.

##### 1.1.- Juego de bujes.

Los juegos de bujes se pueden aplicar en carros de carga y de pasajeros. El primer producto desarrollado por WABD, para convertir los carros de carga, fue el juego de bujes de 190 mm. Este juego se instaló en el cuerpo de un cilindro de freno AB de 254 mm ( Fig. 16 ). El juego de bujes está construido para proporcionar el mismo volumen que el cilindro de freno AB de 254 mm x 305 mm. y producir una fuerza sobre la zapata de aproximadamente el 56% de la producida por el cilin

dro de 254 mm de diámetro.

La longitud máxima total desde la brida del cilindro a la línea central del agujero de la barra de empuje, es de cerca de 771.52 mm. después de haber instalado el juego de 190 mm en el cilindro de 254 mm ( Ver Fig. 17.)

La longitud total para el cilindro de 254 mm, es de 736.92 mm aproximadamente. Esta diferencia de 34.92 mm. acortará la carrera del pistón. Si después de la instalación, la carrera del pistón es menor de 178 mm, es necesario, ya sea reajustar el trinquete limitador del ajustador de juego o acortar la varilla de empuje.

Existe un problema en potencia, con este dispositivo. Puesto que el casquillo del juego de bujes no está instalado en el cilindro en forma permanente, es posible que durante el período de mantenimiento del cilindro, se pueda substituir inadvertidamente el casquillo que se removi6. Este error, si llega a ocurrir, dar6 como resultado que se obtenga una fuerza de frenado muy alta, la cual no es aceptable en carros equipados con zapatas de composición. Cabe señalar, sin embargo, que se obtiene una fuerza aceptable sobre la zapata



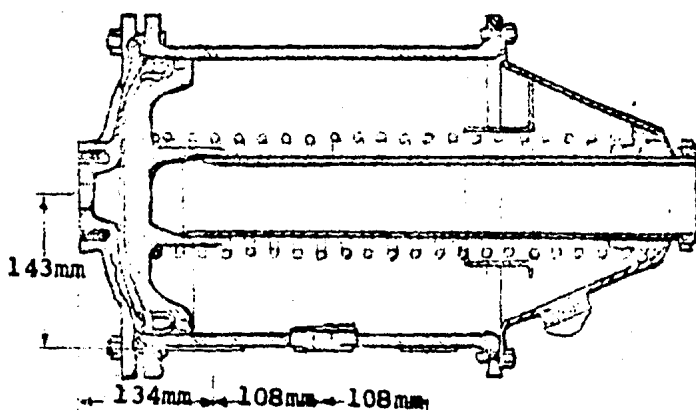


FIGURA 16

CILINDRO DE FRENO AB DE 254 mm.

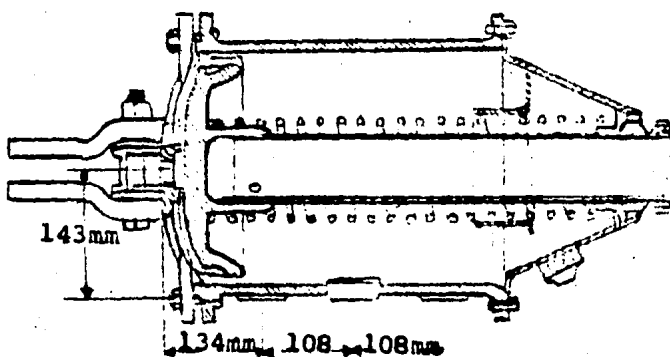


FIGURA 17

JUEGO DE BUJES DE 190 mm. INSTALADO EN EL CILINDRO DE FRENO AB DE 254 mm.

Carros de 50 y 60 toneladas	
Cilindro de Freno	254 mm.
Relación bruta de frenado	18 a 22%
Eficiencia	45 a 70%
Carros de 100 toneladas	
Cilindro de Freno	254 o 305 mm.
Relación bruta de frenado	18 a 22%
Eficiencia	55 a 70%

C U A D R O 3

TIPO DE CILINDROS DE FRENO APLICADOS A CARROS DE CARGA.

con el uso de juegos de bujes.

Los juegos de bujes para cilindros de freno de vehículos de pasajeros, también se encuentran disponibles en las medidas que se muestran en la Fig. 18, para un cilindro tipo U, se cuenta con juegos de 203 mm, 229 mm, 254 mm. y 279 mm de diámetro, con carreras del pistón de 203 mm, 254 mm y 305 mm.

