

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“Evolución y mejoras en el Funcionamiento y Efectividad de Frenado en Trenes”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

HECTOR HUGO GUEVARA PINEDO

PROMOCION : 1981 - I

LIMA • PERU • 1986

I N D I C E

	<u>Pag</u>
APENDICE A : Símbolos y Abreviaturas	IX
APENDICE B : Definiciones	X
APENDICE C : Índice de Tablas	XIV
APENDICE D : Índice de Láminas	XV
PROLOGO	16
CAPITULO 1 : CARACTERISTICAS DE LA FERRÒVIA DEL FERROCARRIL DEL CENTRO	28
1.1 Tendido y pendientes de la línea férrea.	28
1.2 Limitaciones de esta ferrovfa en compa- ración a la de otros Países.	30
<u>CAPITULO 2</u> : SISTEMAS DE FRENADO USADOS EN EL MUNDO Y USADOS EN EL PERU	37
2.1 Orígenes y desarrollo del freno ferroviario a aire comprimido.	37
2.2 Sistemas de frenado usados en el mundo.	57
2.3 Sistema de frenado usado en el Perú.	60
<u>CAPITULO 3</u> : FRENOS EN LOCOMOTORAS	62
3.1 Equipo de freno 26-L para locomotora.	63
3.1.1 Componentes del equipo de freno 26-L	65
3.1.2 Descripción del funcionamiento.	85
3.2 Disposición física de los frenos en la loco- motora.	93

	<u>Pag.</u>
3.3 El freno dinámico - Funcionamiento.	104
3.4 El freno de mano - Funcionamiento.	105
CAPITULO 4 : MANTENIMIENTO Y REGULACION DE LOS EQUIPOS DE FRENOS.	106
4.1 Prueba, regulación y sincronización de los equipos de frenos.	111
4.1.1 Carga de presiones en locomotoras	112
4.1.2 Pruebas en las locomotoras	113
4.1.3 Carga de presiones y pruebas en trenes.	128
4.1.4 Regulación del aparejo de frenos en locomotoras.	135
4.1.5 Regulación del aparejo de frenos en carros de carga.	138
4.1.6 Prueba de frenos en carros.	141
CAPITULO 5 :EVOLUCION Y MEJORAS EN EL FUNCIO- NAMIENTO Y EFECTIVIDAD DE FRENADO EN TRENES.	143
5.1 Principios de diseño de aparejos de frenos y sistemas de frenos de carga.	143
5.2 Evolución y mejoras introducidas en el sistema de frenado.	224
5.2.1 Locomotoras	225
5.2.2 Vagones	227
5.3 Cálculo teórico-experimental de las fuer- zas de frenado actuantes en las zapatas.	233

5.3.1	Cálculo en carros de carga.	233
5.3.2	Cálculo en locomotoras	239
5.3.3	Cálculo experimental.	243
5.4	Análisis técnico - económico de las mejoras introducidas en los aparejos y equipos de freno.	244
5.4.1	Locomotoras	244
5.4.2	Vagones de carga	245
	RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES	248
	ANEXO A : Aparejo mecánico de frenos	254
	ANEXO B : Freno de mano tipo Universal	255
	ANEXO C : Bogie o Truque	256
	ANEXO D : Zapata de calibración para prueba de eficiencia de aparejos de freno.	257
	BIBLIOGRAFIA	262
	PLANOS	

APENDICE A

SIMBOLOS Y ABREVIATURAS USADAS

A.A.R.	: American Association Railway
̄.C.P.	: Presión del cilindro del freno (Brake cylinder pressure)
Cub.	: Cúbicas
Col	: Columna
Ef.	: Eficiencia
Esf.	: Esfuerzo
Esp.	: Espesor
Fig.	: Figura
Fza.	: Fuerza
Kph = k/h	: Kilómetros por hora
Long.	: Longitud
Lb(s)	: Libra (s)
m/seg ²	: Metros por segundo cuadrado
Máx.	: Máximo
Mfn.	: Mfnimo
Min.	: Minuto
Mt.	: Metros
psi	: Libras por pulgada cuadrada
Pulg.	: Pulgada.

APENDICE B

DEFINICIONES

- Tren** : Se llama así a la composición de carros ferroviarios y locomotora(s). También se le conoce como convoy,
- Ferrovfa** : Es el tendido de rieles por los cuales se desliza un tren, recibe también el nombre de línea férrea.
- Metrovfa** : Es el tendido de rieles, en zonas urbanas para el funcionamiento de un metro.
- Maquinista** : Es la persona encargada de maniobrar y conducir una locomotora y su convoy.
- Pito** : Es el sonido sonoro que emite la locomotora al ser accionada.
- Guarda-Freno** : Denominado también "brequero" a la persona encargada del control de los frenos de mano del carro.
- Freno de mano** : -Es el freno mecánico de un vehículo, cuyo movimiento y poder se deriva de la fuerza que desarrolla el pulso de un hombre a través del aparejo mecánico del freno.

- Aparejo de freno** : Es la combinación mecánica compuesta por palancas, tirantes, yugos, barras de conexión, etc., que sirven para - transmitir desde el cilindro hasta las zapatas, la fuerza desarrollada por la presión del aire o aquella que se deriva del pulso del brequero.
- Reducciones de presión** : Son las descargas de presión que se hacen del tubo de freno para lograr aplicaciones del freno.
- Afloje** : Es la posición del equipo de freno de aire en la que no existe frenado, permaneciendo las zapatas libres de presión.
- Yugo** : Es una viga, generalmente en I, que contiene a las portazapatas, y que al ser accionadas por las palancas del truque, actúa presionando las zapatas contra la rueda.
- Bogie o truque** : Es la parte fundida, siendo dos por carro, que está formado por los ejes con sus ruedas, un travesero, 2 bastidores, yugos y palancas haciendo una sola unidad compacta.
- Bolster o travesero** : Es una viga fundida de sección rectangular hueca, que soporta el peso del carro unido a 2 bastidores (lados laterales del truque).

- Pestaña o ceja** : Es el perfil (diámetro mayor) que presenta una rueda, la cual gufa a la misma durante la rodadura por la ferrovía.
- Ajustadores auto máticos** : Llamado " recogedores automáticos", son aparatos que automáticamente elimina (recogen) el exceso de la carrera del freno que resulta por el desgaste de zapatas durante el servicio. Son neumáticos o mecánicos.
- Ronzadura de ruedas o callos** : Se dá este nombre a las deformaciones que sufren las llantas debido a los patinamientos causados por aplicaciones inapropiadas de frenos.
- Champeadura de ruedas** : Es el material que se desprende de las superficies en contacto, debido al calor de la fricción y se adhiere a las llantas en forma de costras
- Locomotora muerta** : Se designa así a una locomotora que va remolcada en un tren y cuyos frenos son controlados por la locomotora que lleva el comando.
- Muela de enganche** : Es un bloque fundido que permite conectar un carro con otro, para traccionar varios carros en un tren, por medio de mecanismos interiores y un adecuado perfil evitando la desconexión entre ellos.
- Cabecera del carro** : Es cualquiera de los extremos de un carro donde van las muelas de enganche.

- Cabecera del tren** : Se llama así a los primeros carros de un tren, o sea los que van atrás de la locomotora.
- Cola del tren** : Son los carros que van en lo último del tren, o sea los últimos carros.
- Puño** : Es la manija con la cual se opera los frenos para las posiciones de aplicación o afloje de frenos.
- Chavetas** : Son seguros que evitan se desprendan o a flojen las zapatas de las portazapatas.

APENDICE C

INDICE DE TABLAS

I	: Presiones de equilibrio servicio-emergencia.	146
II	: Cilindros comunes de freno y relación de palancas.	185
III	: Tabla para el cálculo de tirantes.	188
IV	: Fuerzas del aparejo a 50 psi, fuerza total adecuada para 90 psi BCP.	189
V	: Aparejos de carros de carga.	191
VI	: Momentos flectores para diversos espesores y anchos de palancas.	192
VII	: Vigas I forjadas y palancas rectangulares planas.	194
VIII	: Tabla para diseño de pines, extremos de mandíbulas y palancas.	198
IX	: Relación de carga y longitud para riostras.	203
X	: Valores de raíz cuadrada de diferentes números desde 500 a 32,500.	205

APENDICE D

INDICE DE PLANOS

PLANO N° 1 : Sistema de frenos de locomotora tipo:26-L.

PLANO N° 2 : Disposición del aparejo de frenos-antiguo.

PLANO N° 3 : Disposición del aparejo de frenos-modificado

P R O L O G O

El sistema de frenos es una de las bases fundamentales y primordiales en la operación de todo vehículo pesado. Cuando se trata de frenos para ferrocarriles su importancia se acentúa aún más, ya que los trenes son los vehículos más pesados que se conocen por estar formados por múltiples unidades.

Asimismo, porque sus superficies de deslizamiento, son metálicas y recorren gradientes que se aproximan al 4.4% como es el caso de la ferrovía del Perú.

En nuestro País a pesar que los ferrocarriles llegaron en el año 1923 con las locomotoras a vapor primero y Diesel-Eléctricas luego, en 1953, el tema es poco conocido y difundido tanto a nivel Universitario como Profesional; por ello, el propósito de esta Tesis es dar una idea de lo que es una ferrovía, clases y funcio

namiento de equipos rodantes, llámese carros o locomotoras.

La presente Tesis pretende dar, además, conceptos y principios básicos de diseño de aparejos (palancajes) de frenos y demostrar que dichos cálculos, que son enfocados en el presente trabajo, pueden ser realizados por Profesionales de nuestro medio, respetando las normas establecidas por la American Association of Railroad -- (A.A.R.) que también se incluye, con la confianza que -- la puesta en práctica del diseño de aparejo de frenos -- dará buenos resultados, como el que se está logrando en la actualidad en la Empresa Nacional de Ferrocarriles -- (ENAFER S.A.).

Incluso, impulsar a la construcción de vagones de carga, lo cual se inició haciendo un prototipo en los talleres del Servicio Industrial de La Marina (SIMA) -- que, actualmente está en servicio en ENAFER y cuyo aparejo fué calculado de acuerdo a las normas AAR por -- ENAFER S.A.

Con ello el Perú, sería el tercer País que entraría en la competencia de fabricación de vagones de cualquier tipo y capacidad, con sus respectivos aparejos, ya que a nivel de América del Sur sólo lo hacen Brasil y --

Argentina

El presente trabajo abarca el funcionamiento y evolución del aire comprimido que hace actuar el aparejo de frenos, su paso a través de las diversas válvulas que componen el equipo de frenos de aire, incluyéndose también una sección para comprobar experimentalmente - (Cap. 5) si los cálculos de diseño de aparejos de frenos coinciden con la práctica, aunque esta parte no está muy completa, se puede fácilmente recurrir a los fabricantes de equipos de prueba para mayor información.

Todas las normas y cálculos de aparejos de frenos, que son detallados en este trabajo, son aplicables a carros de carga y pasajeros, así como a locomotoras, sean Diesel-Eléctricas o Eléctricas.

Adicionalmente se enfoca el control de la velocidad en trenes, medios para lograrlo y aprovechar eficientemente la energía neumática, permitiendo seguridad y confort en coches de pasajeros y seguridad en vagones.

Se incluye pruebas, regulación y sincronización de los equipos de frenos e información diferente del propósito de esta Tesis, que complementa algunas interrogantes sobre cómo se obtienen algunos datos o tabulaciones.

Mi agradecimiento a la Empresa Nacional de Ferrocarriles por brindarme la oportunidad de desarrollarme en este campo y en otros afines a la Ingeniería Ferroviaria, perfeccionándome.

Importancia y actualidad del tema

Es conocido que en tiempos heroicos, a la zaga de los viejos trenes a vapor, la iniciativa pionera de grandes nombres y, la evolución tecnológica, han hecho que los trenes continúen siendo uno de los más racionales y económicos medios de transporte.

La importancia y vigencia de este tema es implícito como se explicó en los párrafos anteriores, pues nos permite abarcar un campo de la Ingeniería que es poco conocido en el Perú como es la Ingeniería Ferroviaria, con el aliciente de poder diseñar aparejos de frenos para vagones de carga y/o pasajeros cualquiera sea su tipo y capacidad.

Respecto al empleo del aire, como medio para el frenado de trenes, mencionaremos que se usa el aire comprimido procedente del trabajo realizado por un compresor, y mediante un adecuado sistema de almacenamiento, válvulas, cilindros y palancas se transmiten las fuerzas a las zapatas.

Existen muchas razones de usar el aire comprimido como medio de frenado, siendo algunos de ellos: la posibilidad de usar equipos de tamaños menores, mayor rapidez actuante cuando se les requiera y la gran facilidad de proporcionar frenado de alta exigencia que son muy necesarios en máquinas pesadas como son los ferrocarriles.

Desde que surgieron las locomotoras a vapor -mediados del siglo 18- hasta la actualidad con las locomotoras Diesel-Eléctricas y Eléctricas, el uso del aire comprimido ocupa papel preponderante dentro de este esquema para controlar la velocidad y maniobrabilidad de los trenes, permitiendo frenados suaves o frenados fuertes en casos de emergencia, en cuyo caso se requiere buena efectividad y rapidez.

Dado que el aire atmosférico contiene agua en forma de vapor, al condensarse, se lo elimina mediante válvulas de purga de los tanques de almacenamiento, los cuales son diseñados para trabajar a una presión determinada controlada por una válvula de alivio.

Teniendo aire seco en el sistema estamos en condiciones de usarlo sin temor de ocasionar corrosión y cavitación en su paso por las diversas válvulas y cilindros-pistón que accionan las palancas, logrando que tengan ma

yor vida útil y un mantenimiento de fácil realización.

Uno de los principales factores para el desarrollo del transporte ferroviario fué, sin duda, la invención y uso del freno a aire comprimido. Además, de la seguridad que este tipo de freno vino a representar, se tornó posible aumentar el número de vehículos por tren, la capacidad de los vagones, así como la velocidad de operación de la flota.

Antes de la utilización del freno a aire comprimido las composiciones de carga en los Estados Unidos quedaban limitadas a cerca de 10 vagones con aproximadamente 18 toneladas de capacidad, viajando a velocidades de 15 a no más, 25 km/hr.

De esta forma, es fácil deducir que las perspectivas de las ferrovías para el futuro estaban seriamente comprometidas, toda vez que, con trenes limitados en peso y velocidad, además de la falta de seguridad y dificultades de operación, tornaban inviables las elevadas inversiones para construcción, mantenimiento, adquisición de material rodante, etc., envueltos en el funcionamiento de una ferrovía.

Con relación a la poca seguridad, basta recordar - que en los Estados Unidos, había una tasa alarmante de - accidentes, siendo que en los años de 1850 las ferrovías Americanas mataron, en promedio, un pasajero por cada -- 200,000 transportados.

Para solicitar los frenos el maquinista hacía sonar un pito de acuerdo a una señal preestablecida que podría significar disminución de velocidad, parada normal o de emergencia. Después de interpretar correctamente el pito, los guarda-frenos, dispuestos sobre los vagones, corrían y accionaban las volantes de los frenos manuales.

Cada guarda-freno era responsable por el accionamiento de los frenos y estado de conservación de las ruedas de 2 ó 3 vagones, a veces hasta 4, al final de la operación el maquinista aplicaba un "contra-vapor" y el tren paraba con mucha suerte, próximo del lugar deseado.

Para una parada de emergencia la cosa era más complicada: el maquinista debía pitar para alertar a los - Guarda-frenos, accionar los frenos manuales y aplicar - el "contra-vapor" al máximo. De esta forma se puede - apreciar como los accidentes ferroviarios de aquella - época eran además de frecuentes, fatales para los pasajeros y oneroso en cuanto a pérdida de material rodante.

Los frenos a vapor invención (1833-1834) de George Stempenson , por entonces, no resultó eficaz debido principalmente a la pérdida de eficiencia a bajas temperaturas.

Nehemiah Hodge, patentó en 1860, en los Estados Unidos un freno al vacío para locomotoras y carros. Con todo, la baja presión conseguida en la práctica con este tipo de equipo (7 a 9 psi) hacía que principalmente, las cámaras de los cilindros a vacío fuesen demasiado grandes y pesados a fin de poder alcanzar la fuerza de frenado necesaria.

Otro problema del freno a vacío era la pérdida de su eficiencia a medida que pasaba a operar en lugares más elevados.

En 1868 George Westinghouse inventó el freno a aire comprimido que vino, a partir de entonces, a mejorar las condiciones de seguridad y operación de los ferrocarriles de todo el mundo.

El sistema de freno entonces inventado es conocido actualmente como "freno a aire directo". Era muy simple, contando de un compresor de aire operado a vapor, un reservorio de aire comprimido, un manipulador de frenos-llave de 3 vías-y, un cilindro de freno ligado al aparejo -

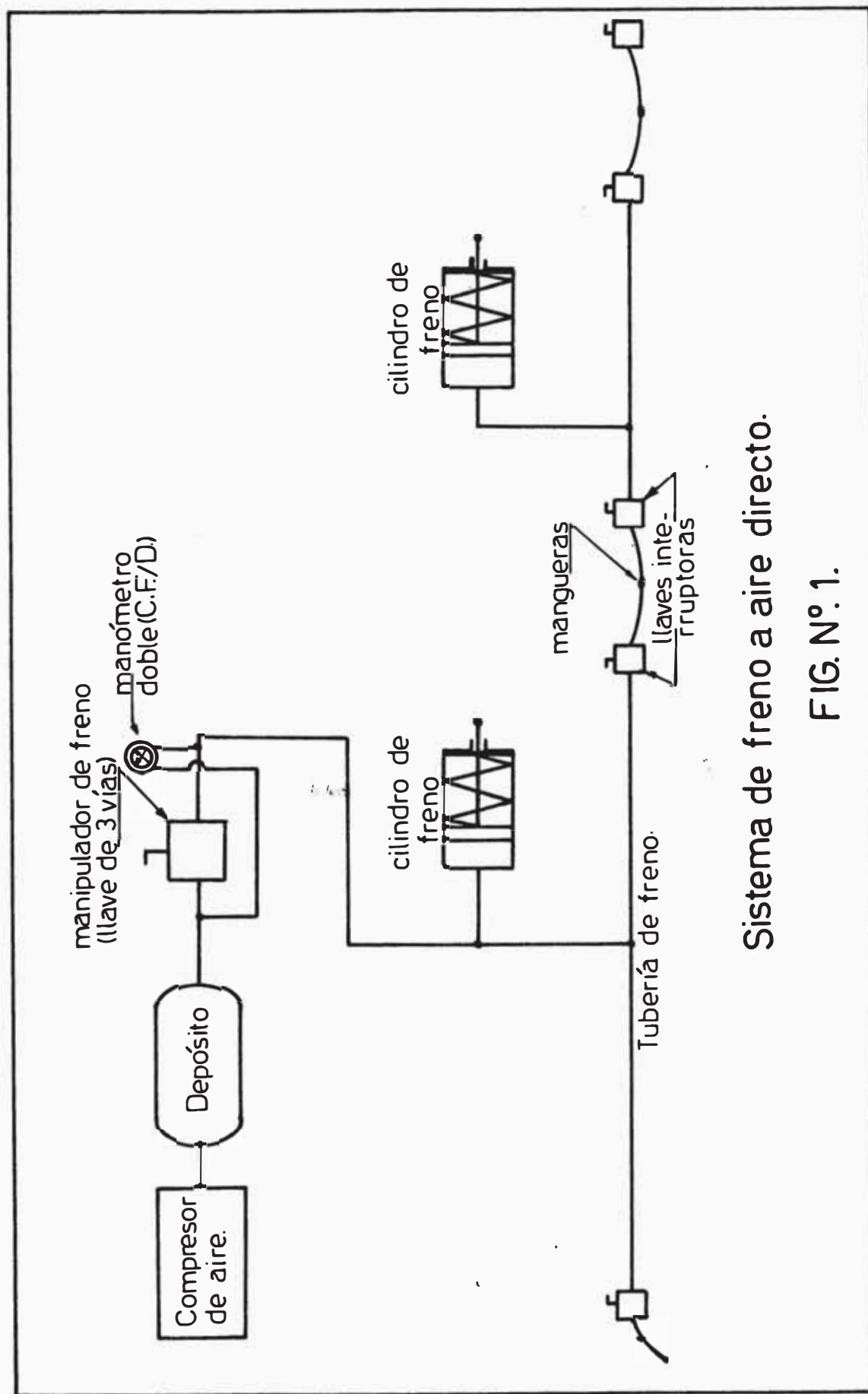
y zapatas de freno.

Los cilindros del freno eran acopladas a la tuberfa del tren (posteriormente denominado tuberfa general) que recorrfa todos los carros de la composici3n hasta la locomotora, la uni3n entre vehculos era hecha por mangueras, ver Figura N° 1.

Cuando el maquinista deseaba aplicar los frenos posicionaba la llave de tres vfas de forma que permita el pase de aire comprimido del reservorio a la tuberfa general, y de allf, para los cilindros de freno de los vehculos, que a trav3s de las llaves, hacfan la aplicaci3n a lo largo de la composici3n.

Para aflojar los frenos el maquinista llevaba la manija de la llave de tres vfas a la posici3n de "afloje", en la cual ella promovfa la descarga de toda la tuberfa general hacia la atm3sfera, agot3ndose de esta manera, la presi3n de todos los cilindros.

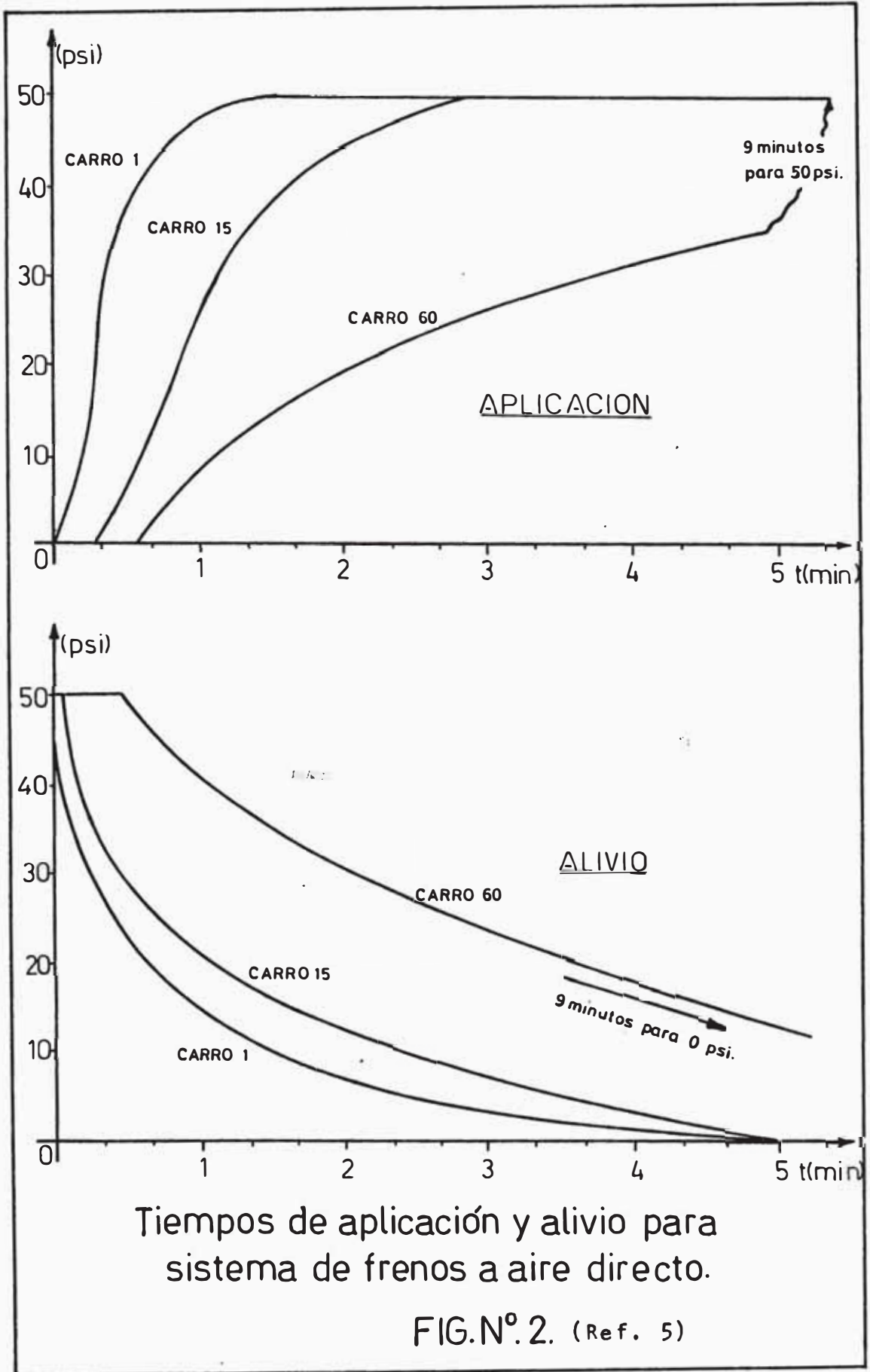
bajo la acci3n de sus resortes, los pistones de los cilindros volvfan a su posici3n original, aliviando los frenos de todo el tren.



Sistema de freno a aire directo.

FIG. N° 1.

Este sistema de freno, extremadamente simple, era perfecto para trenes con 10 a 15 vehfculos, con todo, pa ra composiciones más largas, los tiempos de aplicación y afloje de los frenos eran muy elevados provocando accio nes perjudiciales en las muelas de enganches, así como - el considerable aumento de la distancia de parada del - tren. Ver Figura N° 2.



Tiempos de aplicación y alivio para sistema de frenos a aire directo.

FIG. N° 2. (Ref. 5)

CAPITULO 1

CARACTERISTICAS DE LA FERROVIA DEL FERROCARRIL DEL CENTRO

1.1 TENDIDO Y PENDIENTES DE LA LINEA FERREA

Es necesario, en todo ferrocarril, conocer las características de la ferrovfa por la cual se deslizará la locomotora y su convoy, con la finalidad de tomar las precauciones necesarias en el manejo de trenes, evitando el embalamiento del tren, si es gradiente en bajada, y controlarla con el manejo adecuado del juego de válvulas que componen el equipo de frenado, sin desperdiciar aire que pueda ser útil en caso de nuevo requerimiento o emergencia, evitando desabastecer los depósitos de aire - que imposibilitaría usar el frenado neumático a pe sar que el compresor está trabajando.

Esto puede suceder cuando se usa mal el equipo de frenado, pues cada aplicación de frenos origina -

eliminación de aire con energía hacia la atmósfera, provocando la descarga de los cilindros principales y depósitos auxiliares; perdiéndose el control de frenado pues el aire incipiente no actúa con la fuerza necesaria en los cilindros del freno y éstas no mueven las zapatas para presionar las ruedas del vehículo.

Cabe mencionar que la ferrovía del Ferrocarril Central es una de las que cuenta con más altas pendientes, llegando hasta el 4.37% lo que imposibilita el desarrollo de altas velocidades de transporte y obliga a tomar precauciones en el uso de los frenos.

Dado lo accidentado de nuestra geografía, a lo largo del tendido actual de la ferrovía, las pendientes varían mucho lo mismo que el tendido por lo que es de importancia conocerlas.

Si comparamos el tendido de esta ferrovía con las existentes en otros países, América o Europa, podemos concluir que es una de las de mayor pendiente. Por ejemplo, en Argentina la gradiente máxima es de 3.2%, siendo, la mayor parte de su tendido de 1.3% que le permite desarrollar mayores velocidades y mayor capacidad de arrastre.

En Chile sucede algo similar con pendiente máxima de 3.0%, en Colombia llega a 3.1%, en Brasil, - País enormemente adelantado en el campo ferroviario al igual que Argentina, no existen gradientes fuertes por lo poco accidentado de su territorio y es surcado por vías que no exceden el 1.8%.

En Europa llega máximo a 2.5%, en Suiza, los otros países son de menor gradiente.

Para la mejor visualización de las gradientes existentes en la ferrocarril del Centro se adjunta la figura I-1, que representa el tendido entre el Callao y Huancayo. La ferrocarril entre las ciudades de Huancayo-Huancavelica no excede del 2.01%.

1.2 LIMITACIONES DE ESTA FERROVIA EN COMPARACION A LA DE OTROS PAISES

Nuestra ferrocarril por la forma del tendido y pendientes, ofrece muchas limitaciones tanto en el orden de velocidad de transporte como capacidad de tracción o arrastre, además de un uso frecuente de los frenos

Detallamos a continuación estas limitaciones que a criterio personal son las de mayor importancia:

- a. Poco poder de arrastre de la locomotora, ésto ocasiona que en las mayores pendientes el arrastre se vea limitado, siendo capaz, sólo de arrastrar un número reducido de carros comparados en vfa de poca pendiente o llanas. Ver tabulación "Capacidad de tracción de locomotoras".
- b. Como el tendido, en ciertos tramos, es en zig-zag debido a la geograffa del terreno en su menor longitud alcanza 130 metros. Teniendo en cuenta que en promedio los vagones tienen 11 metros de longitud, entonces dicho zig-zag permite el paso de sólo 10 vagones más la locomotora que tiene 16 metros de largo.
- c. No permite el desarrollo de altas velocidades, 80-100 km/hr, hasta 160 km/hr., pues los cambios de dirección (zig-zag), radios de curvatura del tendido de la ferrovfa y gradientes lo limitan, llegando, sólo, hasta 60 km/hr en servicio de pasajeros entre el tramo de Desamparados-Cnosica y 45 km/hr en servicio de carga en ciertos tramos rectos.
- d. Uso frecuente de los frenos de aire, que sucede cuando el tren toma una pendiente uescente, para controlar la velocidad en sf y la originada-

por el peso propio de la composición, por ésto, las locomotras poseen un freno adicional llamado "freno dinámico" que será oportunamente detallado.

La frecuencia del uso de los frenos ocasiona que el aire comprimido sea expulsado a la atmósfera; por el momento diremos que cada aplicación de frenado o afloje se logra simplemente con el desequilibrio casual o intencional de 2 presiones en las cámaras de las válvulas de freno, dicho funcionamiento será tratado en el Capítulo 3 .

Al quedar el sistema de frenos sin la cantidad y presiones adecuadas de aire, se corre el riesgo de perder el control del tren al tratar de reaplicar los frenos, el sistema no responderá pues no podrá reabastecerse rápidamente del aire necesario.

Además, el uso frecuente de los frenos provoca mayor consumo de zapatas de freno por unidad rodante. De allí que el uso adecuado del equipo de freno es de importancia vital.

CAPACIDAD DE LAS LOCOMOTORAS EN TONELADAS METRICAS.

		DL: 535(1200HP)						DL: 560(2400HP)											
		PASAJ. MIXTO			CARGA			PASAJ. MIXTO			CARGA								
		Coches		Senc. Sinc.	Coches.		Sencilla.	Número de carros		Número de carros		Sincronizada.							
		Nº	Tons.		Nº	Tons.		Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta						
Pendiente.																			
RUMBO NORTE																			
Callao-Lima.	2.16 ↑	12	240	480	600	1200	480	12	240	480	1000	950	900	1600	1900	1600	1600	1600	1600
Lima-Chosica.	2.79 ↑	12	240	360	400	800	480	12	240	480	900J	750J	700J	1600	1600	1550	1400		
Chosica-S.Bartolm.	4.10 ↑	8	160	180	150	400	300	12	240	300	300			600					
S.Bartolm.-Matucan.	4.13 ↑	7	140	150	150	300	210	7	140	210	300			600					
Matucan-Galera.	4.36 ↑	6	120	125	150	300	180	6	120	180	300			600					
Galera-Arapa.	4.27 ↑	6	120	180	250A		300	6	120	300	550B	550B		1000C					
Arapa-La Oroya.	3.25 ↑	12	240	480	800D	1200	500	12	240	500			2000E						
La Oroya -Tambo.	1.68 ↑	12	240	500	1500E	2500	1000	12	240	1000			2200E						
Tambo-Huancayo	1.57 ↑	12	240	500	1100	2000	1000	12	240	1000			2500E						
Huancayo-Collpa.					1300		13												
Morococh-La Cima.	3.90 ↑				150		200				300								
La Cima-Ticlio.	4.06 ↑				350F		300				500								
Morococh-Cut Off.	4.00 ↑				350F		300				550B	550B							
Sta.Clara-Cajamarca.					500						650			1300					

CAPACIDAD DE LAS LOCOMOTORAS EN TONELADAS METRICAS.

		DL.-535(1200HP.)										DL.-560(2400HP.)									
		PASAJ. MIXTO					CARGA					PASAJ. MIXTO					CARGA				
		Coches.		Coches.		Coches.		Coches.		Numero de carros.		Numero de carros.		Numero de carros.		Numero de carros.					
Pendiente		N° Tons.		N° Tons.		N° Tons.		N° Tons.		Hasta		Hasta		Hasta		Hasta					
RUMBO SUR																					
Collpa-Huancayo.	↓			650G																	
Huancayo-Tambo.	1.57 ↑	12	240	800	1500	12	240	1000						2000						2200	
Tambo-La Oroya.	1.68 ↑	12	240	600	1200G	12	240	1000						1500G							
La Oroya-Cut Off.	3.25 ↑	10	200	300	600	12	240	300	730	700	650	1500	1400								
Cut Off-Arapa.	1.89 ↑	10	200	600	1800	12	240	300	1300	1300										2200	
Arapa-Galera.	4.27 ↑	6	120	150	300	6	120	200	300							600					
Galera-Matucana.	4.38 ↑	6	120	250		6	120	300	550B							1000C					
Matuc. S.Bartolom.	4.13 ↓	6	120			6	120	300	550B							1000C					
S.Bartolm.-Chosica.	4.10 ↓	6	180			6	120	300	550B							1000C					
Chosica - Lima.	2.79 ↑	12	240	1000	1800	12	240	600						1500H						3000	
Lima-Callao.	2.16 ↑	12	240	1000	1800	12	240	600						1500H						3000	
Cut Off-Morococha	4.00 ↑		150	150				300	300	300											
La Cima-Morococh.	3.90 ↑		350F	250G				300	300												
Ticlio-La Cima.	4.06 ↑		150	150				300	300												
Cajamarq.-S.Clara.				650					700												

NOTA:

- A 250 tons. con 8 carros máximo a horario y
300 tons. con 10 carros máximo sin exceder
30 k/h.
- b 550 tons. a horario y 700 tons. sin exceder
30 k/h.
1000 tons. a horario y 1400 tons. sin exceder
30 k/h.
Con un máximo de 20 carros.
- E Con un máximo de 40 carros.
- F 250 tons. a horario y 350 tons. sin exceder
30 k/h.
- G En épocas de lluvias reducir en 100 por loco-
motora.
- H Entre 30 a 40 carros con 1500 a 2000 tons. máxi-
mas pero sin exceder la velocidad de 30 k/h.
- J Se podrá llevar 1000 ton. si se hace "doble" en-
tre km. 50 y Chosica.

CAPITULO 2

SISTEMAS DE FRENADO USADOS EN EL MUNDO Y USADOS EN EL PERU

Antes de entrar a detallar los sistemas de frenos - que se están usando actualmente, se ha separado en este capítulo los orígenes del freno de aire en Ferrocarriles, que nos permitirá una mejor comprensión del mismo.

2.1 ORIGENES Y DESARROLLO DEL FRENO FERROVIARIO A AIRE COMPRIMIDO

En la parte introductoria se habló del freno "aire directo" inventado por G. Westinghouse en 1868. La inclusión posterior, por Westinghouse, de una válvula de retención en el extremo de la tubería general de cada vehículo, eliminando el inconveniente de la no aplicación de los frenos en toda la composición en caso se rompiera la tubería.

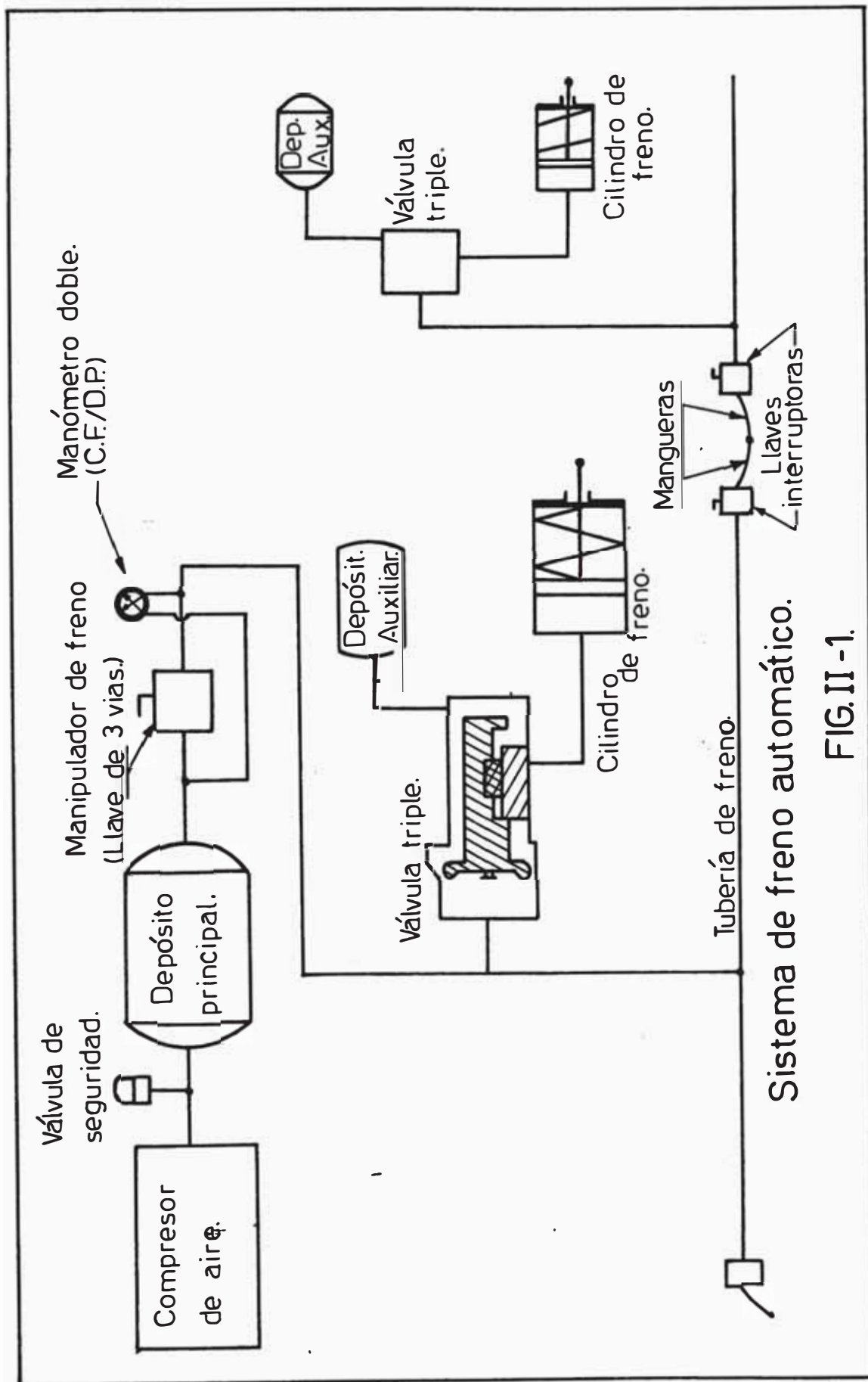
A fin de eliminar las deficiencias del freno a aire directo, Westinghouse desarrolló y patentó en 1872 el primer equipo de freno a aire automático, llamado así, porque este nuevo sistema aplicaba los frenos en todos los vehículos simultáneamente.

El principio de funcionamiento de este sistema automático se basaba en el hecho de ser la disminución de presión de la tubería general, la promotora de la aplicación de los frenos a lo largo del tren. Por otro lado, el aumento de la presión de la tubería general provoca el alivio de los frenos de la composición.

Este sistema introdujo, en cada vehículo, una válvula de control y un depósito auxiliar, manteniendo el mismo cilindro de freno del sistema anterior. Ver Figura II-1.

La válvula de control era conocida como válvula triple pues tenía 3 funciones básicas:

- Cargar el depósito auxiliar del vehículo.
- Aplicar los frenos.
- Aliviar los frenos (afloje).



