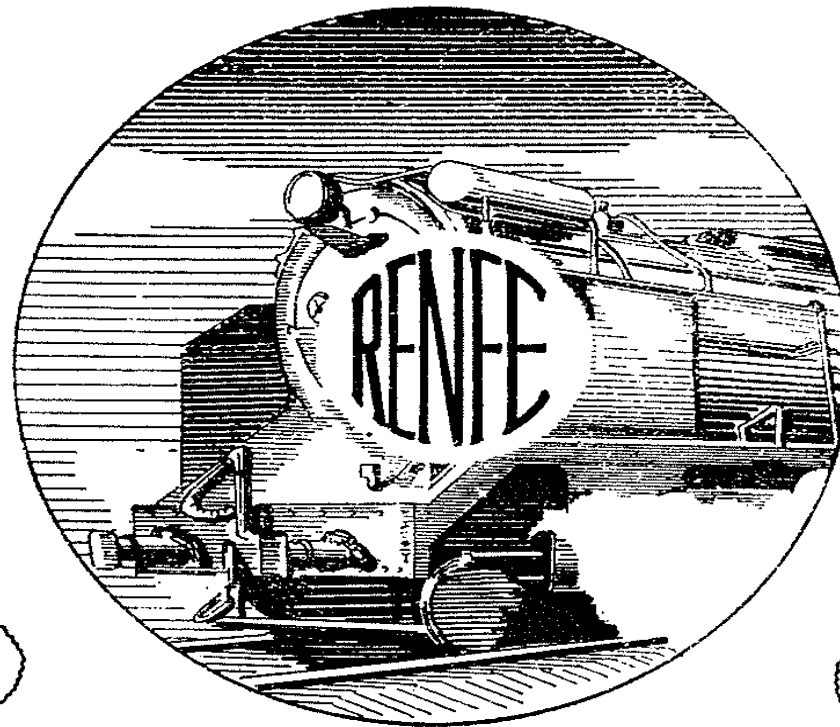


MATERIAL Y TRACCIÓN



LA
LOCOMOTORA
DE

VAPOR

LA LOCOMOTORA DE VAPOR

Esta recopilación de láminas se ha establecido para dar una explicación rápida y lo más concreta posible de la constitución y funcionamiento de la locomotora de vapor

Dedicado a los Agentes que posean una buena formación profesional, trata los problemas teóricos bajo una forma condensada y simplificada, apartándose algunas veces de las explicaciones rigurosamente científicas, para hacerlas más asequibles

El texto se ha reducido al mínimo. Por el contrario, abundan los dibujos, esquemas, gráficos y datos numéricos, que pueden servir de base para un estudio a fondo del funcionamiento de los órganos principales y para dar una idea de los fenómenos que se producen en la locomotora

La evolución de la locomotora y las tendencias modernas están reflejadas en numerosos tratados

LISTA DE LAMINAS

INTRODUCCION

LAMINA - 1

GENERALIDADES - Los límites actuales para el aumento de potencia, esfuerzo de tracción y velocidad

NUMERACION Y CLASIFICACION DE LA LOCOMOTORA MODERNA CLASICA

LAMINA - 1^{2a}

CALDERA

MECANISMO MOTOR

VEHICULO

ACCESORIOS

CONJUNTO - DESCRIPCION

(Lámina tecnológica)

GENERALIDADES - Combustible - Combustión - Tiro - Vaporización - Rendimiento y potencia de la caldera de la locomotora

RELACIONES FUNDAMENTALES - que ligán los fenómenos principales

Producción del tiro **EL ESCAPE** - Evolución Tipos de escape

Utilización del tiro **COMBUSTION-VAPO-RIZACION**

VAPOR SATURADO-VAPOR RECALENTADO - Ventajas del recalentamiento

RECALENTAMIENTO DEL VAPOR - Elementos recalentadores

CIRCUITO DE VAPOR - Caja de distribuidor - Regulador - Pérdidas de carga

LAMINA

CONJUNTO - DESCRIPCION

(Lámina tecnológica)

GENERALIDADES - El rendimiento motor y el rendimiento global de la locomotora. Esfuerzo y potencia en el gancho

FASES DE LA DISTRIBUCION - Caso general de distribución por excéntricas

Variación de la admisión - Cambio de marcha

DISTRIBUCION WALSCHAERTS

DISTRIBUIDORES ACCIONADOS POR MECANISMO WALSCHAERTS - Distribuidores planos - Distribuidores cilíndricos - Secciones de paso del vapor

DISTRIBUCION POR VALVULAS - (Caso de una distribución por válvulas accionadas por levas oscilantes y sector Walschaerts)

DISTRIBUCIONES CON FASES INDEPENDIENTES (Caso de una distribución por válvulas accionadas por levas giratorias) **POSIBILIDADES DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE DISTRIBUCION**

MODOS DE UTILIZAR EL VAPOR - Simple expansión - Compound - Presión de marcha

DISPOSICION DE LOS CILINDROS - Simple expansión con 2 3, 4 cilindros - Compound de 4 cilindros - **ESFUERZO DE TRACCION - EFECTO DEL VAPOR Y DE LAS FUERZAS DE INERCIA**

LAMINA

CONJUNTO - DESCRIPCION

(Lámina tecnológica)

TIPOS DE BASTIDOR

Bastidor clásico

id americano

id moderno

SUSPENSION

De muelles independientes

De balancines

De 3 puntas, 4 puntas, n puntas

EJES, RUEDAS, LLANTAS

Ejes rectos - Ejes acodados

CAJAS DE ENGRASE

De cojinetes - De rodillos - Engrase de las manguetas

INSCRIPCION EN CURVA

Bissel - Bogie - Esfuerzo de llamada (Rappel)

LAMINA

ALIMENTACION DE AGUA

Inyectores de carga, aspirantes - Depuración de aguas - T.I.A.

PRECALENTAMIENTO DEL AGUA

Tipos de precalentadores - Ventajas del precalentamiento

RESERVAS DE AGUA Y DE COMBUSTIBLE

Locomotora - tender - Tender - Dispositivo para toma de agua en marcha

ALIMENTACION MECANICA DE COMBUSTIBLE EN LA LOCOMOTORA

Sus ventajas

ENGRASE

Disposición general - Esquema de la instalación - Detalles

APARATOS DE CONDUCCION, DE CONTROL Y DE SEGURIDAD

El cuadro de mando de una locomotora - Montaje y detalles de aparatos auxiliares

CONCLUSION

PROGRESOS REALIZADOS - Evolución Marcas - **CONCLUSION** - Lámina 31

La potencia límite de la locomotora depende, en primer lugar, de la cantidad de vapor que puede gastar en un tiempo determinado.

Habiéndose conservado las disposiciones esenciales del generador primitivo de vapor, es evidente que ha sido necesario aumentar las dimensiones de dicho generador para conseguir mayor producción de vapor:



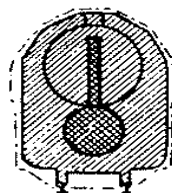
El bastidor y el mecanismo motor han sufrido, como es natural, el aumento correspondiente en sus dimensiones y paralelamente, el peso del conjunto de la locomotora también se aumenta:



Desde la creación de la carga mecánica de carbón, la potencia de la locomotora depende sobretodo de su volumen y peso; todo límite impuesto al aumento de estos dos factores representa un límite al aumento de potencia por el solo hecho de tener que ampliar sus dimensiones.

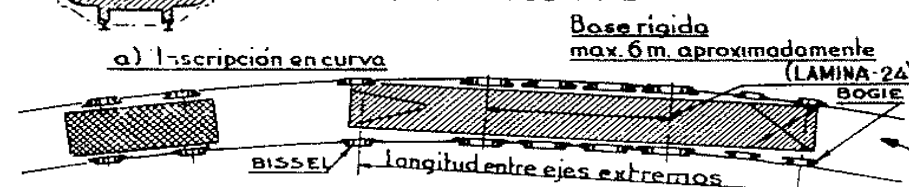
Límites al aumento de volumen

— EN SENTIDO TRANSVERSAL —



GÁLIBO por el cual debe pasar la locomotora en vía recta. Este gálibo, impuesto por la existencia de túneles, muelles de carga etc., se aprovecha al máximo con las máquinas modernas.

— EN SENTIDO LONGITUDINAL —



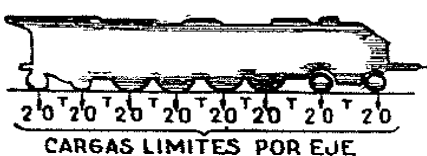
La inscripción en curva de pequeño radio, de las grandes locomotoras modernas solo puede resolverse recurriendo a los dispositivos portadores-guías: bissel, bogie etc., (LAMINA-24)

En este sentido no hay límite absoluto al aumento de longitud. Pero cuando la longitud total alcanza una decena de metros, es muy difícil conseguir una buena rigidez del bastidor dentro de los límites del peso impuestos



Locomotoras de mayor longitud obligarían al cambio de las placas giratorias a la instalación de triángulos de dar vuelta a las locomotoras