Existe una diferencia entre los juegos de bujes para servicio de carga y para servicio de pasajeros. El reemplazo de bujes para carros de pasajeros, se hace con la intención de conservar el mismo volumen del cilindro original.

Las conversiones de dichos juegos en coches de pasajeros, se hicieron supliendo al cilindro de freno del sistema de frenado convencional, por válvulas relevadoras. Si se utiliza un equipo sin válvulas relevadoras, será necesario cambiar el reductor de aire de la válvula central.

#### 1.2.- Reemplazo de cilindros.

En lugar de insertar un juego de bujes en el cilindro de freno AB de 254 mm. x 305 mm., colocado actualmente en la uni-

MEDIDAS ORIGINALES DEL CILINDRO ( en mm. )

203,229,254, 280, 305, 406 y 457

CONVERTIDAS A:

127,152,178,229,254 y 305

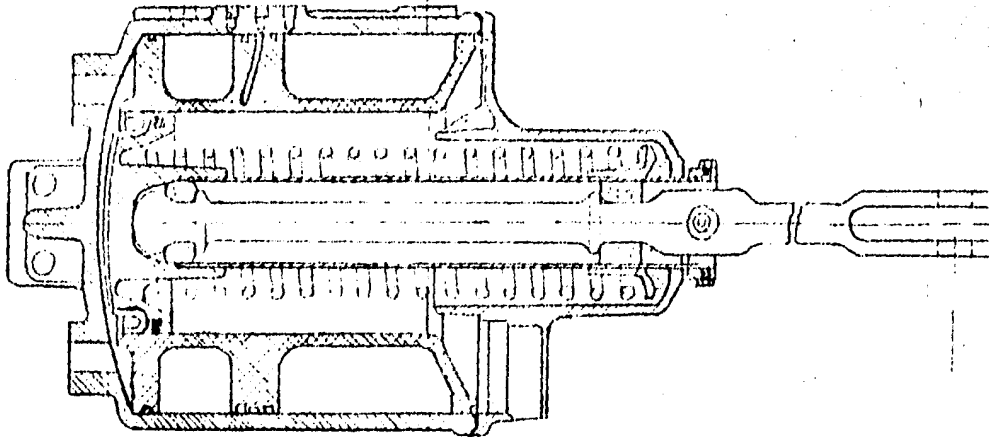


FIGURA 18

CILINDRO DE FRENO TIPO "U" CON JUEGO DE BUJES

dad, algunas veces es conveniente quitar el cilindro de 254 mm y reemplazarlo por uno de menor diámetro. Con este fin se han desarrollado cilindro de freno de varias medidas.

La WABD diseñó el cilindro de freno ABU de 190 x 279 mm, el cual se muestra en la Fig. 19, el cual fue diseñado para reemplazar directamente al cilindro de freno de 254 mm, puesto que utiliza el mismo conjunto de pistón y juego de bujes de 190 mm.

Los agujeros de montaje, son los mismos para los cilindros de 254 x 190 mm, sin embargo, existe una diferencia en la longitud total del cilindro de freno, midiendo de la carrera de la brida a la línea de centro del agujero de la varilla de empuje. Para el cilindro de 254 mm, esta dimensión es de 736.6 mm y para el cilindro de 190 mm. es de 768.35, según se muestra en la Fig. 20.

La diferencia de 31.75 mm., puede acortar la carrera del pistón más bajo del mínimo especificado que es de 178 mm. Si la carrera del pistón se acorta a menos del valor mínimo, se deberá de ajustar el trinquete limitador del ajustador de juego o bien acortar la varilla de empuje.