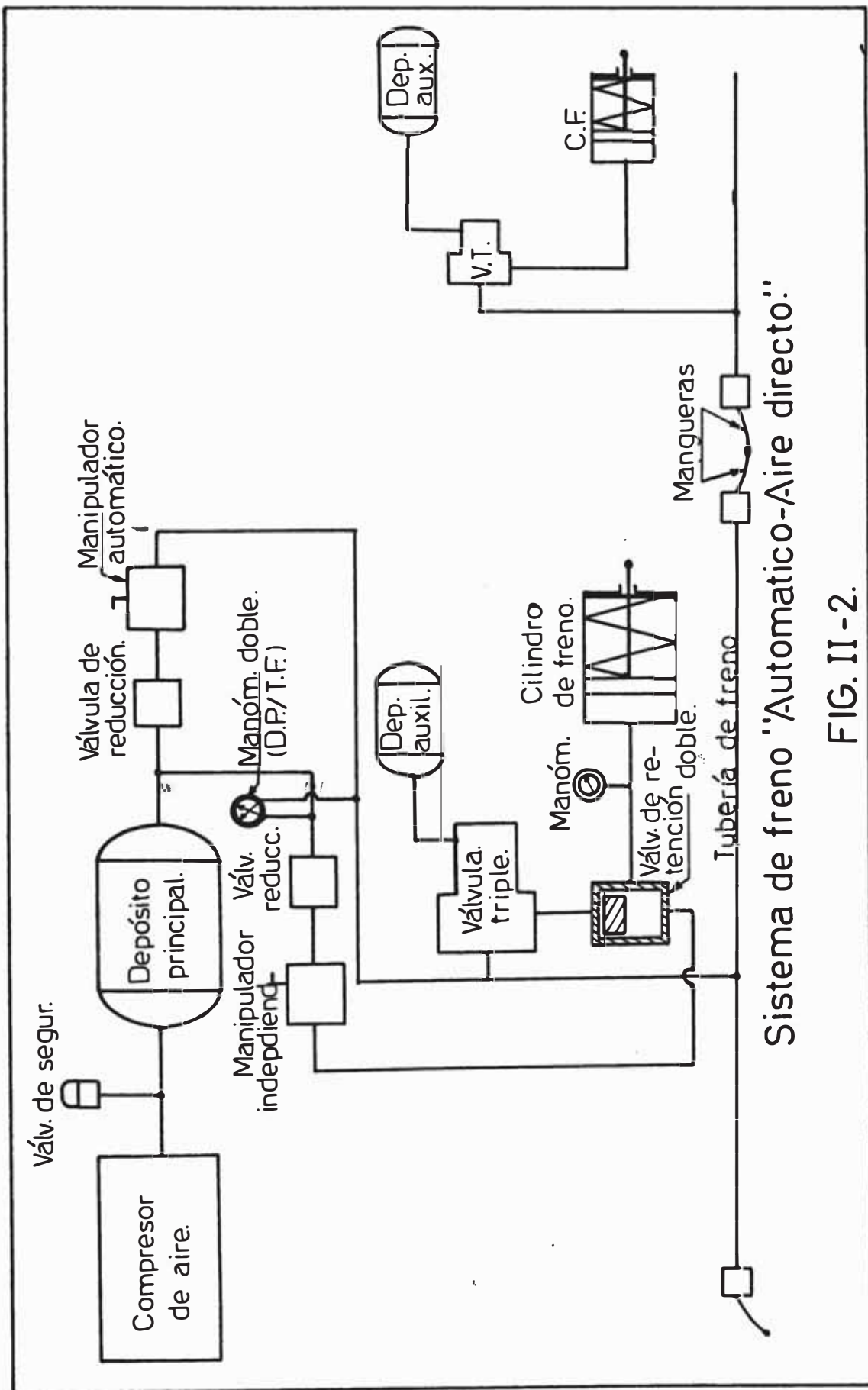
El cargar el depósito auxiliar, a través de la válvula triple, era hecho a partir de la tubería general del tren, con aire proveniente de la locomotora, a presión de 70 psi.

La utilización del freno automático permitió la actuación más rápida y operación segura de trenes más largos, siendo común la operación de composiciones hasta con 30 vehículos.

El principio de funcionamiento de este sistema comprobó de tal manera ser eficiente y seguro que todavía es el mismo, utilizado actualmente en todos los modernos equipos de freno ferroviarios y metrovia - rios.

Entre 1880 y 1882, se desarrolló un freno con 2 tuberías, uno para el freno automático y otro para el freno a aire directo, que era utilizado mientras el primer sistema recargaba. Ver Figura II-2.

La solución del problema para el recargado del sistema, manteniéndose presión en los cilindros del freno, usándose apenas una tubería fué implantado en marzo de 1883, cuando por primera vez se utilizó el "rete



Sistema de freno "Automatico-Aire directo"

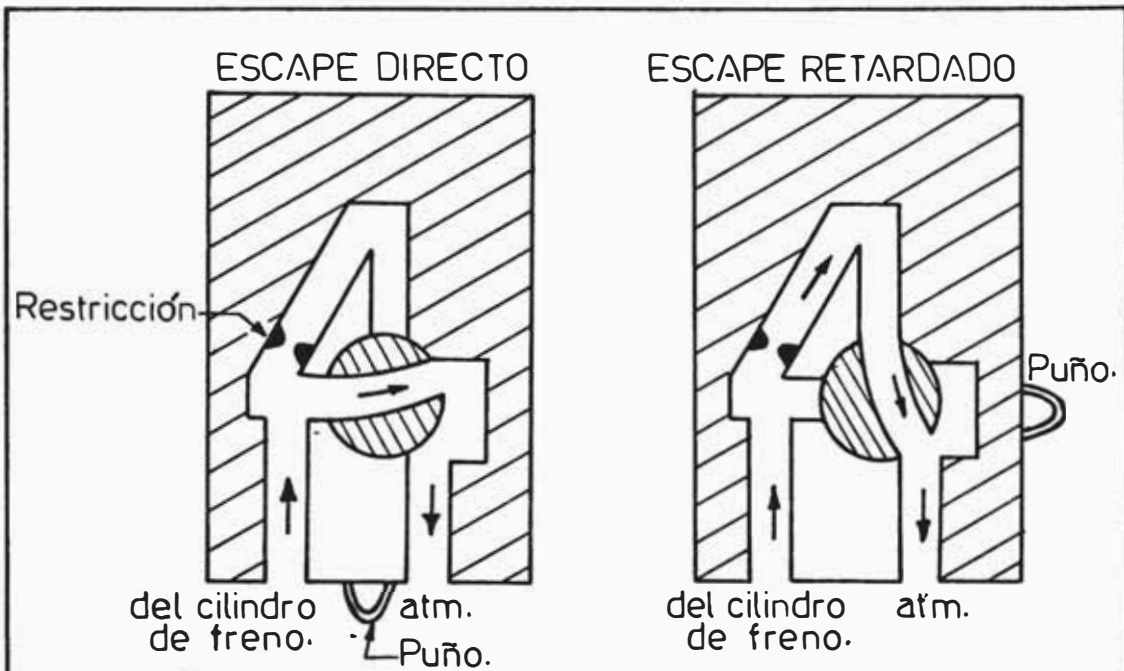
FIG. II-2.

sor de control de afloje". Este dispositivo, acoplado a la tubería de salida de aire del cilindro del freno, permite que haya un retardo en la salida de aire de los cilindros, de forma de disponerse de fuerza de frenado el tiempo suficiente para que el freno automático sea recargado, evitando así el "disparo" (embalar el tren durante el recargado del sistema). Ver Figura II-3.

Con el creciente aumento de la longitud y capacidad de los trenes, fué introducido a partir de 1880, para garantizar la seguridad de los pasajeros, carga y material rodante, la función de "acción rápida" en las nuevas válvulas de control.

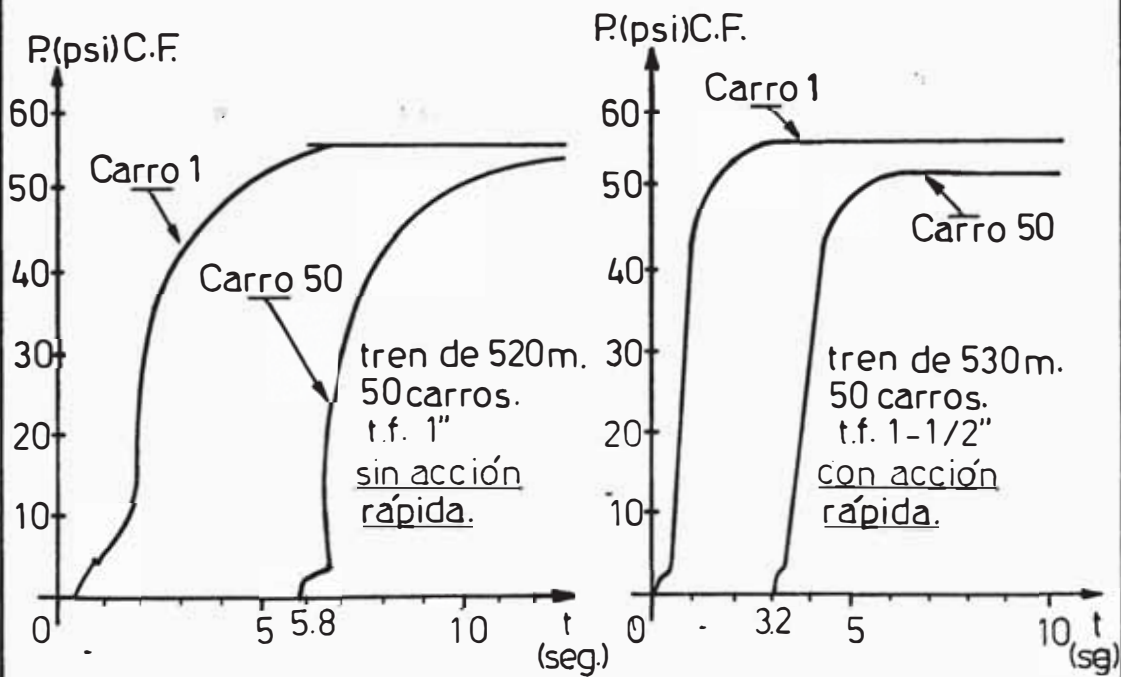
En caso de caída rápida de presión en la tubería general, la acción rápida de la válvula de control - permitía que la presión en los cilindros del freno - creciese más rápidamente que en las aplicaciones normales de servicio, garantizando de esta forma, menores distancias de parada y mayor uniformidad de frenado.

La Figura II-4, muestra los gráficos comparativos de la presión en los cilindros de freno versus tiempo, para válvulas triples con acción rápida y sin ella.



Retensor de alivio.

FIG.II-3.



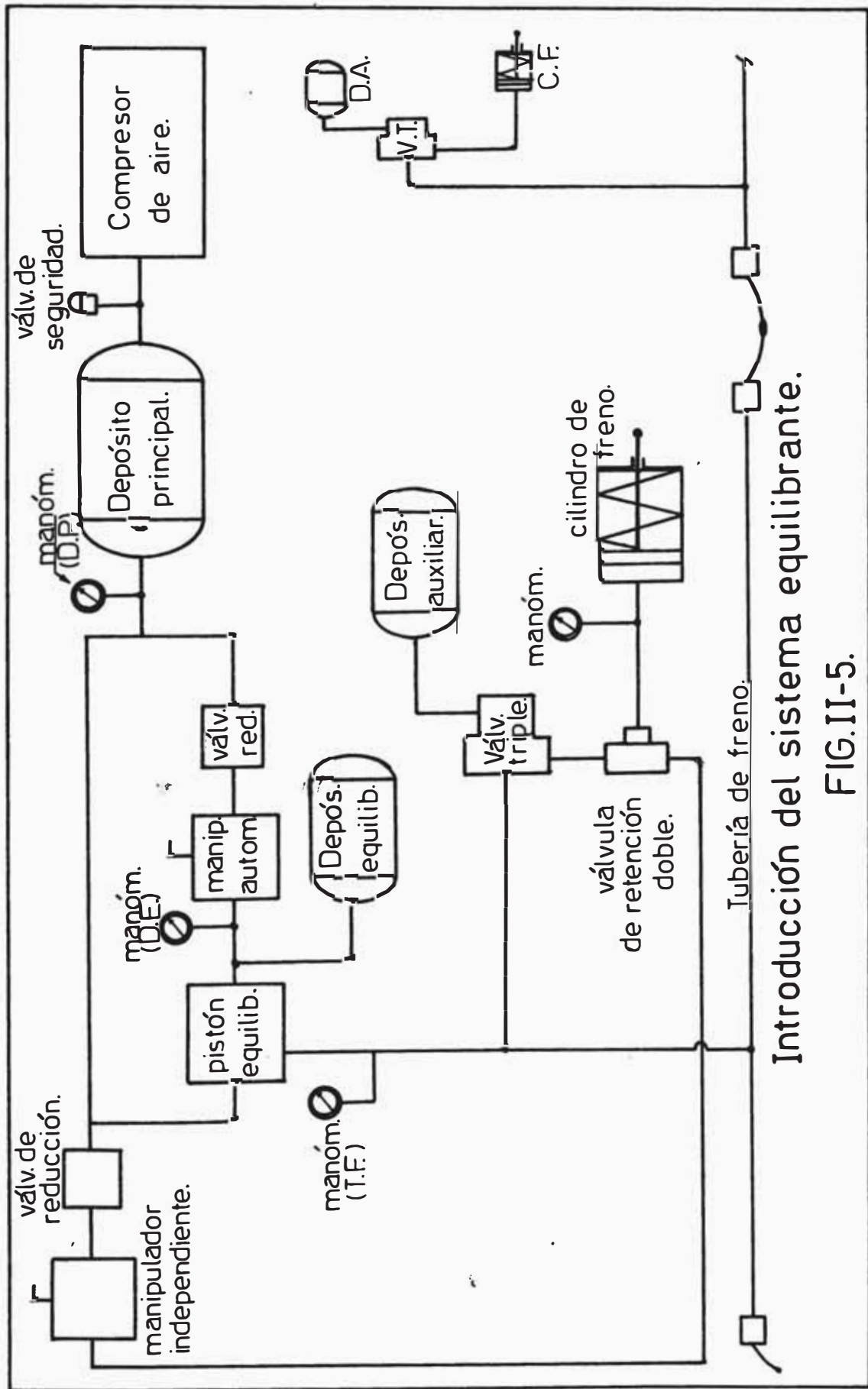
Trenes con válvulas sin y con acción rápida.

FIG.II-4. (Ref. 5)

Por el año de 1885 se introdujo el llamado "sistema equilibrante" constituido por el "pistón equilibrante" y "depósito equilibrante". Este nuevo sistema fué extremadamente útil, pues como se operaba tanto en trenes largos como cortos, frecuentemente sufrían problemas de exceso o escasez de frenado, como aflojes inesperados, con dañosas consecuencias.

Otro problema frecuente era que el maquinista, teniendo como referencia apenas el manómetro de la tubería general, situado en la cabina, pensaba ya tener los frenos aflojados e intentaba salir con el tren, no percibiendo que los últimos vagones, todavía tenían los frenos aplicados. Así, muchas veces había rotura de enganches, ruedas arrastrando y "callos" en las ruedas, además de la pérdida de tiempo para corregir éstos problemas.

Con el sistema equilibrante el maquinista dejó de controlar directamente las presiones de toda la tubería general, haciendo sólo el control de la presión de un pequeño depósito de 220 pulg.cúbicos, situado cerca al manipulador. El "pistón equilibrante" era el responsable por la repartición de la presión del depósito equilibrante en la tubería general y restante del sistema. Ver Figura 11-5.



Introducción del sistema equilibrante.

FIG. II-5.

Con el aumento de la longitud de la tubería general de los trenes (hasta 1200 mt) surgió también un problema con la propagación de las aplicaciones de los frenos de servicio, provocaba además de la demora, una gran diferencia de presión entre los cilindros de freno de los vagones de "cabecera" del tren y los de la "cola" durante las aplicaciones.

En 1903 fué creada una nueva válvula triple que incluía la función de "servicio rápido". Ver Figura II-6.

En esta misma válvula se incluyó también la función de "cargado o recargado retardado" que proporciona el cargado restringido de los depósitos auxiliares de los vagones de la cabecera del tren y no restringido para los vagones de la "cola".

Evidentemente, además de las ventajas presentadas con el uso de la nueva válvula triple, hubo una reducción de consumo de aire con el consecuente alivio de trabajo y desgaste del compresor.

En 1903 se introdujo una nueva válvula triple destinada sólo para carros de pasajeros que permitía

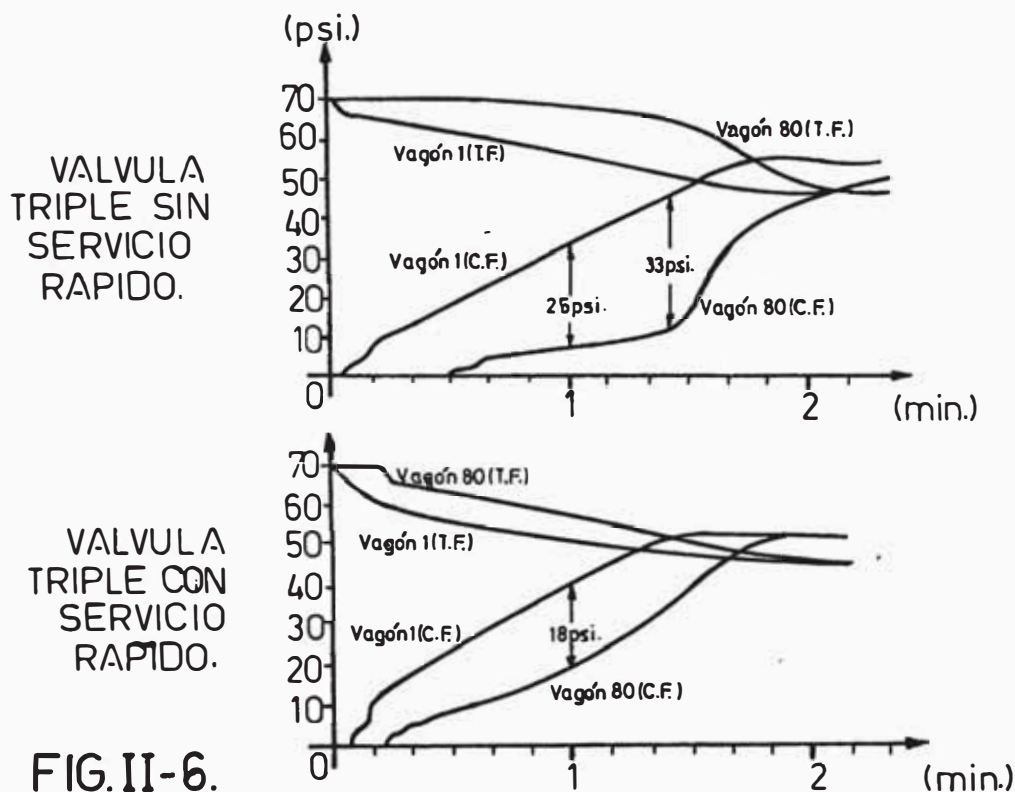


FIG.II-6.

(Ref. 5)

Comparación entre trenes de 80 vagones usando válvulas con servicio rápido y sin servicio rápido

Reducciones de la T.F. (psi.)	Válvula	Distancia de parada(m.)		
		Velocidad inicial(km/h.)		
		16	32	48
5	(1)	262	694	1263
	(2)	101	267	518
10	(1)	99	271	576
	(2)	66	181	332
15	(1)	90	262	465
	(2)	67	177	317

(1) Sin servicio rápido-(válvula triple tipo H)

(2) Con servicio rápido-(válvula triple tipo K)

mayores presiones en emergencia que la válvula triple usada anteriormente, además de una función de "alivio o afloje gradual", donde, mediante aumentos parciales de 2 a 3 psi de la presión de la tubería general, había una reducción proporcional de la presión de los cilindros de freno.

En 1913 se creó una válvula para trenes de pasajeros pesados y largos donde había la parte de emergencia separada de la de servicio. Su principal característica era poder disponer de emergencia con cualquier presión de la tubería general arriba de 35 psi, además de disponer de alivio gradual y servicio rápido.

En cuanto a los vagones, entre 1919 y 1921, se desarrolló el equipo de freno "vacío-cargado" que venía a atender la necesidad de frenado de los vagones de alta capacidad.

La práctica demostró que con el aumento creciente de la capacidad de los vagones y longitud de los trenes, las válvulas triples hasta entonces usadas no satisfacían las condiciones de operación.

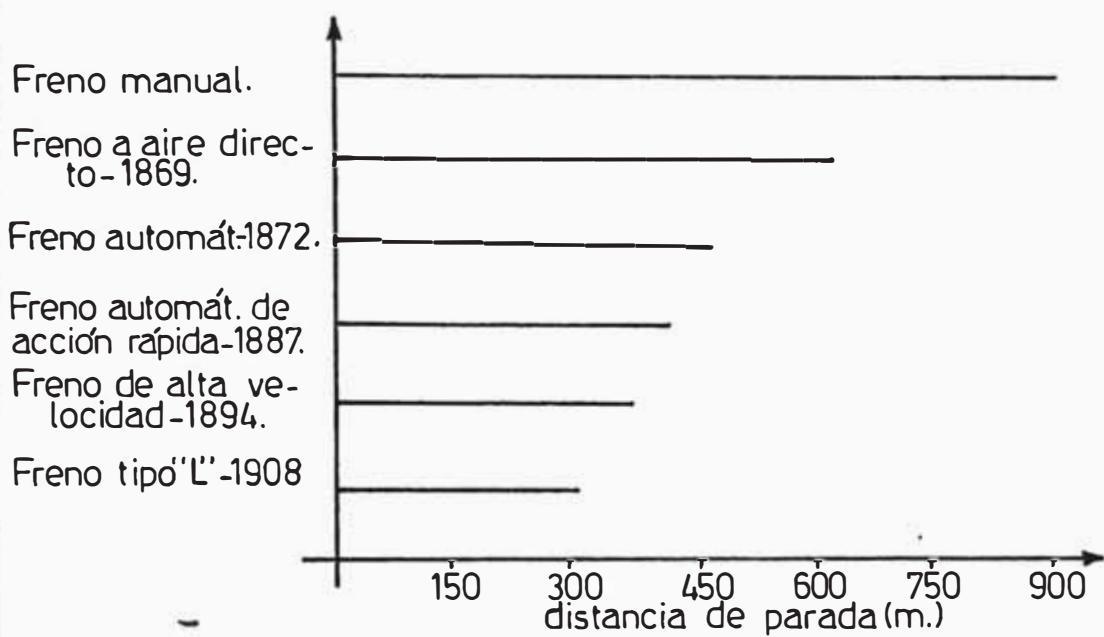
Después de investigaciones y pruebas en 1933 fué aprobada la válvula "AB" para uso, a partir de entonces, en los vagones de carga. Tenfa 2 funciones, una de servicio y otra de emergencia.

La presión de emergencia era 20% mayor que la máxima presión de servicio, para eso, se incluyó el "reservorio de emergencia" (combinado con el auxiliar). Ver Figura II-8.

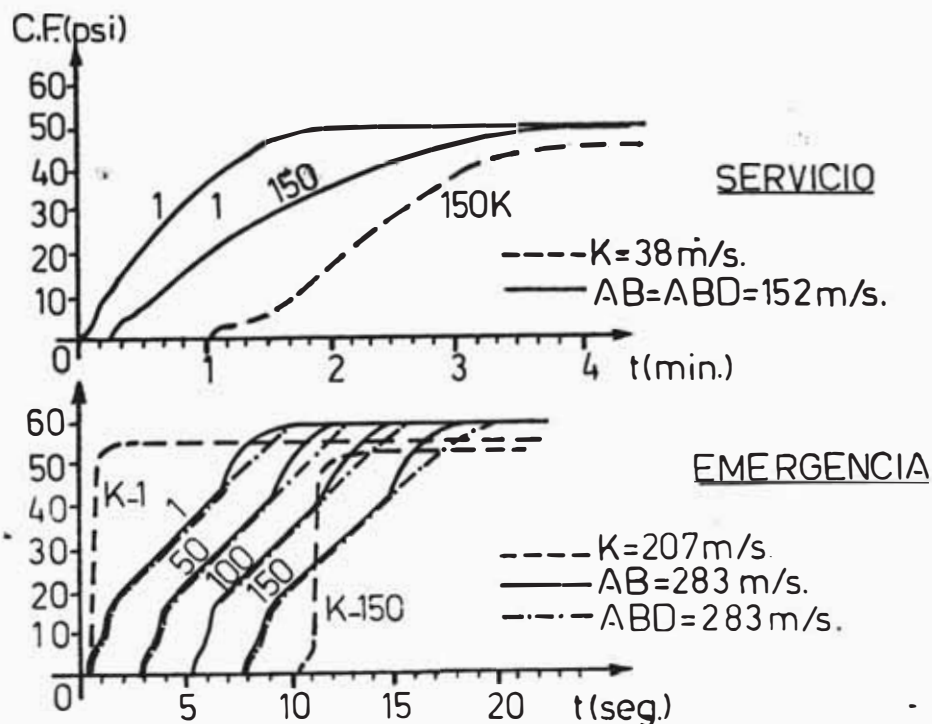
El equipo de freno de los vagones fué siempre pasando por procesos de evolución y perfeccionamiento. Así, en 1950 se difundió el uso de los ajustadores automáticos mecánicos de "huelco".

El uso del ajustador permitió que las luces (huelgo zapata-rueda) fuésen controladas dentro de límites establecidos a fin de acomodar el desgaste de las zapatas y permitir su sustitución sin tener que efectuar ajustes mecánicos posteriores.

La difusión del uso de los ajustadores automáticos de doble acción fué un importante perfeccionamiento en cuanto a la uniformidad de la carrera de los pistones de los vagones de toda la composición.



Evolución de los sistemas de frenos.



Comparación de aplicaciones de servicio y de emergencia-Equipos tipo 'K', 'AB', 'ABD'.

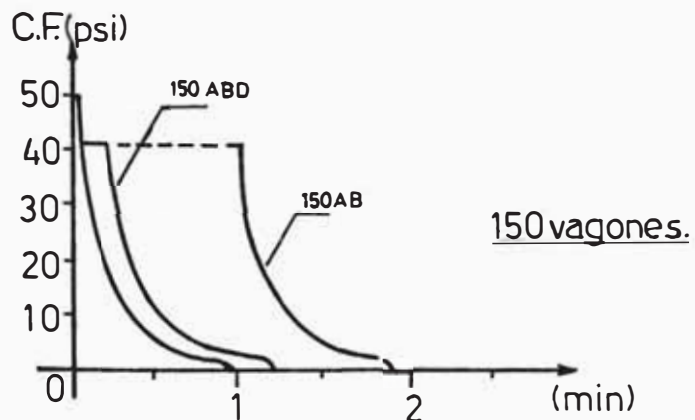
FIG. II-8. (Ref. 5)

En 1964 fué introducida una nueva válvula de control para vagones-válvula "ABD"-esta válvula tenfa todas las funciones de la válvula "AB" patrón, presentando además mayor flexibilidad y confiabilidad de operación, aliados al menor costo de mantención.

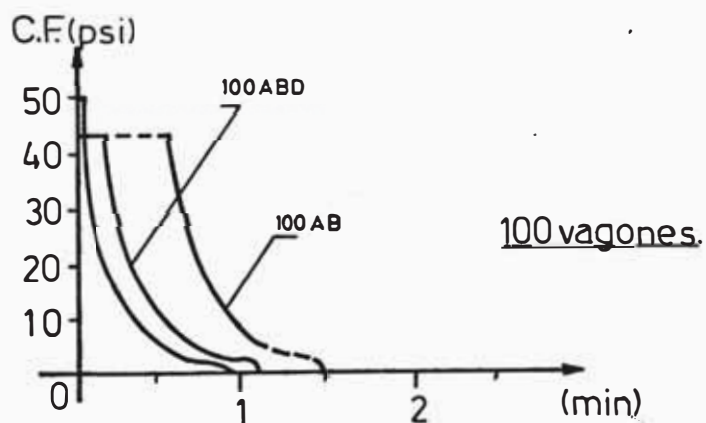
La característica más importante de esta válvula - fué la introducción de la función "alivio acelerado" la cual vino a disminuir el tiempo de inicio - del alivio en la cola además de mejorar su uniformidad. Estos problemas eran extremadamente críticos en trenes largos.

Se entiende por "alivio o afloje acelerado" después de aplicación de servicio, al hecho de usarse parte del aire proveniente del depósito de emergencia (cuya presión no se alteró durante la aplicación de freno de servicio) para ayudar en el recargado de la presión de la tubería general. Ver Figura II-9.

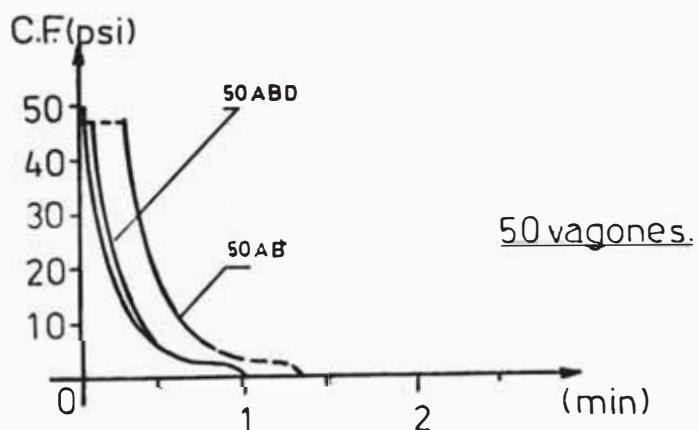
Finalmente, en 1976 fué lanzada la válvula de control "ABDW", para permitir la mantención de la capacidad de retardamiento de trenes de carga más - largos, pesados y rápidos que, por motivos económicos, están predominando en la operación ferroviaria actual. Ver Figura II-10.



-Fugas a lo largo de la T.F. 5psi/min.
-Presión de la T.F. 70psi.



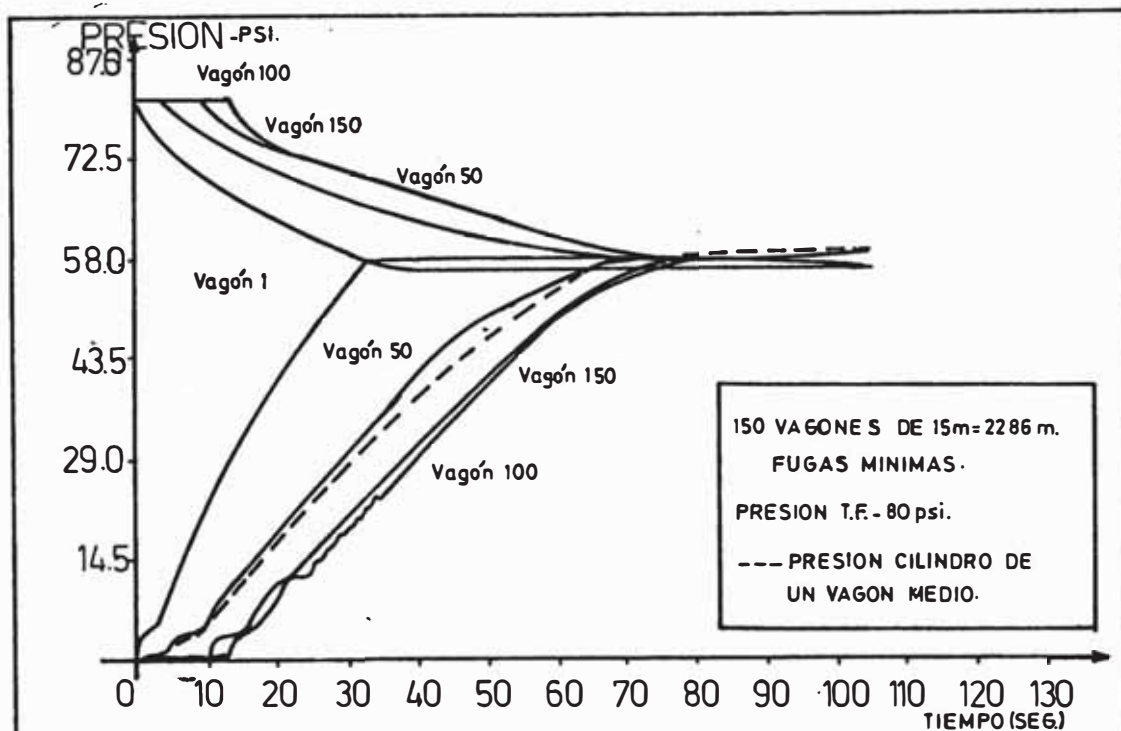
-Fugas a lo largo de la T.F. 5psi/min.
-Presión de la T.F. 70psi.



-Fugas a lo largo de la T.F. 5psi/min.
-Presión de la T.F. 70psi.

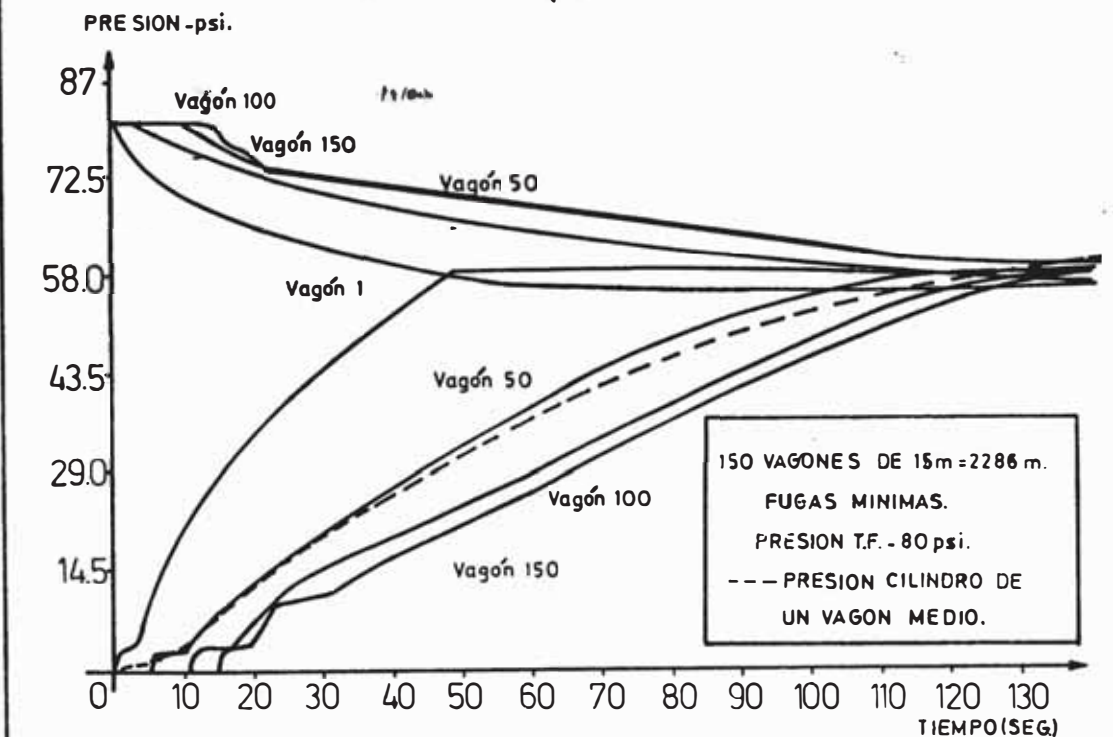
Alivio de aplicaciones totales de servicio.

FIG.II-9. (Ref. 5)



Desempeño ABDW

FIG.II-10.
(Ref. 5)



Desempeño ABD

Esta válvula tiene una nueva función denominada "aplicación acelerada". Las demás características de la válvula de control fueron mantenidas - inalterables.

En cuanto al transporte de pasajeros, entre 1915 y 1935, fué ampliamente utilizado el equipo de freno Universal "UC" que podía ser utilizado en cualquier tipo de carros de pasajeros, lo que no ocurría con los equipos existentes hasta entonces.

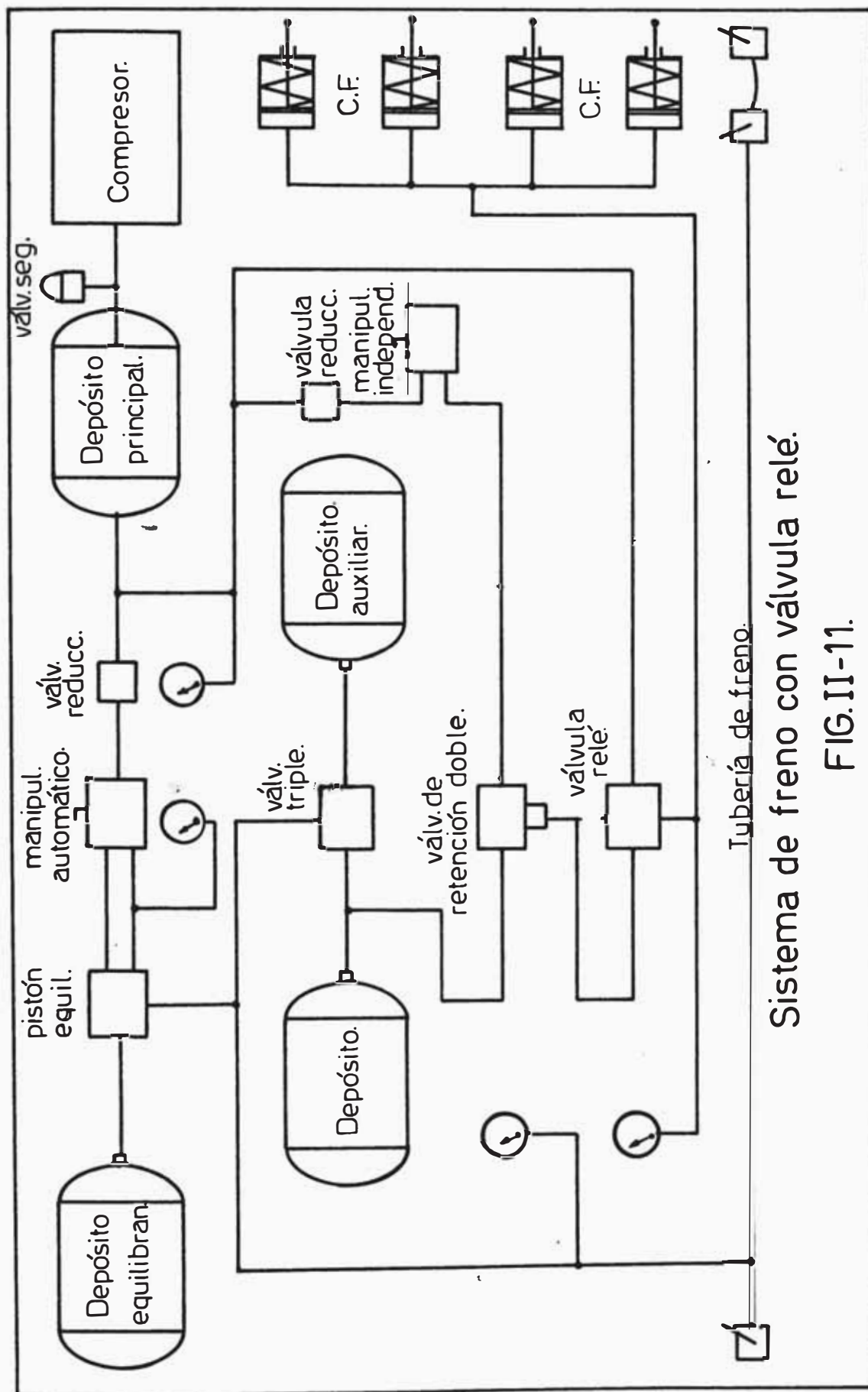
En relación al transporte de pasajeros tipo "suburbio" fué creado en 1907 un equipo de freno electro-neumático, que garantiza la rápida respuesta para - las operaciones. Con todo, se continuó usando la válvula tipo ~~un~~ universal "UC".

Hasta hoy, para el transporte de pasajeros a larga distancia, el equipo de freno continúa siendo de actuación meramente neumático. Con el crecimiento - de los grandes centros urbanos y de la alta densidad poblacional de sus periferias, surgió la necesidad cada vez mayor de transportar, en los trenes - de suburbio y metropolitanos, más pasajeros a velocidades medias cada vez mayores.