Límites al aumento de peso



CARGAS LÍMITES POR EJE

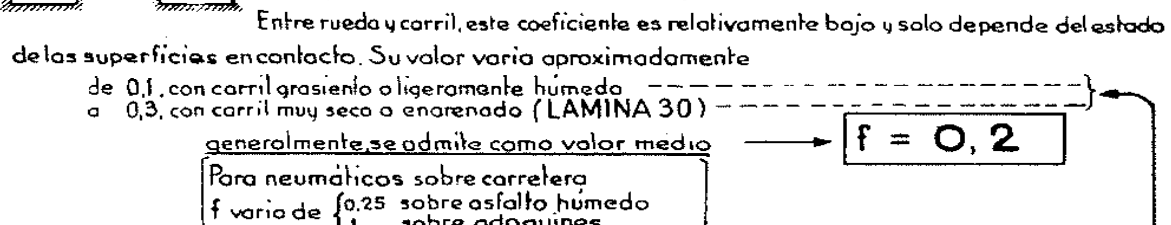
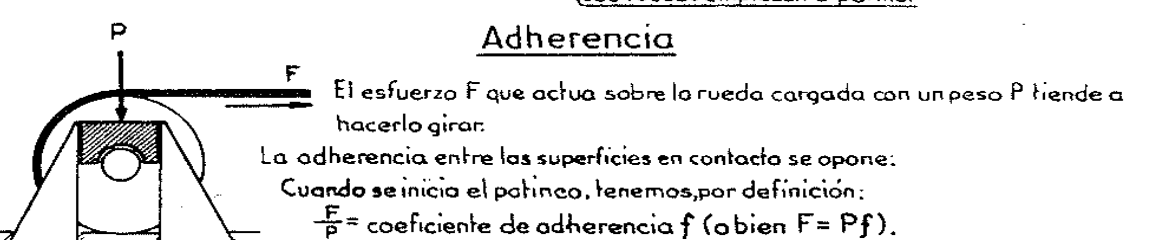
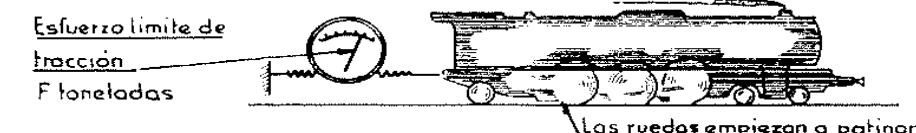
Los cargas límites de 20 T. por eje y de 7.5 por metro lineal de vía son un obstáculo para la construcción de locomotoras compactas. El peso total de la máquina, limitado por estos dos valores y por las dificultades inherentes al aumento del

Es conveniente recordar todos estos datos para darse cuenta de las dificultades que entraña el estudio y realización de las potentes locomotoras modernas

Esto explica los esfuerzos realizados, en particular durante los últimos años para mejorar el rendimiento de la locomotora con el fin de aumentar su potencia y efecto útil sin sobrepasar los límites que impiden su libre desarrollo. Los constantes perfeccionamientos expuestos en las láminas siguientes, han permitido crear un tipo de locomotora cuyo rendimiento no parece que

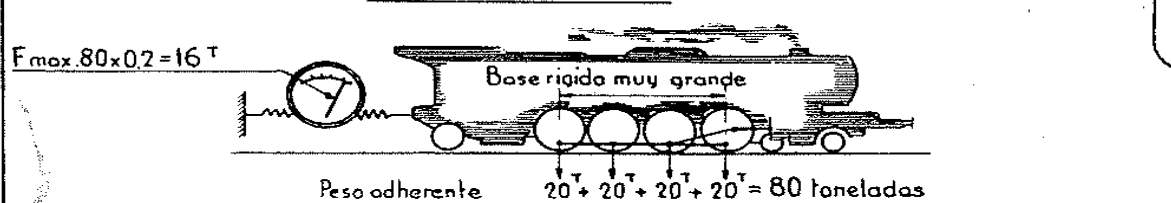
El esfuerzo de tracción límite se alcanza, cuando las ruedas motrices empiezan a patinar.

Generalmente el motor está calculado para poder alcanzar este punto crítico. Prácticamente, el esfuerzo de tracción, a pequeña velocidad, está limitado por la adherencia del conjunto de ruedas motrices a los carriles.



Para remolcar trenes mas pesados, es necesario un valor de F mas alto, por ejemplo 16 T, en cuyo caso, el valor del peso adherente necesario será: $P = \frac{F}{f} = \frac{16}{0,2} = 80 T$

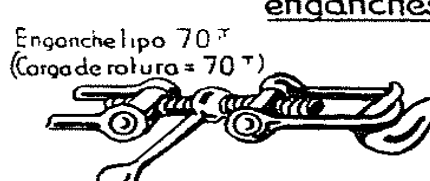
Como no se puede sobrepasar la carga límite de 20 T por eje, habrá que agregar un eje acoplado mas:



Pero esta solución supone un aumento de los gastos de construcción y entretenimiento y dificulta la inscripción en curvas de pequeño radio; al mismo tiempo implica una mayor longitud de bastidor cuya rigidez es mas difícil de conseguir.

En una máquina para servicio de viajeros, como la que se representa, el acoplamiento de los 4 ruedas de gran diámetro requiere una base rigida de unos 6 m aproximadamente, que sensiblemente representa el límite para la inscripción en las curvas de las Dependencias.

Límite al esfuerzo de tracción impuesto por la resistencia de los enganches de los vehículos remolcados



Las reacciones instantaneas producidas en los arranques o en los frenados efectuados torpemente, pueden alcanzar valores muy superiores al esfuerzo medio de tracción F

Si fuera necesario aumentar F a unos valores muy superiores a los utilizados actualmente, habría que sustituir los enganches de los vehículos por otros más robustos pero teniendo en cuenta que su peso debe permitir maniobrarlos a mano

CONCLUSION

creciente, será necesario plantear el aumento de los límites arriba indicados, particularmente el de la carga admisible por eje que condiciona a la vez la potencia, el esfuerzo de tracción y la velocidad de la locomotora. Por este motivo se ha decidido el aumento a 23 T de carga límite por eje en las principales líneas de la Red

Para la locomotora de vapor no hay límite de velocidad bien definido y un ensayo realizada en 1905 demostró que se podía alcanzar la velocidad de 200 K/hora

Pero generalmente, la máxima admitida para trenes rápidos es de: **120 Km/h.**

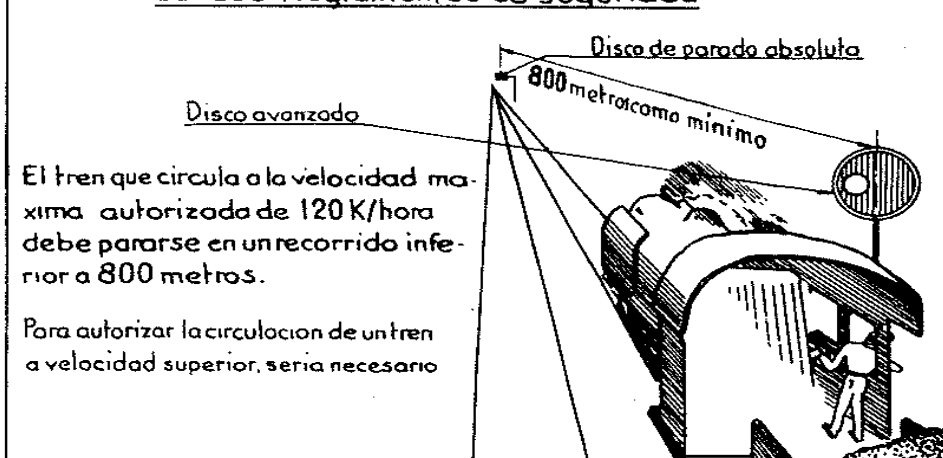
Los Reglamentos imponen este límite, teniendo en cuenta:

I- Las condiciones de la vía y la resistencia de las obras

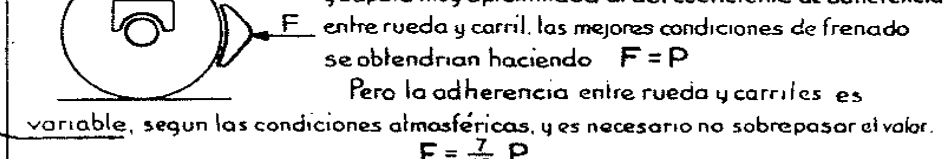
En los trenes rápidos de gran tonelaje, la velocidad máxima admitida no podría aumentarse sin antes reforzar la vía y las obras para poder resistir mayores cargas verticales y laterales

Actualmente, trenes de poco tonelaje con locomotoras ligeras, podrían no obstante circular por algunos tramos de vía a velocidad superior a los 120 K/hora siempre y cuando puedan cumplir los reglamentos de seguridad.

II- Los Reglamentos de seguridad



Para autorizar la circulación de un tren a velocidad superior, sería necesario



para evitar el patinado y la formación de planos en las ruedas.

Actualmente (1943) las soluciones que se han ensayado para mejorar el frenado son las siguientes:

- Aumento del esfuerzo de aplicación de la zapata sobre la rueda para alcanzar la condición límite arriba indicado, que no siempre se cumple
- Aumento de la velocidad de aplicación de las zapatas sobre las ruedas.
- Adopción de 2 zapatas, para aumentar el rendimiento y disminuir el recalentamiento de éstas.

Modificación del material de las zapatas (actualmente de hierro fundido) al objeto de conseguir un coeficiente de rozamiento entre rueda y zapata que varíe, según la velocidad, como el coeficiente de adherencia entre rueda y carril