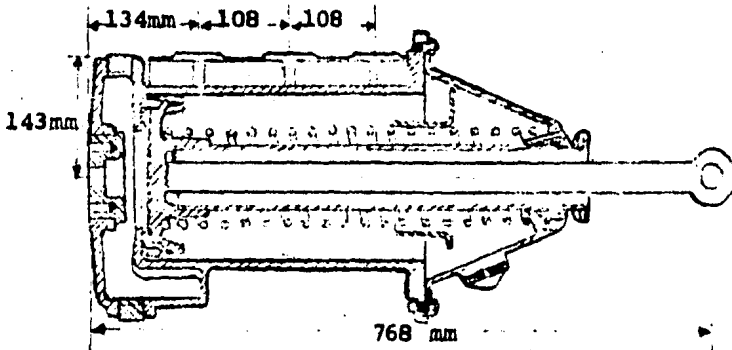
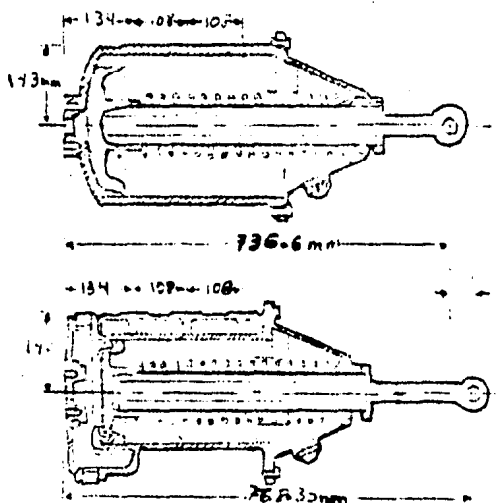


FIGURA 19

CILINDRO DE FRENO ABU DE 190 x 279 mm.

CILINDRO DE FRENO ABU 254 x 305 mm.



CILINDRO DE FRENO ABU 190 x 279 mm.

FIGURA 20

Se encuentra también disponible un cilindro de repuesto de 203 mm., el cual tiene la distancia entre la cara de la brida del cilindro de freno y el agujero de la varilla de empuje mayor que en el cilindro de 254 mm. Esta medida es de 758.8 mm. como máximo. Pero en este caso no es necesario ajustar el trinquete limitador, ni acortar la varilla de empuje, puesto que la diferencia es solo de 22 mm. ( Ver Fig. 21)

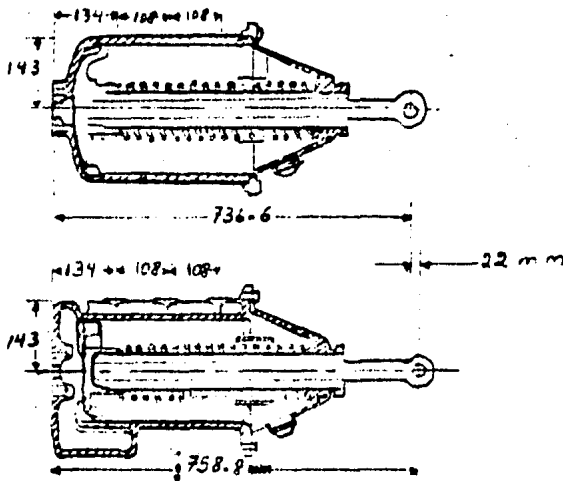
### 1.3.- Unidades de Freno WABCOPAC.

Una conversión muy sencilla que puede emplearse, donde la necesidad justifique el gasto, es la remoción de todos los cilindros y del aparejo de freno, sustituyendolos por las unidades de freno WABCOPAC de la medida adecuada montadas en el truck. Las medidas apropiadas de los cilindros, son normalmente de 190 mm. para carros de 50 y 70 toneladas y de 216 mm. para carros de 100 toneladas.

Además, se encuentran disponibles cilindros de 229 mm. y 254 mm. para usarse con equipos cargados y vacíos. La unidad de freno WABCOPAC, se emplea generalmente en la construcción de carros nuevos, siendo el conjunto del aparejo de freno más eficiente para carros de carga.



## CILINDRO DE FRENO ABU 254 x 305 mm.



## CILINDRO DE FRENO ABU 203 x 305 mm.

FIGURA 21

Como una ilustración de la simplicidad del conjunto de freno WABCOPAC comparado con el aparejo convencional, se muestra la Fig. 22, donde aparecen los dos conjuntos.