La necesidad de frenar composiciones más pesadas y veloces, en tiempos más reducidos, hizo que fuéser desarrollados sistemas de freno electro-neumáticos - que garantizasen desaceleraciones de hasta 1.2 m/seg^2 en aplicaciones de servicio y 1.5 m/seg^2 para emergencia.

En cuanto al sistema de freno para locomotoras, también fué evolucionando a medida en que éstos se tornaban más potentes y pesadas. Con el aumento de peso y velocidad de operación de las locomotras, hubo la necesidad de la instalación de diversos cilindros de freno para que éstos pudiesen producir el esfuerzo suficiente para su parada. En el sistema de frenos existente hasta ese entonces usaban un depósito de aire demasiado grande para abastecer convenientemente todos los cilindros de freno.

El problema fué solucionado incluyéndose una válvula relé en el equipo de freno de la locomotora. Ver Figura II-11. De esta forma, en las aplicaciones de freno, la válvula de control interliga un pequeño depósito auxiliar con otro depósito (Falso volumen de cilindro de freno); la presión resultante es enviada al piloto de la válvula relé, que hace repetir esta presión en todos los cilindros de freno.



Sistema de freno con válvula relé.

FIG.II-11.

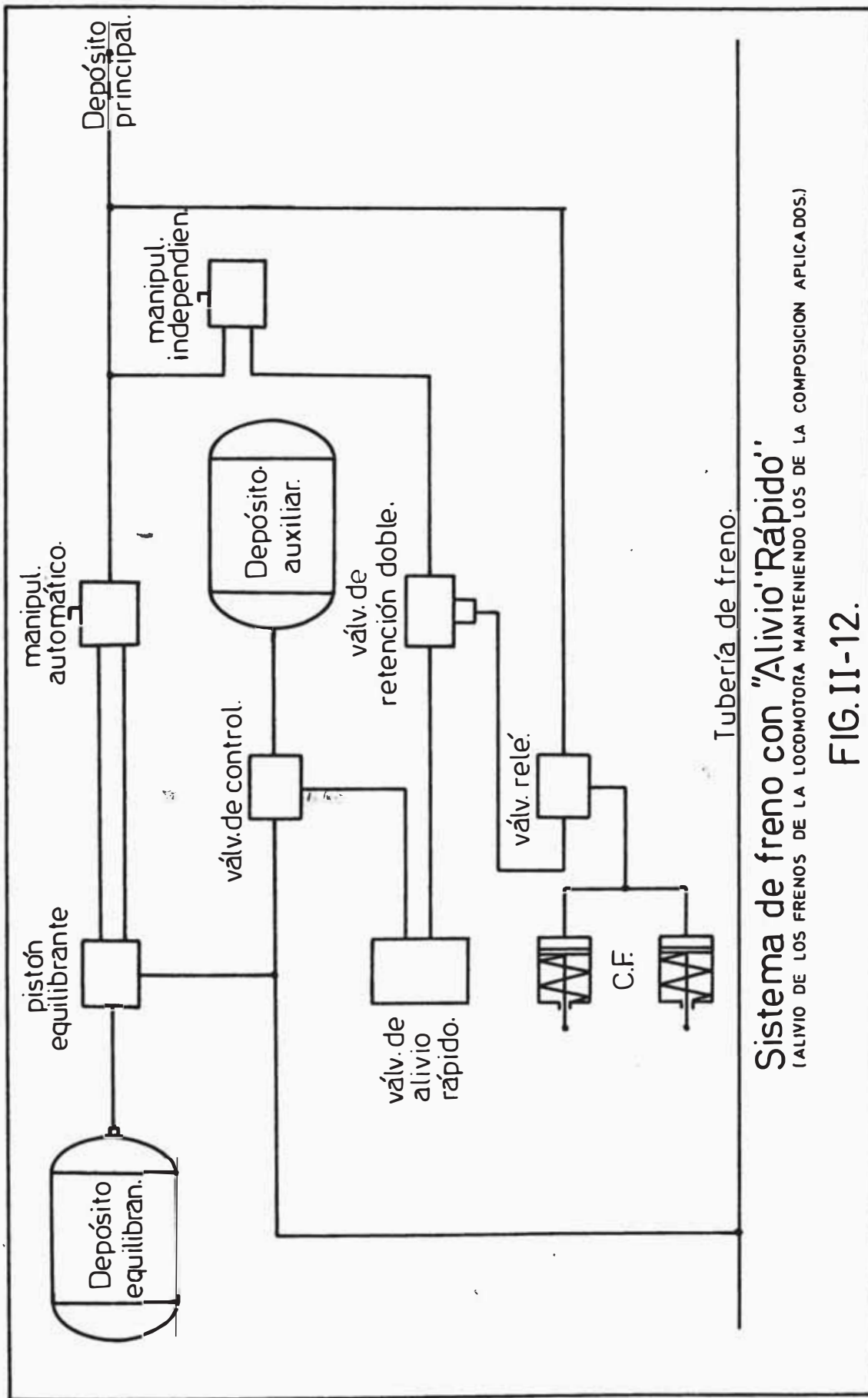
Se introdujo también, en el equipo de freno de las locomotras, un dispositivo que permitió su afloje manteniendo, con todo, los frenos del tren aplicados, ver Figura II-12 y, el sistema de control de seguridad y "Hombre muerto" (control de vigilancia del maquinista). Ver Figura II-13.

Luego, fué colocado en operación, en 1947 un sistema conocido como "24-RL". Finalmente, en 1960, fué lanzado el equipo de freno "26-L", más simple que el sistema anterior, siendo cerca de la mitad del peso del equipo "24-RL".

La mantención de este tipo de equipo es más simple y barata pues se redujo básicamente a sustitución - de piezas de caucho tales como diafragmas y anillos. "0". Las principales funciones y características - del equipo de freno "26-L", que es el más utilizado actualmente, en las locomotoras en operación en muchos países, son detallados en el capítulo 3 , sección 3.1.

2.2 SISTEMAS DE FRENADO USADOS EN EL MUNDO

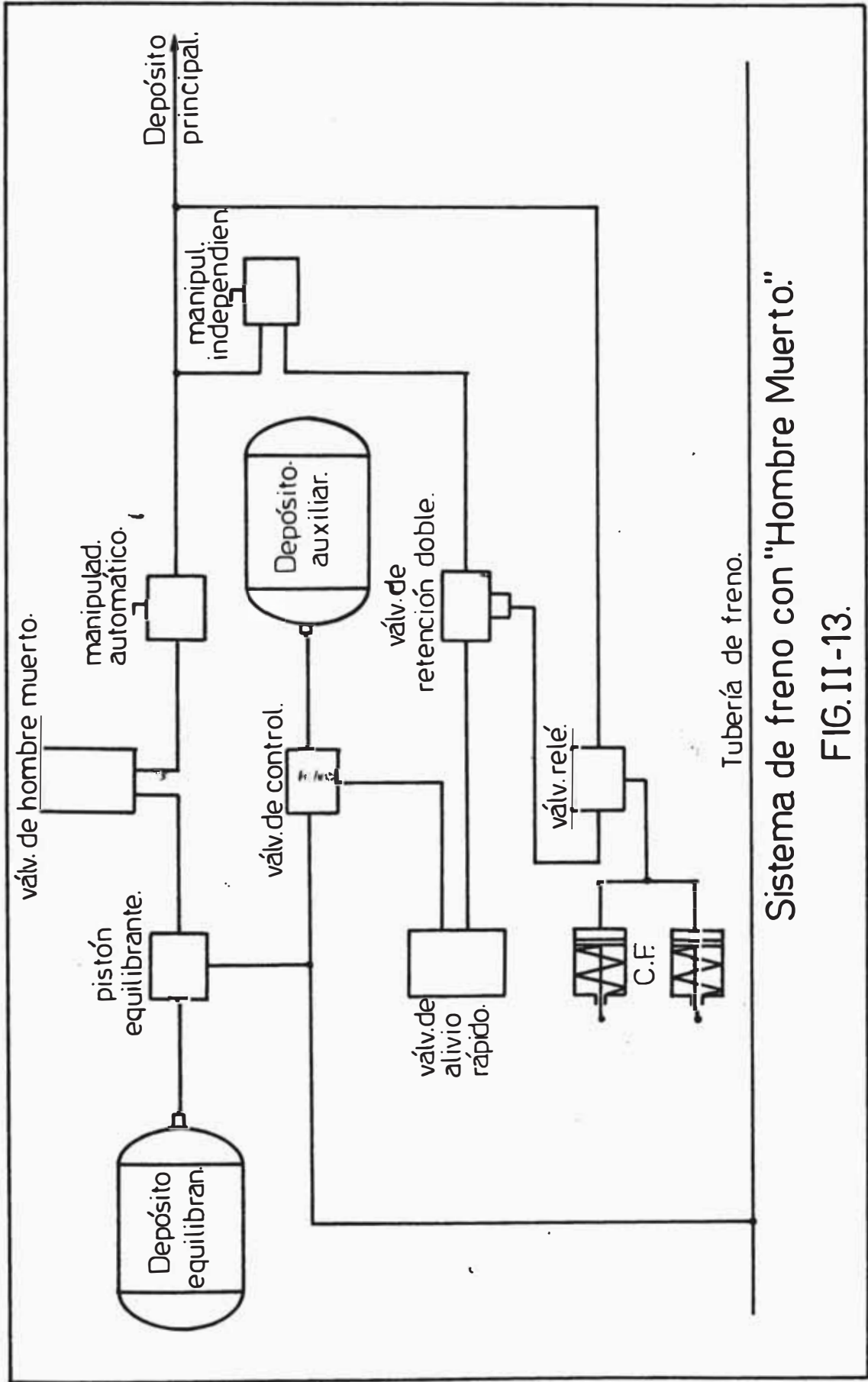
La mayoría de los ferrocarriles en el mundo usan el equipo de freno "26-L" para locomotoras debido a - las grandes características de funcionalidad, opera-



Sistema de freno con "Alivio Rápido"

(ALIVIO DE LOS FRENS DE LA LOCOMOTORA MANTENIENDO LOS DE LA COMPOSICION APLICADOS.)

FIG. II-12.



Sistema de freno con "Hombre Muerto."

FIG.II-13.

cionalidad y facilidad de mantención, pero algunos países aún tienen el tipo 6, 24-RL y 26 que son diseños anteriores al "26-L" pero cuyas funciones son similares.

Lo que sí difiere es el uso, entre ciertos países, de equipo para carros, por ejemplo en toda América, excepto Brasil se usa la válvula de control "AB", "ABD" y "ABDW".

Aunque Brasil también, además de las tres mencionadas arriba, usa una válvula denominada "KNORR" que tiene la particularidad de ser más sencilla aún que las otras 3, y sus componentes internas son más durables y fáciles de realizar su mantención respectiva.

Este tipo de válvula "KNORR", es el que usan algunos países europeos tales como Alemania, España.

2.3 SISTEMA DE FRENO USADO EN EL PERU

En nuestro País el equipo de freno comúnmente usado, en locomotoras, es el "26-L".

Con respecto a válvulas para carros se están usando las válvulas "AB", "ABD" y "ABDW" (aunque existen -

antiguos como la válvula triple "K-1" y "K-2") y la reciente válvula mejorada Z1AМ.

Una de las grandes ventajas del equipo "26-L", además, de ser eficiente, es que permite trabajar o adaptarse al trabajo de válvulas de diferente diseño pero que cumplen similar función en los trenes.

CAPITULO 3

FRENOS EN LOCOMOTORAS

En el Ferrocarril Central, como se ha mencionado antes, las locomotras están equipadas con el freno tipo "26-L" diseñados y suministrados por la WESTINGHOUSE AIR BRAKE COMPANY - División de Frenos de Aire.

Este equipo, también, es usado en el Ferrocarril del Sur, Ferrocarril de Centromfn S.A. y Ferrocarril de la Souther Perú Cooper Corporation.

Es muy importante la presión y el volumen de aire en la operación eficiente del sistema de frenos, pues el funcionamiento del sistema está basado en la distribución de aire comprimido a determinada presión y en volumen apropiado, en relación con el consumo. Cuando el consumo excede el poder de abastecimiento del compresor, más aún si los depósitos principales no tienen suficiente vo-

lumen se pierde el control de la operación de los frenos, o se aplican solos o no se les puede aflojar. En consecuencia es importante operar los frenos empleando el método correcto a fin de no desperdiciar la presión de aire.

3.1 EQUIPO DE FRENO "26-L" PARA LOCOMOTORA

Este equipo proporciona todos los requisitos necesarios para accionar los trenes, tanto con locomotoras para servicio de carga como de pasajeros. Puede adaptarse para cualquier tipo de servicio, sin necesidad de alterar las tuberías o los aparatos básicos y es adecuado también para el funcionamiento de unidades múltiples, con equipo de freno de tipos anteriores.

Entre las (nuevas) características de este equipo se señalarémos la estructura simplificada de las piezas interiores, debido al empleo de émbolos accionados por diafragmas y de válvulas de carrete. Debido a la supresión de émbolos con anillos, válvulas de corredera y asientos, se obtiene una reducción sustancial en los gastos de conservación.

Las características importantes de este equipo son:

1. Aplicaciones y aflojes de los frenos, rápidas y flexibles, para conseguir un funcionamiento suave.
2. Mantenimiento del valor de las presiones en el tubo del freno y en los cilindros del freno, independiente de las pequeñas fugas a lo largo del sistema.
3. Control de seguridad, haciendo aplicaciones de los frenos en caso que el maquinista deje de estar vigilante.
4. Control de sobrevelocidad, provocando aplicaciones de castigo, cuando la velocidad de los motores de tracción excede límites pre-fijados.
5. Control del tren con supresión temporal y permanente, para aplicación del freno de castigo, en caso la velocidad del tren exceda al límite de velocidad. El maquinista puede suprimir temporal o permanente esa aplicación de castigo, por medio de aplicaciones leves y sucesivas, o moviendo el puño del manipulador para la posición de "supresión".
6. Reducción gradual para aplicaciones de castigo del freno, permitiendo que en trenes largos, en -

los casos de castino ocurra un ajuste de los encajes entre vaqones, suavizando la parada.

7.Corte de la tracción y del frenado dinámico en las aplicaciones del freno de castigo y emergencia.

8.Protección de tren dividido (o fraccionamiento del tren), el sistema interrumpe el cargado de la tuberfa principal además de cortar la tracción y el frenado dinámico. En todos estos casos, el sistema acciona el dispositivo de arenero.

3.1.1. Componentes del equipo de freno "26-L"

Con la intención de facilitar la comprensión de los dispositivos dentro del sistema general, se divide la descripción de los componentes en los siguientes items:

3.1.1.1 Sistema de producción y almacenamiento de aire comprimido.

3.1.1.2 Sistema de comando y control del freno

3.1.1.3 Componentes adicionales para control, seguridad y protección.

3.1.1.1 Componentes del sistema de producción v almacenamiento de aire comprimido.

1.- Compresor de aire

Sirve para producir aire comprimido necesario a la operación del sistema de freno de la locomotora y del tren, y para los equipos auxiliares, tales como bocina, limpia-parabrisas, etc.

El compresor de aire puede funcionar acoplado directamente al cigueñal del motor Diesel (caso de las locomotoras Diesel-Eléctricas) o accionado por correas a través del grupo motor-generador (caso de locomotras eléctricas).

Hay aún la posibilidad de accionamiento del compresor a través de motor exclusivo (también para el caso de locomotoras eléctricas).

Un tipo de compresor utilizado en este sistema de freno de locomotoras es el 3-CDB que tiene 2 etapas con 2 cilindros de baja presión con diámetro de 7-3/4" y un cilindro de alta presión con diámetro

de 4-1/8". Su velocidad de régimen es 1100 rpm con un flujo de 247.5 CFM.

Opera en un rango de presión de 125 psi a 140 psi, comandada a través de un gobernador que coloca al compresor de aire cuando la presión cae a 125 psi y lo retira de la compresión cuando la presión pasa de 140 psi. Este rango de presión puede variar de acuerdo con la ferrovía.

2.- Depósitos principales de aire.

Almacenan el aire comprimido producido por la unidad compresora. Las locomotoras poseen normalmente 2 depósitos principales con capacidad de 40 a 60 mil pulg. cúb.

3.-Filtro de aire.

Localizado después del segundo depósito principal, tiene la función de recoger y evitar la entrada de polvo, herrumbre y agua condensada al sistema neumático.

4.- Válvula de seguridad

Tiene la función de proteger al sistema contra presiones excesivas de aire comprimido. Hay, una instalada a la salida del compresor regulada con 35 psi encima de la presión de trabajo del depósito principal y, otra instalada en el primer depósito principal regulada con 10 psi encima de la presión de trabajo del depósito principal.

5.- Válvula automática de drenaje

Tiene la función de descargar la humedad que se acumula en los depósitos principales, a cada ciclo de carga del sistema neumático.

6.- Válvula de retención.

Sirve como protección para evitar la pérdida de aire comprimido del segundo depósito principal, en casos de daños en el equipo de tubería equilibrante de los depósitos principales, garantizando, de esta manera el suministro de aire para la tubería principal de la locomotora.

7.- Gobernador del compresor.

Es un dispositivo destinado a mantener las presiones de aire comprimido del sistema dentro de un rango, desligando el compresor cuando la presión del depósito principal sobrepasa 140 psi y ligándolo cuando la presión cae a 125 psi.

A cada término de ciclo de compresión del compresor, el gobernador envía aire a la válvula de drenaje, para efectuarse una descarga de humedad acumulada en los depósitos principales, durante el ciclo.

8.- Válvula magnética.

En el sistema del compresor, funciona ligada al gobernador, de forma de controlar el accionamiento del dispositivo de descompresión.

3.1.1.2 Componentes del sistema de comando y control de frenado.

1.- Conjunto 'del manipulador del freno N° 30.

Este es un equipo del tipo autorecubridor, proyectado para ser usado con el equipo 26-L a fin de desempeñar las funciones de comando del freno automático (locomotora más tren) y del freno independiente (locomotora sola).

1.1 Manipulador de freno "30ACDW"

Proyectado de forma de integrarse armoniosamente con la estética de locomotoras de cabinas modernas, este manipulador es montado sobre una consola, el soporte de tubos queda escondido bajo la consola permitiendo una instalación compacta, ocupando un mínimo de espacio.

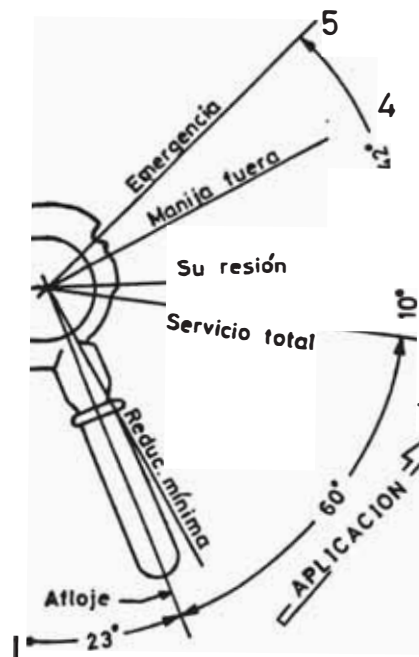
Funcionalmente el manipulador "30ACDW" incorpora:

- Manipulador de freno automático, que regula la presión de la tubería general y comanda los frenos de la locomotora y del tren en conjunto.

El puño del manipulador del freno automático posee 6 posiciones, a lo largo de su desplazamiento, que son, de frente para atrás: alivio, reducción mínima, servicio total, supresión, -

puño fuera y emergencia.

- Manipulador de freno independiente, - que comanda la aplicación y el alivio, sólo de los frenos de la locomotora, posee 2 posiciones a lo largo de su desplazamiento que son, de frente para atrás: alivio y aplicación.



Posiciones de la manija del freno automático.

- Válvula piloto interruptora.

Sirve para aislar el manipulador de freno, cuando el puesto de comando es abandonado por el maquinista o para la prueba de fugas del tren, y para prepa

rarlo para comandar trenes de carga o de pasajeros.

Es operada por un puño y posee 3 posiciones:

"PASS" (pasajero), "FRT" (carga) y "OUT" (desligado).

En las operaciones normales de locomotora como unidad comandante, se posiciona el puño en "PASS" (en caso de tren traccionado de pasajeros) y en "FRT" (en caso de tren traccionado de cargas). La posición "OUT" es usada para cuando se remolca la locomotora "muerta" o como unidad comandada en tracción múltiple, o aún para hacer una prueba de fugas del tren.

1.2 Módulo del manipulador de freno

"30CW"

Hace parte del conjunto del manipulador del freno, y permite suprimir las necesidades de grandes volúmenes de aire, se constituye de una válvula relé para control de la tubería general a través de la regulación de la presión del -

depósito equilibrante. Posee una válvula interruptora de cargamento de la tubería general y una válvula de descarga de alta capacidad para descargar la tubería general, en caso de consumo o pérdida de la presión por el manipulador de freno.

1.3 Válvula interruptora del depósito equilibrante.

Es una válvula que permite la operación del equipo con trenes de pasajeros o de carga, transformando el alivio gradual de los frenos en alivio directo.

1.4 Dispositivo interruptor duplo

Es utilizado para completar las funciones de la válvula piloto interruptora. Cuando ésta se coloca en "OUT" el aire del depósito principal actúa como presión de comando en el dispositivo interruptor duplo, completando el aislamiento del puesto de comando.

En las posiciones "PASS" y "FRT" el dispositivo queda sin presión de comando, funcionando como simples pasajes -

del aire de la tuberfa principal y del depósito equilibrante.

2. Depósito equilibrante.

Es un depósito que provee una referencia inmediata al módulo del manipulador para alivio o aplicación del sistema de frenos. En función de la posición del manipulador del freno, ocurre una variación en la presión del depósito equilibrante proporcional al desplazamiento del puño entre las posiciones "alivio" y "servicio". Esa variación es reflejada en idéntica proporción en la presión del tubo general (o del freno) a través del módulo del manipulador.

3.- Válvula de control F-26

Es una válvula del tipo automático al cual son fijadas una "porción de servicio" y una "porción de alivio rápido".

La "porción de servicio" es capaz de responder a las variaciones de la presión de la tuberfa principal, para apli

caciones de servicio o de emergencia. La "porción de alivio rápido" permite el alivio de los frenos de la locomotora, a través del manipulador del freno independiente, lo mismo si hay una aplicación del freno automático del tren.

4.- Depósito auxiliar

Es destinado a almacenar aire comprimido de la tubería principal para la aplicación de los frenos automáticos de la locomotora, proporcionalmente a las reducciones de la tubería principal (general o de freno).

5.- Depósito de volumen

Siempre que haya una aplicación del freno automático, el aire del depósito fluye a través de la válvula de control, para el depósito de volumen, en proporción a la reducción de presión de la tubería principal. La presión en ese depósito es reproducida en los cilindros del freno por una válvula relé.

6.- Depósito de control.

Sirve como volumen de referencia para mover y mantener la válvula de control en la posición de aplicación de freno (servicio o emergencia), controlando en los cilindros del freno el abastecimiento y descarga del aire proveniente del depósito auxiliar.

7.- Depósito de volumen selector

Controla la operación de la válvula selectora en la válvula de control, para proporcionar servicio rápido y facilitar la operación de alivio gradual o alivio directo, de acuerdo con el uso de la locomotora.

8.- Válvula relé J-1

Es una válvula operada por diafragma, auto-recubridora y de alta capacidad. Su finalidad es proveer o descargar la presión de aire de los cilindros del freno, durante las aplicaciones o alivios a través del freno automático o freno independiente.

9.- Tuberfa general o tuberfa del automático

Es una tuberfa que recorre todo el tren, desde la locomotora hasta el último vagón. A través de variación de presión de esta tuberfa, los frenos son controlados en sus tres funciones básicas: cargado, aplicación y alivio.

10.- Tuberfa equilibrante de los depósitos principales.

Es una tuberfa que sirve para cargar uniformemente todos los depósitos principales de varias locomotoras operando en comando múltiple. Su cargado es hecho a través de una válvula de retención con orificio de retorno.

Esta válvula sirve como protección en caso haya una rotura de mangueras, entre locomotoras, manteniendo una presión segura en los depósitos principales de todas las locomotoras, pues la salida del compresor es mayor que la fuga de aire por el orificio de retorno.

11.- Tubería equilibrante de los cilindros de freno.

Es la tubería responsable por la transferencia de las aplicaciones o alivios de los frenos automático o independiente, originados en la locomotora comandante.

12.- Cilindros de freno y aparejos de freno.

Sirven para transmitir el esfuerzo de frenado a las zapatas/ruedas de la locomotora a través de la timonería (palancas) en el caso de los cilindros de freno tipo "UALI", y directo en cada rueda, en caso del sistema de freno tipo PS-80.

3.1.1.3 Componentes adicionales para control, seguridad y protección.

1.- Válvula de aplicación del freno de castigo P-2A.

Es usada para operar aplicaciones de freno cuando es accionada por uno de los siguientes dispositivos:

- Control de exceso de velocidad.
- Control del tren.
- Control de seguridad (hombre muerto).

Esta válvula es pilotada por dispositivos de descarga que comprenden, válvula magnética para el control de exceso de velocidad y, una válvula pedal (o válvula magnética) para el control de seguridad. Siempre que fuere excedido el límite de velocidad máxima autorizada, la válvula magnética actúa provocando una aplicación de servicio total.

De la misma forma, en caso el maquinista no comprueba su vigilancia a través de presión sobre el pedal de la "válvula pedal" durante todo el tiempo o periódicamente, dependiendo del equipo -- instalado en la locomotora.

2.- Válvula piloto interruptora de cargado A-1.

Es usada para la protección durante el fraccionamiento de trenes, proveyendo las siguientes funciones:

- Lanzamiento de arena, automáticamente.
- Desligado de la tracción.
- Interrupción de la tubería general del freno.

3.- Válvula de unidad múltiple MU-2A.

Es una válvula de operación manual usada en conjunto con una válvula selectora, para permitir tracción múltiple de una locomotora con equipo 26-L con locomotoras equipadas con freno tipo 6, 26 ó 24.

Ejerce la función de condicionar la locomotora para operar conforme a las siguientes posiciones:

- Comandante o muerta.
- Comandada 6-26.
- Comandada 24.

4.- Válvula selectora F-1

Ejerce la función de preparar el equipo de freno independiente de la locomotora, para comandar o ser comandada por otros tipos de equipo de freno, sirviendo, para transferir para las locomo-

toras comandadas, las aplicaciones y alivios de los frenos originados en la comandante.

Desempeña la función de proteger el equipo de freno de una locomotora comandada, mediante la reposición automática de control de freno independiente para la posición de comandante, en la eventualidad de una separación entre las locomotoras en tracción múltiple.

5.- Válvula magnética de intertravamiento.

Es usada una unidad de intertravamiento dinámico. Consiste de 2 válvulas de retención opuestas, una bobina y una armadura. Los terminales de la bobina son ligados al circuito eléctrico del freno dinámico.

Cuando el freno dinámico es aplicado durante una aplicación automática de frenos, la válvula magnética es energizada y esto provoca el alivio del freno automático o impide su aplicación -

en la locomotora, en todo el tiempo que estuviera actuando el freno dinámico.

Entretanto, durante la actuación del freno dinámico, permanece disponible la aplicación y el alivio por el freno independiente.

6.- Válvula magnética de control de velocidad.

En este equipo, es usado para iniciar una aplicación por el dispositivo de "control de exceso de velocidad".

Consiste de una válvula superior, una válvula inferior, un resorte, una bobina y una armadura. Durante la operación normal, la bobina queda energizada, con la válvula inferior asentada en su asiento y la válvula superior abierta, por la fuerza del resorte.

Cuando la velocidad del tren excede la velocidad de límite pre-determinado, el circuito de sobrevelocidad es interrumpido y desenergizado, permitiendo al resorte mover la válvula inferior fuera -

de su asiento y asentando la válvula superior. En esa situación, habrá una aplicación de frenos a través de la válvula de aplicación de castigo. El alivio de los frenos no puede ser hecho hasta que la velocidad sea reducida abajo de límite pre-determinado, cuando la bobina será nuevamente energizada, impidiendo cualquier descarga de aire de la válvula de aplicación.

7.- Válvula de retención doble.

Es usada cuando se desea controlar un dispositivo a través de 2 fuentes distintas. Consiste de una válvula re-
tensora interna con anillos "O", que cierra automáticamente uno de los pasajes de control y liga el otro pasaje a la salida común. Esto es, la válvula re-
tensora es controlada por la diferencia de presiones de 2 fuentes, permitiendo que la mayor presión fluya por la salida común. Es usada para orientar el aire o de la válvula de control o del manipulador independiente para la válvula re-
lé.

8.- Válvula de descarga N° 8.

Es una válvula de gran capacidad operada por diafragma, cuya función es agotar el aire de la tubería general cuando ocurre una aplicación de emergencia por el manipulador del freno automático.

En una aplicación de servicio, esa válvula no es afectada por el ritmo de caída de presión de la tubería general, pues los pasajes internos son calibrados para accionar la descarga de la válvula solamente bajo comando de una depresión a nivel de emergencia.

Fig. 10

9.- Válvula de emergencia de 1-1/4"

Es una válvula de accionamiento manual de gran capacidad de vaciado, operada a través de accionamiento por palanca. Es montada en ramal de tuberías de 1-1/4" desde la tubería general, hasta uno o más puntos de la locomotora, dependiendo de la disposición de la tubería, de manera conveniente para un accionamiento de emergencia en toda composición.

10.- Indicador de flujo

Es un dispositivo auxiliar utilizado para mantener al maquinista informado sobre la situación de la tubería general de todo el tren. Funciona a través de indicación de 2 agujas, una de ellas ajustable para referencia y otra variable de acuerdo con la variación de la tubería general, de forma que fijándose la aguja ajustable en la posición de cargado total, el maquinista puede verificar cuando el equipo de todo el tren está totalmente cargado, en el cargado inicial o en el recargado después de aplicación y también acompañar cualquier alteración en la presión de la tubería general, causada por fugas del sistema, fraccionamiento de tren, rotura de tuberías o alguna otra causa.

3.1.2 Descripción del funcionamiento

3.1.2.1 Freno automático

1.- Cargado/alivio

Para cargar el equipo se coloca el puño del manipulador en la posición de alivio. El aire del depósito principal

entra en el manipulador "30-ACD4" y -
en el módulo "30-CW".

En el manipulador, el aire es reducido a una presión de operación y fluye por la válvula interruptora del depósito - equilibrante y válvula de aplicación - de castigo, abasteciendo el depósito - equilibrante; y entrando en continuidad en el módulo del manipulador, donde la presión del depósito equilibrante sirve de presión de referencia para que - el depósito principal cargue la tubería general.

En esa posición el aire de la tubería - general entra en la válvula de control - abasteciendo los depósitos y promoviendo una soltura de los frenos a través - de la válvula relé.

2.- Servicio

Para aplicar el freno se mueve el puño del manipulador para la zona de - servicio, reduciéndose la presión de - aire del depósito equilibrante. A par

tir del manipulador del freno, y de ahí, en el módulo, esa reducción reproduce una reducción proporcional en la tubería general.

Esa reducción en la tubería general, - hace operar la válvula de control que envía presión de comando para accionar la válvula relé que a su vez hace llegar el aire del depósito principal a los cilindros del freno.

La posición de servicio incluye las posiciones de "reducción mínima", "zona de servicio" y "servicio total". Cuando se mueve el puño del manipulador para la posición de "reducción mínima", - se obtiene una reducción nominal de 6 psi en el depósito equilibrante. La reducción de "servicio total", corresponde a una aplicación máxima de servicio.

3.- Supresión

Esa posición es usada para anular una aplicación de freno por el control de seguridad o control de exceso de ve-

locidad, desde que el puño del manipulador 30 ACDW sea colocado en esta posición antes que expire el período de tiempo determinado por el anunciador so noro (generalmente pito de aviso).

El manipulador es proyectado de tal manera que siempre que se coloca el puño en la posición de "supresión", es obtenida una aplicación de servicio total, como se describió en el ítem anterior.

En esa posición el manipulador 30 ACDW envía una presión de comando para la válvula de aplicación de castigo a fin de anular una aplicación iniciada por el control de seguridad o exceso de velocidad, o aún para recondicionar la válvula de aplicación de freno de castigo, después que una de esas aplicaciones de castigo ha sido completada.

4.- Puño afuera

Esta es una posición usada para con dicionar el manipulador en las unidades comandadas y en tracción múltiple y en

las locomotoras a ser remolcadas "muertas" en un tren.

La presión en la tubería general es reducida a cero y las varias válvulas internas del manipulador se posicionan de forma de tornar inoperantes las funciones normales del manipulador.

Normalmente, después de colocar el puño del manipulador en "puño afuera", la válvula piloto interruptora del manipulador es colocada en posición "out" (desligado) y el aire del depósito principal actúa en el módulo del manipulador, cerrando la válvula interruptora de la tubería general, y así impide el cargado de la tubería general por el manipulador aislado.

5.- Emergencia

En esta posición la presión de la tubería general es descargada con la mayor rapidez posible, a fin de producir una reducción de emergencia en la tubería general.

La caída de presión de la tubería general, es hecha a través del módulo del manipulador, y es reflejada en el depósito equilibrante, reduciendo la presión, en él existente, a cero.

La actuación de la válvula de control es semejante al descrito en la posición "Servicio" con la diferencia de que la presión final en los cilindros de freno será mayor que en una aplicación de servicio.

3.1.2.2 Freno independiente

La operación del freno independiente permite el control de la presión de los cilindros del freno, independientemente del freno automático. El alivio del freno es obtenido haciéndose una depresión del puño, así el aire de la tubería principal sale del manipulador y pasa por la válvula de unidad múltiple, para actuar en la válvula de control, que habilita el descargado de aire de los cilindros del freno a través de la válvula relé.

Al moverse el puño de la posición de alivio a la posición de aplicación total, el aire de la tubería principal sale del manipulador, pasa por la válvula de unidad múltiple y por una válvula de doble retención, va a actuar en la válvula relé, de forma que ésta envía aire a los cilindros de los frenos.

3.1.2.3 Dispositivo de tracción múltiple

Consta de una válvula de unidad múltiple, válvula selectora y válvula de descarga y permite el acoplamiento de varias unidades motrices formando locomotoras de gran esfuerzo tractor bajo comando único.

La válvula de unidad múltiple condiciona la locomotora para operar conforme a una de las posiciones: "comandante o muerta", comandada 6-26, comandada 24-26.

La válvula selectora efectúa la transferencia de las aplicaciones y de los alivios del freno para las locomotoras comandadas

3.1.2.4 Dispositivo de control de seguridad y exceso de velocidad

Consta de una válvula de aplicación de castigo, instalada de forma que el aire del manipulador de freno para el depósito equilibrante pase por ella.

Cuando hubiese una indicación de que el maquinista no está vigilante, o cuando el sistema de protección contra exceso de velocidad fuera accionado; la válvula de aplicación de castigo, dará un aviso sonoro por medio del pito y promoverá una aplicación del freno de castigo, que podrá ser suprimida, caso el maquinista efectúe la normalización de operación y movimiento el puño del manipulador para la posición de "supresión".

3.1.2.5 Dispositivo contra fraccionamiento de tren.

Este dispositivo garantiza, por medio de la válvula piloto interruptora de carga, la aplicación de emergencia, debido al fraccionamiento del tren, que -

causa la pérdida de presión de la tubería general.

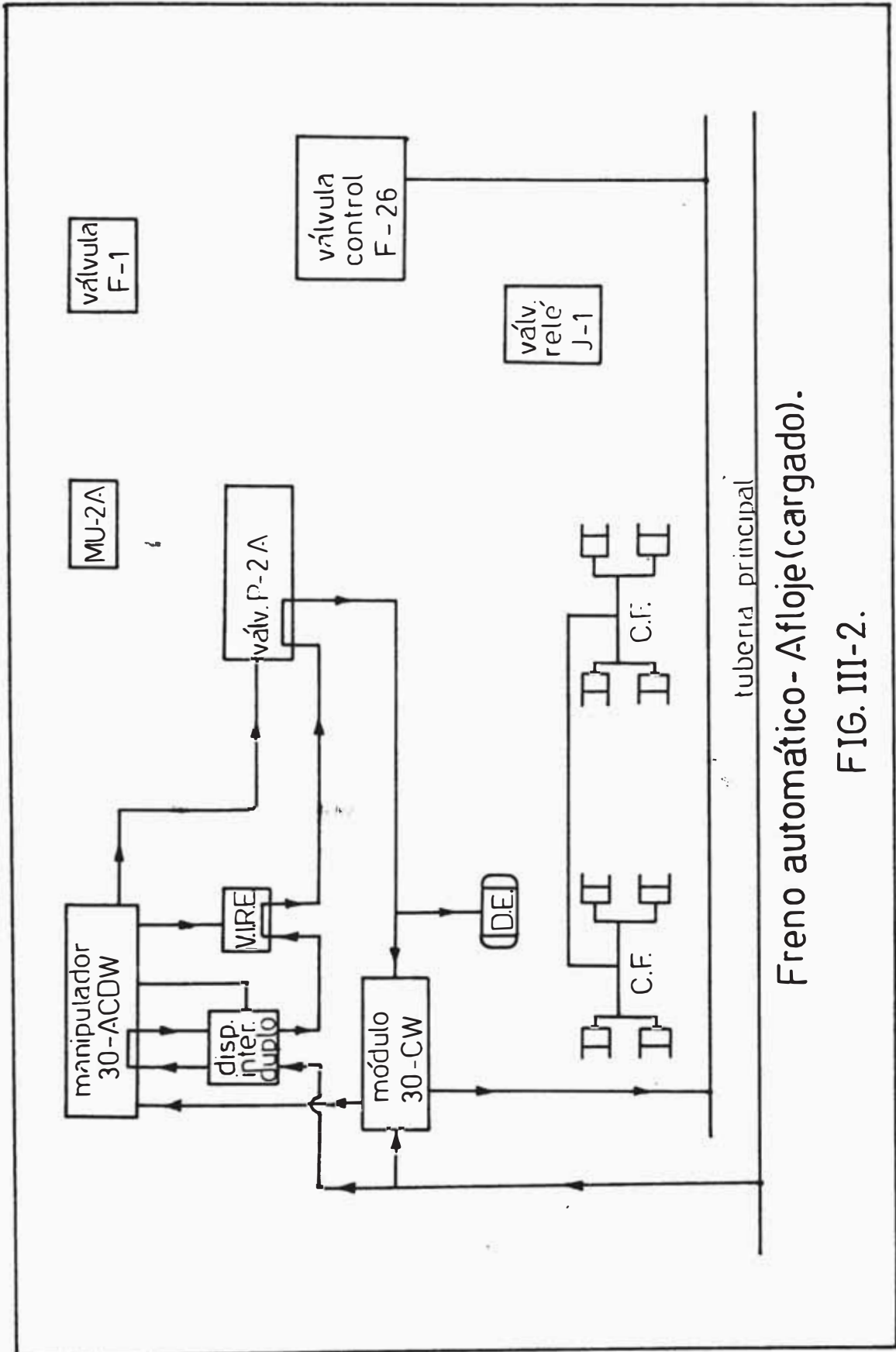
Además de eso, complementa la aplicación con las siguientes funciones:

- Interrupción del cargado de la tubería general, garantizando que con las locomotoras modernas, equipadas con compresores de gran capacidad, la aplicación se efectúe.
- Corte de tracción y del freno dinámico.
- Accionamiento del dispositivo de lanzamiento de arena.

Adjunto, a continuación, el funcionamiento en forma gráfica del equipo 26-L. Ver Figuras del III-1 al III-8.