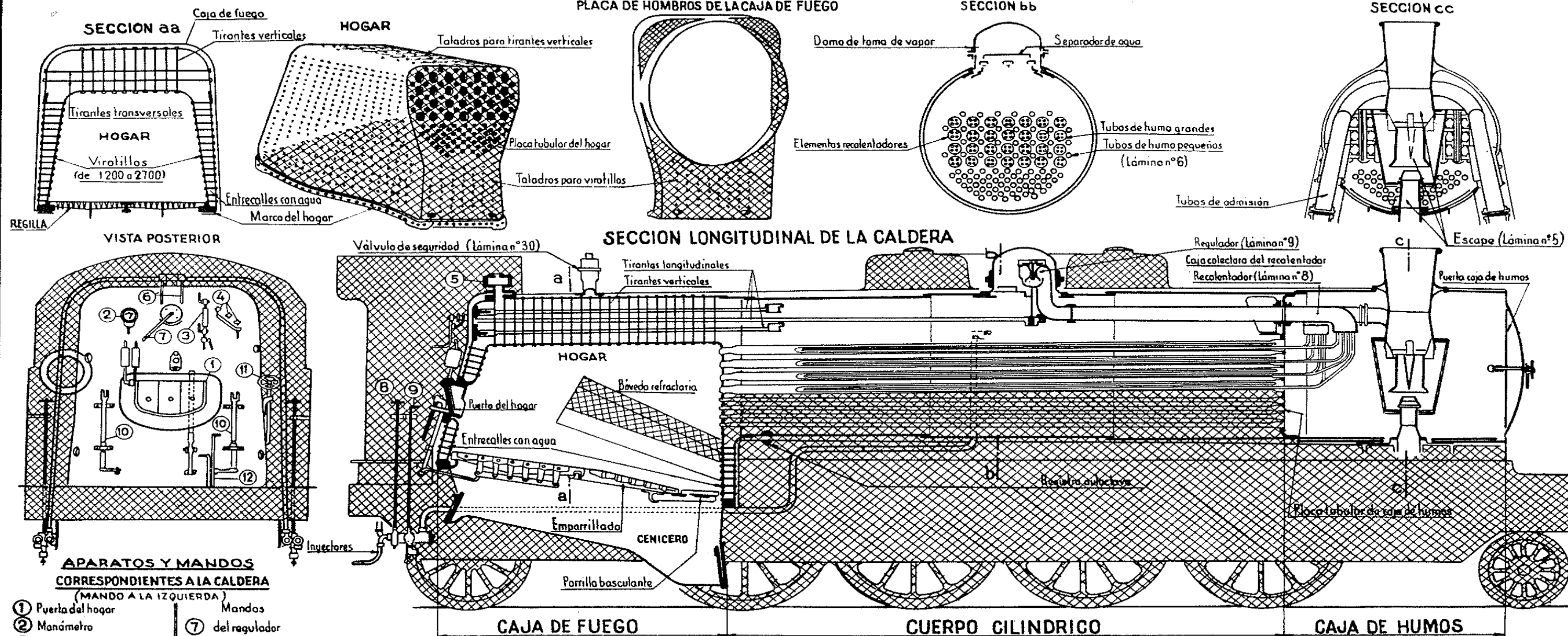
Algunas de estas soluciones darán seguramente resultados interesantes pero no permitirían reducir mucho el trayecto de parada de los trenes rápidos debido a la poca adherencia entre rueda y carril.

2º Aumentar la distancia entre señales

Esta solución, complementaria de las anteriores, permitiría alcanzar la velocidad límite deseada, pero implicaría la modificación del emplazamiento de las señales en las líneas principales

DENOMINACION RENFE	Silueta de algunos tipos característicos					Datos aproximados referentes a :					
	Longitud de los locomotoras en metros					Diámetro ruedas acopladas	Velocidad límite	Relación Peso total Peso adherente	Potencia límite en el	Esfuerzo límite gancho	
DENOMINACION AMERICANA	0	5	10	15	20	25	PARA manejos metros	PARA MANIOBRAS Km./hora		C.V.	T.
040 8 Cupler							1,30	55	1	750	10,7
LOCOMOTORAS TENDERES PARA TRENES DE CERCANIAS											
232 Baltic, Hudson							1,54	75	1,7	600	7,0
242 Confederation							1,60	90	1,7	1350	10,2
LOCOMOTORAS PARA TRENES DE MERCANCIAS											
140 Consolidation							1,56	80	1,2	1375	9,3
151 Santa Fe							1,56	85	1,3	2200	21,0
LOCOMOTORAS MIXTAS											
141 Mikado							1,56	100	1,4	1675	8,6
240 Twelve wheeler							1,63	100	1,3	1750	14,7
LOCOMOTORAS PARA TRENES DE VIAJEROS											
231 Pacific							1,75	75	1,8	950	9,0
241 Mountain							1,75	105	1,6	2000	15,3

A technical line drawing of a mechanical component, possibly a pump or engine part. It features a central vertical shaft or rod passing through a housing. The housing has a complex, multi-ported design with various internal passages and external mounting points. The drawing is a cross-sectional view, showing the internal components and the flow paths within the device.



GENERALIDADES

La caldera de locomotora se caracteriza por su fuerte producción de vapor bajo un volumen forzosa-mente reducido.

Para conseguir este resultado, utiliza 2 dispositivos esenciales que utilizaba ya en 1829, la "Rocket" de Stephenson.

I-CALDERA TUBULAR CON TUBOS DE HUMO (Marc Seguin: 1827) -

Los gases calientes procedentes de la combustión pasan por un haz tubular, colocado en el seno de la masa de agua. Ahí ceden la mayor parte de las calorías que contienen a su salida del hogar; el rendimiento de la transmisión es sensiblemente independiente de la velocidad de los gases o sea de la intensidad de combustión (lámina nº 6)

II-TIRO FORZADO POR INYECCION DEL VAPOR DE ESCAPE (Trevithick: 1802-Hacworth 1825)

La inyección del vapor de escape en la chimenea permite obtener el potente tiro necesario para vencer la resistencia opuesta por el haz tubular al paso de los gases y conseguir una combustión de intensidad excepcional

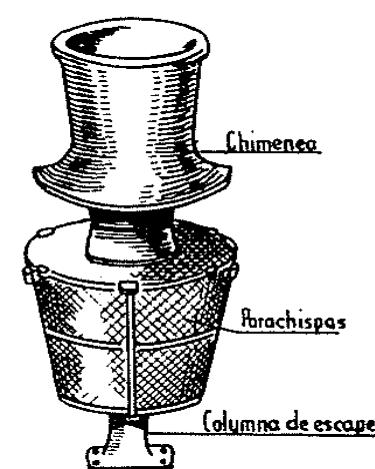
Este tipo de escape, que establece una relación entre el gasto y la producción de vapor, asegura una regulación automática de la combustión, ventaja dominante de la locomotora de vapor clásica (lámina nº 4)

RECALENTAMIENTO DEL VAPOR (Recalentador Schmidt "en el interior de los tubos" 1901)

A las disposiciones de origen anteriores, hay que agregar el recalentamiento del vapor, progreso importante que ha permitido aumentar aun más el rendimiento de la caldera (lámina nº 8)

Estos tres inventos capitales cuya importancia ha sido confirmada por una larga práctica, han determinado el tipo característico de caldera que en líneas generales se representan en esta lámina.

ESCAPE



VENTILADOR



COMBUSTIBLES

Naturaleza del combustible. La Renfe consume anualmente 2.800.000 toneladas de carbón nacional y 100.000 toneladas de carbón extranjero o en mezcla ponderada de ambos, cuyo análisis da los valores medios:

	Carbón nacional	Carbón extranjero	Mezcla
Cenizas	12,60 %	6,80 %	12,40 %
Materias volátiles	24,78 %	25,66 %	24,81 %

Temperatura de inflamación. Varía de 350° aproximadamente para carbonos ricos en materias volátiles a 470° para los más pobres.

La facilidad del carbón a inflamarse y order en el hogar depende de dicha temperatura.

Potencia calorífica (pc). Es la cantidad de calor, expresada en grandes calorías, que desarrolla la combustión completa de 1 Kg. de combustible.

Este valor depende de la riqueza en elementos combustibles: C (Carbono) y H (Hidrógeno).

Los carbonos actualmente utilizados en la Renfe tienen una potencia calorífica variable desde:

7400 a 7800 calorías (media 7600)

Aire necesario para quemar 1 Kg. de carbón. Cantidad de aire teórica necesaria.

La cantidad de aire teórica necesaria para 1 Kg. de combustible quemado varía proporcionalmente a la p.c. (Cualquiera que sean las proporciones de C y H)

Esta ley comprobada experimentalmente, es de la mayor importancia, puesto que permite eliminar en el problema del tiro la cuestión de la p.c. del combustible (Siendo constante la cantidad de aire necesaria para desarrollar un número de calorías determinado).

Cantidad de aire necesario prácticamente

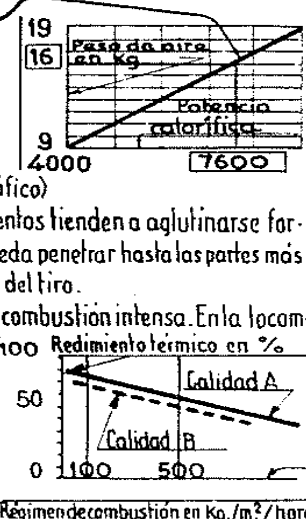
Con la cantidad de aire teórica no se obtiene la combustión completa debido a que la mezcla de los gases no se hace íntimamente.

Se admite prácticamente una cantidad de aire superior en un 50% aproximada a la que teóricamente se necesita (Véase gráfico)

Poder coquizante. Una hulla coquiza bien cuando los fragmentos tienden a aglutinarse formando una masa porosa y permeable de forma que el aire pueda penetrar hasta las partes más íntimas, y que no desprenda pequeñas partículas bajo la acción del tiro.

La experiencia demuestra que solo en este caso es posible una combustión intensa. En la locomotora el estudio del poder coquizante es tan interesante como el de la p.c.

En el gráfico se representan los resultados obtenidos con una misma caldera y dos clases de carbón de la misma p.c., el uno (calidad A) coquizando bien y el otro (calidad B) coquizando mal debido a un prolongado almacenamiento (oxidación al aire)



Cenizas: 1º) Escorificación sobre el empujillado. Las cenizas muy fusibles producen panes de escoria que impiden el tiro y reducen considerablemente la combustión.

Cuando es inevitable la utilización de un combustible de estas condiciones es necesario: Sacudir el fuego con frecuencia (empujillado de tramos oscilantes) para romper los panes de escoria y eliminar las cenizas.

Adaptar un tiro violento con exceso de aire (la atmósfera reductora facilita la escorificación)

2º) Escorificación sobre las superficies de caldeo. Si el tiro arrastra cenizas todavía en fusión, éstas se solidifican a la entrada de los tubos de humo, formando "nidos de galandrina" y obstruyendo poco a poco el haz tubular. Una mejora puede conseguirse utilizando bóvedas refractarias muy largas que protegen eficazmente la placa tubular (Lámina 6)

Clasificación del carbón. La hulla que se quema en los hogares de las locomotoras se clasifica en las clases principales siguientes:

Grueso. Doble cribado. De tamaño superior a 80 % en su dimensión menor

Cribado. Mayor de 45 mm. Menudo. De 1 a 10 mm.