#### 1.4.- Modificación de las palancas.

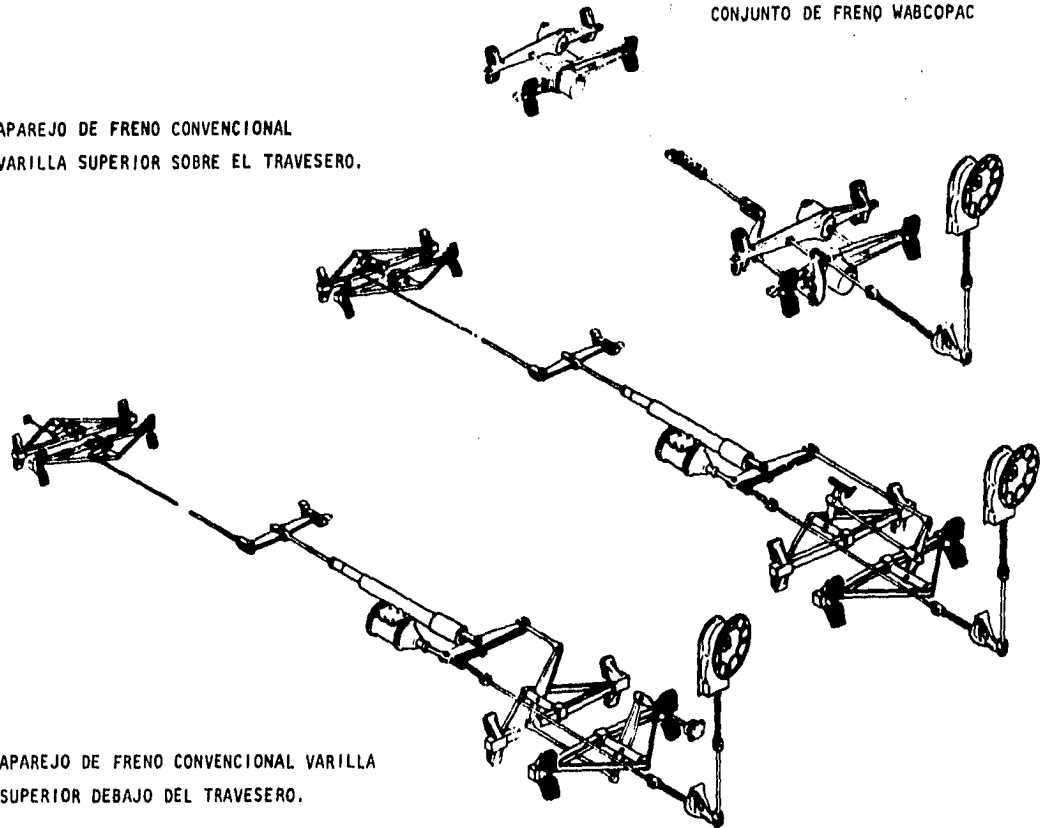
Este es un método de conversión sencillo y poco costoso, ya que es la reducción de la fuerza que obra sobre la zapata por medio de la modificación de la relación de las palancas impulsoras y fijas, que generalmente se quitan del carro para taladrarlas nuevamente o bien sustituirlas por unas nuevas, con el objeto de suministrar una relación menor necesaria para la zapata.

Ya que una relación menor en las palancas, da por resultado un mayor desplazamiento de la zapata de acuerdo a una carrera del pistón establecida, deberá habilitarse un limitador o tope para evitar que las palancas del cilindro sobrepasen el límite, en su viaje de regreso.

Cuando se emplea el método de modificación de palancas para efectuar la conversión, se reduce automáticamente la relación de frenado del freno de mano, el cual deberá incremen-

APAREJO DE FRENO CONVENCIONAL  
VARILLA SUPERIOR SOBRE EL TRAVESERO.

CONJUNTO DE FRENO WABCOPAC



APAREJO DE FRENO CONVENCIONAL VARILLA  
SUPERIOR DEBAJO DEL TRAVESERO.

FIGURA 22

COMPARACION DE LOS DISPOSITIVOS DE FRENO CONJUNTO DE FRENO WABCOPAC Y APAREJO CONVENCIONAL.

tarse de algún modo.

Esto puede lograrse, ya sea utilizando un freno de mano de alta potencia o introduciendo una palanca multiplicadora - en el sistema de operación del freno de mano.

#### 1.5.- Freno de tipo Clasp a Zapata Sencilla.

Algunos carros de carga antiguos, están equipados con el aparejo de freno tipo clasp, provisto de zapatas de fierro.

Es muy fácil convertir estos carros para que utilicen la zapata de composición, basta con sujetar hacia atrás o quitar las barreras laterales de cada truck. Esto reduce a la mitad la fuerza total de las zapatas.

Cada zapata tiene la misma fuerza que antes, pero el número de ellas se reduce a la mitad. Con la simplificación -- del sistema generalmente se aumenta la eficiencia del aparejo de freno. Sin embargo, la relación de operación del freno de mano se reduce automáticamente en un 50%, este porcentaje deberá incrementarse para proporcionar una fuerza de sujección-estática de acuerdo a los requerimientos de la A.A.R.