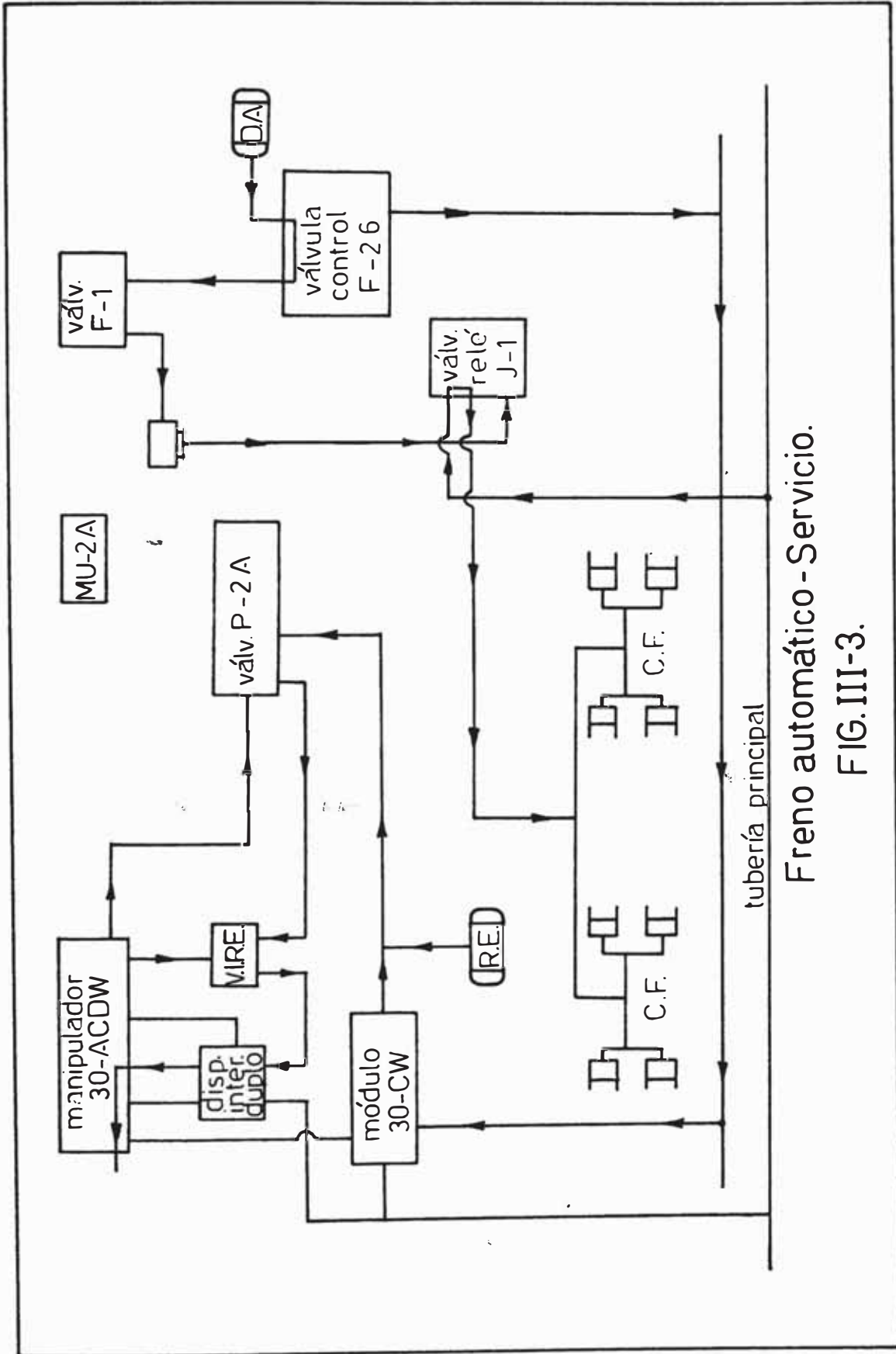
3.2 DISPOSICIÓN FÍSICA DE LOS FRENS EN LA LOCOMOTORA

Las diversas válvulas que componen el equipo de freno tipo 26-L están distribuidas tanto en la cabina del maquinista y capota corta como en el chasis de la locomotora, de acuerdo a la función de cada una de ellas, y a la facilidad de operación (cercanía) de las mismas para permitir el accionamiento de los frenos.



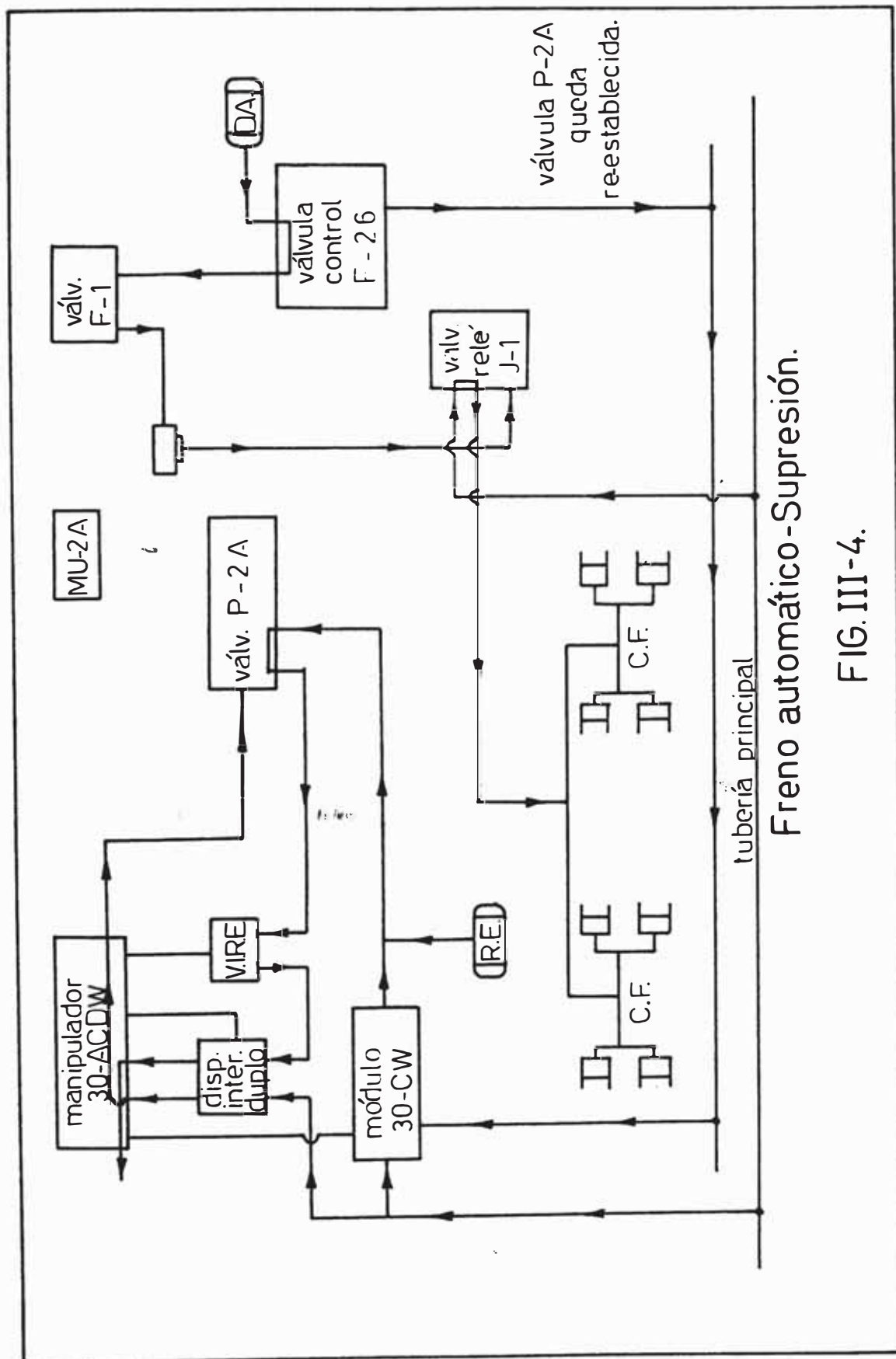
Freno automático - Afloje (cargado).

FIG. III-2.



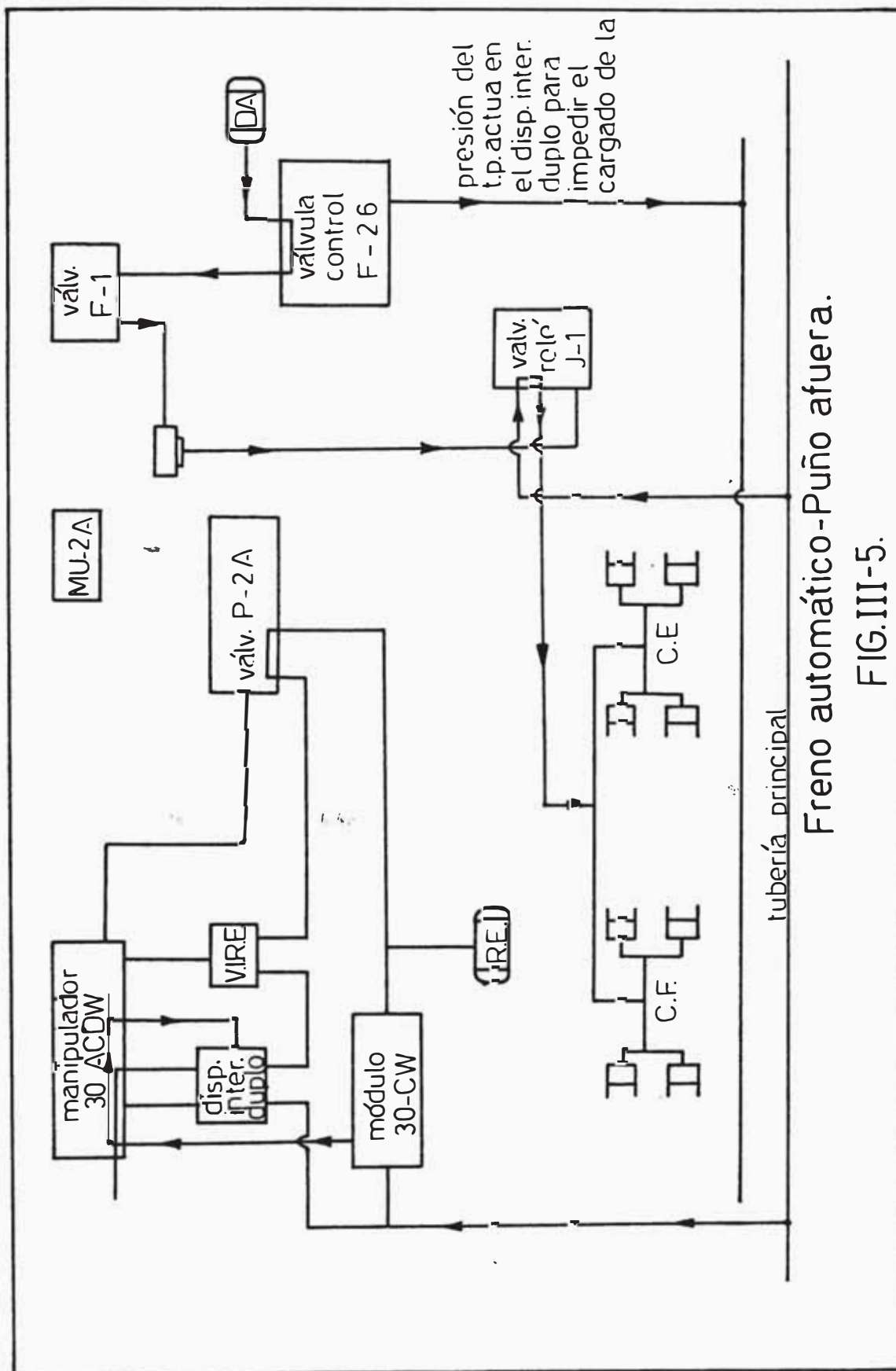
Freno automático - Servicio.

FIG. III-3.



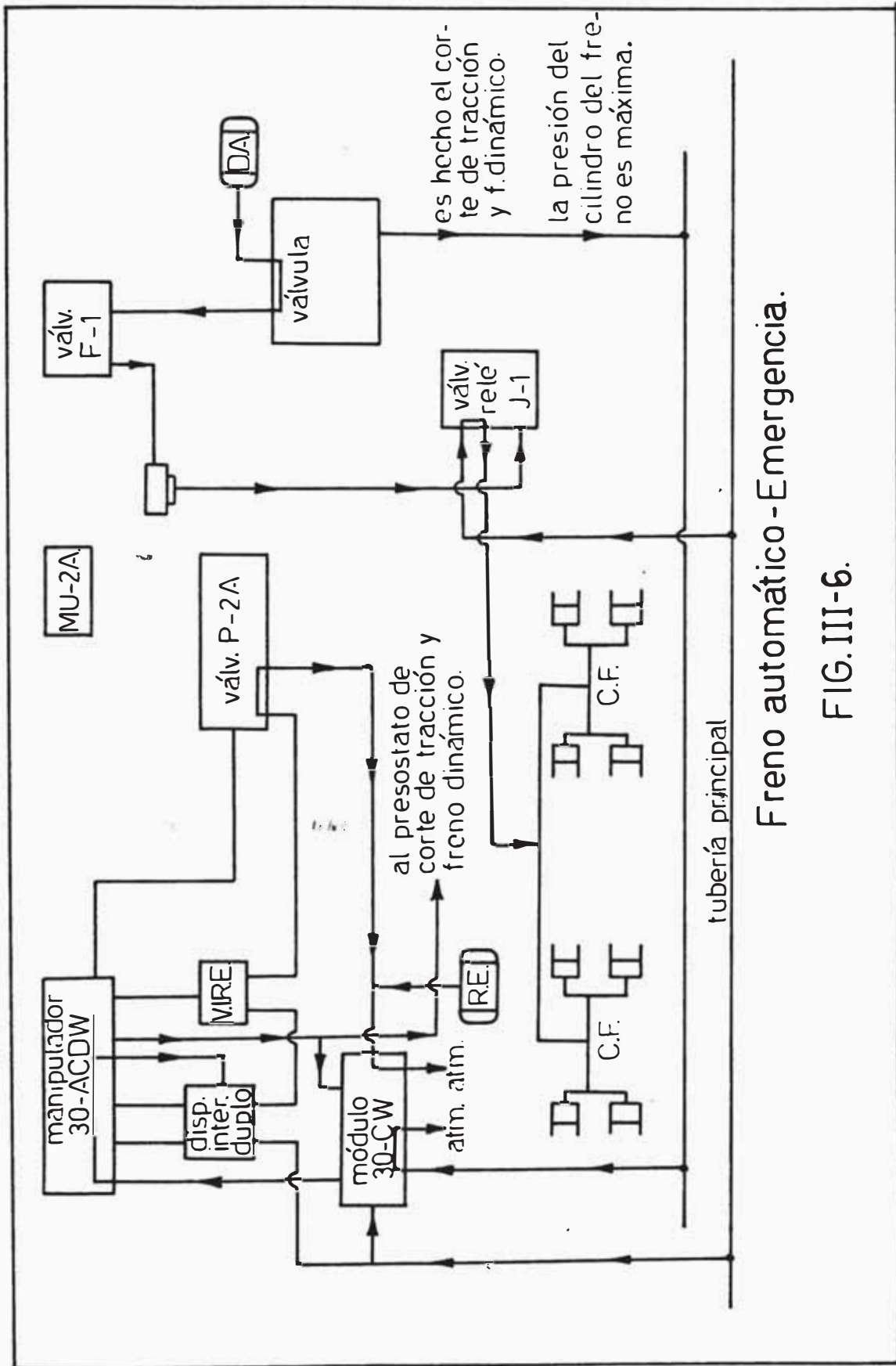
Freno automático-Supresión.

FIG. III-4.



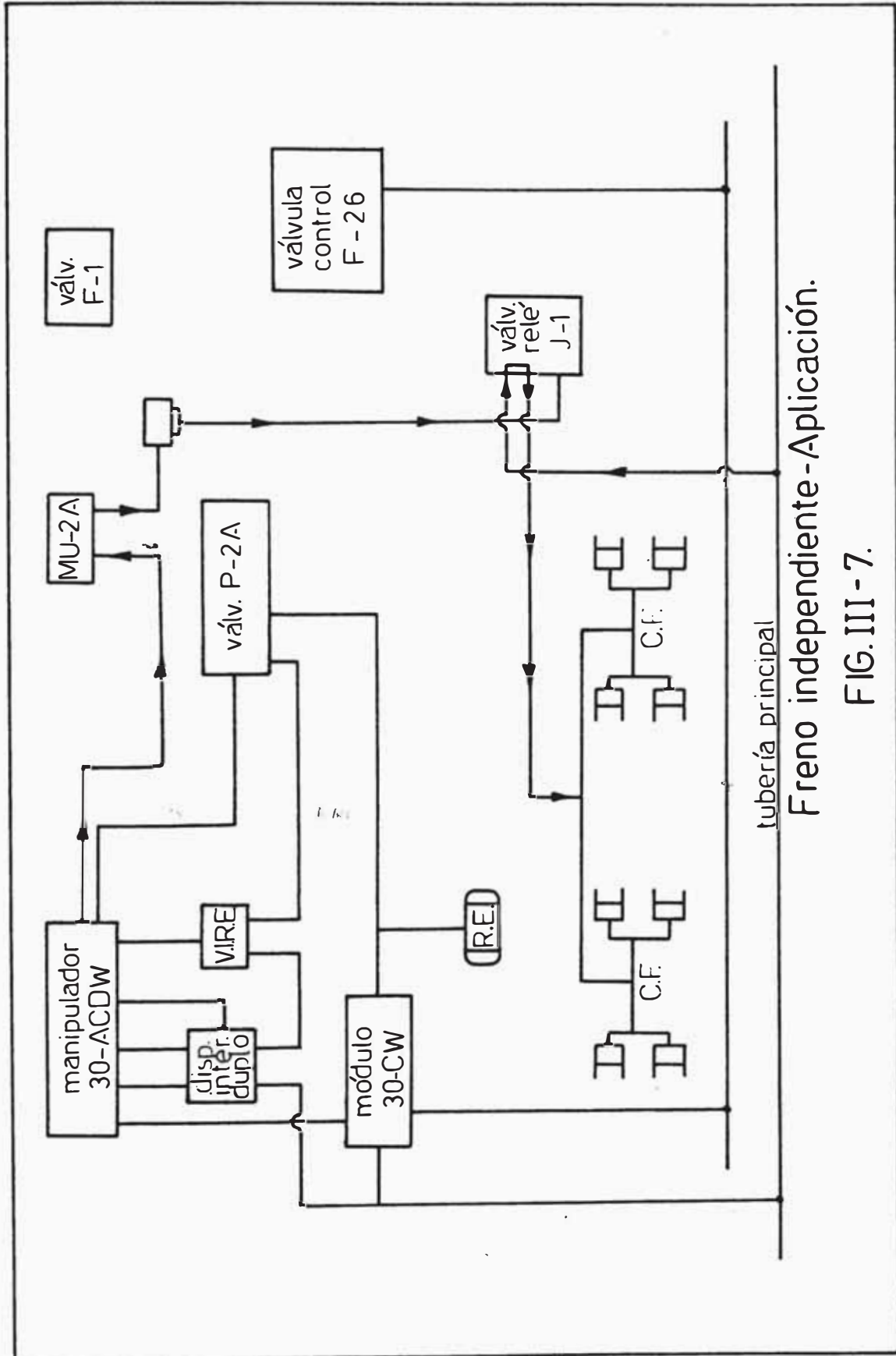
Freno automático-Puño afuera.

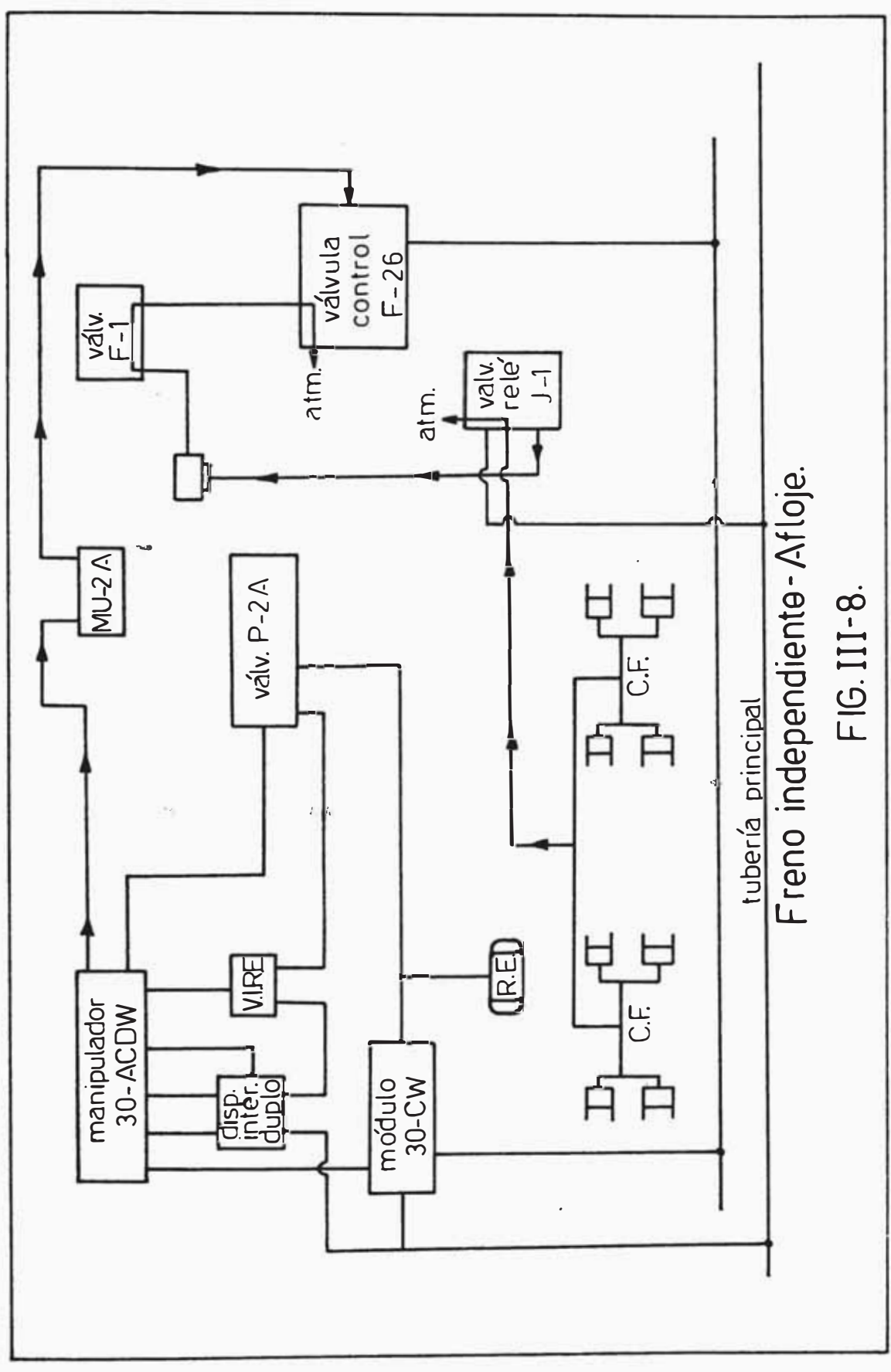
FIG.III-5.



Freno automático - Emergencia.

FIG. III-6.





Freno independiente - Afloje.

FIG. III-8.

Es así que, generalmente, en la cabina del maquinista, zona delantera de la máquina llamado "canota corta", se encuentran:

P-2A-Válvula de aplicación del freno.

J-1A-Válvula relé (o relevadora)

F-1- Válvula selectora.

A-1- Válvula piloto de incomunicar de carga.

K-M-Válvula de descarga

En la misma sala del maquinista, sobre un pedestal - se encuentran las válvulas:

C-26-Válvula del maquinista o válvula automática.

SA-26-Válvula del freno independiente-

MU-2A-Válvula de unidad múltiple.

D-1-Válvula de pié o válvula de pedal.

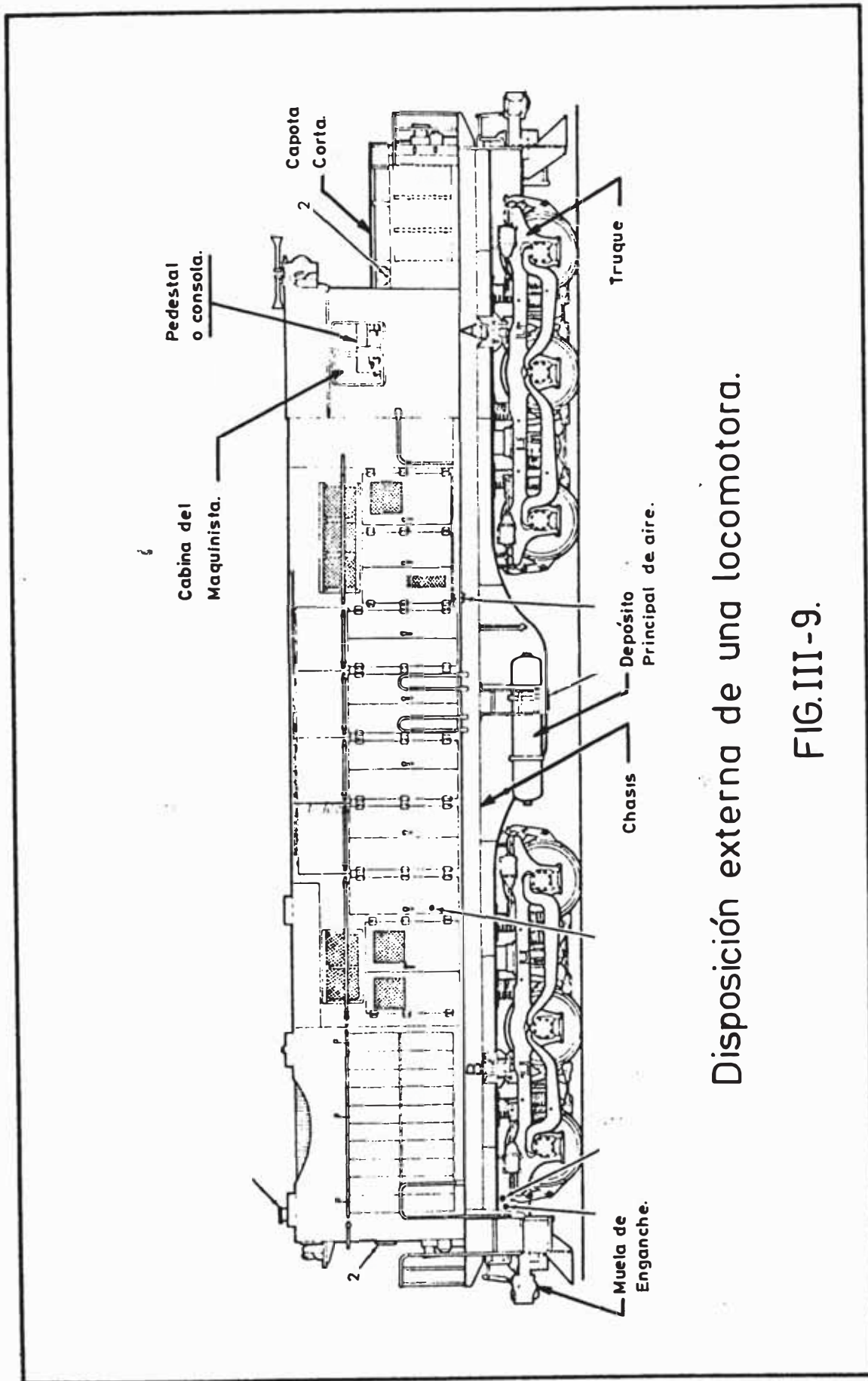
SA-2-Válvula del freno directo.

En el chasis de la locomotora se encuentran:

F-26-Válvula de control.

J-1-Válvula relé (relevadora).

También el filtro de aire tipo "H", como los cilindros principales denominados 1 y 2; los demás accesorios y tuberías de aire, están a lo largo del chasis, sobre o bajo él. Ver Figura III-9.



Disposición externa de una locomotora.

FIG.III-9.

3.3 EL FRENO DINAMICO- FUNCIONAMIENTO

En la actualidad, las locomotoras modernas están equipadas con un tipo de freno llamado "freno dinámico", que se basa en el aprovechamiento de la potencia que desarrolla el empuje del peso del tren en las gradientes de bajada, para frenar o controlar la velocidad del mismo.

Esto se consigue por la resistencia magnética que oponen los motores de tracción, convertidos temporalmente en generadores, al movimiento giratorio de las ruedas de la locomotora.

Este freno no está diseñado para parar el tren sino para mantener la velocidad dentro de determinados límites. A velocidades menores de 20 o mayores de 50 km/hr., el freno va perdiendo, hasta desaparecer, su eficiencia.

Como se puede deducir este tipo de freno es eléctrico-magnético, y, no mecánico, pero actúa en las locomotoras donde es muy efectivo en gradientes de bajada. Sin embargo, requiere suplementarlo con ligeras aplicaciones del freno de aire automático, a debido tiempo, tan luego como se note que la potencia del dinámico (máximo 600 amperios) es

insuficiente para mantener la velocidad dentro de las restricciones requeridas.

Para operar este freno, existe en el pedestal de la cabina del maquinista un puño llamado "palanca selector" que tiene 3 posiciones: "0" (desligado), "D" con letra grande (frenado mínimo) y "D" con letra pequeña (frenado máximo).

3.4 EL FRENO DE MANO-FUNCIONAMIENTO

Se conoce con este nombre, al freno mecánico de un vehículo, cuyo movimiento y poder se deriva de la fuerza que desarrolla el pulso de un hombre a través del aparejo mecánico del freno.

Tanto las locomotoras como los carros poseen freno de mano, es esta ocasión nos referimos al de la locomotora.

El freno de mano está basado en la multiplicación de los torques, mediante un adecuado juego de engranajes y palancas, que son diseñados de acuerdo a la fuerza que se requiera aplicar al vehículo.

CAPITULO 4

MANTENIMIENTO Y REGULACION DE LOS EQUIPOS DE FRENOS

El cumplimiento estricto de los periodos de limpieza, revisiones de rutina y reparaciones, es la base para mantener el sistema de frenos de aire en condiciones normales de operacion.

Los informes o reportes de defectos que se debe pasar diariamente al personal que prueba y opera el sistema de frenos en locomotoras y carros, contribuyen enormemente a facilitar el arreglo inmediato o reparacion de las deficiencias encontradas en el sistema.

A continuacion, se da los procedimientos para el mantenimiento general y lubricacion necesarios para el equipo de frenos de aire en locomotoras y carros.

1. Pérdidas de aire

Hay que verificar el sistema periódicamente para ver si estando cargado, pero con el freno en posición de suelto, tiene o no pérdidas. Todas las aberturas de escape se deben verificar con agua jabonosa. Esta prueba debe repetirse primero con el freno automático y luego con el freno independiente aplicados.

Si se descubren pérdidas excesivas en cualquier válvula, hay que cambiar la pieza que se cree que ocasiona esta pérdida y poner una pieza en buenas condiciones en su lugar. Debe notarse que la mayoría de las válvulas instaladas en el sistema de frenado, están montados en soportes que permiten desmontarlas sin necesidad de desconectar el sistema de tuberías de la locomotora o de los carros. Las revisiones de fugas se hacen diariamente en el Ferrocarril Central, para carros, y semanal para locomotoras.

Periódicamente se debe sacar las válvulas (semestral en locomotoras y carros) fuera de sus soportes y llevarlas al taller donde serán desmontadas, se limpiarán y lubricarán de acuerdo a lo indicado a continuación.

2. Mantenimiento de las válvulas

Si al verificar la existencia de pérdidas se descubre que una válvula pierde demasiado aire o bien se observa que no funciona bien, hay que sacar la válvula completa fuera de su soporte para reemplazarla y la parte defectuosa será examinada en el banco de trabajo.

La limpieza, reparación y lubricación se hará en un banco de trabajo y tener especial cuidado con el fin de eliminar las posibilidades de estropear las piezas internas de la válvula, tales como: piezas de goma-juntas, diafragmas y válvulas con asiento de goma.

Las juntas, diafragmas y válvulas con asientos de goma pueden sumergirse en un disolvente (generalmente kerosene) para eliminar la grasa y suciedad, pero habrá que sacarlas rápidamente después de haberlas limpiado para evitar que puedan absorber parte del disolvente.

Las juntas que están rotas o aplanadas, o bien las que presentan grietas o cortes en las caras de cierre o de los diafragmas, serán sustituidos. Para limpiar y pulir las juntas que pueden usarse de -

nuevo, se les cepillará con un cepillo de cerdas suaves.

Piezas de goma-juntas tóricas y anillos de la empaquetadura.

Estas se pueden limpiar como se ha indicado anteriormente, pero si están agrietadas o desgastadas deberán reemplazarse. Todos los anillos deben lubricarse con grasa "silicon grease N° 2", esta grasa también debe aplicarse sobre las juntas tóricas y las piezas asociadas con ellas.

3. Estranguladores

El tamaño de los agujeros estranguladores es importante, cuando se desmonta un elemento, deberán limpiarse y verificarse para comprobar que no están taponados total o parcialmente.

En los aparatos con más de un estrangulador, se deberá desmontar, limpiar y montar de nuevo cada estrangulador uno a uno, evitándose así todo error al montarlos de nuevo. Para limpiar los agujeros estranguladores se puede usar un disolvente adecuado y a continuación se secarán con un chorro de aire, pero no usar ninguna herramienta metálica, para evitar alterar su tamaño y forma.

4. Roscas

Las roscas de los cuerpos de los agujeros estranguladores y de todas las otras piezas que pueden desmontarse, serán recubiertas, antes de su montaje, con una pasta compuesta por grafito y aceite SAE 20, con el fin de que cuando llene el momento puedan desmontarse fácilmente.

5. Válvulas con asiento metálico y pistones metáli- cos

Cualquier válvula metálica del equipo, con asiento metálico, puede esmerilarse con pasta de esmeril - en caso de que deje de funcionar como es debido.

6. Mantenimiento de los cilindros del freno.

Cuando hay que lubricar de nuevo un cilindro o bien se observa que pierde demasiado aire, habrá que desmontarlo, descubrir el motivo y repararlo.

Al desconectar y retirar el vástago del cilindro - del freno, tener cuidado de no estropear el anillo de goma esponjosa que elimina el ruido de la vibra- ción y el cierre del vástago hueco, si están desg^astados o rotos cambiarlos.

Revisar la junta de la cabeza, limpiar el cilindro con disolvente lo mismo que el pistón. Antes de montar el pistón limpio y lubricado cubrir las paredes del cilindro, completamente, con una fina capa de lubricante. Colocar la junta de la cabeza.

Todas las válvulas que componen el equipo de freno 26-L, de locomotoras, como las válvulas del equipo de los carros (AB, ABD, ABDW, K-1 y K-2) son probados y verificados en un banco de pruebas que hace las funciones de una locomotora en cuanto al sistema de aire.

4.1 PRUEBA, REGULACION Y SINCRONIZACION DE LOS EQUIPOS DE FRENOS

Las pruebas, regulación y sincronización de los frenos se hacen con el objeto de evitar que una locomotora o un carro salga al servicio con los frenos en condiciones deficientes y garantizar un frenado efectivo y seguro.

Dada la importancia que tiene la buena condición de los frenos se describe a continuación las pruebas obligatorias que se deben realizar en el sistema de frenos.

4.1.1 Carga de presión en locomotoras

Procedimiento:

- a.- Las manijas de las válvulas del freno in dependiente y del automático deben estar en la posición de afloje y el pedal oprimido.
- b.- La válvula de incomunicar (de 2 ó 3 posiciones) deberá estar en la posición de "FRT" (carga).
- c.- La tapa de afloje graduado en la válvula de control F-26, deberá estar en la posición de afloje directo.
- d.- La válvula MU-2A en la posición de - "LEAD" (Gufa).
- e.- Las llaves para drenar y la de los extremos de la locomotora deberán estar cerra dos.

Presiones:

- Manómetro del depósito principal debe mar car de 125 a 145 psi.
 - Manómetro de depósito equilibrante y tubo general (tubo de freno) deben marcar 90 psi.
 - Manómetro del cilindro de freno : 0 psi.
- Antes de procederse a las pruebas debe de -

esperarse por lo menos 5 minutos para que el equipo esté cargado.

4.1.2 Pruebas en las locomotoras

1.- Fugas del tubo de freno.

Una vez que se haya cargado el sistema a su presión reglamentaria, hágase una reducción de 10 psi y en seguida incomuníquese el tubo del freno con la válvula de incomunicar. Obsérvese el manómetro del tubo de freno, la caída de presión no deberá exceder de 5 psi/min.

Si esto sucede revisar las uniones de tuberías, codos, llaves de paso, depósito de control y el sistema de tuberías hasta encontrar la fuga.

Muévase la válvula de incomunicar a la posición de carga y el puño de la válvula automática a la posición de afloje.

2.- Depósito de control

Durante la prueba de fugas del tubo del freno, los frenos deberán permanecer aplicados, si se aflojan los frenos es una indicación que hay fugas en la tube-

rfa o en el depósito.

3.- Depósito equilibrante

Con la válvula de incomunicar en la posición de "carga", hacer una aplicación de servicio y observe que el manómetro que marca la presión del depósito equilibrante no indique descenso de la misma. En caso contrario localizar fugas en la tubería o en el depósito. Ver "fugas del tubo de freno".

4.1.2.1 Freno automático

Estando aplicado el freno independiente, hacer una aplicación del freno automático con una reducción de 20 psi y observar que la presión en los cilindros del freno aumente sobre los 50 psi correspondientes a la aplicación del independiente. Luego, llevar la manija del freno independiente a su posición de afloje y presionándola hacia abajo, en dicha posición, comprobar que escape de los cilindros del freno, la presión correspondiente a la aplicación del automático.

4.1.2.2 Freno automático solamente

1.- Posición "servicio pleno"

a. Mover el puño de la válvula automática a la posición de "servicio total" y observar lo siguiente:

1. Reducción de la presión del depósito equilibrante de 90 a 70 psi en 6 a 8 segundos.

2. Reducción de la presión del tubo de freno de 90 a 70 psi en 6 a 8 seg.

3. Aumento de la presión del cilindro del freno de 0 a 50 psi en 6 a 8 seg.

4. La presión resultante del tubo del freno deberá ser 64 psi (cuando se hace una aplicación de servicio total).

5. La presión máxima del cilindro del freno debe ser de 64 a 67 psi de acuerdo al punto 4.

b. Mover el puño de la válvula automática a la posición de afloje, después de una aplicación de servicio total y observar:

1. La presión del depósito equilibrante y la del tubo del freno se recargan en 2 seg. o menos.
2. La presión del cilindro del freno se reduce a 5 psi en 6 a 9 seg.

2.- Posición "servicio de emergencia"

a. Mover el puño de la válvula automática a la posición de emergencia y observar:

1. Reducción de la presión del tubo del freno de 90 a 0 psi en 2 seg.
2. Reducción de la presión del depósito equilibrante de 90 a 0 psi en 14 a 19 seg.
3. Aumento de presión del cilindro del freno de 0 a 50 psi en 6 a 8 seg.
4. La presión del cilindro del freno, resultante, debe ser de 74 a 77 psi.

b. Mover el puño de la válvula automática después de una aplicación de emergencia, a la posición de afloje y observar:

1. Reducción de la presión del cilindro del freno de 77-74 a 5 psi de 10 a 12 seg.
2. Aumento de la presión del tubo del freno y del depósito equilibrante de 0 a 90 psi de 5 a 15 seg.

Resumen:

- a. Reducción mínima: la presión en el tubo del freno se reduce 6 a 3 psi. Observar que la presión del cilindro del freno es de 15 a 20 psi.
- b. Servicio pleno: la presión en el tubo del freno se reduce 26 psi. Observar que la presión del cilindro del freno es de 64 a 67 psi.
- c. Supresión : en esta posición se obtiene una aplicación plena de servicio (64 a 67 psi).
- d. Sacar manija: también se obtiene una aplicación plena de servicio -

(64 a 67 psi). La presión del depósito equilibrante se reduce a 0 psi.

- e. Emergencia: las presiones del tubo del freno y depósito equilibrante se reducen a 0 psi, la presión del cilindro del freno será de 74 a 77 psi.

Mover el puño de la válvula automática a la posición de afloje y recargar el equipo a la presión reglamentaria.

4.1.2.3 Freno independiente.

hacer aplicaciones parciales con la válvula del freno independiente y comprobar que la presión en los cilindros del freno aumente, se mantenga o disminuya de acuerdo a los movimientos que se haga con el puño.