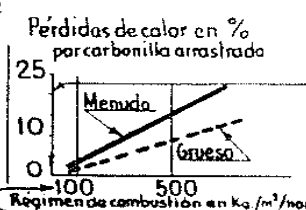
Gallata. De 25 a 45 mm. Finos. Menor de 1 mm.

Granza. De 15 a 25 mm. Briquetas. Aglomerado de polvo de carbón y breca

Grancilla. De 10 a 15 mm.

El tamaño del carbón es de suma importancia puesto que de él depende la intensidad máxima de combustión que se puede conseguir.

Como regla general el tamaño debe ser tanto mayor cuanto la depresión (H) en la caja de humos sea más alta, con objeto de evitar el orrasre de cantidades importantes de partículas sin quemar hasta la caja de humos (véase gráfico)



LA VAPORIZACIÓN

- I Superficie de calefacción ($S m^2$) = superficie de las paredes que separan el agua del fuego (medida del lado del manantial de calor)
- II Potencia de vaporización ($W kg/h$) = Cantidad de agua vaporizada en una hora
- III Intensidad de vaporización ($T_v kg/m^2/h$) = Cantidad de agua vaporizada en una hora por $1 m^2$ de superficie de calefacción: $T_v kg/m^2/hora = \frac{W}{S}$

Calor total de vaporización del agua (ct). Es la cantidad de calor que requiere 1 Kg. de agua para convertirse desde el estado líquido a 0° en vapor saturado a T grados. El diagrama de Mollier (Lámina 7) indica que a las presiones usuales (14 a 20 Kg./cm²) el valor de ct es sensiblemente constante e igual por término medio a **668 calorías**

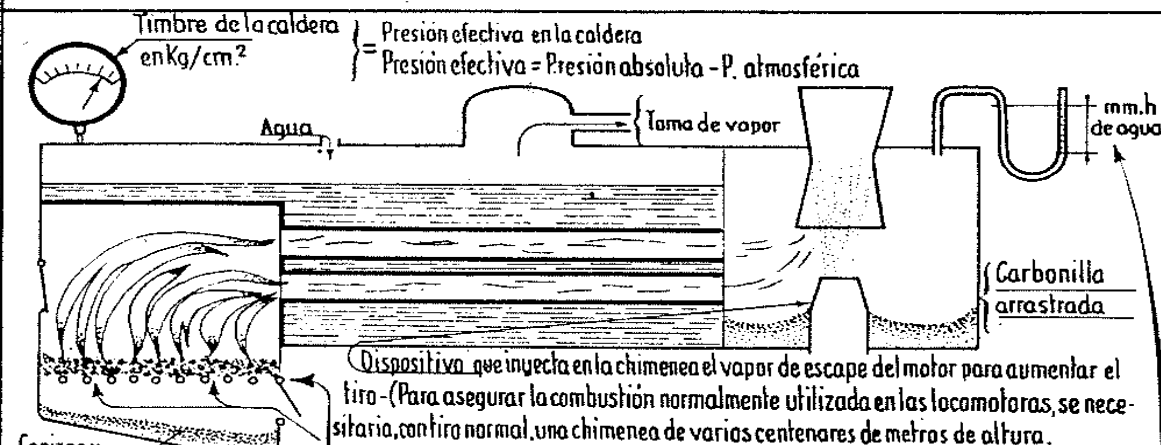
Cantidad de agua vaporizada por 1 Kg. de combustible (pv). $pv kg = \frac{W}{C}$ Este valor depende no solamente de la p.c. del combustible sino también del régimen de combustión, del tipo de caldera, habilidad del fogonero etc...

Su variación es lineal según rt (Lámina 6)

Prácticamente, las locomotoras modernas de vapor recalentado (absorbiendo el recalentador el 10 a 15 % de las calorías cedidas a la caldera) vaporizan:

7 a 9 Kg. de agua en condiciones normales de utilización

5 a 7 Kg. para un régimen de combustión excepcionalmente forzado.



LA COMBUSTIÓN

- I Superficie de rejilla ($S m^2$)
- II Régimen global de combustión ($C Kg/hora$)
Cantidad de combustible quemado en la rejilla en una hora
- III Régimen de combustión ($T_c Kg/m^2/hora$) =
Cantidad de combustible quemado por hora y por m^2 de rejilla
 $T_c kg/m^2/h = \frac{C}{S}$

Para que rt sea satisfactorio, debe asegurarse una combustión lo más completa posible del carbono que es el elemento combustible principal del carbón.

En efecto podemos tener:

Combustión completa
 $C + O_2 = CO_2 + 97650 \text{ Calorías}$
12 Kg. $22,4 m^3$ $22,4 m^3$ o bien 8140 calorías por Kg.

Combustión incompleta (Insuficiencia de aire)
 $C + O = CO + 29450 \text{ Calorías}$
12 Kg. $22,4 m^3$ $22,4 m^3$ o bien 2450 calorías por Kg.

La cantidad de calor desarrollada en el 2º caso solo representa el 30% de la desarrollada en el 1º caso. Esta pérdida enorme de calor debido a una insuficiencia de aire demuestra la importancia que tiene el tiro, bajo el punto de vista del rendimiento de la combustión. Corrientemente no se tolera la presencia de más de 0,1 a 0,2 % de CO en el humo.

EL TIRO

El tiro se caracteriza por el valor de la depresión h necesaria para que una cantidad de aire A Kg./hora atraviese la capa de combustible.

El peso de aire introducido por Kg. de combustible quemado es: $\frac{A}{C}$

El tiro es el conveniente cuando esta cantidad es igual al peso de aire prácticamente necesario para asegurar la combustión completa de un Kg. del combustible utilizado.

Si es superior, baja la temperatura en el hogar.

Si es inferior, hay formación de CO. Nota: El exceso de aire que no hace más que acrecentar ligeramente las pérdidas por calor sensible de los gases es menos perjudicial para rt que la insuficiencia de aire, que puede aumentar considerablemente las pérdidas por calor latente de los gases.

Prácticamente, un escape fijo provisto de una tobera conveniente suministra un pequeño exceso de aire para los regímenes de combustión utilizados normalmente. (Lámina 4)

CONCLUSIÓN

Para conseguir una vaporización económica en una caldera clásica de locomotora, es conveniente:

Adaptar un carbón conveniente, teniendo en cuenta que el poder coquizante, la escorificación y el grueso de los fragmentos son tan importantes como su potencia calorífica

Conseguir una combustión lo más completa posible de este carbón asegurando bajo el empujillado, una entrada de aire suficiente y bien distribuido. (Siendo preferible el exceso de aire a la insuficiencia)

Evitar un régimen de combustión elevado, lo que equivale a adaptar una gran superficie de rejilla para grandes producciones de vapor.

Utilizar personal apto en el difícil arte de la carga a mano, consistente en asegurar una producción de vapor en consonancia con las necesidades del motor y corregir las irregularidades de la combustión sobre el empujillado.

RENDIMIENTO Y POTENCIA DE LA CALDERA DE LA LOCOMOTORA

I RENDIMIENTO TÉRMICO DE LA CALDERA (rt)

Es la relación entre la cantidad de calor absorbida (Q_a) por el vapor y la cantidad de calor (Q_c) desarrollada por el combustible utilizado: $rt = \frac{Q_a}{Q_c}$

EJEMPLO

¿Cuál es el valor de rt para una caldera timbrada a 16 Kg./cm² que produce 16.000 Kg./hora de vapor, utilizando 2.000 Kg./hora de carbón cuya p.c. es de 8160 calorías? Agua del tender a 15°C

Vapor producido por Kg. de combustible:

$$\frac{16.000}{2.000} = 8 \text{ Kg.}$$

Calor absorbido por 8 Kg. de vapor (668-15) = 5224 calorías

$$\text{Rendimiento térmico } rt = \frac{5224}{8160} = 0,64$$

64 %

El rendimiento térmico de la caldera depende:

1º) Del rendimiento de la combustión (rc). Este último depende a su vez de numerosos factores: disposición del hogar, intensidad y distribución del tiro, naturaleza del combustible, habilidad del fogonero etc...

Experimentalmente se demuestra que decrece linealmente en función del régimen de combustión. Esta disminución es provocada por el aumento de:

a) Pérdidas por productos sin quemar contenidos en la carbonilla arrastrada hasta la caja de humos (El peso de esta aumenta con la intensidad del tiro)

b) Pérdidas por calor latente contenido en los gases. Estas pérdidas son debidas a la combustión incompleta del carbono y de los hidrocarburos procedentes de la destilación del carbón

2º) Del rendimiento de las superficies de calefacción (rs). Dicho rendimiento es tanto más elevado cuanto que las pérdidas por calor sensible de los gases son más reducidas.

Es casi independiente del régimen de combustión y de las dimensiones de la caldera si esta no difiere mucho de la disposición clásica (Lámina 6)

La curva representativa es una recta sensiblemente horizontal.

En definitiva el rendimiento térmico rt , igual al producto $rc \times rs$, decrece linealmente en función del régimen de combustión, ya que su disminución es debida casi únicamente al de rc .

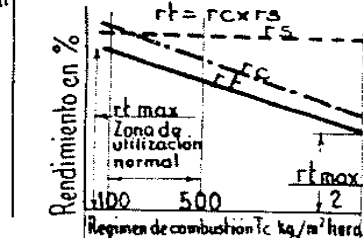
Para las calderas modernas de locomotora,

$rt = 65$ a 80 % en la zona de utilización normal.

$rt = 40$ a 50 % hacia el límite de vaporización.

RENDIMIENTO TÉRMICO

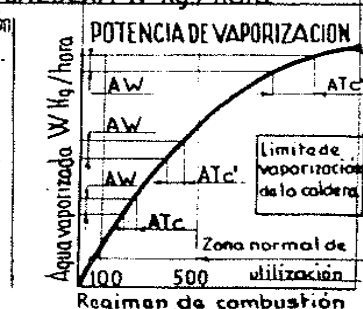
rs = rendimiento superficies calefacción
 rc = id. de la combustión
 rt = id. térmico de la caldera

II POTENCIA DE VAPORIZACIÓN DE LA CALDERA W Kg./hora

Como rt no es constante, las variaciones de W en función de T_c se representan por una curva que pasa por un máximo. Este límite de vaporización (punto M) se alcanza cuando el valor de rt desciende a la mitad de su valor máximo. Mas allá, toda cantidad de carbón introducida en el hogar se consume inútilmente.