## 2.- COCHES DE PASAJEROS.

Como se dijo anteriormente, la mayoría de los métodos explicados para convertir los carros de carga equipados con zapatas de fierro a zapatas de composición de alta fricción, también se pueden aplicar a las conversiones de coches de pasajeros. Los métodos comunes en ambos tipos de vehículos, son las modificaciones al sistema de palancas, juego de bujes y cambio de freno de tipo clasp a la zapata sencilla. Estos tres métodos han sido cubiertos de manera esencial, por lo tanto no se describirán en esta parte.

Además también se podrán utilizar válvulas relevadoras diferenciales o el cambio de freno tipo clasp a unidades sobre la pisada.

De estos dos métodos restantes, el método de válvulas relevadoras diferenciales, será explicado dentro de la conversación de locomotoras.

2.5.- Freno tipo clasp a unidades de freno sobre la pisada.

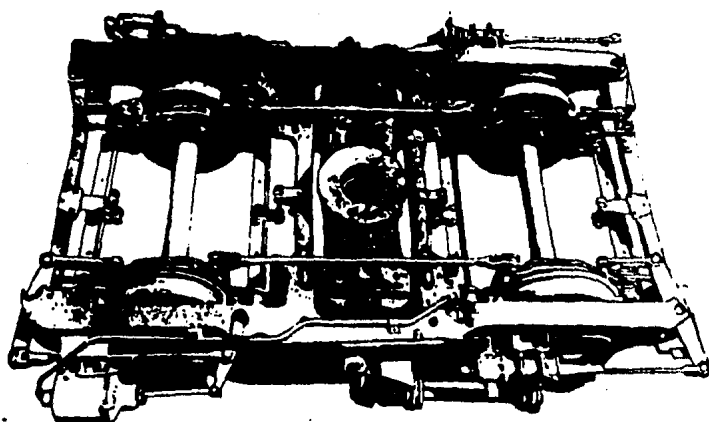
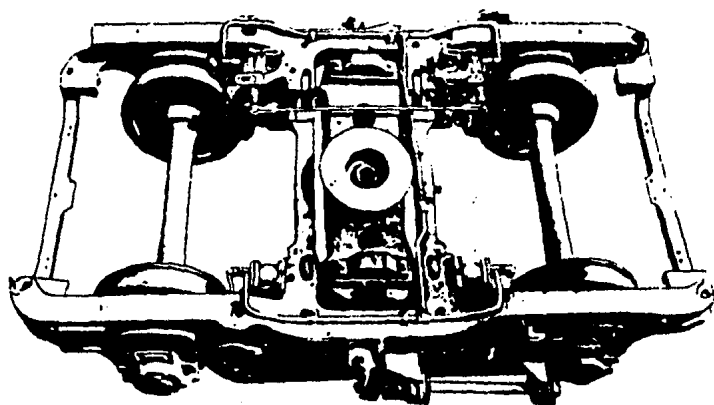


FIGURA 23

SIMPLIFICACION DEL TRUCK DE COCHE DE PASAJEROS

Este método es similar al cambio de freno tipo clasp a la zapata sencilla. sin embargo, en este tipo de modificación, - se tiene que quitar todo el aparejo de freno clasp, incluyendo los cilindros y los ajustadores de juego, para ser reemplazado por una unidad de freno sobre la pisada en cada una de las ruedas. la eficiencia del frenado y el comportamiento, se mejo--ran en forma considerables.

El ahorro de peso es del orden de los 910 Kg. por Truck y la simplificación es evidente como se muestra en la Fig. 23.