Nunca debe moverse una locomotora sin - antes comprobar que las zapatas obedecen a las aplicaciones y aflojes del freno. El independiente debe dejarse en posición de aplicación completa durante el tiempo que la locomotora permanece dete-

nida.

Pruebas:

1. Mover el puño de la válvula independiente a la posición de aplicación completa y observar que la presión del cilindro del freno aumente de 0 a 50 psi en 3 seg. máximo, luego mover el puño a la posición de afloje.
2. Muévase el puño de la válvula automática a la posición de emergencia y oprímase hacia abajo el puño de la válvula independiente, en la posición de afloje, y observar que la presión de los cilindros del freno se reduzcan de 74 (o 77) psi a 5 psi en 3 a 4 seg.
Mover el puño de la válvula automática a la posición de afloje para recargar y suelte el puño de la válvula independiente.
3. Mover el puño de la válvula automática a la posición de servicio pleno, después de obtener una aplicación de servicio pleno, oprimir hacia abajo el puño de la válvula independiente (en la posición de afloje),

en dicha posición la presión del cilindro del freno debe reducirse de 64 (67) a 5 psi en 23 seg. o sea, debe conseguirse el afloje de cualquier aplicación del freno de la locomotora.

Mover el puño de la válvula automática a la posición de afloje para recargar y suelte el puño del independiente.

Observar, cuando el puño del independiente está en la posición de aplicación, que la presión en los cilindros del freno esté regulada a no menos de 30 psi, en caso del Ferrocarril Central se regulan a 50 psi.

Estando aplicado todo el freno independiente se comprobará que la carrera del freno (recorrido de los pistones) esté entre 3 y 3.5 pulgadas en cada cilindro de la locomotora.

En el caso que la carrera no esté dentro de lo especificado, se la regulará mediante las barras de conexión y tor-

nillos reguladores en carros como en locomotoras cuya regulación se verá más adelante

4.1.2.4 Prueba de la válvula de incomunicar del depósito equilibrante.

Con la válvula de incomunicar en la posición de "FRT" (carga) hacer una aplicación de servicio pleno y enseguida mover el puño del automático paulatinamente a la posición de reducción mínima, en este lapso no debe de haber aumento de presión en el depósito equilibrante, si esto sucede es que la válvula de incomunicar del depósito equilibrante está en malas condiciones.

4.1.2.5 Operación de la válvula MU-2A

Colocar la valvula MU-2A en la posición de 6 ó 26, el freno automático operará solamente en emergencia y la válvula independiente no aplicará los frenos. Regresar, luego, la válvula MU-2A a la posición de gufa o muerta.

4.1.2.6 Prueba de seguridad y control de sobre- velocidad

Soltar el pedal de control de seguridad y notar que se produce un "pito" de alarma aproximadamente de 4 a 6 seg. de duración antes de que la válvula de aplicación de los frenos se muevan a la posición de servicio, lo que se nota por la reducción de la presión del depósito equilibrante y del tubo del freno.

La presión del depósito equilibrante se reducirá aproximadamente 26 psi y la proporción de reducción no deberá ser más lenta a la obtenida con el puño de la válvula automática en posición de servicio pleno.

En caso se pasaran los 6 seg., para eliminar esta aplicación, oprimir el pedal, mover el puño de la válvula automática a la posición de supresión y esperar 90 seg. Después que se haya ejecutado la aplicación del freno, mover el puño de la válvula automática a la posición de afloje.

Después que el sistema del freno se recargue, desexcitar la válvula magnética de sobrevelocidad y notar el "pito" de alarma y que la válvula de aplicación del freno funcione, lo que se indicará por la reducción de la presión del depósito equilibrante y tubo de freno obtenida por la operación de control de seguridad.

Restablecer y aflojar el freno de la misma manera que se describió arriba para el afloje del freno de control de seguridad.

4.1.2.7 Prueba de la válvula de enlace del freno dinámico.

Con la manija del independiente en afloje, mover el puño de la válvula automática, a la posición de servicio pleno o emergencia y note que la presión del cilindro del freno sea 64-67 psi (si es servicio) y 74-76 (emergencia). Al poner el freno dinámico estas presiones del cilindro del freno se reduce a 0 psi indicando que la válvula de enlace dinámico está funcionando correctamente; al sa

car el freno dinámico la presión del cilindro del freno deberá marcar las mismas presiones indicadas anteriormente.

A la inversa, con el freno dinámico funcionando, hacer una aplicación de emergencia con el automático y compruebe que se desconecte el dinámico y que se aplique el freno en la locomotora.

El proceso de estas transferencias de anular el automático y activar el dinámico o viceversa se explicó en el capítulo 3 , sección 3.1

Estos cambios automáticos tienen lugar solamente entre el freno dinámico y el freno automático, para prevenir que ambos operen al mismo tiempo. Siempre que se opera el freno dinámico se gradúa la intensidad de la potencia observando el amperímetro, en relación con la velocidad y peso de la locomotora.

Aunque esto corresponde a parte eléctrica, se dá como referencia que entre 120

y 160 amperios son suficientes para mantener la velocidad entre 35 y 40 Kph, cuando se bajan gradientes con locomotora sola.

4.1.2.8 Sensibilidad de la parte relevadora de la válvula automática

Esta prueba se efectúa para determinar si se mantiene la presión cuando hay fugas del freno.

Se conecta un obturador con orificio de 3/16" en la manguera del tubo del freno y se abre la llave angular, la caída de presión del tubo del freno no deberá ser mayor de 2 psi.

4.1.2.9 Prueba del interruptor "PCS"

PCS son siglas en inglés que significan "interruptor de presión de aire".

Con la palanca de cambio de marcha en neutro, se abre el interruptor del campo del generador, abriendo el regulador (acelerador) 3 ó 4 puntos.

En seguida se suelta el pedal de "nombre muerto", con ésto el motor Diesel deberá bajar su velocidad a vacío. Mover la manija de la válvula automática a la posición de supresión y esperar por lo menos 90 segundos, cerrando el regulador, y recuperando las condiciones normales del freno de aire, se vuelve a abrir el regulador para observar que el motor Diesel acelere. De no ser así debe averiguarse la causa que generalmente es por no normalizarse adecuadamente el FCS.

De la misma manera se hará esta prueba del interruptor FCS, haciendo una aplicación de emergencia.

4.1.2.10 Válvula abastecedora y de descarga del tubo de freno

En el caso que haya "soplo" por el escape de servicio de la válvula automática, poner el puño de la válvula automática en posición de sacar manija. Observar que las presiones del tubo del freno y del depósito equilibrante se reducen a

0 psi. Si el soplo persiste, reparar la válvula abastecedora y, si al recargar el sistema vuelve a haber el soplo arreglar la válvula de escape.

4.1.2.11 Prueba de la válvula de incomunicar del tubo del freno.

Hacer una reducción de servicio de 20 psi, en seguida colocar la válvula de incomunicar de dos o tres posiciones en la posición de incomunicar, regresar luego la válvula automática a la posición de afloje.

Observar que no haya aumento de presión en el tubo de freno, si éste aumenta es indicación que la válvula está en malas condiciones.

4.1.2.12 Fugas del depósito principal y tuberías correspondientes.

Parar el motor Diesel (apagar la locomotora) y colocar la válvula de incomunicar de 2 ó 3 posiciones en posición de incomunicar. Reducir la presión del depósito principal a 85 psi y observar que

el descenso de presión originado por las fugas, no exceda de 3 psi/min., en una prueba de 3 minutos de duración.

4.1.3 Carga de presiones y pruebas en trenes

1. Carga de presiones

Acumular alta presión 140 a 150 psi en los depósitos principales antes de cargar los equipos del tren.

No se abre la llave angular de la locomotora hasta que se hayan conectado todas las mangueras del tren, inclusive la manguera de cola, y se hayan abierto todas las demás llaves angulares de los carros, esto se hace para no perder tiempo ya que no se tiene que abrir con precaución todas las angulares y se asegura así la iniciación de la carga de la presión en todos los carros al mismo tiempo.

Abrir progresivamente la angular de la locomotora de modo que la presión del tubo de freno de ésta, pase a los carros lentamente sin causar descargas de aire

bruscas.

La apertura en forma rápida de una angular, de cualquier vehículo que esté cargado con presión, da lugar a las aplicaciones de emergencia, las cuales están prohibidas pues hacen escapar toda la presión del tubo de freno.

Si por descuido en la apertura de las angulares, encienden las luces de aviso "baja presión de freno", se lleva la manija del automático a la posición de supresión para normalizar la posición de las válvulas del sistema. Después de unos 15 segundos aproximadamente se regresa la manija a la posición de afloje.

En la actualidad se cuenta con un "carro de prueba" que hace las veces de la válvula C-26 (válvula del maquinista o del automático) con la cual se hacen las pruebas en los vagones al salir de reparación.

Este carro se muestra en una foto y cuyas pruebas nos referimos más adelante.

2. Pruebas de terminal

Esta prueba se hace cuando el sistema a quedado cargado y consiste en hacer una aplicación completa de servicio (20 psi de reducción) y se deja la manija del - automático en posición de supresión.

En esta condición se hace las siguientes comprobaciones:

- Comprobar la carrera del pistón que es té entre 4 y 5 pulgadas (para cilindros de 8" x 10") y 6-7 pulg (para cilindros 10" x 12").
- Comprobar que no haya fugas de presión por lo menos aquellas que sean audibles.
- Comprobar que las zapatas queden firmemente pegadas en todas las ruedas y que la fuerza del freno esté compartida en ambos trunques.
- Comprobar nuevamente en todos los carrros, que el freno en alguno de ellos - no se haya aflojado por sí solo.

Antes de aflojar el freno haga la prueba de fuga del tren, en la misma forma que se hace con locomotora sola, o sea: cambiar la válvula de incomunicar de posición FRT a OFF.

Después de esperar 2 segs., para que -
las presiones se equilibren comenzar a
contar cuántos psi por minuto baja la -
agua de la presión del tubo del freno.

No debe ser mayor de 5 psi por minuto, -
después se regresa la válvula de incomu-
nicar a su posición normal. El freno --
tiende a aflojarse sólo en algunos carros,
cuando se regresa la válvula de incomuni-
car a su posición de carga. No realizar-
este cambio hasta que pidan un afloje.

Una vez realizado el afloje, comprobar
nuevamente en todos los carros que los -
pistones han regresado a su posición de
afloje y que las zapatas se han despegado
de las ruedas, ésto para evitar ronzadu-
ras de ruedas al partir el tren.

Con el automático en afloje las presiones
del tubo del freno y del depósito equili-
brante deben regresar a 90 psi.

En caso que haya incertidumbre con res -
pecto al resultado de alguna prueba o a
la eficiencia del freno, es obligatorio

y necesario repetir la prueba en cualquier momento.

3. Pruebas de manguera de cola

Para llevar a cabo la prueba de manguera de cola, como complemento de las demás pruebas de frenos, se procede de la siguiente forma.

- Esperar que los frenos aflojen completamente y que las presiones se restablezcan después de ejecutar el afloje. Se recomienda hacer esta prueba un instante antes de iniciar la marcha, pues se corre el riesgo de que alteren la posición de alguna llave en el sistema durante el tiempo que el tren sigue detenido, después de haber ejecutado la prueba de cola.

Abrir lentamente la llave de la manguera de cola y mantenerla descargando hasta que el maquinista dé señal de cerrar la llave de la cola. En estos momentos se debe observar el manómetro hasta comprobar que la presión del tubo de freno baje lentamente entre 2 y 5 psi e indicar que la prueba está conforme y que cie -

rren la llave de cola.

Con esta comprobación se asegura que todas las llaves angulares están en su posición normal (abiertas) antes de partir el tren.

Después de cerrar la llave de la manguera de cola deben aflojar, en todos los carros, la aplicación linera que tiene lugar por esta descarga de presión.

Si al hacer las pruebas o al momento de arrancar, se encuentra algún carro cuyo freno no haya oledecido al afloje normal, se hace una nueva aplicación con una reducción no menor de 10 psi y luego se ejecuta el afloje, ^{esto se} esto se hace para regresar a la posición de afloje algunas de las válvulas con pistón duro.

4. Pruebas de válvulas de retención

Para probar estas válvulas se procede en la siguiente forma:

- Levantar las manijas de todas las válvulas de retención a su posición superior (horizontal) cuando se quiere que retengan solamente 10 psi de presión -

en los cilindros del freno o a su posición intermedia (diagonal) cuando se requiere 20 psi de retención.

- Luego se aplica el freno automático, con aplicación completa de servicio (reducción de 20 psi) y colocarla en recubrimiento para mantener esta reducción.
- Observar que los frenos han respondido a la aplicación (todos los carros de un tren) y ejecutar el afloje.
- Al aflojar el freno se debe controlar la condición de las válvulas de retención pues su función tiene lugar solamente durante el tiempo que la manija del automático permanece en la posición afloje después de las aplicaciones.
- Observar en cada carro que su freno permanezca aplicado por lo menos 3 minutos contados desde el momento que el maquinista ejecutó la operación de afloje.

Se considera 3 minutos suficientes para volver a tener cargados los depósitos auxiliares a su presión completa de trabajo.

- Bajar las manijas a su posición normal de afloje (vertical) y observar, que al hacer esta operación, se produzca una descarga de presión por el orificio de escape de las válvulas y que afloje el freno del carro.
- Comprobada la condición de las válvulas, dejar las manijas en su posición normal (vertical) hasta cuando sea necesario ponerlas en servicio, esto sucede para bajar gradientes con trenes pesados.

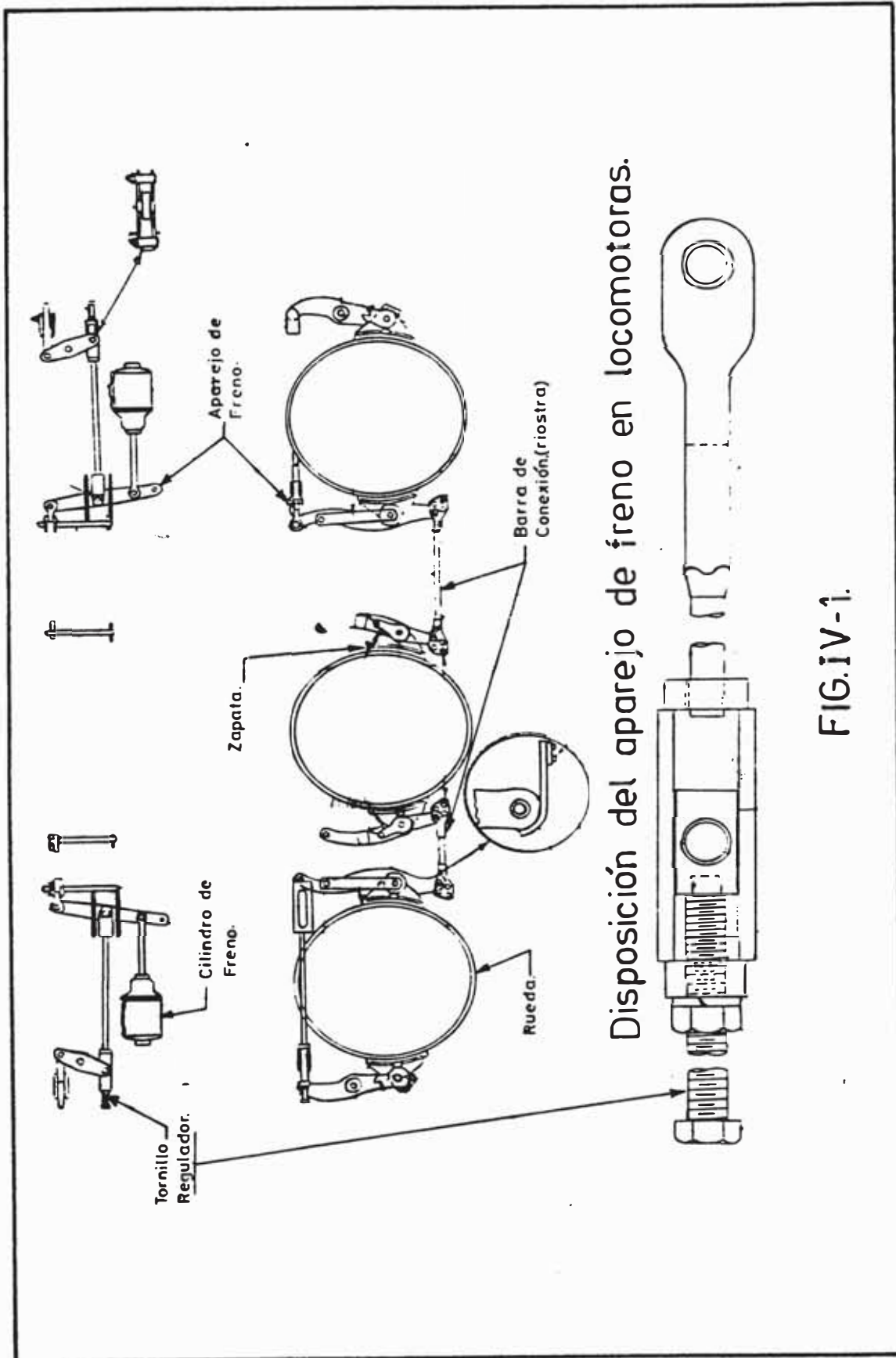
El empleo de la válvula de retención no es necesario con trenes livianos o de pasajeros en gradientes cortas.

4.1.4 Regulación del aparejo de frenos en locomotoras.

Como la carrera del pistón en el cilindro de freno de la locomotora, es normalmente de 3.5

a 5 pulgadas entonces tenemos 3 posibilidades de regulación:

1. Variar la longitud de la riostra o barra de conexión entre yugos (los cuales tienen taladrados agujeros reguladores) hasta lograr la carrera adecuada.
2. Variar la carrera del tornillo regulador en caso que los agujeros reguladores de la riostra estén ya en sus extremos de uso, hasta que la carrera sea la correcta. Esto sucede generalmente cuando tanto el espesor de las zapatas y de la llanta de la ruedas se van desgastando con el uso.
3. Cuando el espesor de la llanta de la rueda llega a su límite de uso ($3/4$ " en servicio de carga y 1" en servicio de pasajeros) no queda otra alternativa que el cambio de zapatas usadas por otras nuevas y luego se procede como en el caso 1 ó 2 según las circunstancias y rapidez de regulación. Ver Figura IV-1.



Disposición del aparejo de freno en locomotoras.

FIG.IV-1.

4.1.5 Regulación del aparejo de frenos en carros de carga

Para ello se tendrán las siguientes consideraciones:

1. Primero, se observa que el espesor de las zapatas estén dentro de los límites de tolerancia de desgaste (espesor mínimo: 5/16" en la parte más delgada) y que estén debidamente aseguradas con sus chavetas.
2. Comprobar que las cadenas del freno de mano tengan la longitud precisa para permitir que el extremo interno del vástago falso, en el interior del vástago del pistón, choque con el pistón mismo cuando el cilindro está sin presión. Las cadenas largas se atracan al envolverlas cuando se aplica el freno. Las cortas imposibilitan la regulación de la carrera del freno.
3. Observar en los carros que disponen de recogedor automático (coches y carros con equipo AB, ABD, ABDW y Z1AW), que el tornillo reconedor esté visible por lo

menos 4" y no más de 10".

Con los aflojes del freno este tornillo se va introduciendo para acortar su tirante o varilla superior. Esto sucede solamente cuando, por desgaste de zapatas, la carrera del freno excede de la longitud normal.

4. Para comenzar la regulación se desenvuelve totalmente las cadenas del freno de mano del carro.
5. Empuje el aparejo a su posición de afloje hasta que el vástago falso tropieze con el pistón y luego se ajusta a todo pulso el freno de mano.
6. Comprobar que el vástago falso haya salido del vástago del pistón solamente de 4 a 4.5" en carros con freno corriente. En los carros con freno de engranajes, el vástago falso debe salir entre 4.5 y 5".

La carrera del freno no debe ser menor de 5" ni mayor de 6". Es importante que en todos los carros esté más o menos uniforme.

7. Con el freno, ajustado, observamos que el balancín repartidor comparte igual fuerza en ambos trucos. Este dispositivo debe estar formando ángulo recto con sus tirantes cuando la repartición es uniforme.

El centrado desigual entre uno y otro truco dá lugar al desequilibrio del balancín o del sistema de palancaje. En algunos casos, a que la fuerza del freno actúe en un truco solamente.

8. Centrar o descentrar el freno variando las longitudes de las barras de conexión o soporte (dobleojos) de las palancas muertas.

Centre más el truco cuyo tirante haga avanzar más el extremo del balancín repartidor o viceversa.

La distancia que se centra o descentra - variando un punto en la barra de conexión es doble o triple á la que se consigue, también con un punto, en el doble ojo.

9. Se procede a arrearlar o cambiar las partes defectuosas, si fuera posible. En caso contrario, cuando la magnitud del defecto puede comprometer la seguridad, - mandar el carro al taller con el respectivo informe.

4.1.6 Prueba de frenos en carros.

Esta prueba se hace con el equipo de prueba de frenos.

- Cargar el equipo a 70 psi, mover la manija a la posición N° 4 para hacer una reducción de 3 psi, enseguida regresar rápidamente la manija a la posición N° 3. Déjese allí un minuto; con esta reducción debe de obtenerse una aplicación de freno, debe bajar la presión del aire no menor de 4 psi. ni mayor de 10 psi.

Si disminuye más de 13 psi, la válvula limitadora (en la válvula AB, ABOW y Z1AW) está defectuosa o existe fuga en el cilindro de freno

- De afloje: mover la manija a la posición N° 2, el freno debe aflojarse en menos de 45 segundos, si en esta prueba baja la pre-

sión de 70 psi, cargar y probar nuevamente.

- Estabilidad de servicio: mover la manija a la posición N° 1 y cargue a 70 psi. Mover la manija a la posición N° 5 y reduzca 20 psi, enseguida regrese la manija lentamente a la posición N° 3 de recubrimiento, no debe producir una aplicación de emergencia, si lo hace cambiar la válvula.

- De emergencia: con la manija en la posición N° 3, abra la llave de 3/8", en esta prueba debe ocurrir una emergencia. Una vez terminada la prueba, mueva la manija de la válvula de retención a la posición de alta, cierre la llave de 3/8" y espere un minuto. Luego, baje la manija de la válvula de retención a afloje, sino regrese el émbolo del cilindro de freno, cambiar la válvula. Todas estas pruebas se hacen con el "carro de prueba".

CAPITULO 5

EVOLUCION Y MEJORAS EN EL FUNCIONAMIENTO Y EFECTIVIDAD DE FRENADO EN TRENES

Para mejorar y/o modificar diseños de aparejos (palancas) de frenos en trenes (carros de pasajeros, carga o locomotoras), es necesario conocer la teoría y bases fundamentales de diseño de frenos, sin las cuales no se puede realizar ni garantizar un buen cálculo desde el punto de vista de Ingeniería.

Es por ello que en la sección 5.1, se incluye en forma amplia y detallada la manera más práctica de diseño de aparejos de frenos, para cualquier tipo de carro ferroviario.

5.1 PRINCIPIOS DE DISEÑO DE APAREJOS DE FRENOS Y SISTEMAS DE FRENOS DE CARGA

Como la mayoría de ferrocarriles que transitan en Norteamérica, Europa y Sud-América están dedicados

al servicio de carga, las características, diferencias y similitudes en requerimientos de frenado en carga y pasajeros son de interés e importancia.

Los sistemas de frenos de carga deben adecuarse a:

1. Longitudes de trenes muy largos: 2344 mts. de tubería de freno o más comparados a longitudes de 313 a 616 mts. en servicio de pasajeros.
2. Trenes muy pesados: rango de 3000 a 20,000 tns comparado a 250-1500 Tns. con servicio de pasajeros.
3. Relación de pesos vacíos.- Cargados altos: rango de 3:1 - 6:1 comparado a 1:1 - 1.5:1 en operación de pasajeros.
4. Carros mixtos, vacíos, parcial y totalmente cargados: este intercambio es común, cargados y vacíos.
5. Velocidades: dado que generalmente es menor que el máximo de pasajeros, son sin embargo, relativamente alto en muchos trenes de carga operados a 50-75 Kph.

6. Alta fuerza tractiva total por tren; la fuerza tractiva por locomotora (puede haber más de una locomotora en un tren), fácilmente puede ser 250,000 - 400,000 lbs. a bajas velocidades
7. Libertad de afloje: en carros de carga es de 2 a 6 pulgs.

Estas características significan que los sistemas de frenos de carga han de adaptarse a trenes: cortos, largos, muy largos y extremadamente pesados. El sistema debe permitir que los carros de carga sean manejados en trenes de pasajeros y viceversa y ser controlados por la locomotora. El sistema debe ser operado sobre el principio automático, o, por cierta falla y debe actuar por aire comprimido, en donde la reducción en la tubería del freno, controlando la presión, debe causar la aplicación de los frenos en todos los vehículos del tren.

Cualquier tren, de pasajeros o carga, tiene velocidad máxima restringida que permitirá la parada del tren con una aplicación de servicio o emergencia y ambos operarán sin golpes desmedidos y aflojes normales.

Niveles de rendimiento, capacidad de frenado y exigencia de adherencia

Tradicionalmente se usa 50 psi en el cilindro del freno, lográndose una retardación de 1.5-2 m/seg.² Esto permite que se logre 80-90 psi en la tubería del freno, el cual da en emergencia 68-77 psi en el cilindro del freno.

Se debe recalcar que una reducción de 20 psi, desde 90 ó cualquier otra presión mayor, dará una presión nominal de 50 psi en el cilindro del freno.

Con un volumen standar de 2500 pulg.³ en el depósito auxiliar y 3500 pulg.³ en el de emergencia y 10 pulg. de diámetro por 8 pulg. de carrera del cilindro del freno resulta las siguientes presiones de equilibrio.

TABLA I¹

TUBERIA DEL FRENO (PSI)	EQUILIBRIO EN SERVICIO (PSI)	EQUILIBRIO EN EMERGENCIA (PSI)
70	50	60
75	53.5	64
80	57	68
85	60.5	73
90	64	77
100	71	85
110	77	93

Generalmente la presión de la tubería del freno en trenes de carga está entre 75-90 psi. En pocos casos y especiales se usa 100-110 psi. En servicios de pasajeros se usa 110 y en servicios urbanos 90 psi.

El rendimiento de frenos de carros de carga, igualmente en pasajeros y locomotoras, está basado en la condición de peso vacío (ligero o tara).

Relación de frenado para carros en servicio de carga

El término "relación de frenado" es, universalmente, usado para comparar la capacidad general de frenado de carros ferroviarios y locomotoras. La relación de frenado es la razón de la fuerza total, sobre todas las zapatas, al peso del vehículo. Para valorarlo debe basarse en una presión particular del cilindro del freno, generalmente 50 psi para carros de carga. La fórmula conveniente para expresarlo matemáticamente es:

$$\text{Relación de frenado} = R_f^1 = \frac{P \times L \times A \times N \times E}{W}$$

Donde:

P = presión del cilindro del freno (psi)

L = relación de palancaje (fuerza de multiplicación)

A = área del cilindro (pulg²)

N = número de cilindros.

E = eficiencia decimal.

W = peso del carro en lbs.

Preferentemente se usa una eficiencia conocida, - este rango puede ser 0.41 a 0.85 dependiendo del tipo de aparejo de freno.

Hay 2 corrientes para describir el Rf. Uno de ellos, el cuál fué lo tradicional desde los inicios del freno de aire, asume sin pérdidas debido a fricción de pines, uniones o contactos deslizantes. Es to ahora es llamado relación de frenado "bruto" o "teórico". Bajo el desarrollo en años recientes, de una zapata calibrada se dedujo que no se valora ba exactamente las fuerzas reales de frenado.

Así, en el pasado, todas las relaciones de frenado (denominado frecuentemente "fuerza de frenado") - fueron calculados asumiendo una eficiencia del - 100%.

Por cierto, la eficiencia del aparejo del freno pue de deducirse de resultados de prueba de distancia de parada, donde, la fricción de la zapata es con gida, o puede ser aproximado por resultados de --

pruebas dinamométricas. Fué conocido por años, que, la eficiencia del aparejo tuvo su mejor efecto en la capacidad de retardación, por los resultados variables de distancias de parada, con varios tipos de aparejos sobre carros del mismo peso y tipo y, a iguales velocidades.

Un factor promedio "ef" puede ser fácilmente extraído de estas pruebas de distancia de parada. Así, el "ef" es una combinación de la eficiencia del aparejo y el factor de fricción de las zapatas.

Una segunda corriente para definir la Rf es el empleo de la relación de frenado "neto" o real. Los límites actuales AAR para equipos de carros de carga son establecidos en función de relación de frenado reales.^{1.40} La zapata calibrada permite localizar la fuerza en cada zapata bajo consideraciones de presión en el cilindro. Se requiere que todos los carros, a pesar del tipo o complejidad del aparejo, tengan una fuerza de frenado uniforme, mínima y máxima. Así el rendimiento variable ha sido eliminado. Con un aparejo convencional la eficiencia abarcará de 0.45 a 0.75.

La relación de frenado neto o real, en las especificaciones actuales, son aquellas que resultan del uso de aparejos que normalmente tienen altos nive-

les de eficiencia.

En servicios de carga las limitaciones de relación de frenado son:⁶

1. Zapatas de alta fricción.

Mínimo: 6.5% del peso bruto a 50 psi BCP

Máximo: 30.0% del peso vacío (tara) a 50 psi BCP.

Freno de mano: 11% del peso bruto con fuerza horizontal en la cadena aprobada por AAR.

BCP = presión del cilindro del freno.

AAR = American Association Railway.

Las fuerzas reales de frenado deben ser determinadas con una zapata calibrada, aprobada por AAR y diseñada para estas mediciones.

2. Zapatas de baja fricción (o metal fundido).

Mínimo: 13% del peso bruto a 50 psi BCP.

Máximo: 53% del peso vacío a 50 psi BCP.

Freno de mano:

Mínimo: 13% del peso bruto con fuerza horizontal en la cadena aprobada por AAR.

Haciendo una comparación con la antigua relación de frenado teórico tenemos:

	Rf teórico AAR anterior	Rf real AAR actual
Zapatas de baja fricción:		
Con peso bruto a 50 psi BCP.	18% mfn. 20% preferible	13% mfn.
Con peso ligero a 50 psi BCP	75% preferible 80% máximo	53% máx.
Freno de mano	Fuerzas horizontales de la cadena iguales que freno de aire a 50 psi.	13% mfn. sobre el peso bruto con aprobación de la fuerza de la cadena por AAR.
Zapatas de alta fricción:		
Con peso bruto a 50 psi BCP	9% min.	6.5% mfn.
Con peso vacío a 50 psi BCP	45% máx.	30% máx. con aparejo convencional y 33% máx. con equipo actuante montado en el truque.
Freno de mano	mfn. 1.5 veces el freno de aire a 50 psi.	11% mfn. sobre el peso bruto

Se considera categoría especial, para zapatas de alta fricción, el uso de equipo actuante montado sobre el truque, tales como las unidades de freno WABCOPAC o NYCOPAC (Westhinghouse Air Brake Company o New York Company respectivamente).

Si las relaciones de frenado mencionadas no pueden ser encontradas con equipos de capacidad simple, entonces debe emplearse el tipo cargado-vacío o limitante de carga.

Para demostrar el cambio de la relación de frenado con respecto al peso del carro o a varios grados de carga, la figura V-1 muestra esto para un carro de 100 ton. de capacidad, teniendo un peso bruto de 263,000 lbs.

Ahora bien, los resortes del truque son comprimidos a aproximadamente 20% o más de la capacidad de carga del carro. La válvula sensora S-1 permitirá el desarrollo normal de la presión del cilindro del freno.

Asumiendo 50,000 lbs. el peso vacío de un carro, la válvula sensora efectuará el cambio sobre:

$$50,000 + (263,000 - 50,000) \times 0.2 = 92,600 \text{ lbs.}$$

PESO DEL CARRO vs RELACION DE FRENADO

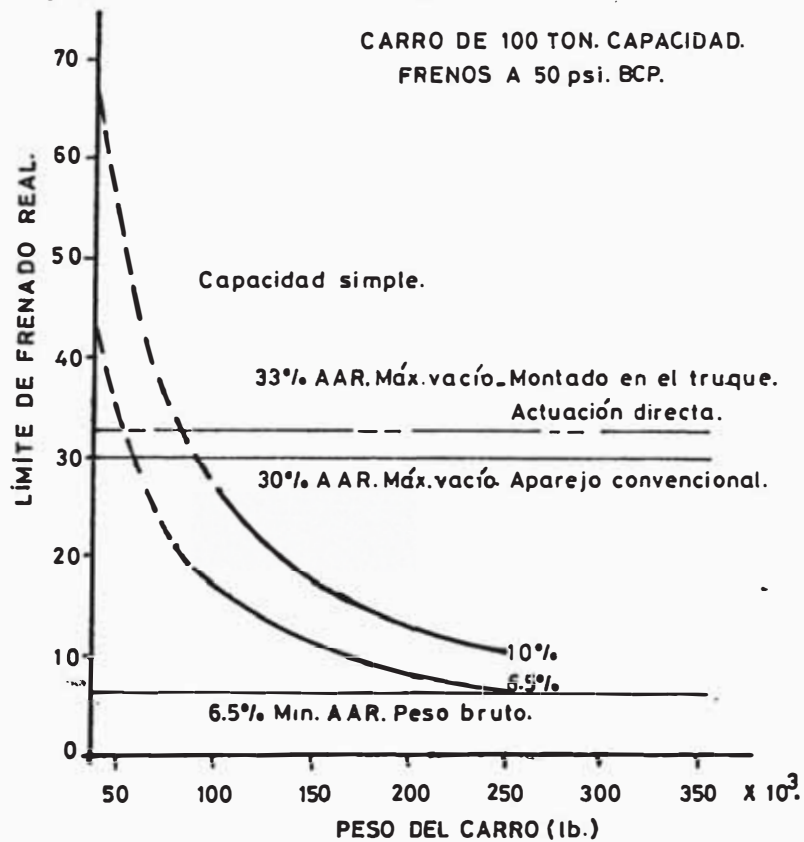


FIG.V-1. (Ref. 1)

1. Si el carro fué frenado a 6.5% de AAR mínimo del peso bruto, con una tara de 50,000 lbs., el frenado será : (con $E = 0.6$)

$$pf = \frac{0.065 \times 263,000}{50,000} \times 0.6 = 0.238 \text{ ó } 23.3\%$$

Equipo vacío - Cargado

La razón fundamental del equipo vacío-cargado es obtener una relación alta de frenado bruto para:

1. proporcionar adecuada capacidad de frenado - con carros pesados, a altas velocidades sin -

tener también, alto frenado en vacfo.

- Proporcionar velocidad segura, controlada, en pendientes fuertes con carros totalmente cargados. El manejo de trenes en pendientes de 2-3% requiere al menos 27-33% de relación de frenado bruto a 50 psi con zapatas de baja fricción. Sin embargo, con relaciones de peso cargado vacfo de 3:1 a 6:1 la relación de frenado en vacfo se hace impracticablemente alto con equipo de capacidad simple. Ver Figura V.2.

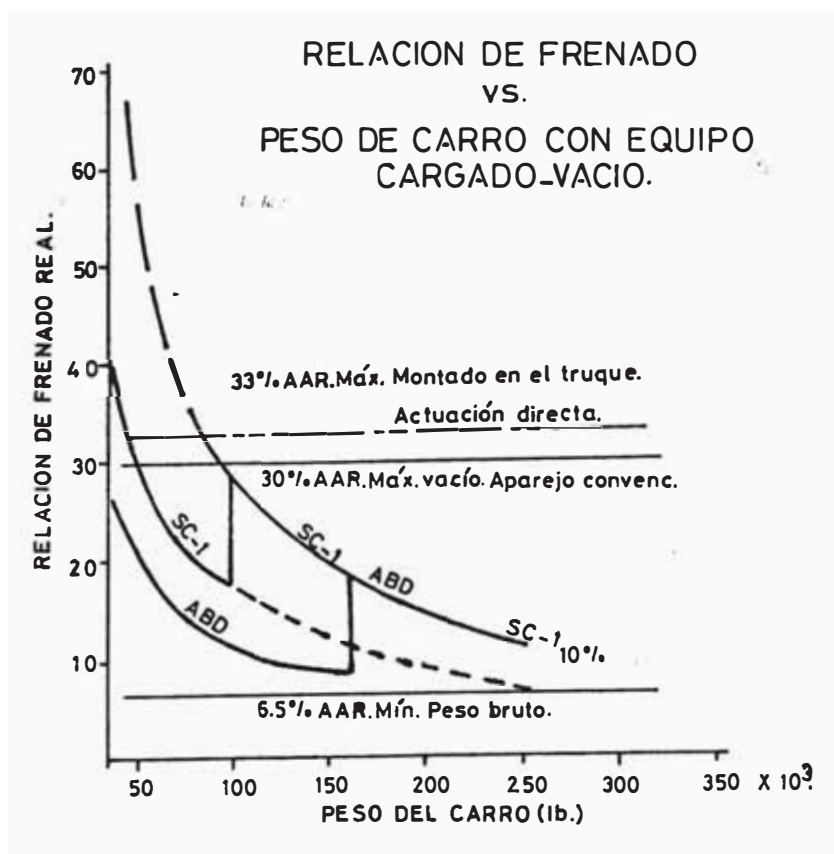


FIG.V-2. (Ref. 1)

Para manejar esta situación los carros antiguos u saban 2 cilindros separados: un cilindro para vacío y otro para cargado conectados en diferentes puntos del aparejo. Solamente el cilindro de vacío fué usado en la condición de vacío y ambos fueron usados en la condición de cargado. Ver Plano:º 2.

Los carros a los que se les aplicó vacío-cargado, fueron adaptados para carros de 70 a 100 ton. de capacidad, ahora se está usando en carros de 50 ton. de capacidad y es automático, y está acompañado por el cambio de la válvula sensora la cual responde a los cambios de presión de la tubería del freno.

El advenimiento de zapatas de composición de alta fricción en años recientes, ha hecho posible el logro de relaciones de frenado cargado neto de 12-14% para trabajos de clase pesado, con cilindros de freno de 10" ó 12" sin exceder la relación de palancaje AAR (10.5-12.5a1). Para obtener relaciones de frenado en vacío, satisfactorios, algunos carros usan válvula diferencial de relay de 40% ó 60% para obtener la presión del cilindro del freno en vacío.

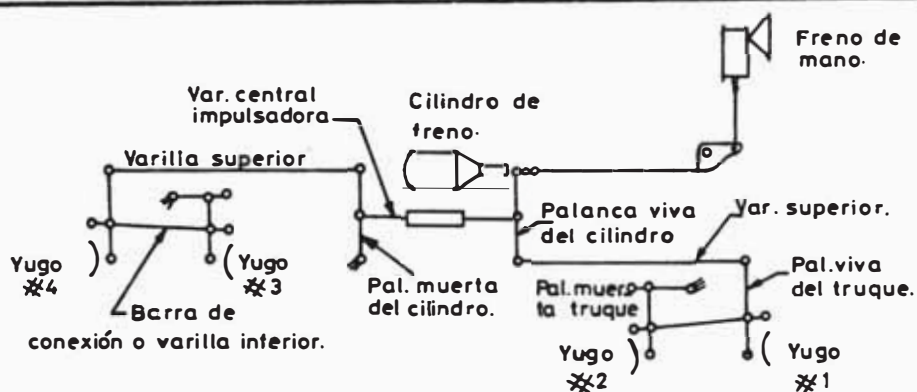
Recientemente, ha sido aplicado un equipo simplificado llamado SC-1. Cuando un carro es cargado a 20% o menos de su capacidad de carga, la SC-1 se situará en la posición de vacío y, provee el 60% de presión en el cilindro, que la producida cuando está en posición cargado.

De este modo, el carro vacío no es sobrefrenado.