Observación. Si en esta curva se consideran varios incrementos idénticos de la vaporización (AW) se observa que los incrementos correspondientes del Régimen de combustión AT_c , AT_c' , AT_c'' son tanto mayores cuanto más se acercan al punto M.

Lo que demuestra lo difícil y costoso que resulta conseguir una producción que se acerque al límite de vaporización de la caldera (Véase valores en la lámina 6)



LEYENDA { $\rightarrow$ CIRCULACION DEL AGUA O VAPOR
 $\cdots$ CIRCULACION DEL AIRE O GASES

Peso del agua introducida en la unidad de tiempo = E (a nivel constante $W = E$)

C = Peso del combustible quemado en la unidad de tiempo

A = Peso del aire introducido en el hogar en la unidad de tiempo

W = Peso de vapor producido en función de h

El funcionamiento automático de la caldera plantea un problema de equilibrio

W_1 = Peso de vapor necesario para la obtención de h

Depresión h

Sección S de la tobera de escape

W_1 = Peso de vapor evacuado en la unidad de tiempo.

Contrapresión C_p
(Puede ser graduada para dar directamente W_1)

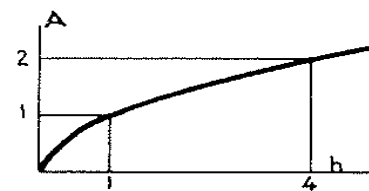
Efecto nocivo de C_p :
Pistón motor de superficie S_m
Esfuerzo de resistencia = $S_m \times C_p$

PRODUCCION DEL PESO DE VAPOR W EN FUNCION DE LA DEPRESION h

PRODUCCION DE LA DEPRESION h EN FUNCION DEL PESO DEL VAPOR EVACUADO W_1

RELACION ENTRE h y A (Tiro)

El peso A del aire introducido en el hogar es sensiblemente proporcional a $\sqrt{h}$.



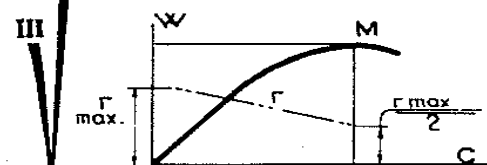
RELACION ENTRE A y C (Combustión)

El peso C del combustible susceptible de ser quemado sobre el emparrillado es sensiblemente proporcional a A (ó bien a $\sqrt{h}$)



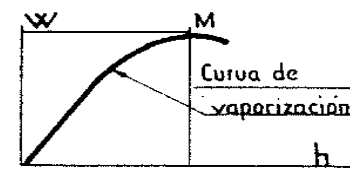
RELACION ENTRE C y W (Vaporización)

La producción de W en función de C varia según el rendimiento térmico r de la caldera (El máximo de W (punto M) se alcanza cuando $r = \frac{r_{max}}{2}$)



RELACION ENTRE W y h (Tiro, combustión, vaporización)

Las relaciones I, II y III permiten establecer la curva al lado indicada que demuestra que h crece algo más rápidamente que W . (La curva presenta un máximo M llamado límite de vaporización)



A/ ELECCION DE LA SECCION S DE TOBERA DE ESCAPE

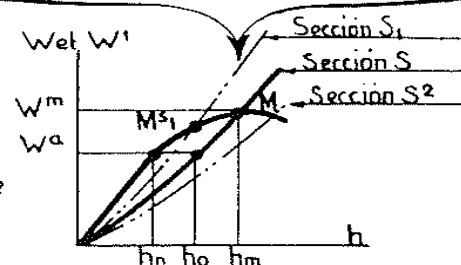
Es imposible superponer las curvas de escape a la de vaporización por estar en sentido inverso sus convexidades.

La curva de escape que determina la sección S a adoptar es la que corta la curva de vaporización en el punto M .

La curva correspondiente a S_1 no permite alcanzar el límite de vaporización M (máximo alcanzado M_{S_1})

La curva correspondiente a S_2 permite alcanzar M pero da lugar a un exceso de aire perjudicial al rendimiento de la caldera y requiere una contrapresión C_p innecesariamente alta.

SUPERPOSICION DE LAS CURVAS IV



B/ FUNCIONAMIENTO DE LA CALDERA CON TOBERA DE SECCION CONVENIENTE S

La condición de equilibrio planteada solo se realiza rigurosamente para el límite de vaporización M . Para cualquier otro valor de la vaporización, inferior a W_0 , la depresión obtenida h_0 es ligeramente superior a la depresión h_n necesaria para la producción W_0 .

Existe por consiguiente un ligero exceso de aire que tiende a forzar progresivamente al régimen de combustión regulando la cantidad de carbón cargada se consigue limitar exactamente la producción de vapor a las necesidades del motor (régimen de carga)

CONCLUSION

I - El equilibrio entre el gasto y la producción de vapor puede conseguirse de una manera casi automática utilizando un escape fijo (S constante)

II - Ensayos, llevados a cabo teniendo en cuenta las leyes arriba indicadas, permiten determinar con precisión el valor más conveniente de S .

III - En general, el límite de vaporización puede alcanzarse incluso con un escape mediano reduciendo lo suficiente el valor de S .

IV - El aumento de la C_p (proporcional al cuadrado de la reducción de S) es lo que impide utilizar escapes mediocres para fuertes vaporizaciones.

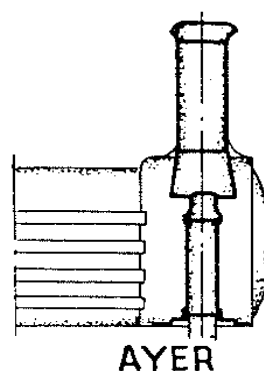
Este aumento de C_p termina por originar una pérdida de potencia en el motor mayor que la ganancia obtenida en la caldera (Véase efecto nocivo de C_p)

V - La cualidad primordial de un escape es su eficacia, es decir su aptitud para producir las máximas depresiones h con la mínima contrapresión C_p .

A- CUALIDADES EXIGIDAS A UN BUEN ESCAPE

- EFICACIA** Un escape es eficaz si permite obtener en la caja de humas, la depresión h necesaria al tiro, con el mínimo de contrapresión C_p (Contrapresión que reduce el esfuerzo motor)
- POTENCIA** La depresión máxima h debe permitir alcanzar el límite de vaporización de la caldera
- AUTOMATICIDAD** Para cualquier régimen de vaporización, el tiro debe alcanzar automáticamente el valor necesario sin sobrepasar sensiblemente dicho valor.
- BUENA DISTRIBUCION DEL TIRO** El tiro debe repartirse por igual en el haz tubular y el emparrillado.
- REGULARIDAD DEL TIRO** El tiro, necesariamente pulsatorio no debe alcanzar valores instantáneos capaces de provocar el arrastre del combustible.

ORIGEN



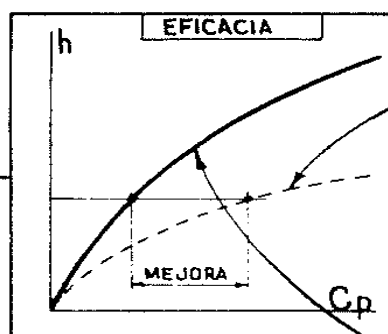
B- COMO SE REALIZA UN BUEN ESCAPE

- EFICACIA** Deben satisfacerse las dos condiciones siguientes:
 - mezcla de vapor con los gases aspirados - Es una función de orden físico y hasta la fecha es la práctica lo que aconseja la forma de las toberas, conos etc. El chorro dividido facilita la mezcla, disminuyendo las pérdidas de carga por choque.
 - Evacuación de los gases al exterior - Esta función tiene su origen en la mecánica de los fluidos. El cálculo facilita una orientación para la elección de la sección de tobera, de chimenea y disposición de los elementos.
- POTENCIA** La máxima depresión h puede obtenerse reduciendo la sección de la tobera y esto tanto mejor cuanto que la eficacia del dispositivo es mayor
- AUTOMATICIDAD** Se realiza cuando la eficacia es buena (curva de variación de la depresión h en función de la cantidad de vapor evacuada W , acercándose a una línea recta - Laminas 4)
- BUENA DISTRIBUCION DEL TIRO** Se obtiene con varios escalonamientos de aspiración dispuestos adecuadamente.
- REGULARIDAD DEL TIRO** Se realiza generalmente en el caso de un motor compund. En el caso de simple expansión su realización depende de la velocidad de apertura de los orificios de escape del motor.

Ejemplo: ESCAPE FIJO ESCALONADO

SECCION CONSTANTE-S

La existencia de varios pasos de aspiración favorece la buena distribución del tiro, pero la ausencia de división del chorro no permite asegurar una buena mezcla del vapor con los gases.

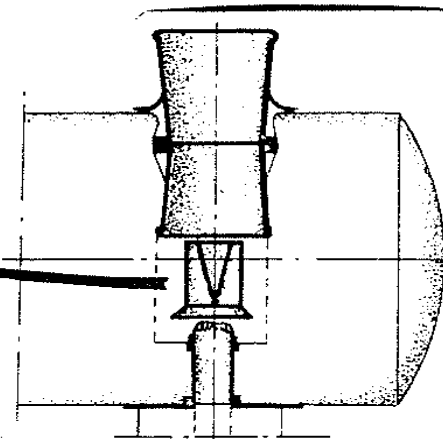
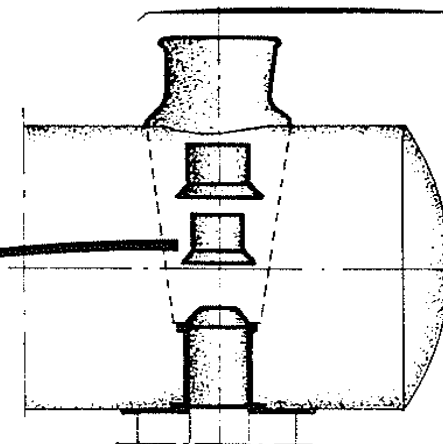
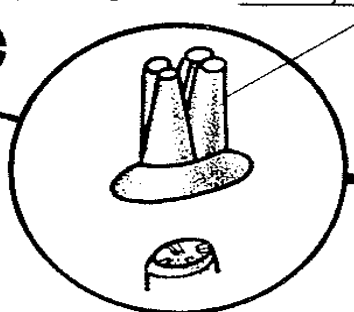


Ejemplo: ESCAPE FIJO KYLCHAP

SECCION CONSTANTES-S

Conos Kylchap

El escape que utiliza la tobera Kylchap posee al más alto grado todas las cualidades arriba indicadas. Puede ser considerado como uno de los mejores entre los existentes en la actualidad y se coloca en la mayoría de las locomotoras modernas nacionales y extranjeras.