### 3.- LOCOMOTORAS.

#### A).- De Camino.

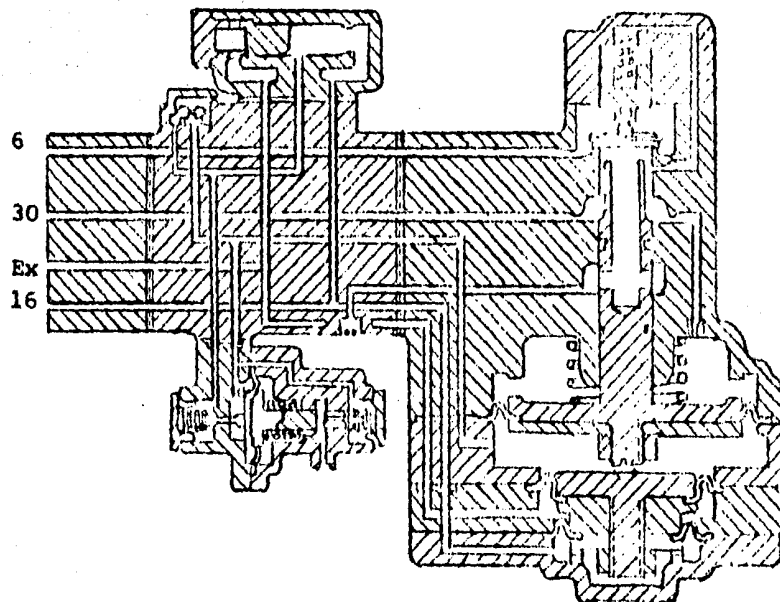
##### 3.A.1.- Válvula relevadora diferencial.

El método usual para la conversión de zapatas de fierro o zapatas de composición es por medio de la válvula relevadora - diferencial, que se muestra en la Fig. 24.

Este método utiliza una válvula relevadora diferencial de diagrama múltiple para suministrar diferentes niveles de freno

LEYENDA

Puerto No.	Descripción
6	Suministro
16	Control
30	Entrega
Ex	Control



VALVULA RELEVADORA DIFERENCIAL.

FIGURA 24



do cuando se aplica el freno automático y el freno independiente. Una relación de frenado que es satisfactoria para operar a baja velocidad ( servicio de patio ), no será satisfactoria para la operación a velocidades más altas ( servicio de camino ).

Existe en disponibilidad un buen número de válvulas relevadoras de diafragma múltiple de diferentes tipos.

La válvula que sea seleccionada, deberá reunir las características apropiadas de relaciones de frenado, cuando la locomotora se encuentra operando en servicio de camino o de patio. Esto se logra a través de las áreas escogidas del diafragma de la válvula relevadora diferencial, la cual suministra una proporción diferente de la presión del tubo de control a los cilindros de freno para una aplicación del freno automático o del freno independiente. La conversión usual para una locomotora de camino en servicio de carga, es aquella que utiliza el 40% de la presión disponible para el control del freno automático. En el servicio de pasajeros esta proporción es del 30%.

La instalación de la válvula relevadora de diafragma múltiple, depende del equipo instalado en la locomotora y del ti-

no de equipo de las otras locomotoras con las cuales se tenga que acoplar en múltiple.

R).- De Patio.

### 3.B.1.- Conversión directa.

En el servicio de patio, donde las locomotoras trabajan a baja velocidad, es decir a velocidades no mayores de 16 - - 25 Km/Hr. y operando en vías en condiciones aceptables, puede emplearse el método de conversión directa. En este método de conversión directa, se trata simplemente de quitar las zapatas de fierro y sustituirlas con las zapatas de composición de alta fricción. Este método de conversión, no debe usarse si alguna vez la locomotora va a ser conectada en múltiple -- con otras unidades que no esten equipadas idénticamente o que se encuentren asignadas a servicio, donde se exceda la velocidad de 24 Km/Hr.

### 3.B.2.- Modificación en el ajuste a presión.

El ajuste de presión de la válvula de freno independiente, es exactamente el mismo que en la conversión directa, con

la excepción de que, después de haber efectuado el cambio de zapatas, se deberá reducir el ajuste de presión para evitar que las ruedas se deslicen. Este método se emplea y además es necesario en algunos patios, donde la vía no puede estar en muy buenas condiciones. En este caso, se aplican las mismas restricciones mencionadas para el método de conversión directa; este método no debe emplearse si alguna vez la locomotora va a ser acoplada en múltiple con otras unidades que no estén equipadas idénticamente o que se encuentren asignadas a servi cios, donde no se exceda la velocidad de 24 Km/Hr.

## C A P I T U L O    I V

## PRUEBAS Y PROPIEDADES FISICAS DE LAS ZAPATAS

## IV.1.- PRUEBA DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN

## PREPARACION DE LA ZAPATA PARA LA PRUEBA.

1.- Para poder obtener el coeficiente de fricción y desgaste de las zapatas, estas deben probarse en una máquina como la que se muestra en la Fig. 25.