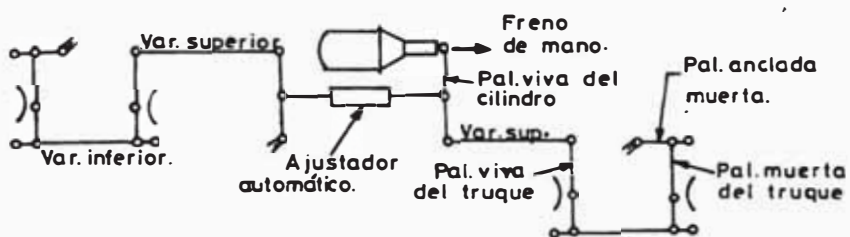
Tipos generales de aparejos y consideraciones de fuerzas.

El tipo más común de aparejo de freno en carros de carga usa el montaje del cilindro de freno, aproximadamente, en el centro del carro. El sistema de palancas multiplican y transmiten la fuerza de frenado a cada truque (bogíe) a través de tirantes impulsores. Esto es tradicionalmente denominado "aparejo convencional". Generalmente el sistema es simétrico, con respecto a los truques, cuando se observa el carro en vista de planta.

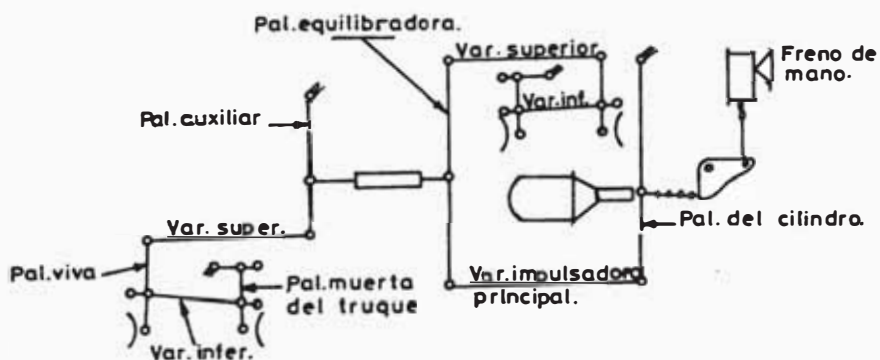
Sistemas típicos de aparejos son ilustrados en las figuras V-3, V-4, V-5. Note que el extremo "b" del carro es el extremo hacia el cual apunta el cilindro de freno, puesto que éste es usualmente el extremo en el que está localizado el freno de mano.



VARILLA INFERIOR ATRAVES DEL TRAVESERO.
FIG.V-3.



VARILLA INFERIOR BAJO EL TRAVESERO.
FIG.V-4.



VARILLA SUPERIOR SOBRE EL EJE
FIG.V-5.

Cuando el cilindro está al centro del carro hay - generalmente, 2 palancas vivas llamadas palancas del cilindro, ver figuras V-4 y V-5. La primera palanca que recibe la fuerza del cilindro es llamada palanca "viva" del cilindro, puesto que no tiene un punto fijo de apoyo. Esta palanca produce fuerza en la varilla superior y central (donde va el recogedor automático).

La varilla central deriva fuerza a la segunda palanca "muerta" el cual está apoyado en un soporte del carro. La varilla superior hace la conexión desde el chasis del carro a cada truque. Esta varilla debe situarse de modo que el giro del truque, en curvas horizontales y verticales pronunciadas más la dinámica del chasis, no permita que las varillas y conexiones de palancas se interfieran con los componentes del truque (sean plato centro, cojinetes laterales, travesero y ruedas). Se denomina "varilla superior" porque generalmente está arriba, cerca de la parte inferior del chasis y pasa, usualmente, sobre el travesero del truque.

En el truque también existe palancas "viva" y "muerta", ésta última recibe fuerza de la varilla de conexión inferior y lo entrega al yugo.

La figura V-5, muestra un aparejo típico que se aplica mucho a carros tolvas. Generalmente, la única palanca del cilindro es vertical y se apoya en la plancha inclinada.

Otras disposiciones de palancaje pueden ser necesarios o usados de acuerdo al diseño de los carros. Algunas veces carros tolva usan palanca del cilindro, horizontal.

Algunos carros usan un cilindro en cada extremo del carro asociado con el trucue. Estos aparejos evitan varillas y palancajes en toda la longitud del carro y, simplifica en buen grado el aparejo. Sin embargo, con ajustadores automáticos en cada cilindro, la simplificación no es tan grande como el aparejo anterior.

El aparejo de freno del truque ha sido simplificado grandemente desde que se desarrolló una disposición de una viga (yugo) unitaria, donde el yugo es soportado por una ranura (güfa) en el lado del bastidor del truque. Anteriormente el yugo fué soportado por cadenas suspendidas en el lado del travesero, de allí el término "yugos suspendidos".

Es posible el uso de cuñas del yugo en el lado del bastidor, porque éste, ruedas y ejes son inelásticos y de este modo retiene una conexión dimensional compacta entre ellos cuando el carro se mueve en la vía. Si las ruedas y ejes son elásticos en relación al bastidor del truque (que es común en locomotoras y carros de pasajeros) es necesario el uso de yugos suspendidos y giro del porta zapata para permitir a la zapata "seguir a la rueda" en su deflexión vertical.

La disposición de yugo único permite que la viga sea guiada sobre una línea radial al centro de la rueda, y las fuerzas de reacción de frenado no estén sujetos a torques excéntricos y momentos flectores, como con los yugos suspendidos.

A continuación, se dan los fundamentos de palancas y balancajes. Esto va seguido por una sección de métodos prácticos de diseño y tamaño apropiados de aparejos.

Palancas y balancaje

La transmisión de la fuerza de frenado desde el cilindro del freno (o fuerza actuadora) a las zapatas comúnmente, se acompaña por un sistema de palancas

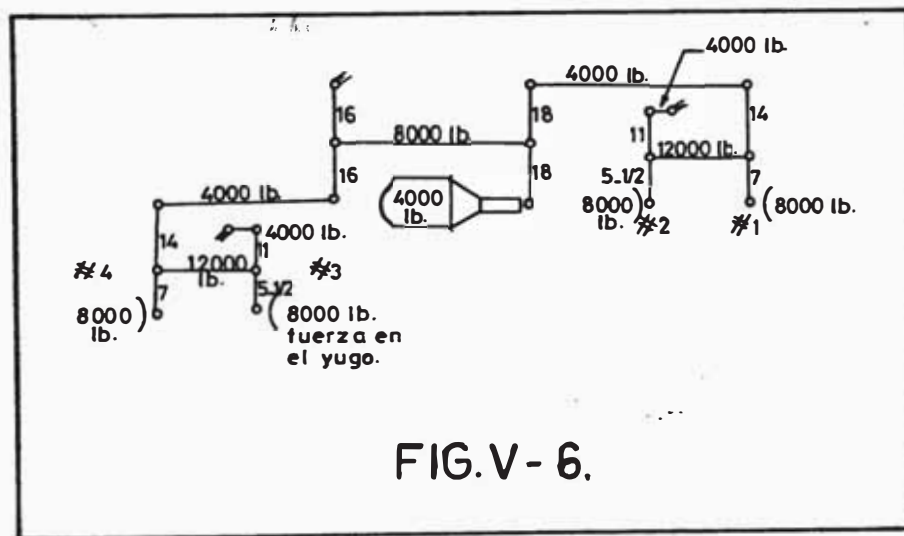
y tirantes que multiplican la fuerza del cilindro, de acuerdo a la fuerza de alimentación. En muchos casos, como en servicio de carga, un sólo cilindro montado en el chasis puede proporcionar la fuerza necesaria para activar las 8 zapatas.

La relación de palancas⁶, siempre es igual a:

$$R_p = \frac{F_{salida}}{F_{entrada}} = \frac{\text{brazo entrada}}{\text{brazo salida}}$$

No es necesario que los 3 agujeros de una palanca estén en línea recta central.

A continuación se ilustra un sistema de palancas, para un carro de carga:



- a.- Las palancas "vivas" no tienen punto de apoyo fijo y son llamadas también "flotantes". Las palancas "muertas" si tienen un punto de apoyo fijo.
- b.- El aparejo es sinétrico con respecto al cilindro del freno. Cada yugo activa 2 zapatas que hacen contacto con las ruedas de ese eje.
- c.- Cada yugo tiene la misma Rp

(1) Considerando el yugo N° 1

$$Rp\#1 = \frac{18}{18} \times \frac{14}{7} = \frac{2}{1}$$

Los puntos centrales de la palanca viva del cilindro y del yugo son los puntos de apoyo para la fuerza del yugo N° 1.

(2) Considerando el yugo N° 2.

$$Rp\#2 = \frac{13}{18} \times \frac{21}{7} \times \frac{11}{16.5} = \frac{2}{1}$$

En este caso, la palanca viva del truque está apoyado en su extremo inferior del yugo N° 1. y la palanca muerta está apoyada en su extremo superior.

(3) Considerando el yugo N° 3

$$Rp\#3 = \frac{36}{18} \times \frac{16}{32} \times \frac{21}{7} \times \frac{11}{16.5} = \frac{2}{1}$$

Ahora, la varilla superior del extremo L es el punto de apoyo para la palanca viva del cilindro.

(4) Considerando el yugo N° 4

$$Rp\#4 = \frac{36}{18} \times \frac{16}{32} \times \frac{14}{7} = \frac{2}{1}$$

En este caso las palancas viva y muerta del cilindro del freno funciona como el yugo # 3 y la palanca viva del truque funciona como el yugo # 4.

(5) La relación total o promedio de palancas para el cilindro del freno es la suma de todas las relaciones de palancas individuales de yugos.

$$Rp = \#1 + \#2 + \#3 + \#4 \text{ yugos}$$

$$Rp = 3$$

De este modo, 8" de carrera del pistón y considerando 4000 lbs. de fuerza del cilindro (10" Ø x 3" carrera) resulta una fuerza de 8000 lbs. en cada yugo (2:1 fuerza de multiplicación por yugo) y -- 4000 lbs. en cada zapata, desplazándose 1".

Angularidad de Palancas

La angularidad de palancas puede significar 2 cosas. Puede referirse al ángulo existente entre la palanca en una cierta posición y las 3 fuerzas, o puede referirse al ángulo de barrido de la palanca operando desde un extremo a otro.

La primera definición es más común, pero ambos significados están relacionados.

Se recomienda generalmente que todos los tirantes empujadores permanezcan en ángulo recto con sus palancas cuando los frenos son aplicados. Si en vez de 90° este ángulo es sólo 60° , la pérdida debida a la fricción será solamente 1% mayor que a 90° . La máxima desviación de 90° es $\pm 15^\circ$ a lo largo del rango de movimiento. En este punto el incremento de pérdida por encima de 90° no excederá de 0.5%. Luego las consideraciones deben hacerse en que la angularidad no afecte la eficiencia del aparejo del freno.

La mejor práctica de diseño e instalación de aparos de frenos exige dividir el movimiento angular de todas las palancas, cerca de la posición de 90° tal que con los frenos aplicados, con zapatas nue-

vas, la palanca estará a un lado de 90° y estará en el otro lado, con las zapatas desgastadas y con los frenos aplicados.

Debido a la angularidad existen 2 clases de pérdidas, una de ellas es a la falta de paralelismo entre las 3 fuerzas que actúan en una palanca, cuando están desgastados las zapatas. Esta pérdida es debido al incremento de fricción en el empuje lateral y a la reducción de la componente paralela cuando la fuerza aplicada está en ángulo. Ver la Figura V-7. Este ángulo sólo causará 1% de pérdida en la eficiencia.

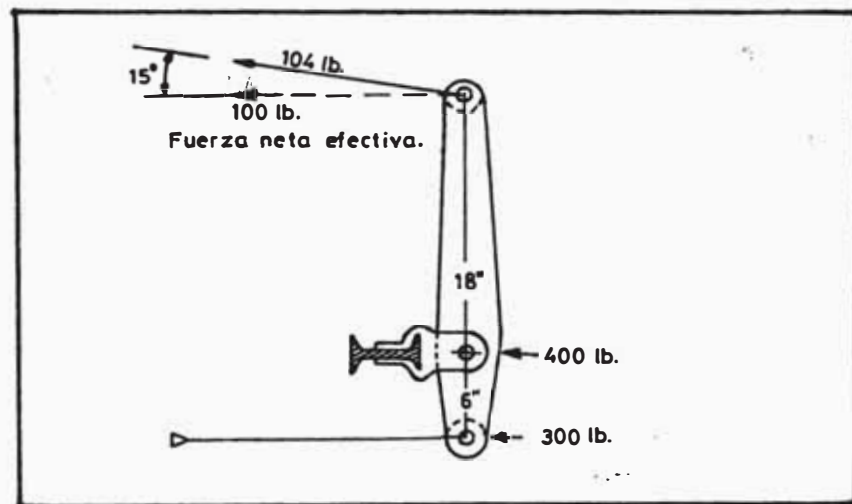
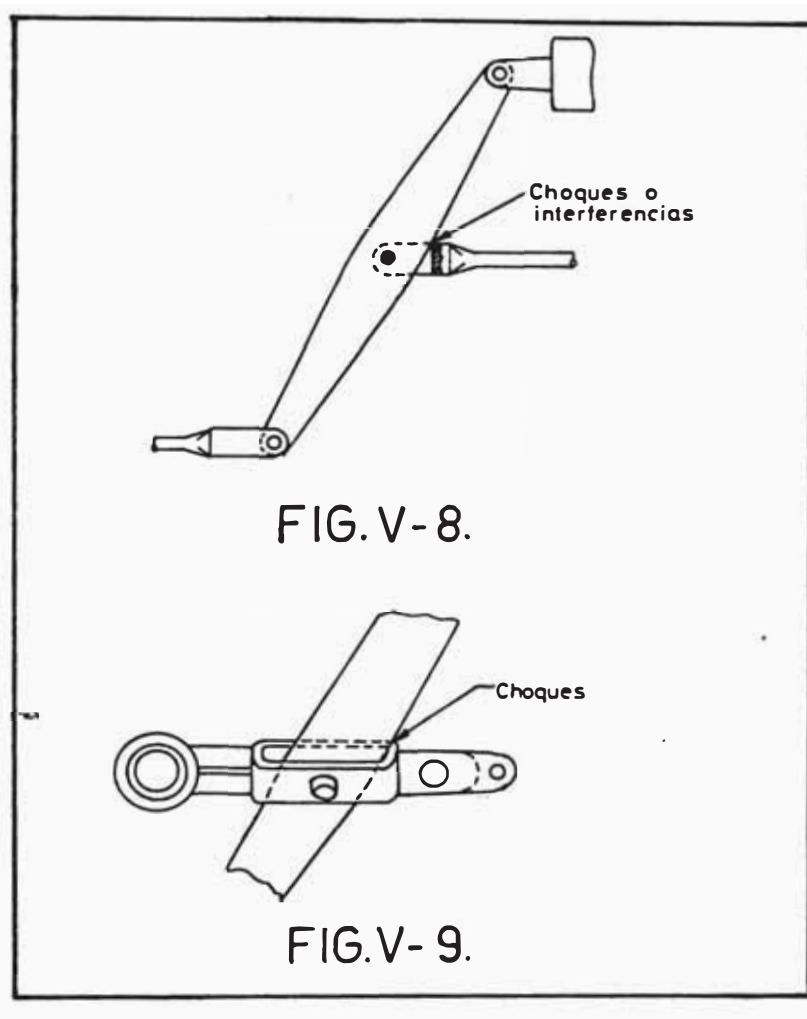


FIG.V - 7.

La otra clase de pérdida en eficiencia de aparejos debido a la angularidad, es la más importante de todas. Es la causada por las fricciones, choques o trabamientos de los miembros del aparejo entre sí, o con partes del truque y chasis del carro. La amplitud del recorrido angular de una palanca está expuesta a interferencias con algunos objetos, y toda la carga no es realmente transferida al aparejo. Así una palanca puede chocar en el fondo de la horquilla de una barra de conexión si su movimiento angular es grande como en la Figura V-8 y Figura V-9.

Se debe permitir una amplia luz para el movimiento de una palanca, de modo que la fuerza de frenado pueda alcanzar a las zapatas, aunque el ajuste del aparejo no sea el ideal.

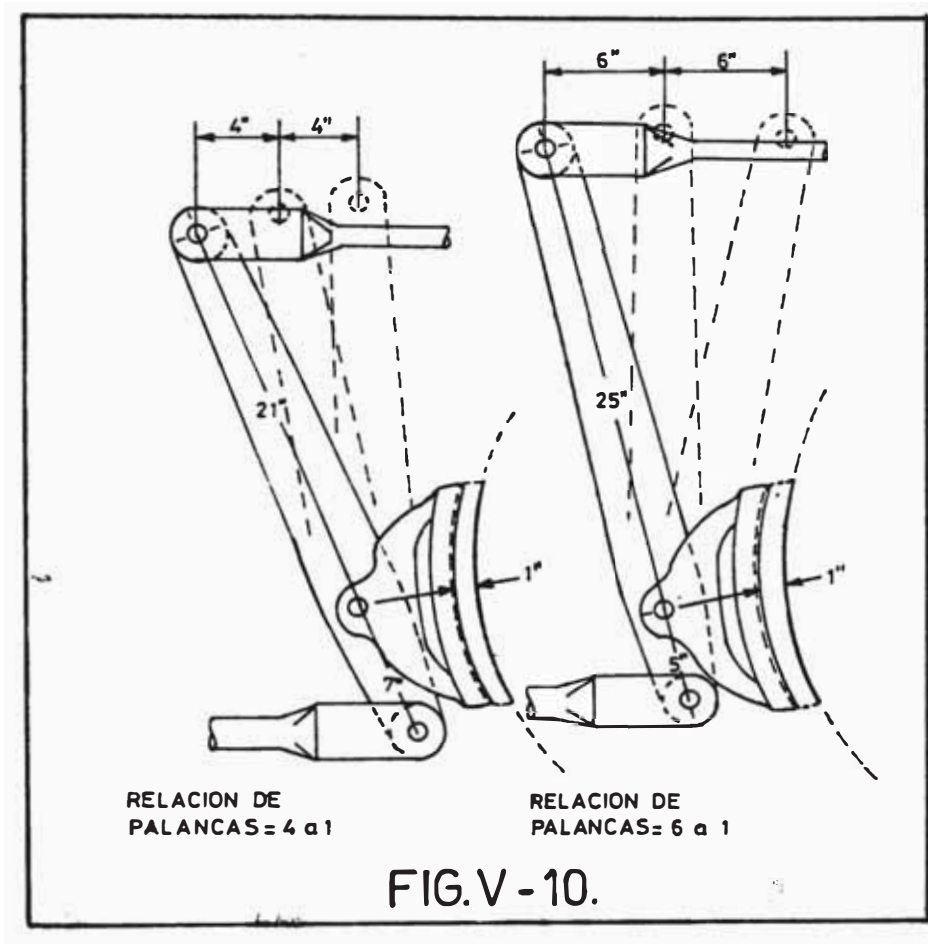
A mayor relación de palancaje mayor será su recorrido angular para mover la fuerza transmitida, para igual distancia en cada caso, Figura V-10. Las luces de palancas encontradas sobre un truque son una regla mucho más limitante que las encontradas en un carro. Por esta razón, la relación de palancas del truque, mayores que 4 a 1 no deben usarse, y la fuerza de multiplicación necesaria para las -



palancas del truque pueden obtenerse, incrementando la proporción de palancas del cilindro.

El diseño e instalación del aparato del freno deberá proveer adecuadas luces para cada palanca, desde la posición extrema de los frenos aflojados a la posición de frenos totalmente aplicados, tanto para zapatas nuevas como gastadas a su mínimo espesor y, que la posición de la palanca esté cerca a -

90° para máximo y mínimo uso de zapata.



Esfuerzos de los componentes del aparejo del freno

Una de las interrogantes comunes es: ¿cómo poder determinar qué tamaño de componente es el adecuado o sobredimensionado, para hacer el trabajo y durar un tiempo razonable en el aparejo, de un carro o locomotora?.

No hace muchos años los departamentos mecánicos de ferrocarriles diseñaron, mantuvieron, manufacturaron y/o reconstruyeron casi todas las partes del -

aparejo del freno.

Los esfuerzos en todos los componentes del aparejo de freno están basados dentro de un rango elástico.

1. Esto significa, que las fuerzas máximas en los componentes, no deben producir tensiones que lleguen a exceder el esfuerzo máximo del material que se usa.
2. Las fuerzas y movimientos deben distribuirse en suficientes áreas, para que la fricción y abrasión no provoquen choques o vida excesivamente corta.
3. Deben considerarse la oxidación y corrosión para dimensionar los componentes.
4. Los esfuerzos, en funcionamiento, no deben causar grandes deflexiones en las partes individuales, dado que la multiplicación (altas relaciones de palancas) empleada puede producir, - también, carrera larga del pistón. Esfuerzos muy altos con grandes deflexiones dinámicas - deben ser evitados, aunque los materiales - sean completamente elásticos y tengan alto esfuerzo máximo.

La experiencia en ferrocarriles ha mostrado que los máximos esfuerzos de diseño no deben exceder aproximadamente, los $2/3$ del esfuerzo máximo del material.

Existen muchísimas cargas dinámicas durante la operación de trenes, los cuales son difíciles de identificar y cuantificar para fijar parámetros promedio de diseño. La relación $2/3$ da vida a los componentes y concuerdan muy bien con la vida del carro y/o mejoran el mantenimiento o frecuencia de cambios.

Esfuerzos en palancas

El esfuerzo en palancas puede ser definido tal como, proporcionar una sección transversal suficiente para que los esfuerzos en las fibras exteriores no excedan el esfuerzo máximo del material. Si éste es igualado o excedido deformará o romperá el componente. Obviamente, es deseable trabajar en el rango de esfuerzos donde el material permanece elástico, y, retorne a sus dimensiones originales al cesar la carga.

También el material debe ser capaz de absorber suficiente número de ciclos de deflexión durante su vida proyectada.

Las relaciones matemáticas entre carga y esfuerzo puede definirse como sigue¹:

$$M_F = \frac{S \times I}{C}$$

Donde:

M_F = momento flector

S = esfuerzo máximo del material

I = momento de inercia del componente

C = distancia entre la fibra muerta y la fibra exterior.

Para una palanca rectangular:

$$M_F = P \times L = \frac{S \times b h^3 / 12}{h/2} = S \times \frac{b h^2}{6}$$

P = carga b = espesor de la palanca

L = brazo de palanca.
 h = ancho de la palanca.

o también: $S = \frac{6 P L}{b h^2}$

Es admitido que los componentes bien pueden estar sujetos a cargas, en operaciones reales, algo más altas que aquellas calculadas del diagrama del - aparejo.

Usando los esfuerzos máximos establecidos por la AAR es posible construir tabulaciones, de las cuales los tamaños de los componentes pueden ser rápidamente determinados sin cálculos.

Tabulaciones de este tipo están incluidas en esta sección.

En general, se usa aceros laminados en caliente para las palancas, que tienen 0.20% de carbono. Sin embargo comúnmente son de acero forjado de 0.45% - 0.49% de carbono. Las palancas forjadas se disponen en longitudes standar. El acero SAE C-1020 puede usarse con un esfuerzo máximo de 30,000 psi, SAE C-1049 usa 48,000 psi máximo.

El espesor AAR mínimo de una palanca es 1". Las palancas standar AAR, del trunque, deben ser de 1" de espesor para yugos # 18 y # 24 y 1.1/4" para yugos # 28 y # 36.

Esfuerzos en los tirantes

Para los tirantes, la sección básica es la circular y el material es usualmente acero laminado en caliente de 0.20% de carbono aproximadamente. El esfuerzo será igual a la carga entre la sección

transveral y 15,000 psi es el valor del esfuerzo de diseño standarizado por AAR, para un acero templado que tiene 32000 psi de esfuerzo máximo.

El mínimo diámetro admitido por la AAR es de 3/4" para servicio de carga y 7/8" para pasajeros.

Esfuerzos en pines y horquillas

El método aceptado para dimensionado de pines es el uso de "doble cizalla" dado que hay 2 secciones del pin que portan la carga (uno a cada lado de la horquilla).

El esfuerzo de corte permisible AAR es 10,000 psi. El diámetro mínimo permisible es 1.3/32". El máximo esfuerzo basado en la cara proyectada del pin en la palanca o ambas patas de la horquilla es 23,000 psi, indistinto del material usado. Los valores anteriores están basados en la experiencia.

Los pines son nominalmente 1/32" más pequeños que los agujeros, los cuales se dimensionan a partir de 1.1/8 por intervalos de 1/8". Algunos pines tienen superficies endurecidas y van con palancas que tienen también bocinas endurecidas, éstos son usados generalmente en carro de pasajeros y locomotoras.

Yugos del freno (vigas)

Los yugos han sido standarizados por la AAR (y por la Asociación de Constructores de Carros antes que la AAR) y también los tamaños, rendimiento y especificaciones de pruebas. Actualmente, los yugos son universalmente suministrados por fabricantes especialistas, bajo aprobación AAR.

Muchos yugos, para carros de servicio de carga, son fabricados de acero común, otros son soldados y también son fundidos.

Las locomotoras Diesel-Eléctricas no emplean yugos porque interfieren con los motores y engranajes, la forma del aparejo es mostrada en la Figura IV-1.

Dimensiones, limitaciones y especificaciones son dadas por la AAR.

Los tamaños standar básicos son:

Nº DE YUGO	CARGA DE FLEXION (Lbs)	CARGA DE AJUSTE (Lbs)	CARGA CON FACTOR DE SEGURIDAD (lbs)
18	18,000	30,000	45,000
24	24,000	36,000	54,000
28	28,000	39,200	58,800
36	36,000	48,000	72,000

La carga flectora no debe indicar más que 0.07" de deflexión y la carga de ajuste no debe resultar mayor que 0.01".

Los agujeros donde van los pines en la riostra y la palanca del truque son:

Nº DE YUGO	AGUJERO (Pulg.)	DIAMETRO PIN (Pulg.)
18	1-1/8"	1-3/32"
24	1-1/8"	1-3/32"
28	1-3/8"	1-11/32"
36	1-5/8"	1-19/32"

Tradicionalmente, la elección del tamaño de un yugo fué hecho en base a que la carga flectora no sea excedida por la fuerza teórica del freno de aire a la presión alta del cilindro del freno. Actualmente, esta presión llega de 50 a 90 psi, cuyos valores son standar para carros de carga.

En carros de pasajeros la presión del tubo del freno es de 110 psi y éste es usado para diseño de aparejos.

Con el montaje del cilindro del freno operando todas las zapatas se conecta, a la palanca viva del cilindro, el freno de mano a través de una cadena

o cerca del pin del tirante del cilindro del freno. La fuerza nominal del freno de mano y relación de frenado es cercano al producido por el pistón del cilindro del freno a 50 psi. Cualquier fuerza sea manual o por el aire, puede aplicarse a las zapatas sin afectar a la otra, pues el freno de mano opera en "armonía" con el freno de aire.

Métodos Prácticos y fundamentos de diseño de aparejo de freno

Para el provecho de los proyectistas o Ingenieros principiantes y aquellos que no conocen diseños de aparejos de frenos, se ofrece el siguiente procedimiento como una guía:

Debe conocerse cierta información:

- . Clase de carro (40 ton, 50 ton, 70 ton, 100 ton, 125 ton).
- . Peso ligero estimado (tara del carro)
- . Tipo del carro (cajón, tolva, plano, etc.)
- . Tipo de zapata (composición de alta o baja fricción)
- . Tipo de aparejo (barra inferior a través del travesero bajo el travesero o varilla superior sobre el eje).

En esta sección (Figuras V-19, V-20 y V-21) hay ejemplos de cálculo para un carro de 70 ton. con

la varilla superior bajo el eje, un carro tolva de 100 ton. con la varilla inferior bajo el travesero y un carro plano de 70 ton. con la varilla inferior a través del travesero.

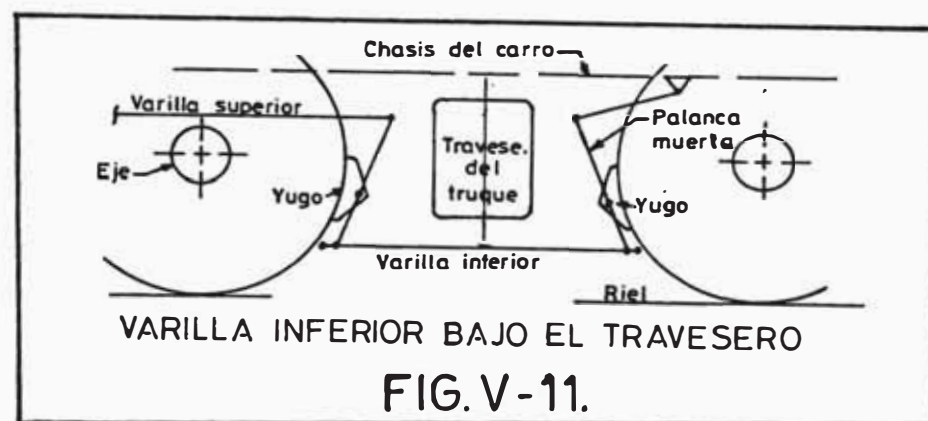
El primer paso para el diseño de los miembros de un aparejo es trazar un diagrama de esfuerzos a las condiciones a la que está sometido, donde las fuerzas y brazos de palancas puedan incluirse y ser calculadas de acuerdo a las explicaciones que se dan más adelante.

El cálculo debe empezar con el peso del carro que descansa sobre la vía y trabajando desde los yugos hacia el cilindro del freno.

Se usan longitudes de palancas características y, 36 pulg(máx.) se usan para palancas de cilindros, 28 pulg(máx) para palancas de truques, sin excederse de la relación 4 a 1. El tamaño apropiado del cilindro del freno se determina recurriendo a la Tabla II (cilindro de freno y relación de palancas comunes).

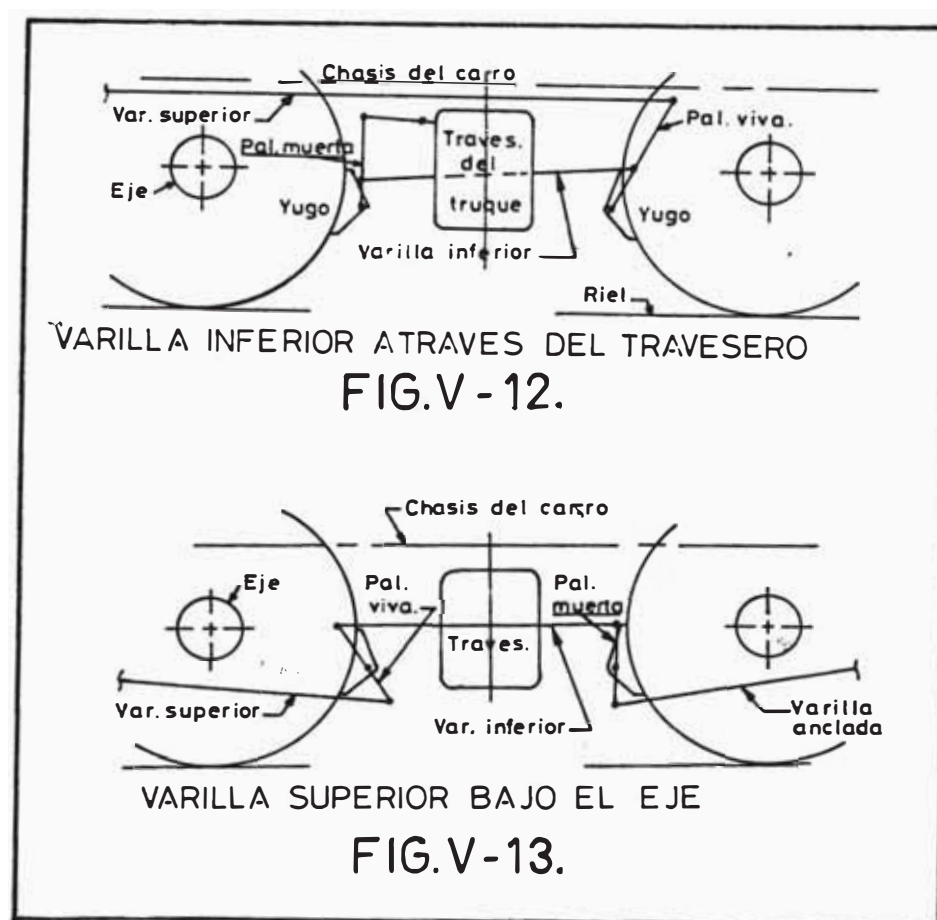
Sistemas convencionales de aparejos de frenos de carga

hay 3 sistemas básicos de montaje de frenos, diferenciando en la disposición de las palancas del truque. Estos se refieren comunmente a la "varilla inferior" (barra de conexión) bajo el travesero, a través del travesero o "varilla superior" bajo el eje.



El sistema de barra de conexión bajo el travesero, Figura V-11, (usa generalmente palancas de 8"x16" ó 8"x14") con palancas 8"x16". tiene poca luz entre la parte superior de la palanca y la viga central, especialmente en curvas con carro cargado. Con las palancas 8"x14", la varilla superior tocará el eje sino se ajusta apropiadamente la angularidad.

La palanca 8"x16" tiene una relación de movimiento 6:1 entre la varilla superior y los yugos. Si éstos se mueven 1" la varilla lo hará en 6". La palanca 8x14" tiene una relación de movimiento de 5.5:1.



El sistema de varilla inferior a través del travesero, Figura V-12, utiliza palancas con relación de fuerza de 2:1. Ejemplo: 7"x14", 7.5"x15" ó 8"x16" y generalmente tienen uno o 2 curvaturas para acomodarse entre el travesero del tru

que.

Este sistema tiene una relación de movimiento de 4:1. Una variante de este sistema es usar palancas acortadas con 1.5:1 de relación de fuerza. La parte superior de la palanca muerta está conectado a una palanca horizontal la cual está fijada en el travesero del truque para invertir la dirección del empuje y eliminar la necesidad que la varilla pase entre el travesero.

Este último sistema tiene una relación de movimiento de 3:1 en la parte superior de la palanca viva.

En el Ferrocarril Central es común el uso del sistema de varilla inferior bajo el travesero.

La particularidad del sistema de varilla inferior a través del travesero es que requiere longitudes diferentes de palancas viva y muerta para el truque. Esto ocasiona diferente angularidad y desigual fuerza de distribución en yugos y zapatas.

El sistema de varilla superior bajo el eje, Figura V-13, usa palancas de 6"x6" en el truque. La varilla superior pasa bajo el eje interior. Una porción de la palanca muerta se une a una vari -

lla anclada que pasa bajo el eje exterior. Los agujeros centrales de ambas palancas conectan a los yugos y los extremos se conectan con la barra de conexión del truque que pasa a través del travesero. Este particular sistema depende de establecer una longitud apropiada de la varilla anclada así como obtener óptima angularidad de la palanca viva del truque para asegurarse que la palanca no chocará con la riostra.

El sistema bajo el eje fué originalmente desarrollado para travesero de cojinetes corredizos bajo el chasis del carro los cuales tienen un plato centro extralargo y una doble viga central que elimina mucho de los espacios usados por los 2 primeros sistemas. También se usan en ciertos tipos de carros que tienen mayor giro del truque al vencer curvas. Este sistema tiene 4:1 de relación de movimiento en la varilla superior.

Un tipo de truque con sistema de frenos restringido es aquel que tiene montado sobre el travesero un cilindro y usan palanca horizontal, apoyado en el travesero, para multiplicar y transferir la fuerza de la varilla de empuje a la palanca viva del truque. La conexión horizontal del freno de mano está hecha sea para la parte superior

de la palanca viva del truque o para una extensión en la palanca horizontal.

Otro tipo de diseño es el de la figura V-14, que lleva 4 cilindros por carro.

Este tipo de sistema usa zapatas de alta fricción y los diámetros de los cilindros de los frenos son pequeños, eliminando la necesidad de usar palancas multiplicadoras.

Fuerzas de frenado requeridas

Para calcular la fuerza neta de las zapatas, se asume un factor de eficiencia. Si un carro similar ha sido probado previamente, se debe usar ésta. Sino hay experiencia previa, puede calcularse, asumiendo razonablemente que ocurrirá una pérdida de 1% en cada punto de contacto del aparejo, por ejemplo: cada pin, cada palanca, cada varilla gufa, gufas, etc. El yugo tiene 3 puntos de contacto: un pin en la riostra y en ambos extremos del yugo, lado de la gufa del bastidor. Esta suposición proveerá un punto de partida para calcular las fuerzas de frenado, pero es muy probable que requerirá ajustes después que sea establecido el factor de eficiencia, con una prueba de zapata dinamométrica.

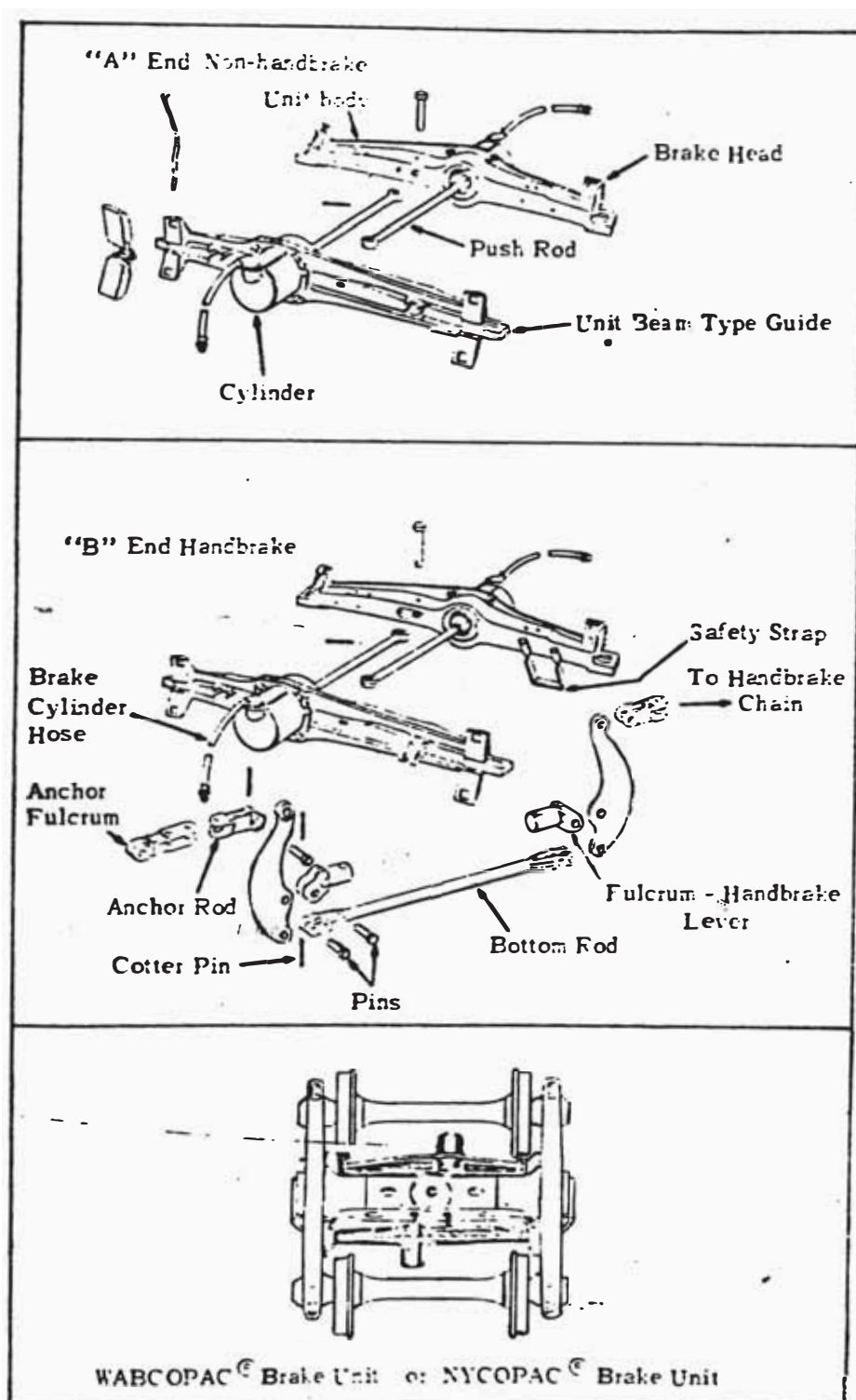


FIG. V - 14.