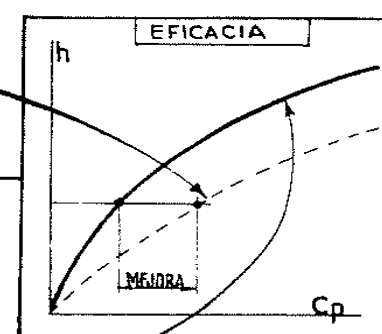
HOY

Ejemplo: ESCAPE VARIABLE EN FORMA DE TREBOL

SECCION MAXIMA S1

SECCION MINIMA S2

El chorro (tanto más dividido cuanto más energética es el escape) realiza una buena mezcla del vapor con los gases, pero la falta de escalonamiento en la aspiración no permite un buen reparto del tiro.

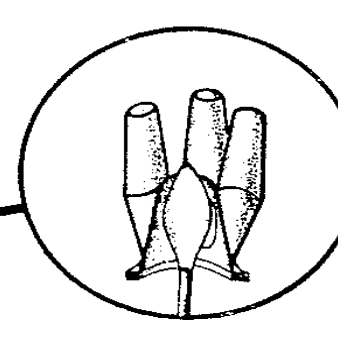


Ejemplo: ESCAPE VARIABLE LEMAITRE

SECCION MINIMA S2

SECCION MAXIMA S1

Es un tipo moderno de escape con chorros múltiples que asegura una excelente mezcla del vapor con los gases. Su eficacia viene a ser tan buena como la del escape Kylchap.



VENTAJAS DEL ESCAPE VARIABLE

- Permite al fogonero recuperar una caída accidental de presión (Forzar momentáneamente la producción, reduciendo la sección del escape y aumentando el régimen de carga de combustible)
 - Facilita el empleo de carbones de calidades distintas. (Carbones distintos en lo que se refiere al poder coquizante, escoriificaciones, tamaño etc.)
- En el mundo: El porcentaje de empleo de los escapes variables es muy reducido

¿ ESCAPE FIJO O VARIABLE ?

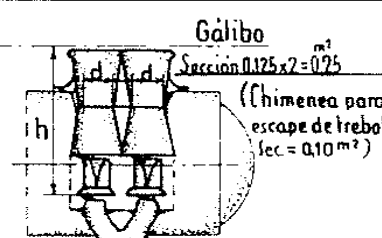
- Inconvenientes de la posibilidad de aumentar la producción. (La contrapresión, anti-económica aumenta proporcionalmente al cuadrado de la reducción de sección de la tobera, de donde: mayor consumo por CV/hora)
 - Regulación y empleos delicados. (Puede conducir a llevar la combustión con falta o exceso de aire)
- Prácticamente: el fogonero procura no tocar el escape una vez que ha determinado la sección más favorable.
En Francia y España: la variabilidad está más extendida pero su interés es muy discutido.

INCONVENIENTES DEL ESCAPE VARIABLE

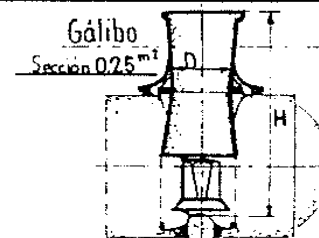
NECESIDAD DE UNA GRAN SECCION DE CHIMENEA

Para conseguir fuertes regímenes de vaporización (20 a 25 T/hora con una contrapresión lo más pequeña posible, es necesario adoptar una gran sección de chimenea, lo que permite reducir el trabajo absorbido para evacuar al exterior los gases de combustión

1º CASO Escape doble Kylchap



¿ PORQUE UN ESCAPE DOBLE ?



2º CASO Escape sencillo Kylchap (equivalente)

INSTALACION DE UNA CHIMENEA DE GRAN SECCION

2º CASO - Las dimensiones de los elementos y su posición relativa están ligadas por formulas que dan, en este caso: $H = 2.305$ m. La parte superior de la chimenea sobresale del galíbo en 0.50 m. aproximadamente.
1º CASO - Para la misma sección total: $d = \sqrt{\frac{D}{2}}$ y $h = \frac{H}{2} = 1.630$ m. La chimenea no sobresale del galíbo

EJEMPLO DE SUSTITUCION DEL ESCAPE DE TREBOL DE ORIGEN POR EL KYLCHAP

Para una misma contrapresión (la más fuerte utilizada con los dos tipos de escape, a sea 600 gr/cm^2 absorbido a 120 Km/hora : 350 CV)

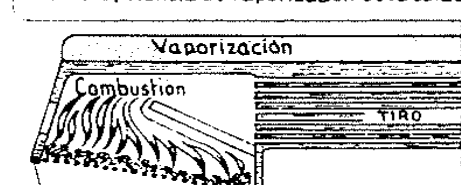
El peso máximo de agua vaporizada por hora es:

16 T. con escape de trebol

24 T. con escape Kylchap

a sea un aumento del **50%** sobre la potencia límite de la caldera

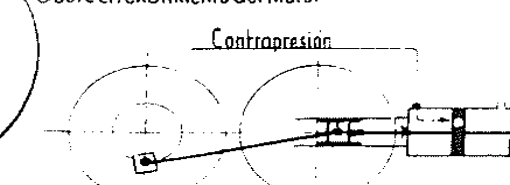
Sobre la potencia de vaporización de la caldera



IMPORTANCIA DEL ESCAPE

Su papel es preponderante
Influye:

Sobre el rendimiento del motor



EJEMPLO DE SUSTITUCION DEL ESCAPE DE TREBOL DE ORIGEN POR EL KYLCHAP DOBLE

Para un mismo consumo de vapor

(La mayor permitida por el escape de trebol es de 16 T/hora)

La contrapresión consume a 120 K/hora

350 CV con el escape de trebol (para 1300 cv en el gancho de tracción)

150 CV con el Kylchap (para 1500 cv en el gancho de tracción)

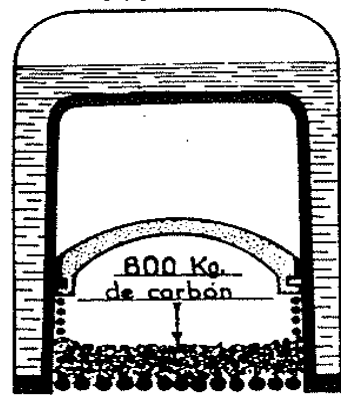
Es decir una ganancia de **200 cv** (ganancia de unos 100 cv en las condiciones normales de utilización.

LA POTENCIA LIMITE EN EL GANCHO, A 120 K/HORA PASA DE 1300 CV A 2200 CV . AUMENTO DEL **70%**

LEYENDA

- Superficie de caldeo indirecta
- Superficie de calefacción directa sometida a la radiación del fuego
- Superficie de calefacción directa sometida a la radiación del fuego.

Sección XX

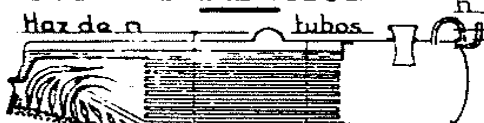


COMBUSTION

Superficie de rejilla $G = 4 \text{ m}^2$
($G = 3 \text{ a } 5 \text{ m}^2$ en Europa)
($G = 5 \text{ a } 17$ en América)

Sección de paso de aire: 0.35 (Emparrillado móvil)

EXPERIMENTOS DE A HENRY SOBRE EL HAZ TUBULAR



La cantidad de calor transmitida:
I- No depende esencialmente de n

Ejemplo: $n = 100$ tubos
Se abren 50 tubos y se mantiene G aumentando h

Se obtiene la misma producción W

II- Depende de la relación $\frac{L}{d}$ queda un valor óptimo

Siendo n constante se hace sucesivamente
 $\frac{L}{d} = 50$ $\frac{L}{d} = 100$ $\frac{L}{d} = 150$

W es máximo para $\frac{L}{d} = 100$

Aprovechamiento del tiro - COMBUSTION, VAPORIZACION

ESQUEMA DE UNA CALDERA CLASICA DE POTENCIA MEDIA (Figurada sin recalentador)

Datos aproximados referentes al tiro, a la combustión y a la vaporización para un régimen de combustión de $500 \text{ Kg/m}^2/\text{h}$ (Límite máximo en marcha normal)

DIAGRAMA DE VAPORIZACION

REGIMEN DE VAPORIZACION $W = 16000 \text{ Kg/h}$

Producción del hogar 8000 Kg/hora (o sea 50 % de W)
Varia de 60 a 40 % de W cuando se pasa de débil a fuerte régimen

Producción del haz tubular 8000 Kg/hora (o sea el 50 % de W)
(Varia de 40 a 60 % de W al pasar de pequeña a gran intensidad)

Término medio de vaporización $40 \text{ Kg/m}^2/\text{hora}$

Régimen de vaporización $500 \text{ Kg/m}^2/\text{hora}$

Haz de 255 tubos lisos de diámetro interior $d = 0.05 \text{ m}$

$L = 5$ metros $\frac{L}{d} = 100$

($\frac{L}{d}$ varia de 100 a 130)