2.- Las zapatas son esmeriladas a una profundidad no menor de 6 m.m. de la superficie original.

## PREPARACION DE LA RUEDA PARA LA PRUEBA.

1.- Una vez montada la rueda en la máquina, se tornea esta para comprobar su curvatura mediante una máquina rectificadora y a la vez obtener una superficie pulida. Esta superficie debe maquinarse paralelamente a la línea central -- del eje de la máquina x abarcar el espesor de la rueda en todo su perímetro. Después de estas operaciones, se procede al balanceo de la misma.

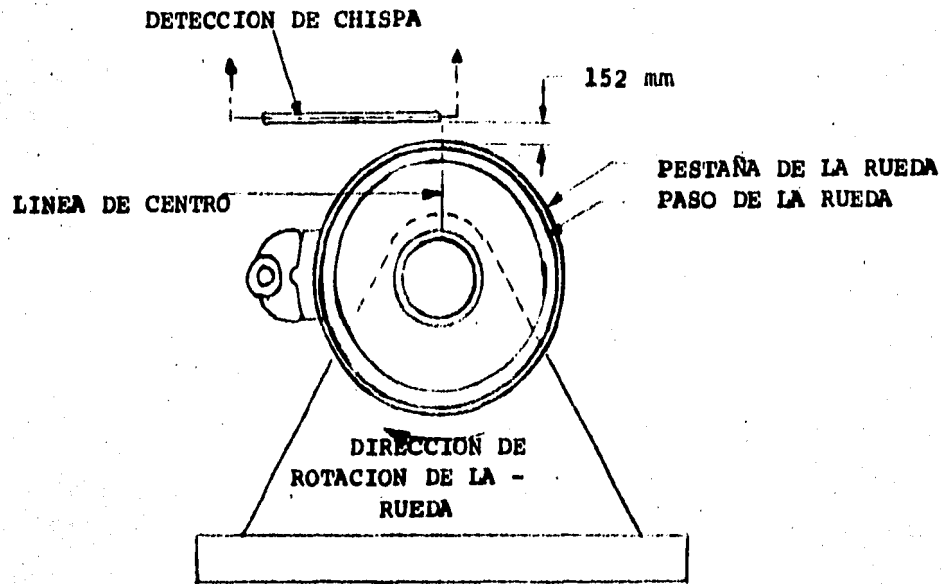


FIGURA 25.

PREPARACION DE LA RUEDA PARA LA PRUEBA DE COEFICIENTE DE FRICCION

2.- Después de terminada la prueba anterior, se desmonta la rueda y se limpia, retirándose el material que se adhiere a la misma. Con un juego de dos zapatas, se efectúan dos paradas aproximadamente a una velocidad de 64.4 Km/Hr. La primera parada, se hace con una sola zapata y se emplea arena. La segunda parada, se efectúa con la otra zapata y se emplea grafito, con el objeto de limpiar y pulir la superficie de -- fricción de la rueda.

3.- Ruedas de Fierro Colado, ACero vaciado, Rolado o Forjado Para Equipo de Carga en General.

El desgaste de zapatas para freno, se determina sobre este tipo de ruedas, ejecutándose no menos de 5 paros con cada zapata a la velocidad de 64.4 Km/hr.

4.- Ruedas de Acero Rolado o Forjado, Para Equipo de Pasajeros, con diámetro normal de la rueda de 915 m.m.

El desgaste de las zapatas, se determina como en el caso anterior, sobre este tipo de ruedas por la ejecución de no menos de 5 paradas.

#### IV.2 PRUEBA DE DUREZA BRINELL

Ocho Pruebas de Dureza Brinell, se efectuan en los extremos templados de la superficie de una zapata esmerilada, como se muestra en la Fig. 26.

El promedio de cuatro lecturas en el extremo final de cada zapata, no debera de ser menos de 375 grados Brinell y el promedio del resto de las otras cuatro lecturas no será menor de 290 grados Brinell.

#### IV.3.- MARCADO DE LAS ZAPATAS

Todas las Zapatas, llevaron el nombre de FF.CC.N.DE M. - número de modelo y las letras A.A.R.