El primer cálculo es determinar si puede usarse un sistema de capacidad simple. Multiplicar el peso bruto por la relación de frenado mínimo para obtener la fuerza de frenado con carga. Este producto debe ser menor que el producto del peso vacío multiplicado por la relación de frenado máximo. Si la fuerza de frenado bruto es mayor - que la fuerza máxima permisible ligero (vacío) entonces debe usarse un sistema de capacidad múltiple o vacío-cargado.

Si se establece que es adecuado un sistema de capacidad simple, la fuerza deseada en la zapatas debe ser aproximadamente el 75% de la diferencia entre los cálculos anteriores.

Después de decidir la fuerza neta deseada en las zapatas, divida esa cifra por el factor eficiencia asumido para determinar la fuerza teórica de las zapatas. La AAR limita a 12:1 la relación de palancaje. La fuerza teórica de las zapatas es dividida por la relación de palancaje para determinar el tamaño del cilindro del freno requerido.

La fuerza nominal desarrollada por los diferentes tamaños de cilindro de freno es:

TABLA II'

CILINDROS COMUNES DE FRENO Y RELACION DE PALANCAS

DIAM. Y CARREPA (Pulg)	FZA. TEORICA A 50 psi	MAX. RLLAC. PALANCAS	FZA. TEORICA TOTAL EN LAS ZAPATAS
7" x 12"	1924 lb.	12.5/1	24,052 lb.
8.5" x 12"	2837 lb.	12.5/1	35,462 lb.
10" x 12"	3927 lb.	12.5/1	49,088 lb.
12" x 10"	5655 lb.	12.5/1	70,688 lb.

La longitud de las palancas es establecido generalmente, por la estructura del carro, pero deberá ser lo más práctica posible y el aparejo se encarará de la multiplicación de la fuerza del cilindro. Después de decidir la longitud de las palancas, se determinará la palanca impulsora, con la relación de palancas. Comúnmente las palancas son redondeados en sus extremos.

Esfuerzos máximos⁶

Completado el diagrama de fuerzas, se determina luego el tamaño de los componentes. La AAR establece los siguientes esfuerzos máximos basados en 33,000 psi de carga límite a 90 psi del cilindro.

Esfuerzo máximo en palancas	:	23,000 psi.
" " " varillas	:	15,000 psi.
" " " horquillas	:	10,000 psi.
" " " pines	:	10,000 psi.
Soportes del pin (área proyectada).	:	23,000 psi.

(Nota.- Cuando el material a usar tiene diferente carga máxima que 33,000 psi, el máximo esfuerzo deberá ajustarse adecuadamente).

Después de determinar las apropiadas dimensiones de palancas y cilindro del freno, se debe encontrar la presión máxima del cilindro para un carro o locomotora en particular y calcular las fuerzas en el aparejo a esta presión como a 50 psi. Para equipos de frenos de carga las fuerzas se calculan con 50 y 90 psi del cilindro. Comúnmente, para pasajeros se calcula con 60 psi (máxima presión nominal de servicio del cilindro

de freno) así como a 100 psi.

Para locomotoras la práctica común es calcular - los valores a 50 y 100 psi. Sin embargo, todos los aparatos de pasajeros y locomotoras deben di señarse sobre la base de 100 psi en el cilindro.

Tirantes (o varillas de tracción).

Consultando la Tabla III y IV se puede determi - nar el tamaño de los tirantes sin cálculos labo - riosos.

Ambas tablas están basados sobre esfuerzos de di - seño AAR de 15,000 psi. Si la carga en discusión cae entre 2 cargas tabuladas, usar el mayor valor para el diámetro del tirante.

TABLA III

TABLA PARA EL CALCULO DE TIRANTES

CARGA MAX. (Lbs) Col.1	DIAMETRO DEL TIRANTE (Pulg) Col.2	CARGA MAX. (Lbs) Col.3	DIAMETRO DEL TIRANTE (Pulg) Col.4
6620	3/4	53200	2-1/8
9020	7/8	59600	2-1/4
11800	1	66500	2-3/8
14900	1-1/8	73600	2-1/2
18400	1-1/4	81200	2-5/8
22300	1-3/8	89100	2-3/4
26500	1-1/2	97400	2-7/8
31100	1-5/8	106000	3
36000	1-3/4	115000	3-1/8
41400	1-7/8	124400	3-1/4
47100	2	134200	3-3/8

Máximo esfuerzo de la fibra : 15,000 psi

Según AAR - Tirantes para servicio de carga no
menos que 3/4 pulg.

- Tirantes para servicio de pasajeros
no menos que 7/8 pulg.

TABLA IV

FUERZAS DEL APAREJO A 50 psi, FUERZA TOTAL ADECUADA
PARA 90 psi.BCP.

DIAM.VARI LLA O PIN (pulg)	AREA ₂ (Pulg ²)	-PINES- VALOR DEL DOBLE ES- FUERZO - CORTANTE (Lbs)	APOY.PARA PALANCAS DE 1" ESP. (Lbs.)	APOY.PARA PALANCAS 1.1/4" ESPESOR (Lbs).	CARGA DE TRACCION (ESFZO). PARA TI- RANTES (Lbs)
Col.1	Col.2	Col. 3	Col. 4	Col. 5	Col. 6
3/4	.4418				3662
7/4	.6013				5011
1	.7854				6545
1-3/32	.9396	10,440	14376	17970	
1-1/8	.9940				8283
1-7/32	1.1666	12,962	15970	19963	
1/4	1.2272				10138
1-11/32	1.4179	15,774	17569	21961	
1-3/8	1.4849				12373
1-15/32	1.6929	18,810	19166	23952	
1-1/2	1.7671				14725
1-19/32	1.9882	22,090	20763	25954	
1-5/8	2.0739				17282

La Tabla IV está basado sobre el esfuerzo máximo y a 90 psi, de modo que tomando la fuerza aplicada (al tirante o pin) a 50 psi del cilindro y recurriendo a la columna apropiada, se puede rápidamente determinar el tamaño requerido del componente.

Palancas y Pines

Para determinar el ancho adecuado de las palancas recurrir a la Tabla V ó VI. Multiplicando la fuerza por su brazo para encontrar el momento flector y con este valor, si el momento cae entre 2 valores tabulados use el mayor, acercarse a las Tablas. Notar que la Tabla V tiene enumerados los momentos para fuerzas a 50 psi, aunque los anchos satisfacen las fuerzas a 90 psi. Esta Tabla es principalmente para diseño de aparejos de carros de carga. Nótese también que se enumeran los 3 agujeros más usados y todas las palancas son de 1" de espesor. La Tabla VI es para carros o locomotoras y los momentos enumerados, para diferentes anchos y espesores, están basados en 23,000 psi de esfuerzo máximo para palancas planas rectangulares. La Tabla VII muestra la sección modular comparativa para 1" de espesor de sección en I en tamaños comunes.

TABLA V

APAREJOS DE CARROS DE CARGA
 ANCHOS DE PALANCAS CON 1 PULG DE ESPESOR
 MOMENTOS ESTABLECIDOS A 50 psi DEL B.C.P.
 FUERZA ADECUADA PARA 90 psi DEL B.C.P.

ANCHO DE PA LANCA (Pulg)	PALANCA DE 1" ESP. Y 1-1/8" AGUJ.		PALANCA 1" ESP. Y 1-1/4" AGUJ.		PALANCA 1" ESP. Y 1-3/8" AGUJ.	
	MODULO RESIST.	MOMENTO FLECTOR	MODULO RESIST.	MOMENTO FLECTOR	MODULO RESIST.	MOMENTO FLECTOR
Col. 1	Col. 2	Col. 3	Col. 4	Col. 5	Col. 6	Col. 7
3	1.4208	18155	1,3914	17779	1.3555	17320
3.1/4	1.6873	21560	1.6602	21214	1.6270	20789
3.1/2	1.9733	25221	1.9486	24899	1.9178	24505
3.3/4	2.2804	29138	2.2569	28838	2.2282	28471
4	2.6073	33315	2.5852	33033	2.5583	32689
4.1/4	2.9545	37752	2.9338	37487	2.9084	37163
4.1/2	3.3222	42450	3.3026	42200	3.2787	41894
4.3/4	3.7104	47411	3.6918	47173	3.6692	46884
5	4.1192	52634	4.1015	52408	4.080	52133
5.1/4	4.5485	58120	4.5317	57905	4.5112	57643
5.1/2	4.9985	63870	4.9824	63664	4.9628	63414
5.3/4	5.4691	69883	5.4533	69687	5.4350	69447
6	5.9604	76161	5.9457	75973	5.9277	75743
6.1/4	6.4724	82703	6.4583	82523	6.4410	82302
6.3/4	7.5585	96581	7.5455	96415	7.5295	96210
7	8.1327	103918	8.1201	103757	8.1047	103561
7.1/4	8.7276	111519	8.7155	111365	8.7006	111174
7.1/2	9.3433	119387	9.3315	119236	9.3172	119053

NOTA: Esta tabla está basada en 50 psi B.C.P. y 33,000 psi de esfuerzo máximo del material.

TABLA VII

VIGA I FORJADA Y PALANCAS RECTANGULARES PLANAS
 MÓDULO DE SECCIÓN A TRAVÉS DEL AGUJERO CENTRAL DE LA PALANCA

1" Esp. de palancas de viga I con 5/16" de espesor del ala y 1.3/8" ϕ máx. del agujero central				1" Esp. de palancas sólidas rectangulares con 1.3/8" ϕ máx. del agujero central			
Ancho Promedio Pulg.	x	Ancho Ala Pulg.	Pulgadas Cúbicas	Ancho Promedio Pulg.	Pulgadas Cúbicas		
3	-	-	-	3	1.36		
3-1/8	-	-	-	3-1/8	1.50		
3-1/4	-	-	-	3-1/4	1.64		
3-3/8	-	-	-	3-3/8	1.80		
3-1/2	-	-	-	3-1/2	1.94		
3-5/8	-	-	-	3-5/8	2.10		
3-3/4	-	-	-	3-3/4	2.24		
3-7/8	-	-	-	3-7/8	2.41		
4	x	3/4	2.22	4	2.57		
4-1/8	x	13/16	2.40	4-1/8	2.75		
4-1/4	x	13/16	2.52	4-1/4	2.91		

TABLA VII : Continuación

4-3/8	x	7/8	2.72	4-3/8	3.11
4-1/2	x	7/8	2.85	4-1/2	3.29
4-5/8	x	15/16	3.05	4-5/8	3.48
4-3/4	x	15/16	3.19	4-3/4	3.68
4-7/8	x	1	3.40	4-7/8	3.88
5	x	1	3.55	5	4.09
5-1/8	x	1-1/16	3.78	5-1/8	4.32
5-1/4	x	1-1/16	3.93	5-1/4	4.52
5-3/8	x	1-1/8	4.17	5-3/8	4.74
5-1/2	x	1-1/8	4.32	5-1/2	4.97
5-5/8	x	1-3/16	4.57	5-5/8	5.21
5-3/4	x	1-3/16	4.74	5-3/4	5.44
5-7/8	x	1-1/4	5.03	5-7/8	5.71
6	x	1-1/4	5.19	6	5.93
6-1/8	x	1-1/4	5.36	6-1/8	6.23
6-1/4	x	1-1/4	5.57	6-1/4	6.46
6-3/8	x	1-5/16	5.83	6-3/8	6.73
6-1/2	x	1-5/16	6.02	6-1/2	6.93
6-5/8	x	1-3/8	6.30	6-5/8	7.28
6-3/4	x	1-3/8	6.50	6-3/4	7.54

TABLA VII : Continuación

6-7/8	x	1-1/2	6.98	6-7/8	7.84
7	x	1-1/2	7.12	7	8.12
7-1/8	x	1-1/2	7.33	7-1/8	8.42
7-1/4	x	1-1/2	7.58	7-1/4	8.70
7-3/8	x	1-9/16	7.89	7-3/8	9.03
7-1/2	x	1-9/16	8.08	7-1/2	9.33
7-5/8	x	1-5/8	8.40	7-5/8	9.65
7-3/4	x	1-5/8	8.55	7-3/4	9.95
7-7/8	x	1-11/16	8.99	7-7/8	10.30
8	x	1-11/16	9.23	8	10.63

El diámetro del pin puede fácilmente determinarse recurriendo a la Col. 3 de la Tabla V, el cual enumera los tamaños comunes en aparejos de frenos, o directamente de las columnas 1 y 2 de la Tabla VIII. También puede determinarse usando la fórmula:

$$D = P/23,000 (b)$$

No usar cualquier diámetro de pin que no aparezca en la columna 2 de la Tabla VIII. Si D como figura en la fórmula es un valor intermedio, usar el valor mayor más próximo.

Todos los agujeros para pines en mandíbulas y palancas deben ser 1/32" más grandes que el pin, el cual es hecho en aumento constante de 1.1/8, 1.1/4, 1.3/8, etc.

Para determinar el tamaño apropiado del pin para el extremo de la palanca, localizar la fuerza actuante de ese punto en la columna, Tabla VIII, (o la fuerza mayor próxima si el valor exacto no es hallado) y leer en la columna 2 el diámetro del pin. No se usan pines menores que 1-3/32"

TABLA VIII

TABLA PARA DISEÑO DE PINES, EXTREMOS
DE MANDIBULAS Y PALANCAS

PINES		MANDIBULAS		PALANCAS	
CARGA P,lb. Col.1	DIAM.MIN D,pulg. Col. 2	ESP.MIN. t,pulg. Col. 3	VALORES F, pulg. Col. 4	ESPEJOR b,pulg Col. 5	VALORES G,pulg Col. 6
18800	1-3/32	3/4	11/16	1	15/16
23300	1-7/32	3/4	13/16	1	1-3/16
28400	1-11/32	3/4	15/16	1	1-7/16
33900	1-15/32	3/4	1-3/16	1-1/8	1-1/2
39900	1-19/32	3/4	1-3/8	1-1/8	1-13/16
46400	1-23/32	3/4	1-9/16	1-1/4	1-7/8
53400	1-27/32	3/4	1-13/16	1-3/8	1-15/16
60900	1-31/32	3/4	2-1/16	1-3/8	2-1/4
68900	2-3/32	3/4	2-5/16	1-1/2	2-5/16
77400	2-7/32	13/16	2-3/8	1-5/8	2-3/8
86300	2-11/32	13/16	2-11/16	1-5/8	2-11/16
95800	2-15/32	7/8	2-3/4	1-3/4	2-3/4
105700	2-19/32	15/16	2-7/8	1-7/8	2-7/8
116100	2-23/32	15/16	3-1/8	1-7/8	3-1/8
127000	2-27/32	1	3-3/16	2	3-3/16

$$D = 0.00798 \sqrt{P}$$

$$F = \frac{P}{40,000 t}$$

$$G = \frac{P}{20,000 b}$$

$$E = F + 1/8 \text{ pulg.}$$

$$D = \frac{P}{23,000 b}$$

AAR:Diám.mfn
1-3/32.Máx. esf.
de fibra; en cor-
te:10,000 psi,
soportes:23,000
psi.

AAR:Espesor mfn.
3/4.Máx.esf. de
fibra en tracción
y corte 10,000 psi.

AAR: Máximo esfuer-
zo de fibra; corte:
10,000 psi, fle-
xión:23,000 psi.

Los valores "G" alrededor del agujero, lado extremo, de una palanca se encuentra en la columna 6, Tabla VIII para diferentes cargas "P", columna 1. Ver Figuras V-15 y V-16. Cuando la carga "P" está entre dos valores se toma el mayor, en algunos casos, éste puede ser 1/8 a 1/4 mayor que el realmente necesario.

Si se busca mayor precisión usar la fórmula¹:

$$G = \frac{P}{20,000 b}$$

Por ejemplo, el valor de "G" tomado de la Tabla VIII para una carga de 24,000 lbs. es 1-7/16". Si se usa la fórmula $G = \frac{24,000}{20,000 \times 1} = 1.2"$ ó cerca a 1-1/4" que representa un ahorro de 1-7/16- 1.1/4 = 3/16" ó 3/8" en el ancho total de la palanca. La Tabla VIII se usa de acuerdo a nuestra conveniencia.

La tabla VI dá los anchos adecuados de palancas para varios espesores y valores de P x L. Se entra con el valor de b ya determinado y leer hacia abajo hasta que "P x L" calculado sea encontrado (o tomar el mayor). Siguiendo a la izquierda horizontalmente se lee en la columna 1

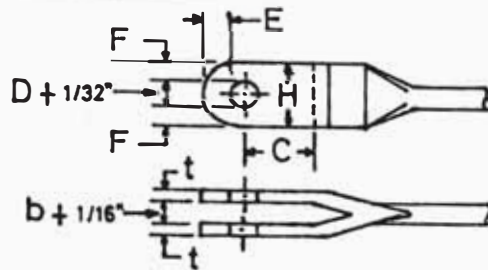


FIG. V-15.

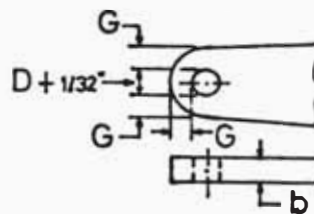


FIG. V-16.

el valor de "H". Por ejemplo: suponiendo $L = 20$ " y $P = 8000$ lb, entonces $P \times L = 160000$ pulg-lb. Si el $b = 1-1/8$ " encontramos valores de $P \times L$, en la columna 5, de 155,200 y 168,500. Tomando el mayor y en la primera columna encontramos $H = 6.1/4$ ", en la parte central de la palanca.

Horquillas o Mandíbulas

El mínimo espesor "t" está dado en la columna 3 para cargas correspondientes, columna 1, Tabla

VIII. Ver Figura V-15. Este espesor no debe ser menor que 3/4". La abertura entre mandíbulas es igual al espesor de la palanca "b" más 1/16".

Los diferentes valores de "F" en los lados del agujero están tabulados en la columna 4. Cuando la carga está entre 2 valores y se toma el mayor, el valor de F puede llegar a ser mayor en 3/16" ó - 3/8" en el ancho total. Si se desea mayor precisión, usar¹:

$$F = \frac{F}{40,000 t}$$

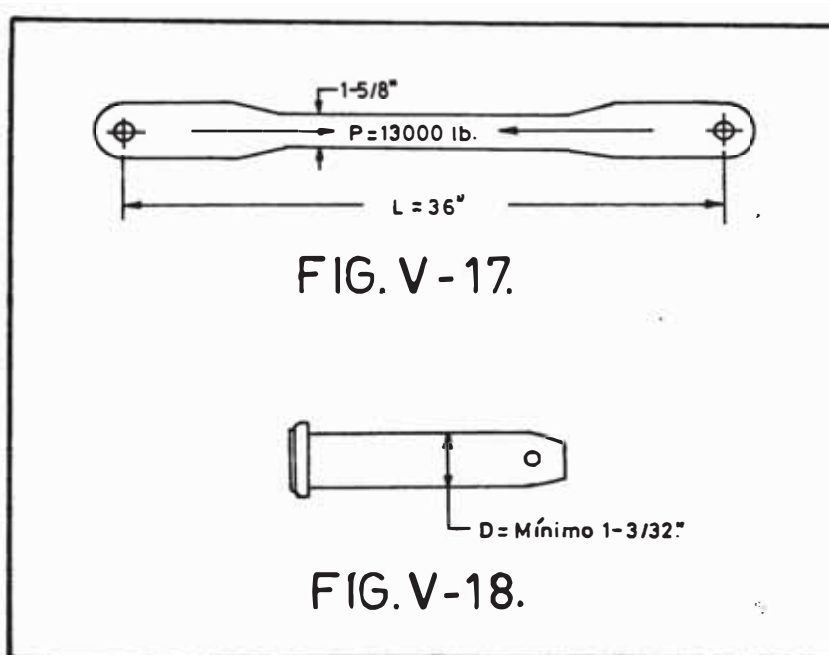
Los valores de E son siempre iguales a F + 1/8". La profundidad "C" de la mandíbula es igual a la mitad del ancho de la palanca que se inserta, más una distancia que permita a la mandíbula girar 45° como mínimo, desde la posición de ángulo recto con la palanca. Esto es para evitar choques como el de la Figura V-9. Este método es aplicable tanto en tracción como compresión.

Varillas de compresión o riostras¹

Las varillas de compresión o riostras ("barra de conexión del truque" o "varillas inferiores") pueden calcularse con la fórmula¹:

$$D = R \sqrt{P}$$

Generalmente la long. "L" y carga "P", figura V-17 son conocidas y debe encontrarse el diámetro "D".



La Tabla IX dá valores de R correspondientes para valores del cociente P/L^2 . Para el uso de la Tabla X, se debe hallar el valor de la raíz cuadrada de P. Ambos resultados se sustituye en la fórmula arriba indicada. Ejemplo; sea:

$$L = 36", \quad P = 13,000 \text{ lbs.} \quad \Rightarrow \quad P/L^2 = 10$$

De la Tabla IX, $R = 0.0140$ para $P/L^2 = 10$

$$" \quad " \quad " \quad X, \sqrt{P} = 114 \text{ para } P = 13,000$$

$$\text{Luego: } D = 0.0140 \times 114 = 1.596 \text{ ó } 1-5/8".$$

TALLA IX

$$P = L^2$$

VALORES DE $\frac{P}{L^2}$	VALORES DE R
.50	.0255
.60	.0254
.75	.0242
1.0	.0226
1.5	.0207
2	.0194
3	.0176
4	.0163
5	.0160
6	.0154
7	.0150
8	.0146
9	.0143
10	.0140
11	.0138
12	.0136
13	.0134
14	.0132
15	.0131
16	.0129
17	.0128
18	.0127
19	.0126
20	.0125

...//...

TABLA IX : Continuación

VALORES DE $\frac{P}{L^2}$	VALORES DE R
21	.0124
22	.0123
23	.0122
24	.0121
25	.0121
26	.0120
27	.0119
28	.0119
29	.0119
30	.0118

P = carga sobre la riostra - Lbs.

L = longitud entre agujeros - Pulg.

TABLA A

VALORES DADOS DE LA RAIZ CUADRADA DE DIFERENTES NUMEROS
DESDE 500 a 32500

NUMERO Col.1	RAIZ CUADRADA Col. 2	NUMERO Col.3	RAIZ CUADRADA Col.4
500	22.36	16500	128.5
1000	31.62	17000	150.4
1500	38.73	17500	132.3
2000	44.72	18000	134.2
2500	50.00	18500	136.0
3000	54.77	19000	137.8
3500	59.16	19500	139.6
4000	63.25	20000	141.4
4500	67.08	20500	143.2
5000	70.71	21000	144.9
5500	74.16	21500	146.6
6000	77.46	22000	148.3
6500	80.62	22500	150.0
7000	83.67	23000	151.7
7500	86.60	23500	153.3
8000	89.44	24000	154.9
8500	92.20	24500	156.5
9000	94.87	25000	158.1
9500	97.47	25500	159.7
10000	100.0	26000	161.2
10500	102.5	26500	162.8
11000	104.9	27000	164.3
11500	107.2	27500	165.8
12000	109.5	28000	167.3
12500	111.8	28500	168.8
13000	114.0	29000	170.3
13500	116.2	30000	171.8
14000	118.3	30500	173.2
14500	120.4	31000	174.5
15000	122.5	31500	176.1
15500	124.5	32000	177.5
16000	126.5	32500	178.9

El tamaño de los yugos será seleccionado de modo que la fuerza de diseño a 90 psi del cilindro no exceda la capacidad estimada de la viga. La tabulación muestra la fuerza admisible a 50 psi del cilindro¹.

TAMAÑO YUGO	MAX.FZA.(lbs) A 90 psi	MAX.FZA.(Lbs) a 50 psi	DIAMETRO PIN (pulg)
N° 18	18,000	10,000	1-3/32
N° 24	24,000	13,330	1-11/32
N° 28	28,000	15,550	1-11/32
N° 36	36,000	20,000	1-19/32

Nota: En caso se calcule con la fuerza del freno de mano de 125 lbs., en el borde de la volante del freno de mano y resulte una fuerza mayor que con 90 psi, la selección del yugo se basará en la fuerza del freno de mano.

Luz de zapatas

Para determinar la cantidad de luz entre la zapata y rueda, cuando los frenos están aflojados, dividir la carrera del pistón por la relación de palanca. Esta cifra, normalmente, no deberá ser menor que 0.4 pulg; con una pequeña cantidad de luz

de zapata se puede encontrar dificultades al reemplazar zapatas. Esta cifra representa la luz en cada una de las posiciones controladas por el cilindro, así en cada truke, la luz de las 4 zapatas hacen un total de 1.6".

Frenos de mano

La instalación del freno de mano es aprobado y certificado por la AAP, logrando máxima carrera del pistón del cilindro del freno.

El brazo de la roldana de la volante será colocado de modo que la cadena vertical no obstruya o roce en la caja o componentes del freno de mano.

La volante del freno de mano o palanca debe tener un mínimo de 4.5 pulg. de luz de acción de cualquier otro componente del carro. Cuando el vástago del cilindro del freno está en posición de afloje total, la cadena del freno de mano no debe quedar demasiado colado o flojo.

Ajustador de afloje (Recogedor automático)

Desde 1968 todos los carros, nuevos o reconstruidos, usan un recogedor automático de doble acción.

El recogedor automático debe tener suficiente capacidad para mantener la carrera del pistón cuando son removidas todas las zapatas, o cuando se van desgastando a fin de obtener siempre la misma fuerza en las zapatas.

Sistema de freno de aire

La tubería del freno de aire será de 1-1/4" y debe diseñarse con pocas uniones como sea posible, y lo más recto como lo permita la construcción del carro, cualquier curvatura que sea necesario no debe ser menor que 12 pulg de radio. Puede usarse soldadura a tope para unir 2 tuberías procurando prevenir restricciones en la tubería y evitar que salpique dentro de la tubería.

Toda la cañería debe ser de 1" y será entre 22 y 40" de longitud. Si el carro tiene amortiguación, usar cañería flexible empleando mangueras y dimensiones especificadas por AAR.

Tubería del cilindro del freno, depósito de emergencia y auxiliar será de 3/4", cualquier curvatura a no menos de 6" de radio.

Tubería de la válvula de retención será de 3/8" y curvatura no menos de 3" de radio.

La válvula ADD, el depósito y cilindro del freno deben localizarse lo más juntos posible para minimizar la cantidad de volumen requerido.

Todos los carros con tuberías de 75 pies o más, - entre acoplamientos finales, deben tener una válvula relevadora de reducción A-1 que debe estar - localizada lejos de la AB o ADD como sea posible (con un mínimo de 15 pies).

Ejemplo de Cálculo y diseño de un aparejo de freno para carro de carga.

1° Ejemplo: considerando la figura adjunta N° V-19.

Características del aparejo y el carro:

- Varilla inferior bajo el travesero.
- Zapatas de alta fricción.
- Tara estimada del carro: 63000 lbs.
- Capacidad de carga del carro : 100 ton 200,000 lb.
- Tipo de carro : tolva.

$$(1) \text{ Fuerza de frenado bruto} = 263,000 \times 0.065 \\ = 17,095 \text{ lbs.}$$

$$(2) \text{ Fuerza frenado vacío} = 63,000 \times 0.3 = 18,900 \text{ lbs.}$$

Obteniendo el 75% de la diferencia =

$$(18,900 - 17,095) \times 0.75 = 1,354 \text{ lbs.}$$

(3) Luego, la fuerza real en el carro será:

$$17,095 + 1354 = 18,449 \cong 18,450 \text{ lbs.}$$

$$\text{Fuerza teórica} = 18,450 \div 0.65 \text{ ef.}$$

$$= 28,385 \text{ lbs.}$$

$$(4) \text{ Fuerza en cada vugo} = 28385 \div 4 = 7096 \text{ lbs.}$$

(5) Ahora bien, para considerar los tamaños de palancas, como se ha mencionado antes, se debe concordar con el tipo y diseño del carro. En este caso optamos por los tamaños indicados en la Figura - V-19, pudiendo ser otros valores recordando no excederse de una relación de palancas total de 12.5 a 1 y de 4 a 1 en palancas de truques.

En este caso la :

$$R_p = \frac{29.25}{52.625} \times \frac{16.25}{13.75} \times \frac{22}{8} \times \frac{4}{1} = 7.225$$

(6) Entonces el cilindro a seleccionar será:

$$\text{Fza. en el cilindro} = \frac{20385}{7.225} = 3928 \text{ lbs.}$$

Recurriendo a la Tabla II seleccionamos un cilindro de 10" x 12" que desarrolla 3927 - lbs. de fuerza.

(7) Fuerza en la varilla superior =

$$7096 \times 8 \div 22 = 2530 \text{ lbs.}$$

Fuerza en la varilla del cilindro

$$= 3927 \times \frac{29.25}{52.625} = 2183 \text{ lbs.}$$

Relación de palanca flotante:

$$2530 \div 2183 = 1.19$$

Brazos de palanca flotante :

$$30 \div 2.18 = 13.75$$

$$Y, 30 - 13.75 = 16.25$$

(8) Cálculo con sistema de aire.

Fza. en la varilla de la palanca
del cilindro : $3927 \times \frac{29.25}{52.625} = 2133 \text{ lbs.}$

Fza. en la varilla superior :
 $2133 \times \frac{16.25}{13.75} = 2530 \text{ lbs.}$

Fza. en cada yugo :
 $2530 \times \frac{22}{8} = 7095 \text{ lbs.}$

Fza. en la varilla central:
 $2133 \times \frac{3^2}{13.75} = 4763$

Fza. en la varilla superior:
 $4763 \times \frac{16.25}{30} = 2530$

Fza. en cada yugo :
 $2530 \times \frac{22}{8} = 7095$

Fza. total en el carro :
 $7095 \times 4 = 28,380 \text{ lbs.}$

(9) Comprobando las especificaciones AAR

Fza. total real:
 $28380 \times 0.65 \text{ ef} = 18447 \text{ lb.}$

Relación de frenado bruto:

$$18447/263,000 = 7.01\% > 6.5\% \Rightarrow \text{OK!}$$

Relación de frenado vacío :

$$18447/63,000 = 29.28\% < 30\% \Rightarrow \text{OK!}$$

(10) Freno de mano

Fza total :

$$263,000 \times 0.11 = 28,930 \text{ lbs.}$$

Fza. teórica en cada yugo:

$$\frac{28930}{0.65} \times (4)^1 = 11,126 \text{ lbs.}$$

Fza. en la varilla sup. :

$$11,126 \times 8/22 = 4046 \text{ lbs.}$$

Fza. en la varilla de la palanca del cilindro:

$$4096 \times 13.75/16.25 = 3424$$

Brazo de palanca del freno de mano:

$$3424 \times 52.625/4700 = 38.33 \cong 38.5$$

Recalculando:

Fza. en la varilla de la palanca del cilindro:

$$4700 \times 33.5/52.625 = 3428 \text{ lbs.}$$

Fza. en la varilla superior:

$$3428 \times 16.25/13.75 = 4063 \text{ lbs.}$$

$$\text{Fza. total} = 4063 \times 22/9 \times 4 = 44,692 \text{ lbs.}$$

Comprobando lo especificado por AAR

Fza. real total :

$$44692 \times 0.65 \text{ ef} = 29,050 \text{ lbs.}$$

$$\text{Relación de frenado bruto: } 29050/263,000 =$$

$$= 11.04\% > 11 \Rightarrow \text{OK!}$$

(11) Selección de anchos de palancas

Palanca del cilindro:

$$P \times L = 2133 \times 23.375 = 51,028 \text{ lb-pulg.}$$

De Tabla V : ancho = 5"

$$\text{Esp.} = 1"$$

Palancas flotante y muerta del carro:

$$P \times L = 2133 \times 16.25 = 35,474 \text{ lb-pulg.}$$

De Tabla V : ancho = 4.25"

$$\text{Esp.} = 1"$$

Palancas del truque:

$$P \times L = 2580 \times 14 = 36,126$$

De Tabla V : ancho = 4.25

$$\text{Esp.} = 1''$$

(12) Selección de varillas

Ver Tablas III y IV, VIII, IX y X

(13) Pines

De Tabla VIII : 1-3/32" de diámetro mínimo.

(14) Yugos

Nº 18

2° EJEMPLO

Considerando la Figura V-20, y :

- Tara = 62,000 lb.
- Varilla superior bajo el eje.
- Carro tipo cajón
- 70 ton. de capacidad
- Zapatas de alta fricción

$$220,000 \times 0.065 = 14,300$$

$$62,000 \times 0.30 = 18,600$$

$$18,600 - 14,300 = 4300 \times 0.75 =$$

$$3225 + 14,300 = 17,525 \text{ lb.}$$

$$17,525 \div 0.65 \text{ ef} = 26,960 \div 4 \text{ yugos} = 6,740 \text{ por yugo}$$

$$6,740 \times 6 \div 12 = 3370 \times 12 \div 4 = 10110$$

$$10110 \div 3927 = 2.57 : 1 \text{ de relación}$$

$$26 \div 2.57 = 10.1, \text{ sea } 10, \text{ entonces } 26-10 = 16''$$

Freno con aire

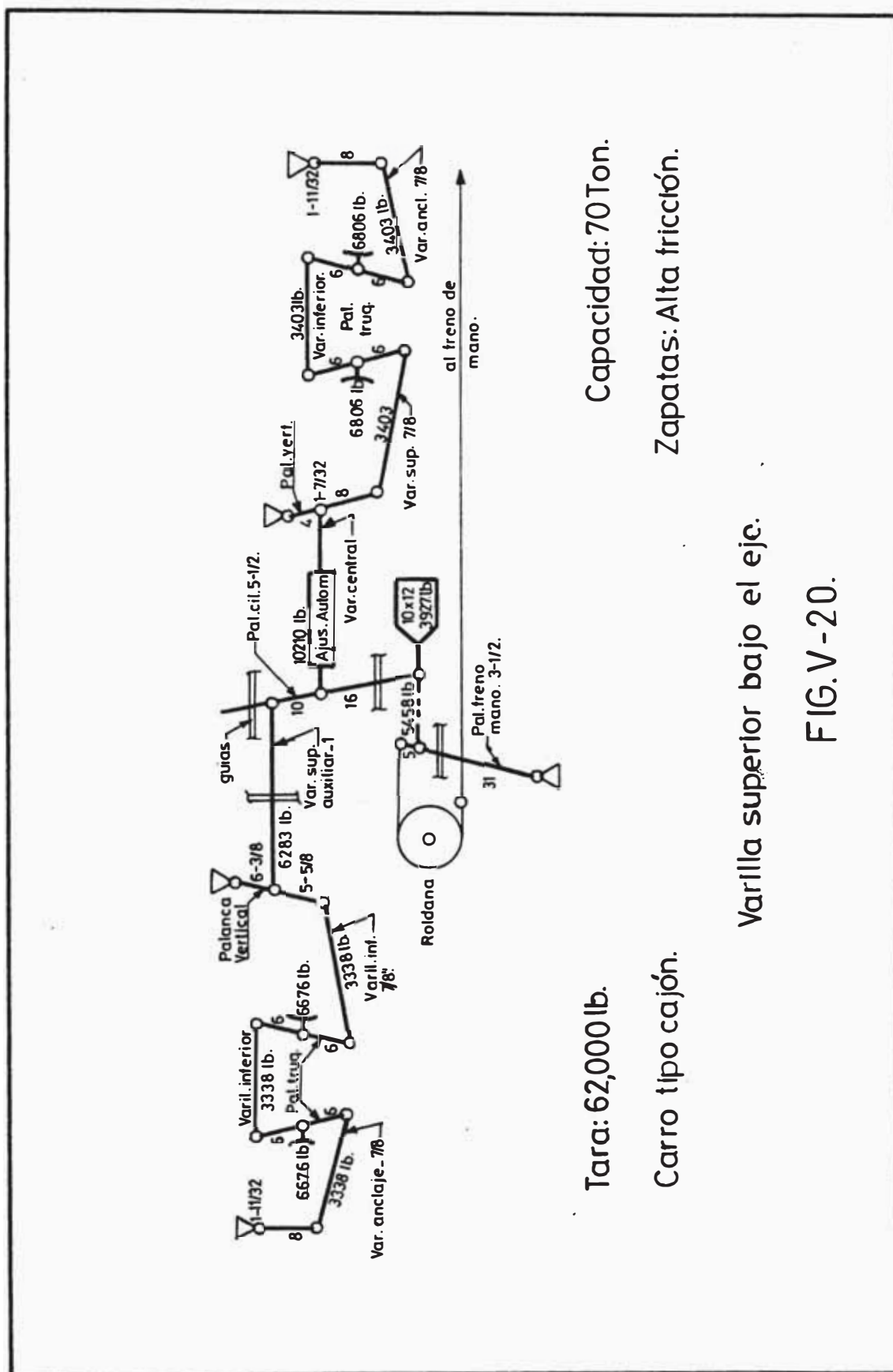
$$\begin{aligned} \text{Extremo A: } 3927 \times 16 \div 10 &= 6283 \times 6.375 \div 12 \\ &= 3,338 \end{aligned}$$

$$3333 \times 12 \div 6 = 6676 \times 2 = 13,352 \text{ lb.}$$

$$\begin{aligned} \text{Extremo B : } 3927 \times 26 \div 10 &= 10210 \times 4 \div 12 = \\ &= 3,403 \end{aligned}$$

$$3403 \times 12 \div 6 = 6806 \times 2 = 13,612$$

$$13,612 + 13,352 = 26,964 \text{ lb.}$$



Tara: 62,000 lb.

Capacidad: 70 Ton.

Carro tipo cajón.

Zapatas: Alta fricción.

Varilla superior bajo el eje.

FIG. V-20.

$$26,964 \times 65\% \text{ ef} = 17,526 \div 62,000 = 28.26\%,$$

peso liviano.

$$17,526 \div 220,000 = 7.96\%, \text{ peso bruto.}$$

Freno de mano

$$4,700 \times 36 \div 31 = 5,458$$

$$\text{Extremo A : } 5,458 \times 16 \div 10 = 8,733$$

$$8,733 \times 6.375 \div 12 = 4,639$$

$$4,639 \times 12 \div 6 = 9,279 \times 2 = 18,558 \text{ lb.}$$

$$\text{Extremo B : } 5,458 \times 26 \div 10 = 14,191$$

$$14,191 \times 4 \div 12 = 4,730$$

$$4,730 \times 12 \div 6 = 9,460 \times 2 = 18,920 \text{ lb.}$$

$$18,558 + 18,920 = 37,478 \times 65\% \text{ ef} =$$

$$24,360 \div 220,000 = 11.07\%$$

Palanca del cilindro:

$$3927 \times 16 = 62832, \text{ usar ancho de } 5\text{-}1/2\text{"}$$

Palancas verticales

$$4,730 \times 8 = 37,840, \text{ usar ancho de } 4\text{-}1/2\text{"}$$

Palanca del freno

$$4,700 \times 5 = 23,750, \text{ usar ancho de } 3\text{-}1/2\text{"}$$

Palancas del truque

4730 x 6 = 28,380, usar ancho de 3-3/4"

Pines

Usar, no menos de 1-3/32" Ø

Yugos.