TIMBRE = 16 Kg/cm^2

VAPOR = 4 m^3

AGUA = 8 m^3

$T_c = 350^\circ$

Zona de intercambio calorífico por convección

Cantidad de calor Q absorbida por el haz tubular

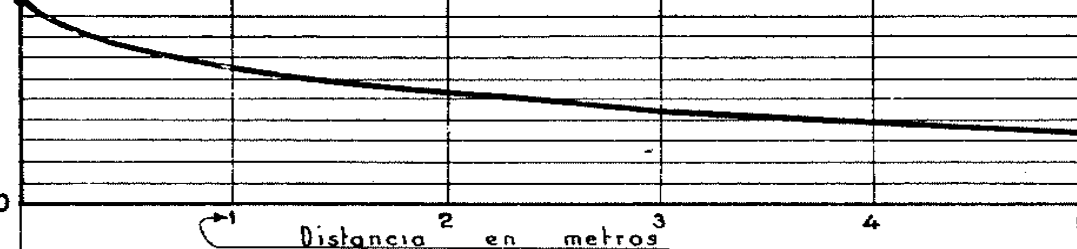
$$Q = M \times C_p (T_b - T_c)$$

M = Masa de los gases de combustión

C_p = Calor específico medio de los gases de combustión

T_b y T_c = Temperatura de los gases de combustión (Véase esquema)

CURVA DE TEMPERATURAS DE LOS GASES A LO LARGO DE LOS TUBOS



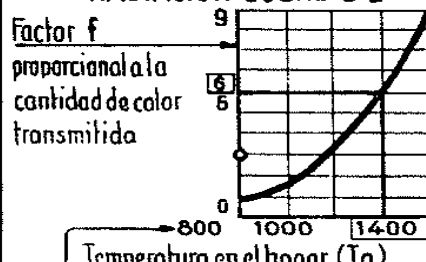
La relación $Q = M \times C_p (T_b - T_c)$ demuestra que la cantidad de calor transmitido es tanto mayor cuanto que:
1º M y T_b son mas altas (aumentan con el régimen de combustión)
2º T_c es mas baja.

La caída de temperatura ($T_b - T_c$) depende únicamente de la relación $\frac{L}{d}$ en los tubos de humo. Esta caída aumenta con el rozamiento sobre las paredes del tubo es decir cuando L aumenta y disminuye, pero no varia proporcionalmente a $\frac{L}{d}$ y en la curva arriba indicada se ve que el efecto debido a la longitud se atenúa rápidamente.

Para una misma depresión h la producción máxima de la caldera tiene lugar para:

$$\frac{L}{d} = 100 \text{ aproximadamente (Véase experimento II de A. Henry)}$$

(Con los escapes modernos, que permiten aumentar h sin disminuir demasiado el rendimiento del motor $\frac{L}{d}$ puede alcanzar 120 a 130)

RADIACION SOBRE S_d 

La temperatura en el hogar tiene una influencia considerable sobre la cantidad radiada de calor. Es el aumento de esta temperatura en función del régimen de combustión (V. variación de T_a) que permite a las superficies de caldeo directo absorber todo aumento de producción de calor. - El desgaste del hogar (entretenimiento de virillas etc.) aumenta con T_a según el régimen de combustión. - El aumento de S_d permite reducir T_a . Por consiguiente, para calderas forzadas debe tenderse a conseguir $\frac{S_d}{G}$ lo más elevado posible.

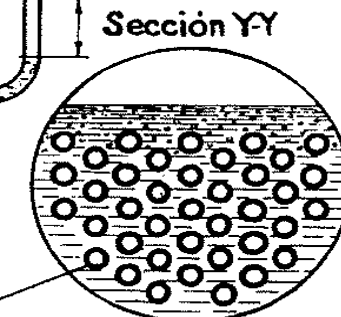
TUBOS SERVE - Es un tubo de humo con aletas interiores



para aumentar la superficie de contacto con los gases (80% aprox.) A igual diámetro absorbe sensiblemente 2 veces más de calor que un tubo liso y en este caso, el experimento II da como valor óptimo para la relación $\frac{L}{d}$, 50 aproximadamente. Por este motivo se utilizan para calderas cortas, con preferencia a los tubos lisos de reducido diámetro que se obturan fácilmente con la carbonilla. (diámetro mínimo para los tubos lisos = 40)

Depresión h

Sección YY

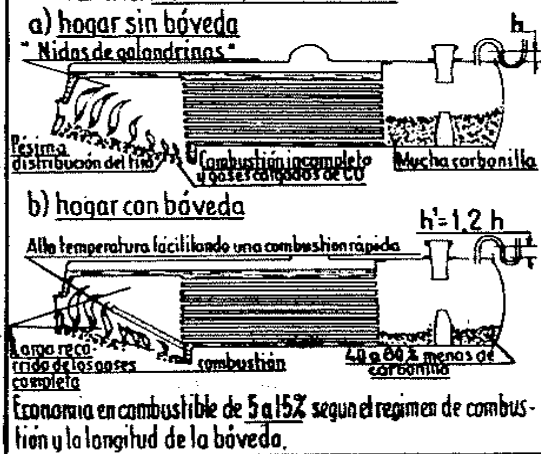


Sección de paso de los gases $n = 0.5$

TIRO

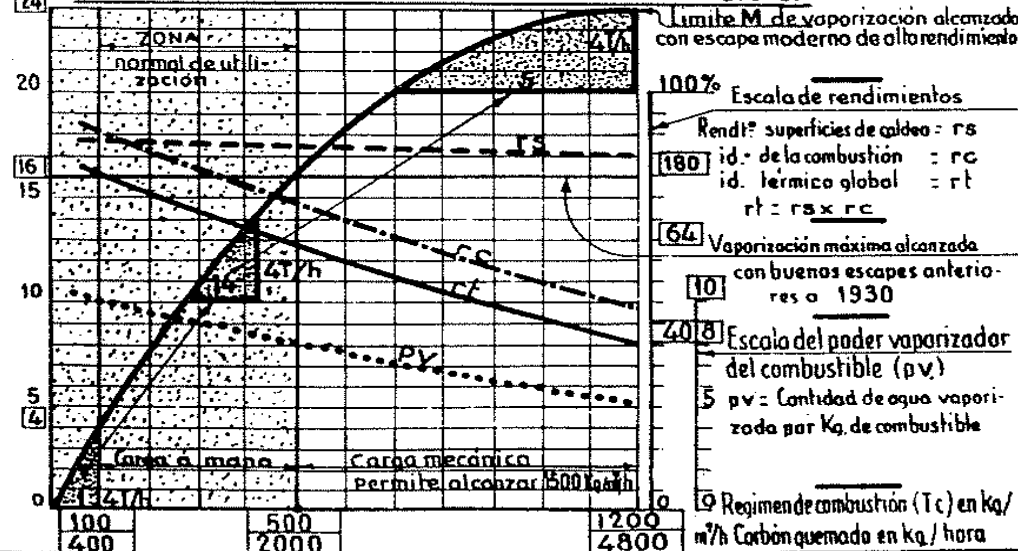
La depresión h necesaria para vencer la resistencia del haz tubular es inversamente proporcional al cuadrado del nº de tubos o a $\frac{1}{n^2}$ - (Además h debe variar casi proporcionalmente a L)
Para facilitar el tiro hay que colocar el mayor número de tubos cuidando, no obstante, de conservar un intervalo suficiente (5 a 25%) para no dificultar el desprendimiento de las burbujas de vapor.

VENTAJAS DE LA BOVEDA REFRACTARIA



Economía en combustible de 5 a 15% según el régimen de combustión y la longitud de la bóveda.

POTENCIA DE VAPORIZACION DE LA CALDERA ARRIBA INDICADA



Observaciones

Las necesidades actuales del tráfico raramente requieren una vaporización de mas de 16 T/h (salvo en arranques). El principal interés de los escapes de alto rendimiento no es el de permitir alcanzar el límite M de este tipo de caldera (24 T/hora) pero si el de asegurar una vaporización media de 4 a 16 T/hora con una contrapresión lo mas reducida posible (véase lamina 5)
Para mayor vaporización que pudieran necesitarse en el futuro será indispensable adoptar calderas con mayor superficie de rejilla.
Ejemplo: Para vaporizar 24 T/h con la caldera anterior se necesitan 4800 Kg/h de carbón ($T_c = 1200 \text{ Kg/m}^2/\text{h}$). Este alto régimen de combustión es el unico responsable de la caída del rendimiento térmico. Es necesario para aumentar este rendimiento disminuir el régimen de combustión aumentando G
Con $G = 6 \text{ m}^2$ se vaporizan 24 T/h quemando 3000 Kg/h de carbón o sea 2/3 aproximadamente.
($T_c = 500 \text{ Kg/m}^2/\text{h}$ - $p_v = 8 \text{ Kg}$)

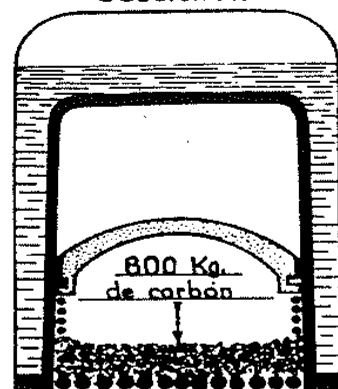
CONCLUSION

Los valores S_d , S_i , S no son los valores mas importantes, tanto en lo que se refiere a la potencia, como al rendimiento de la caldera. La relación $\frac{S}{G}$ admitida durante mucho tiempo como base de construcción y que valia de 80 a 100 en las primeras locomotoras, ha sido rebajado a 50 o 60 sin inconveniente.
Es la relación $\frac{L}{d}$ (comprendida entre 100 y 130) que importa en el haz tubular considerado como transmisor de calor. Por otra parte, el número n de tubos de humo debe ser lo mas elevado posible para obtener un tiro económico.
El factor predominante que condiciona la potencia de la caldera, es la superficie de rejilla G
Las numerosas formulas establecidas para obtener W en función de S_d , S_i , S y G no dan resultado de acuerdo con la realidad (particularmente en los casos de escape de alto rendimiento)
Es la formula simplificada de Nadal: $[W \text{ Kg/h máximo} = 4000 G]$ (G en m^2) que expresa mejor la potencia de vaporización de las máquinas construidas hasta 1930.
Actualmente con el tiro potente y bien distribuido conseguido con un escape de alto rendimiento y una bóveda refractaria bien desarrollada, se puede admitir $[W \text{ Kg/h máximo} = 6000 G]$
Es conveniente observar la actividad de combustión excepcional que se realiza en los hogares de locomotoras donde se queman corrientemente, con carga a mano, 300 Kg de carbón, cuando las calderas industriales solo consumen de 50 a 200 $\text{Kg/m}^2/\text{h}$, y las calderas marinas el consumo no excede de 100 a 200 $\text{Kg/m}^2/\text{h}$. Esta combustión forzada exige del fogonero cualidades excepcionales que le definen, con justicia, como especialista.