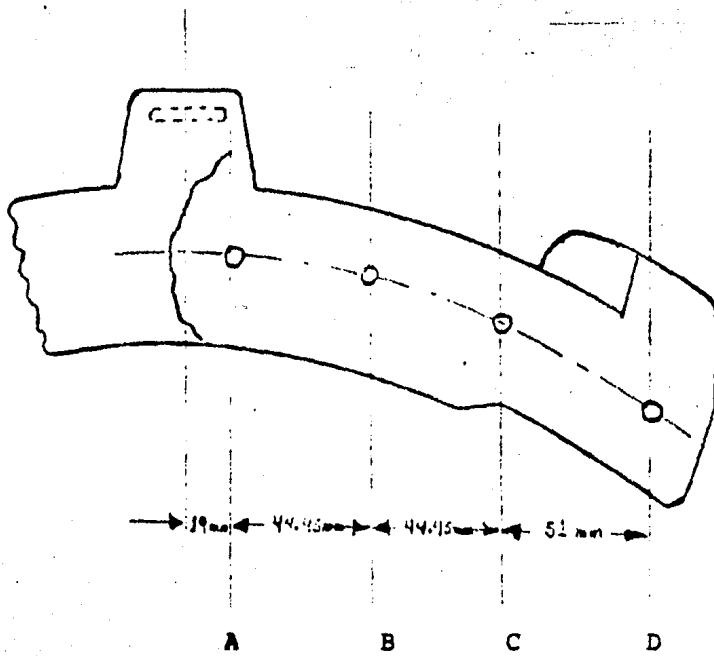


FIGURA 26

PRUEBA DE DUREZA BRINELL.



## CONCLUSIONES

Durante los primeros años de vida de la zapata de composición de alta fricción, su aceptación en los ferrocarriles, fue lenta, pero desde 1964 a la fecha su utilización se ha -- acelerado, más de la mitad de 1 700 000 carros de carga que -- componen la flota de los ferrocarriles de la A.A.R., está -- equipada con la zapata de composición de alta fricción.

Y, aún cuando, estos carros representan la mitad de la -- flota, se estiman que transportan más del 70% de las tonela-- das-kilometro que transporta toda la flota.

Quizás, la mejor ilustración de la importante aceptación que ha tenido la zapata de composición de alta fricción, es -- el hecho que desde hace más de cinco años, virtualmente todos los carros de carga nuevos construidos en los Estados Unidos, han sido equipados con esta zapata.

El programa de uno de los principales ferrocarriles de -- los E.U.A., para equipar su flota de carros de carga con zapa-- tas de composición de alta fricción, fue iniciado después de -- un estudio intensivo por parte del comité de ruedas de los fe-- rrocarriles, el cual se integro en enero de 1977.

La popularidad de la zapata de composición, ha ido en aumento en los últimos 25 años, extendiéndose también a las autovías de pasajeros. Este tipo de carros, incluye los trenes subterráneos y los vehículos suburbanos sobre rieles, que se usan en las grandes ciudades, como son: Nueva York, Boston, - Philadelphia, Chicago, San Francisco y Washington.

En este estudio preliminar, se muestran las grandes ventajas técnicas que ofrecen las zapatas de composición de alta fricción, al sistema ferroviario de nuestro país, si este - - adoptase totalmente el proyecto de sustitución de zapatas de hierro por zapatas de composición en el 100% de sus unidades-existentes.

Debido a que el ferrocarril es considerado como un medio para impulsar el comercio y desarrollo de la economía nacional.

## B I B L I O G R A F I A

- 1.- Conocimientos Básicos de Frenos de Aire. Dirección de --  
Capacitación en Coches y Carros. C-77
- 2.- Equipos de Frenos de Aire 26-L. Dirección de TRacción.  
Tracción 19, Septiembre 1979.
- 3.- Equipo de Freno "AB" Para Carros de Carga. Westing - -  
House Air Brake Company. Folelleteo de instrucción No. -  
5062-5.
- 4.- Manual of Standars and Recommended Practices. Asocia- -  
tion of American Railroadas. Mechanical Division 1976.
- 5.- Ventajas que Proporciona La Zapata de Composición de Al-  
ta Fricción y Métodos para Ampliar su Aprovechamiento.
- 6.- Alarcón Ramírez Marco A. Ingeniería del Proyecto.
- 7.- Shigley Joseph Edward. Diseño en Ingeniería Mecánica, --  
pág. 606-618. Mac Graw Hill. 2da. Edición

8.- Jonathan Anderson, Berry H. Durston, Millicent Poole.

Redacción de Tesis y Trabajos Escolares. Diana, 9a. Impresión. México 1981.