Usar, N° 18

3° EJEMPLO

Considerando de la Figura V-21 y :

- Tara = 66,200 lb.
- Varilla inferior a través del travesero
- Carro tipo plataforma
- 70 ton. de capacidad.
- Zapatas de baja fricción

$$220,000 \times 0.13 = 28,600$$

$$66,200 \times 0.53 = 35,086$$

$$35,086 - 28,600 = 6,486 \times 0.35 = 2,270$$

$$2,270 + 28,600 = 30,870 \text{ lb}$$

$$30,870 \div 0.63 = 49,000 \div 4 \text{ yugos}$$

$$= 12,250 \text{ por yugo.}$$

$$12,250 \times 5.75 \div 8.625 = 8,167 \times 11 \div 11$$

$$= 8,167$$

$$8,167 \times 13 \div 17.125 = 6,200 \div 3927 = 1.58$$

$$27 \div 2.58 = 10.46, \text{ sea } 10.5$$

Freno de aire

$$3927 \times 16.5 \div 10.5 = 6,171 \times 17.125 \div 13$$

$$= 8,129 \text{ lb.}$$

$$8129 \times 11 \div 11 = 8,129 \times 8.625 \div 5.75$$

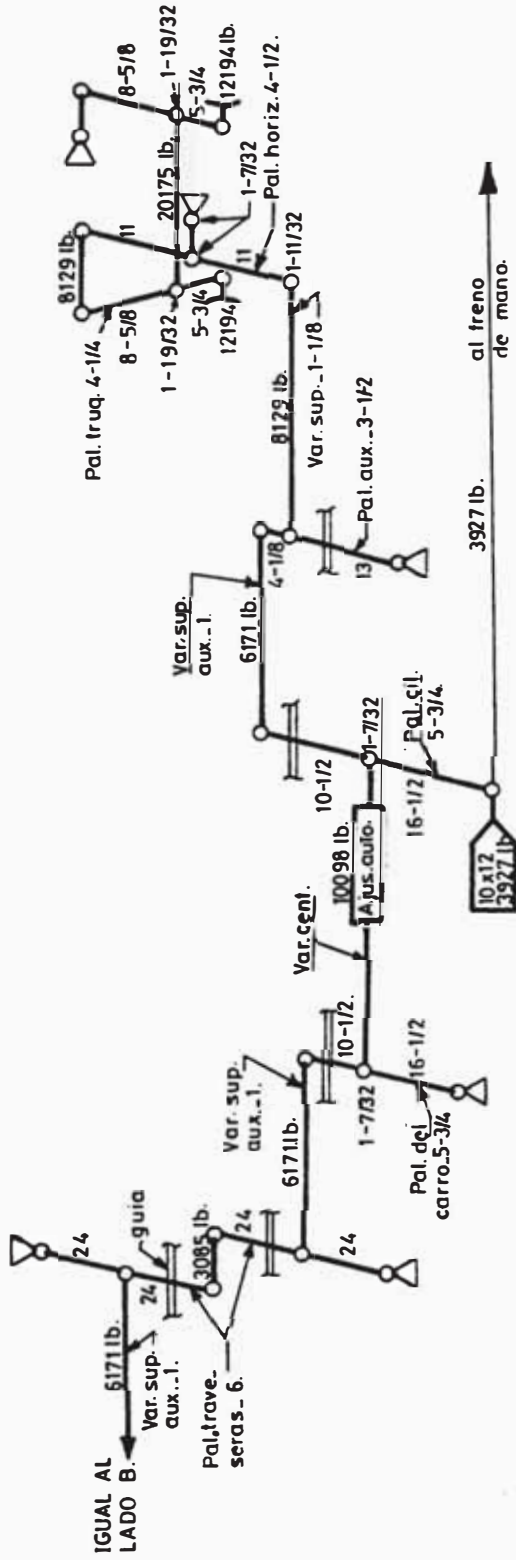
$$= 12,194 \text{ lb.}$$

$$3927 \times 27 \div 10.5 = 10,098 \times 16.5 \div 27$$

$$= 6,171 \times 24 \div 48 = 3,085$$

$$3,085 \times 48 \div 24 = 6,171 \times 17.125 \div 13 =$$

$$8,129 \times 11 \div 11 = 8,129$$



Tara: 66,200 lb.

Capacidad: 70 Ton.

Carro tipo plataforma.

Zapatas: baja fricción.

Varilla inferior através del travesero.

FIG.V-21.

$$8,129 \times 8,625 + 5.75 = 12,194 \times 4 =$$

$$48,776 \times 0.63 = 30,728$$

$$30,728 \div 220,000 = 13.96\%$$

$$30,728 \div 66,200 = 46.41\%$$

$$48,776 \div 3927 = 12.42, \text{ relación de palancaje.}$$

Se usa 35% en reemplazo de 75% para no exceder la capacidad del cilindro de 10"

Freno de mano

Se calcula de la misma manera que para el freno de aire.

Palanca del carro y del cilindro

$$3,927 \times 16.5 = 64,796, \text{ usar ancho de } 5.75"$$

Palanca auxiliar

$$6,171 \times 4.125 = 24,455, \text{ usar ancho de } 3.75"$$

Palancas "atravezadas"

$$3,085 \times 24 = 74,040, \text{ usar } 6"$$

Palanca horizontal del truque

$$8,129 \times 11 = 89,419 \text{ usar } 6.75"$$

Palancas del truque

$8,129 \times 8.625 = 70,113$, usar 6"

Pines:

Usar no menos 1-3/32" \emptyset

Yuqos

Usar, N° 24.

5.2 EVOLUCION Y MEJORAS INTRODUCIDAS EN EL SISTEMA DE FRENADO

Actualmente en el Ferrocarril Central, se está realizando algunas modificaciones tanto en el equipo de frenos de la locomotora como en el equipo de los vagones de carga, con el objeto de prestar mayor garantía, efectividad y seguridad, con el consiguiente ahorro en los costos de mantenimiento y empleo de materiales.

En primer lugar, indicamos la evolución y mejoras en el funcionamiento y efectividad de frenado en locomotoras y posteriormente en los vagones.

5.2.1 Locomotoras

En el capítulo 2 se trató de la evolución del sistema de frenado por lo que ahora vamos a referirnos a las mejoras introducidas en el sistema de frenos de locomotoras.

Una de las reformas de mayor importancia que se está efectuando actualmente en los equipos de freno de las locomotoras del Ferrocarril - Central es el reemplazo de la válvula H-5B por la válvula piloto de aislamiento de carga - (A-1) cuya bondad es que, en caso de producirse tren dividido, evita que todo el aire de la tubería de freno (proveniente del depósito - principal) escape al exterior pues la válvula de incomunicar del tubo de freno actúa a la vez que hace una aplicación del freno, lo que no sucede con la válvula H-5B, la cual aplica el freno pero si no se mueve el freno automático a emergencia, los frenos aflojarán y el aire del depósito principal se descarga a 0 psi.

De las 20 locomotoras (tanto de 900, 1200 y 2400 HP) que están en funcionamiento en la

actualidad, solo se han modificado (con -
válvula A-1) cuatro, las restantes serán re-
formadas conforme ingresen para una repara-
ción de mantenimiento cuatrianual.

Otra de las modificaciones insertadas al -
equipo L-26, pues no lo lleva, es el acondi-
cionamiento para que pueda funcionar una vál-
vula llamada "Freno directo" SA-2, la que -
era usada en las máquinas a vapor y que go-
bierna los frenos, exclusivamente, del convoy.

Al llevar la locomotora la Válvula SA-2 tiene
que estar acompañada por una válvula J1 para
poder controlar el aire hacia el convoy.

Una tercera variante es, incluir en la cabi-
na del maquinista lado del ayudante del maqui-
nista una llave de emergencia cuya cañería es-
tá conectada a la tubería del freno. Esta -
llave permite que en casos de emergencia el-
ayudante pueda accionarla sin necesidad de -
recurrir al pedestal del maquinista y activar
la válvula automática.

5.2.2 Vagones

Es en los vagones de carga donde se están realizando, actualmente la mayor cantidad de innovaciones de acuerdo a nuestras necesidades y usos a que son destinados los vagones.

Se describió en la sección 2.1 , Capítulo 2 la evolución que tuvieron los equipos de frenos en vagones y las diversas válvulas que fueron reemplazadas hasta la actualidad.

Antiguamente, los frenos en vagones llevaban y aun algunos vagones lo usan, el equipo de freno tipo K-C como se muestra en la Figura N° V-22. La válvula principal en este equipo es la Válvula triple K-1 ó K-2.

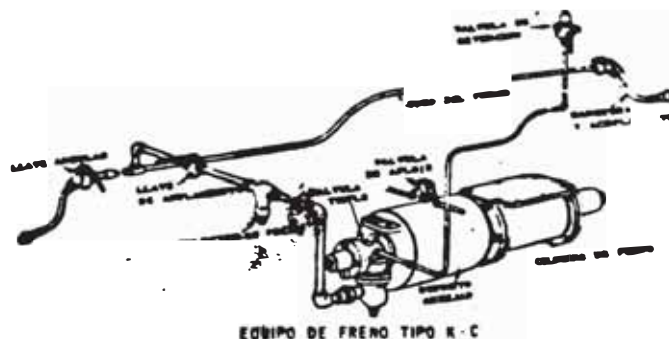


FIG.V -22.

Con el objeto de prestar una mayor seguridad en su funcionamiento y mayor facilidad en el mantenimiento fué ideado el equipo de freno AB, luego ABD y posteriormente ABDW y Z1AW.

Cabe mencionar que uno de los logros de mayor importancia en este rubro es no sólo - cambiar el equipo, sino que aún con equipos antiguos de frenos se está modificando el palancaje de vagones sin variar, o logrando - obtener la misma fuerza de frenado que el - sistema original.

Por eso, se muestran los esquemas y los planos de dichas modificaciones realizadas por el suscrito y cuyos vagones se encuentran - funcionando satisfactoriamente. Ver láminas N°s. 2 y 3. La modificación continuará con - los vagones restantes de acuerdo a un programa proyectado, cuyas ventajas se tratarán en la sección 5.4.

Esta modificación se origina como consecuencia de un programa actual de cambio de truques de cojinetes de bronce en los ejes - por los modernos que llevan rodamientos y - que tienen la palanca viva del truque perpen

dicular al chasis del carro, lo que no sucede con los diseños antiguos que la tienen inclinada hacia el lado del bastidor del truck.

Disposición actual del sistema de frenos

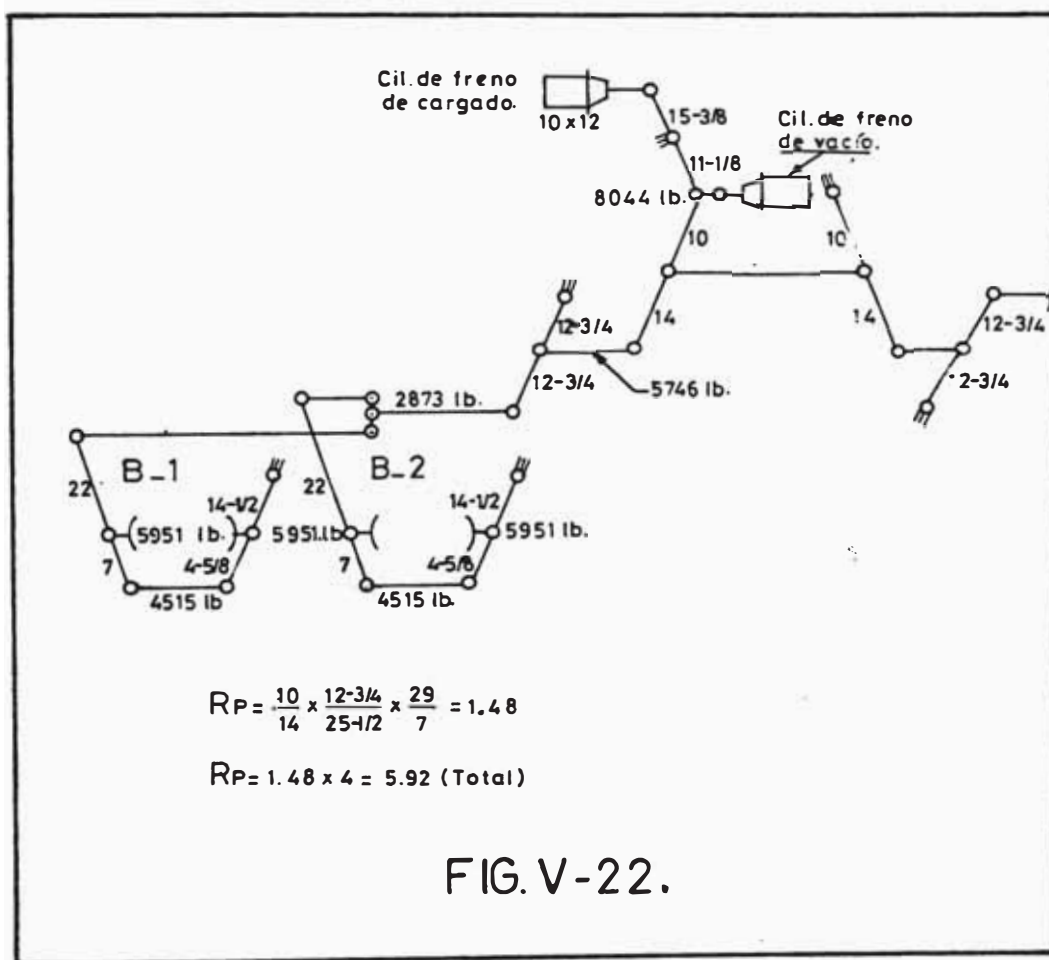
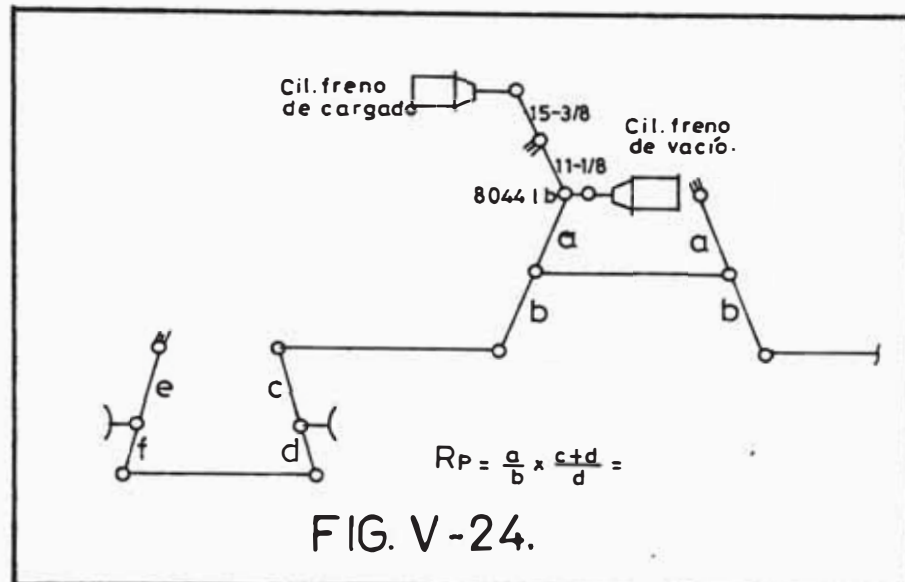


FIG. V-22.

Disposiciones modificadas

Modificación N° 1 :



Considerando las recomendaciones del acápite 5.1 "Principios de diseño de aparejos de frenos y sistemas de frenos de carna", tomamos los siguientes valores:

$$\begin{aligned} a &= 8 & c &= 14 \\ b &= 16 & d &= 7 \end{aligned}$$

Entonces:

$$R_p = \frac{e}{16} \times \left(\frac{14 + 7}{7} \right) \Rightarrow R_p = 1.5$$

Este valor se aproxima al valor original de 1.48, por lo que puede quedar fijado en el cálculo.

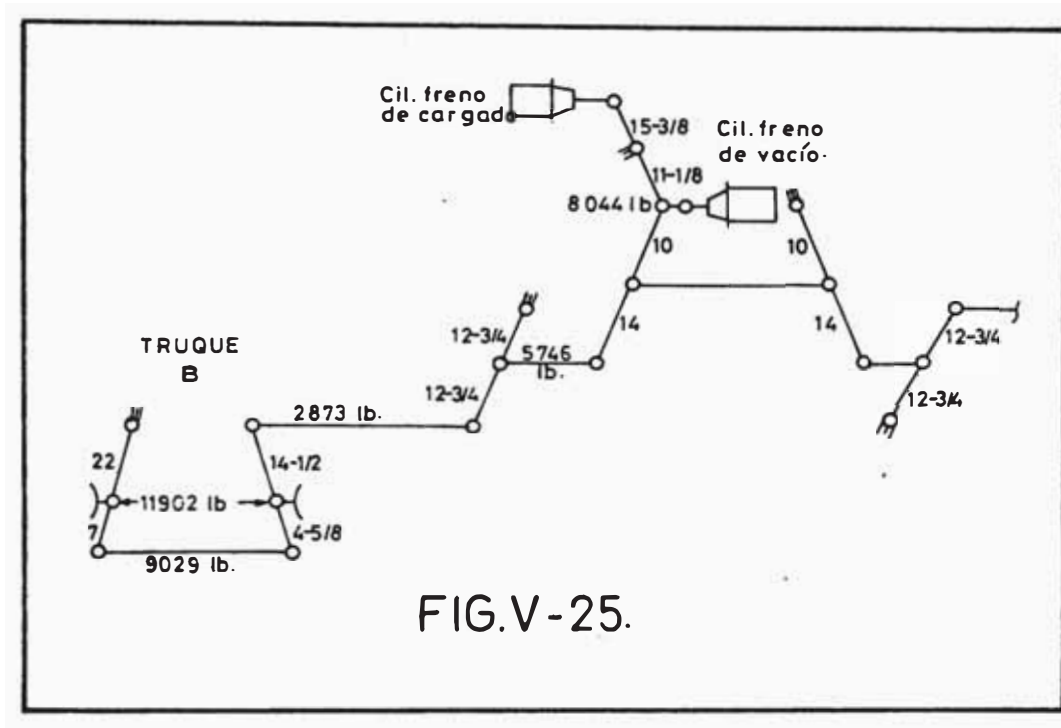
Ahora bien, en la relación de palancaje de los truques, generalmente se considera que $e = c$ y $f = d$, pero puede variar siempre y cuando se guarde la relación adecuada de :
$$\left(\frac{c + d}{d}\right) = 3$$
, por lo que e y f pueden tomar los siguientes valores:
 $e = 10, 12, 18, \text{ etc.}$
 $f = 5, 6, 9, \text{ etc.}$

El valor se define de acuerdo a las condiciones físicas del carro para el cual se está haciendo el cálculo, de acuerdo al espacio y las facilidades para su instalación, sin que al moverse las palancas, tengan obstrucción o se trapien con el chasis del carro, tuberías de aire y otros componentes que podrían impedir un frenado adecuado.

En este cálculo, sólo se ha tomado en consideración el truque lado "B", pues el lado "A" es similar al anterior por lo que no es necesario recalcularlo.

En la sección 5.4 se enfocará lo económico y técnico de esta modificación.

Modificación N° 2



Esta modificación difiere de la anterior, en que se usa practicamente el mismo palancaje original, se ha eliminado solo el palancaje en exceso, signados en la Figura V-23 como '5-1", como amLos truques tienen la misma disposición se eliminó 2 de ellos.

Los valores de las fuerzas actuantes se muestran con el gráfico.

En la opción de escoger la modificación N° 1 o N° 2 nos quedamos con la N° 2 por la sencilla razón de no ser necesarias la fabricación de palancas y tirantes, pues se usan los mismos componentes originales, lo que no sucede con la modificación N° 1 en la cual es necesario cambiar todos los tamaños de palancas.

5.3 CALCULO TEORICO-EXPERIMENTAL DE LAS FUERZAS DE FRENADO ACTUANTES EN LAS ZAPATAS

5.3.1 Cálculo en carros de carga

Para una mejor visualización se empleará el cálculo de un aparejo como el de la Figura V-6, sección 5.2. El cálculo a realizar es teórico.

Fuerzas en el aparejo

1) Palanca viva del cilindro: 18" x 18"

Salida del cilindro : 4000 lb.

Salida en la varilla superior:

$$4000 \times 18/18 = 4000 \text{ lbs.}$$

Salida en la varilla central:

$$4000 \times 36/18 = 8000 \text{ lbs.}$$

- 2) Palanca viva del truque : 14" x 7"
 Entrada varilla superior : 4000 lb.
 Salida del yugo # 1 :
 $4000 \times 14/7 = 8000 \text{ lb.}$
 Barra de conexión del truque:
 $4000 \times 21/7 = 12000 \text{ lb.}$
- 3) Palanca muerta del truque: 10" x 5"
 Barra de conexión, truque: 12,000 lb.
 Salida del yugo # 2:
 $12000 \times 10/15 = 8000 \text{ lb.}$
 Reacción de la palanca muerta anclada:
 $12000 \times 5/15 = 4000 \text{ lb.}$
- 4) Palanca muerta del cilindro : 16" x 16"
 Entrada varilla central: 8000 lb.
 Salida de la varilla superior (extremo A) : $8000 \times 16/32 = 4000 \text{ lb.}$
 Punto de apoyo : $8000 \times 16/32 = 4000 \text{ lb.}$
- 5) Dado que el palancaje del truque en el extremo "A" es igual al extremo "B" y las fuerzas en ambos lados de la varilla superior son iguales, las fuerzas en la palanca del truque son iguales al (2) y (3)
 Con respecto al movimiento o desplaza -

miento de los diversos puntos del aparejo es fácil determinarlas empezando de las zapatas, en el truque, hacia el cilindro del freno.

Como ambos truques son iguales, asumimos 1" el movimiento del yugo y la zapata.

Palanca viva del truque

El primer movimiento de la varilla superior colocará generalmente, las zapatas del yugo # 1 (ó # 4 si es el extremo A) sobre las - ruedas. Una luz de 1" entre zapata-rueda, con la palanca apoyándose en la barra de conexión del truque o pin central, la varilla superior requerirá $14/7 \times 1 = 2$ " de movimiento.

Palanca muerta del truque

Sin embargo, para mover el yugo # 2 (ó # 3 en el extremo A) una pulgada para hacer - contacto con las ruedas se requiere que el pin de la barra de conexión del truque se mueva $2/3$ " hacia las ruedas. La palanca - muerta del truque se apoya en su extremo - superior. Desde que este punto está a 11" del punto de apoyo y el yugo está a 16.5", el punto intermedio o barra de conexión se

mueve proporcionalmente a:

$$1 \times \frac{11}{16.5} = \frac{2}{3}$$

Movimiento combinado requerido en la varilla superior.

El agujero central de la balanca viva del truque debe ahora moverse horizontalmente un adicional de 2/3" para poner las zapatas del yugo # 2 sobre las ruedas. Sin embargo en este caso la balanca viva del truque está ahora apoyado en el yugo o pin inferior. Como la relación de movimiento de la varilla superior es ahora: 3:1 (2 1/7), así la varilla superior debe moverse un adicional de 2/3" x 3 = 2". Por lo tanto, el movimiento combinado de ambos yugos requiere (2+2)=4" de desplazamiento de la varilla superior.

Movimiento de la palanca del cilindro.

Cada varilla superior debe moverse 4" para llevar todas las zapatas en contacto con las ruedas.

En el extremo B, un movimiento de 4" de la varilla superior requiere de 4" de desplazamiento del pistón, dado que la relación de balanca del cilindro del freno es 18:18 ó 1: 1.

En el extremo A, hay un movimiento de 4" de la varilla superior hacia el extremo de la palanca muerta del truque. El pin de la varilla central se desplazará la mitad, dado que está a 16" del punto de apoyo y el pin de la varilla superior a 32" :

$$4 \times \frac{16}{32} = 2"$$

Así, el agujero central de la palanca viva del cilindro, será desplazada 2" hacia el extremo B del carro. Por lo tanto, esta palanca está ahora efectivamente apoyado en el extremo de la varilla superior, requiriéndose $2 \times 36/13 = 4"$ más de desplazamiento del pistón considerando el extremo A.

Carrera del pistón.

La carrera del pistón debe acomodarse al movimiento de la varilla superior de ambos truques. En este caso se requiere 4" por truque o un total de 8" de carrera del pistón.

Debe notarse en este caso que cualquier movimiento de las zapatas es 8 veces más gran

de en el pistón. Si todas las zapatas se desplazan $1/8$ " , la carrera del pistón será 1" .

Si una zapata usada de $1/2$ " de espesor es reemplazada por una zapata nueva de $1.1/2$ " de espesor, la carrera del pistón se acortará en 1" . Si 2 zapatas usadas son reemplazadas por zapatas de 1" de espesor, la carrera del pistón se acortará en 2 pulgadas .

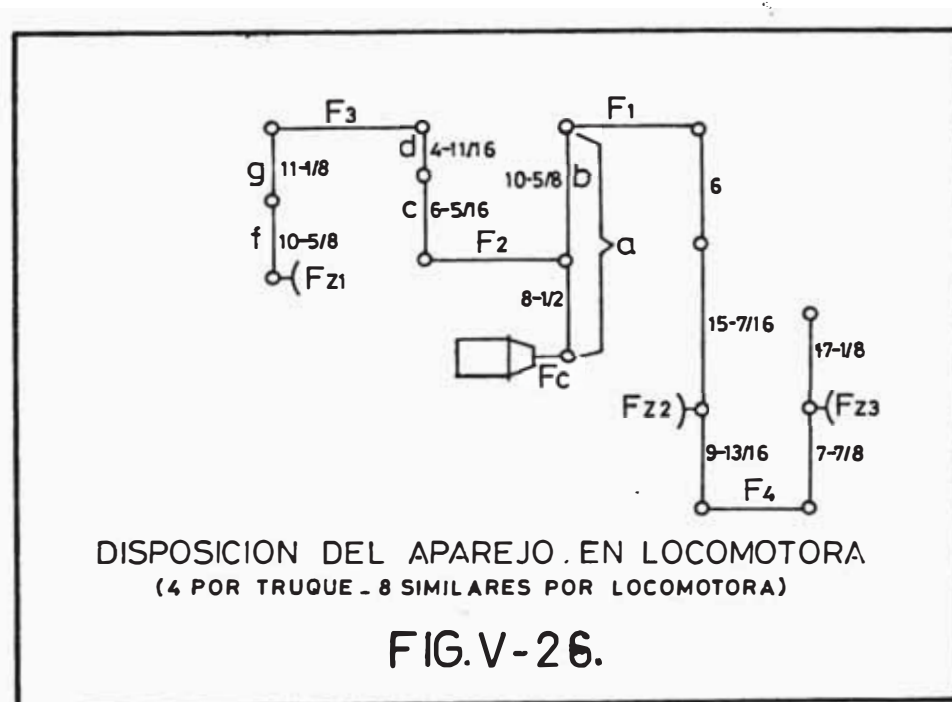
Cualquier movimiento del truque debido a irregularidades de la vfa, incluyendo curvas verticales o horizontales, puede causar que las varillas superiores se muevan hacia dentro o hacia afuera de la posición normal sobre el nivel recto de la vfa provocando un cambio en la carrera del pistón.

Obviamente, a más fuerza puesta en el aparejo, las palancas y varillas se esforzarán y deflexionarán más y causarán una extensión en la carrera del pistón. Para evitar esto, se usan los recogedores automáticos. Ver Apéndice D.

Ahora bien, como se menciona en la sección 5.2, existen pérdidas y la experiencia demuestra que éstas se aproximan al 40% en aparejos convencionales como el mostrado en la Figura V-6, luego, los valores reales de estas fuerzas serán menores pues tendrán que afectarse con un factor de eficiencia de 60%.

5.3.2 Cálculo en locomotoras

Uno de los sistemas de aparejo de freno de uso común en locomotoras es el que se esquematiza en la Figura V-26 y para un mejor detalle referirse a la Figura IV-1.



Cilindro del freno: Diámetro x carrera
= 8" x 8"

Fuerza en el cilindro: Pres. x área
= 2513 lbs.

(1) Fuerza F1:

$$F1 = \frac{Fc \times 8.5}{10.5/8} \Rightarrow F1 = 2011 \text{ lbs.}$$

(2) Fuerza F2:

$$F2 = F1 + Fc \Rightarrow F2 = 4524 \text{ lbs.}$$

(3) Fuerza F3:

$$F3 = \frac{F2 \times 6.5/16}{4 \cdot 11/16} \Rightarrow F3 = 6092 \text{ lbs.}$$

(4) Fuerza en la zapata N° 1: Fz1.

$$Fz.1 = \frac{F3 \times 11.1/8"}{10.5/8"} \Rightarrow Fz1 = 6400 \text{ lbs.}$$

(5) Fuerza F4:

$$F4 = \frac{F1 \times 21.7/16}{9.13/16} \Rightarrow F4 = 4393 \text{ lbs.}$$

(6) Fuerza en la zapata N°2: Fz 2.

$$Fz2 = F1 + F4 \Rightarrow Fz2 = 6400 \text{ lbs.}$$

(7) Fuerza en la zapata N° 3: Fz3.

$$Fz3 = F4 \left(\frac{7.7/8 + 17.1/8''}{17.1/8''} \right)$$

$$Fz3 = 6400$$

(8) Fuerza total del aparejo: FT1

$$FT1 = Fz1 + Fz2 + Fz3 \rightarrow FT1 = 10200 \text{ lbs.}$$

(9) Fuerza total de frenado en la locomotora : FT.

$$FT = FT1 \times 8 \rightarrow FT = 153,600 \text{ lbs.}$$

Aunque el cálculo realizado líneas arriba no es necesario si se requiere obtener rápidamente la fuerza de frenado total (FT), muchas veces es conveniente hacerlo para poder seleccionar las palancas adecuadas que son tabulados en la sección 5.2, como se vió anteriormente.

La manera práctica de calcular el FT es mediante el uso de la relación de palancas. Ejemplo, la relación de palancas Rp para la zapata (sea la N° 1) es:

$$RpZ1 = a/b \times c/d \times g/f$$

$$\text{Como: } a = 19.1/3" \quad d = 4.11/16 \quad f = 10.5/8$$

$$b = 10.5/3 \quad c = 6.5/16 \quad g = 11.1/3$$

$$\text{Entonces: } RpZ1 = 2.54$$

Este valor es igual para las 24 zapatas (3 zapatas son accionadas por 1 aparejo y son 8 aparejos en total), lo cual es fácil de comprobar.

Luego, la fuerza total de frenado FT , será:

$$FT = Fc \times RpZ \times kZ.$$

Donde: Fc = fuerza generada en el cilindro del freno.

RpZ = relación de palancaje por zapata.

kZ = número de zapatas actuantes en la locomotora.

$$FT = 2513 \times 2.54 \times 24 \Rightarrow FT = 153,600 \text{ lbs.}$$

Lo mismo que en el caso 5.3.1 debe afectar-se estos valores por el rendimiento del aparejo, pero aquí el valor es mayor puesto -

que se obvian muchos tirantes y palancas que sí lo usan los carros pues disponen sólo de un cilindro.

Considerando un rendimiento del 75-80% que es el que se acerca a lo real se puede hallar los valores reales de las fuerzas actuantes en las zapatas.

5.3.3 Cálculo experimental

La forma cómo se ha logrado obtener los rangos del rendimiento de un aparejo, fué mediante el uso de una zapata calibrada que es colocada, en lugar de la zapata de composición, donde se desea medir la fuerza.

Esta zapata calibrada, posee un medidor de deformación y cada fabricante posee sus datos técnicos particulares. Tiene también un indicador digital de deformación, portátil, en la que se lee la deformación en micropulgadas y usando su factor de conversión se obtiene la fuerza en lbs.

Después de las informaciones y detalles se obtienen de cada fabricante o referirse al Apéndice D de esta Tesis.

5.4 ANALISIS TECNICO-ECONOMICO DE LAS MEJORAS INTRODUCIDAS EN LOS APAREJOS Y EQUIPOS DE FRENO

Como el objetivo principal de una modificación es obtener un mejor funcionamiento y una mayor seguridad, además de bajar los costos sea en el mantenimiento o reemplazo de componentes, ahora, analizaremos dichas ventajas.

5.4.1 Locomotoras

La inclusión de la válvula piloto de aislamiento de carga A-1 permite, al dividirse un tren, controlar:

- Arenado automático
- Corte de potencia.
- Incomunicación dinámica.
- " " del tubo de freno.

El realizar esta inclusión implica cambiar el soporte de la válvula eliminada (H-5B) y aumentar más ramales de tuberías de cobre.

La gran ventaja de esta válvula, es que evita que el aire de los depósitos principales que alimentan al tubo de freno se escapen al exterior, haciendo a su vez una aplicación de frenado (Ver sección 5.2.1).

Ahora, la inclusión de la válvula SA-2("directo"), permite el control, sólo de los frenos del convoy y es un medio adicional de frenado, incrementándose así la seguridad de los frenos en caso que la válvula del maquinista no responda a las exigencias de un buen frenado.

La incorporación de una llave de emergencia en el lado del ayudante-maquinista, es de vital importancia, permitiendo aplicaciones de emergencia caso el maquinista no logre observar alguna anomalía (sea en la vfa o en su convoy) por su lado, especialmente en las curvas.

5.4.2 Vagones de carga

Considerando la modificación N° 2, Figura V-25, podemos deducir las siguientes ventajas técnicas:

- Mejora en la eficiencia del aparco del freno llegando hasta 9% o más, eficiente que el sistema original, esto debido a que se elimina 2 palancas (una "viva" y otra "muerta"), 2 palancas "distribuidoras" pequeñas lo cual evita mayores fricciones

y rozamientos entre ellas, actuando las -
fuerzas en forma más directa.

-No se afecta la fuerza necesaria de frenado, sobre las ruedas del carro, pues se -
usan las misma palancas multiplicadoras de fuerza.

-Se mejora la angularidad de palancas, de -
acuerdo a los nuevos conceptos de diseño.

Siendo con la misma Figura V-25, en lo -
económico podemos mencionar:

- Evitamos el uso de 4 yugos N° 18, en los 2 truques.
- Evitamos el uso de 2 palancas de 29" (22" x 7").
- Evitamos el uso de 2 palancas de 19.1/8" (14.1/2. x 4.5/8.).
- Evitamos el uso de 2 palancas de 4" (2" x 2").
- Evitamos el uso de 2 palancas de 6"
- Evitamos el uso de 2 barras de conexión de 2'-2.1/2"
- Evitamos el uso de 2 tirantes de 6'-1.1/4"
- Evitamos el uso de 1 tirante de 6'-1.1/4"
- Evitamos el uso de 8 pines de 3/4" Ø x 2.1/2".

- Evitamos el uso de 8 pines de 1" \varnothing x 2.1/2"
- Evitamos el uso de 2 pines de 1.1/4" \varnothing x 2.1/2".
- Evitamos el uso de 8 zapatas de composición.
- Se alargó tirante de 3'-9" a 4' -4.1/4";
truque A.
- Se alargó tirante de 5'-4.1/4", a 5'-11.1/2";
Truque B.

Adicionalmente, el mantenimiento y regulación de frenos es más económico y fácil de realizarlo, pero el cambio de zapatas de freno es más frecuente debido a las mayores fuerzas actuantes en cada zapata.

RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

1. Como el funcionamiento del sistema está basado en la distribución de aire comprimido a determinada presión y en volumen apropiado en relación con el consumo, es de mucha importancia operar los frenos cuando sea necesario y en forma racionada.
2. No permitir que las fugas de aire del sistema excedan los límites establecidos, porque el exceso de fugas - causa aplicaciones o aflojes del freno, los cuales - quedan fuera del control del maquinista y provoca dificultades durante el viaje.
Además, aumenta innecesariamente el consumo de aire - (con presión), haciendo que el compresor trabaje continuamente.
3. No se debe poner un tren al servicio con los frenos de aire deficientes, amparado únicamente en la capacidad del freno dinámico. El servicio se hace normalmente,

aún sin existir freno dinámico, si nos frenos de aire están en buenas condiciones.

4. Para conseguir un buen funcionamiento de los frenos, es importante que el aire a presión llegue a las válvulas y dispositivos con la menor cantidad de agua posible

Para eso se debe observar el normal funcionamiento de la válvula de drenaje automático en el depósito principal N° 1 y, drenar manualmente el del N° 2.

5. Observar el espesor de las zapatas del freno, deben estar dentro de los límites de desgaste estipulados, cambiándolas si en su parte más delgada tiene $5/16$ " por nuevas de 2" de espesor.

El desgaste de las zapatas tiene tendencia a ser mayor en el lado interior, o sea en el lado que trabaje junto a la "pestaña" de la rueda.

6. Para bajar gradientes, con locomotora sola, emplear solamente el freno dinámico para controlar la velocidad, y el freno de aire para parar. Antes de emplear el freno de aire, desconectar el dinámico o viceversa, pues no debe permitirse que ambos actúen al mismo tiempo.

CONCLUSIONES

1. La carrera del émbolo, en reposo, del cilindro del freno es siempre menor en 1"-2" que la carrera con carro en marcha. Esto en razón que la holgura que existe entre cojinetes y componentes del truque se reducen con mayor facilidad, cuando el carro está en movimiento.
2. La carrera del émbolo del cilindro del freno en un convoy, debe ser la misma en todos los carros, con el objeto de obtener la misma fuerza de frenado en todo el convoy, pues los que poseen carrera menor se aplicarán primero y después, los de carrera larga ocasionando paradas bruscas y choques entre los carros que componen el convoy o se deslizan y se aplanan las ruedas.

La carrera del émbolo debe ser de 5" para los carros con válvulas AB, ABD, ABOW y Z1AW y de 7"-9" para los carros con válvulas K-1 y K-2 (antiguos).

3. El volumen del depósito auxiliar es aproximadamente 3.6 veces el volumen del cilindro del freno.

CILINDRO FRENO CARR. x Ø	VOLUMEN pulg ³	VOLUMEN DEP. AUX.
8"x 8"	450	1620 pulg ³
8"x 10"	675	2440
8"x 12"	950	3440
8" x 14"	1280	4640

O se puede hacer el cálculo de la siguiente forma:

$V_d \cdot P_d = V \cdot P$, donde

V_d = volumen dep. aux.

P_d = pres. en el dep. aux. (abs.)

V = volumen total = $V_c + V_d$

P = pres. de equilibrio (abs.)

V_c = vol. cil. freno.

$$V_d \cdot P_d = (V_c + V_d) P = V_c \cdot P + V_d \cdot P \Rightarrow V_d = \frac{V_c \cdot P}{P_d - P}$$

Considerando: cilindro de 8" x 8" y $P = 50$ psi,

$P_d = 70$ psi

Entonces: $V_d = \frac{65 \times 450}{85 - 65} \Rightarrow V_d = 1462 \text{ pulg}^3$

4. De la conclusión 3 se deduce que máximo se puede reducir 20 psi en la tubería del freno para lograr una pre-

sión de equilibrio de 50 psi tanto en el depósito auxiliar como en el cilindro del freno. Una reducción mayor no implica que se pueda obtener mayor presión en el cilindro del freno, sino que es un desperdicio inefectivo de aire.

5. El volumen total del depósito auxiliar y del cilindro del freno son mayores que la obtenida por las fórmulas matemáticas, pues en caso del cilindro del freno se toma en cuenta el volumen del tubo que parte del depósito auxiliar al cilindro. Generalmente, se agrega 48 pulg³ al volumen calculado del cilindro. Para el depósito auxiliar se toma valores mayores.
6. Si la carrera del émbolo es larga, la presión en el cilindro del freno es menor cuando la carrera es corta, porque la cantidad de aire que entra en el cilindro depende de la reducción hecha al tubo del freno, es decir la misma cantidad de aire pasa al cilindro, indistintamente que la carrera del émbolo sea larga o corta.
7. Los frenos de mano de un carro siempre están instalados en uno de los extremos del carro ("cabecera"), hacia el cual está dirigida la carrera del émbolo del cilindro del freno. Esto por su facilidad para operarlo, además de evitar incluir más palancas adicionales para su funcionamiento.

8. Los aparejos de freno son idénticos (en todos los carros) en su disposición con respecto al cilindro del freno, en ambos truques.

9. En el Perú, todos los ferrocarriles (nacionales o privados) usan el sistema de aparejos con la barra de conexión bajo el travesero, aunque el Ferrocarril de Centromin S.A. posee algunos carros con el sistema *WABCO PAC*, o sea aparejos con 4 cilindros de freno por carro, comparados a cilindro único de los sistemas convencionales actuales.

BIBLIOGRAFIA

1. Anónimo., "Principales of Rigging Design" - Capítulo IV, USA, 1975
2. Westinghouse Air Brake Company., "Equipo de Freno Tipo - 26 para Locomotoras", Folleto de Instrucción, Octubre , 1964.
3. Cerro de Pasco Corporation., "Manual para la Revisión , Pruebas y Operaciones de Frenos en RAILWAY", Departamento de Entrenamiento, Marzo, 1966.
4. Fresimbra Industrial S.A., "Equipamento de Freio de Locomotiva", Brasil, 1982.
5. Fresimbra Industrial S.A., "Origens e Desenvolvimento Do Freio Ferroviario AAr Comprimido", Brasil, 1982.
6. Manual de la AAR, Secciones:
 - "Manual Of Standards an Recommended Practices" Sección E
 - "Interchange Rules" Field Manual.
 - Freight Car Brake Equipment-AAR Specification 2518 The-F.R.A. "Safety Appliances and Power Brakes".
7. Ferrocarriles Nacionales de Mexico
"Aparejos de Frenos", Dirección de Capacitación en Carros y Coches, 1 ra. Parte, Mexico, 1982