LEYENDA

- Superficie de caldeo indirecto
- Superficie de calefacción directa no sometida a la radiación del fuego
- Superficie de calefacción directa sometida a la radiación del fuego.

Sección-XX

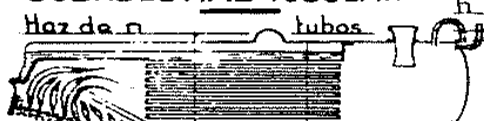


COMBUSTION

Superficie de rejilla $G = 4 \text{ m}^2$
($G = 3 \text{ a } 5 \text{ m}^2$ en Europa)
($G = 5 \text{ a } 17$ en América)

Sección de paso de aire: 0.35 (Emparrillado móvil)

EXPERIMENTOS DE A HENRY SOBRE EL HAZ TUBULAR



La cantidad de calor transmitida:
I- No depende esencialmente de n
Ejemplo: $n = 100$ tubos
Se tapan 50 tubos y se mantiene G aumentando h
Se obtiene la misma producción W

II- Depende de la relación $\frac{L}{d}$ queda un valor óptimo

Siendo n constante se hace sucesivamente:
 $\frac{L}{d} = 50 \quad \frac{L}{d} = 100 \quad \frac{L}{d} = 150$

W es máximo para $\frac{L}{d} = 100$

Aprovechamiento del tiro - COMBUSTION, VAPORIZACION
ESQUEMA DE UNA CALDERA CLASICA DE POTENCIA MEDIA (Figurada sin recalentador)

Datos aproximados referentes al tiro, a la combustión y a la vaporización para un regimen de combustión de $500 \text{ Kg/m}^2/\text{h}$ (Limite máximo en marcha normal)

DIAGRAMA DE VAPORIZACION

REGIMEN DE VAPORIZACION $W = 16000 \text{ Kg/h}$

Producción del hogar 8000 Kg/hora (o sea 50 % de W)
Varia de 60 a 40 % de W cuando se pasa de débil a fuerte regimen
Producción del haz tubular 8000 Kg/hora (o sea el 50 % de W)
(Varia de 40 a 60 % de W al pasar de pequeña a gran intensidad)
Termino medio de vaporización $40 \text{ Kg/m}^2/\text{hora}$

Regimen de vaporización $500 \text{ Kg/m}^2/\text{hora}$

Relación $\frac{S}{S_d} = \frac{216}{4} = 54$
($\frac{S}{S_d}$ varia de 50 a 60)

Haz de 255 tubos lisos de diametro interior $d = 0.05 \text{ m}$
 $L = 5 \text{ metros}$
($\frac{L}{d}$ varia de 100 a 130)

TIMBRE = 16 Kg/cm^2

VAPOR = 4 m^3

AGUA = 8 m^3

$T_b = 1000^\circ$

$T_a = 1400^\circ$

$T_c = 350^\circ$

Zona de intercambio calorífico por convección

Cantidad de calor Q absorbida por el haz tubular

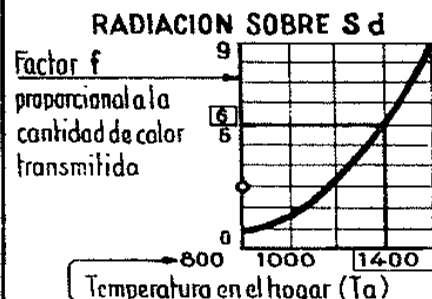
$$Q = M \times C_p (T_b - T_c)$$

M = Masa de los gases de combustión

C_p = Calor específico medio de los gases de combustión

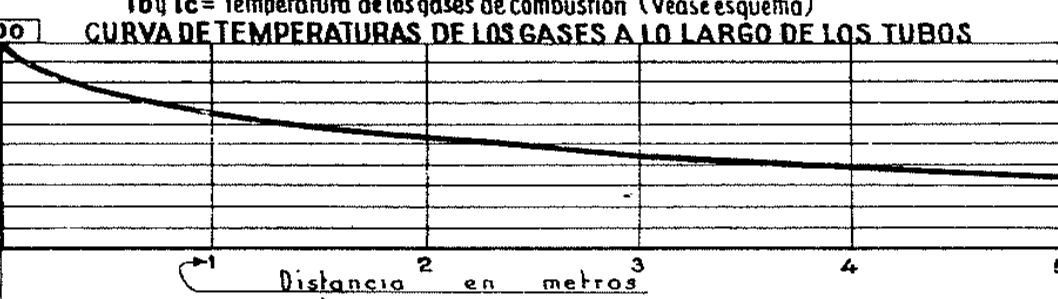
T_b y T_c = Temperatura de los gases de combustión (Vease esquema)

CURVA DE TEMPERATURAS DE LOS GASES A LO LARGO DE LOS TUBOS



Factor f proporcional a la cantidad de calor transmitida

La temperatura en el hogar tiene una influencia considerable sobre la cantidad radiada de calor. Es el aumento de esta temperatura en función del regimen de combustión (V variación de T_a) que permite a las superficies de caldeo directo absorber todo aumento de producción de calor. - El desgaste del hogar (entretenimiento de virillos etc.) aumenta con T_a según el regimen de combustión. - El aumento de S_d permite reducir T_a . Por consiguiente, para calderas forzadas debe tenderse a conseguir $\frac{S_d}{G}$ lo más elevado posible.



La relación $Q = M \times C_p (T_b - T_c)$ demuestra que la cantidad de calor transmitido es tanto mayor cuanto que:
1º M y T_b son mas altas (aumentan con el regimen de combustión)
2º T_c es mas baja.

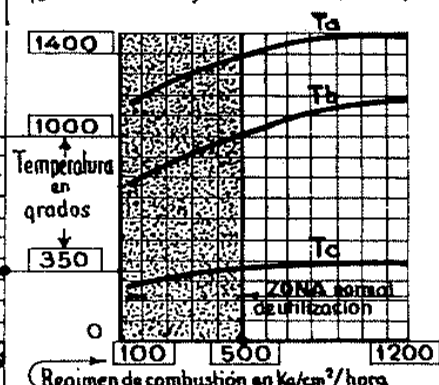
La caída de temperatura ($T_b - T_c$) depende únicamente de la relación $\frac{L}{d}$ en los tubos de humo. Esta caída aumenta con el rozamiento sobre las paredes del tubo es decir cuando L aumenta y disminuye, pero no varia proporcionalmente a $\frac{L}{d}$ y en la curva arriba indicada se ve que el efecto debido a la longitud se atenúa rápidamente.

Para una misma depresión h la producción máxima de la caldera tiene lugar para:

$$\frac{L}{d} = 100 \text{ aproximadamente (Vease experimento II de A. Henry)}$$

(Con los escapes modernos, que permiten aumentar h sin disminuir demasiado el rendimiento del molar $\frac{L}{d}$ puede alcanzar 120 a 130)

TEMPERATURA APROXIMADA DE LOS GASES EN LOS PUNTOS a, b, c (En función del regimen de combustión)



La poca variación de la temperatura registrada en el punto c, demuestra el constante poder de absorción calorífica del haz tubular para cualquier regimen de combustión.

En efecto, el coeficiente de convección varia proporcionalmente a la velocidad V de los gases, asegurando un rendimiento sensiblemente constante, de la transmisión calorífica - Vease experimento I de A. Henry)

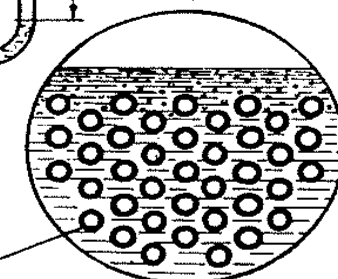
TUBOS SERVE - Es un tubo de humo con aletas interiores



para aumentar la superficie de contacto con los gases (80% aprox). A igual diametro absorbe sensiblemente 2 veces más de calor que un tubo liso y en este caso, el experimento II da como valor óptimo para la relación $\frac{L}{d}$, 50 aproximadamente. Por este motivo se utilizan para calderas cortas, con preferencia a los tubos lisos de reducido diametro que se obturarían facilmente con la carbonilla. (diametro minimo para los tubos lisos = 40)

Depresión h

Sección Y-Y



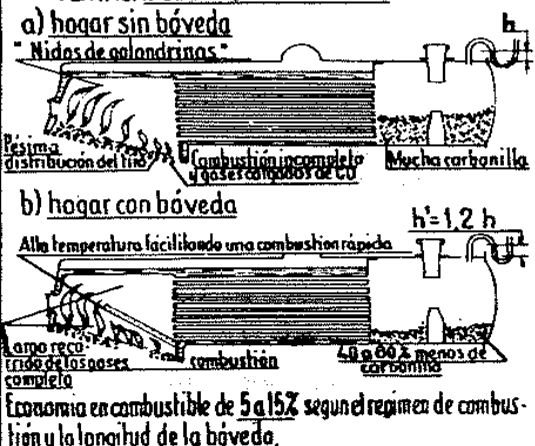
Sección de paso de los gases $n = 0.5$

TIRO

La depresión h necesaria para vencer la resistencia del haz tubular es inversamente proporcional al cuadrado del nº de tubos o a n^2 - (Además h debe variar casi proporcionalmente a L)

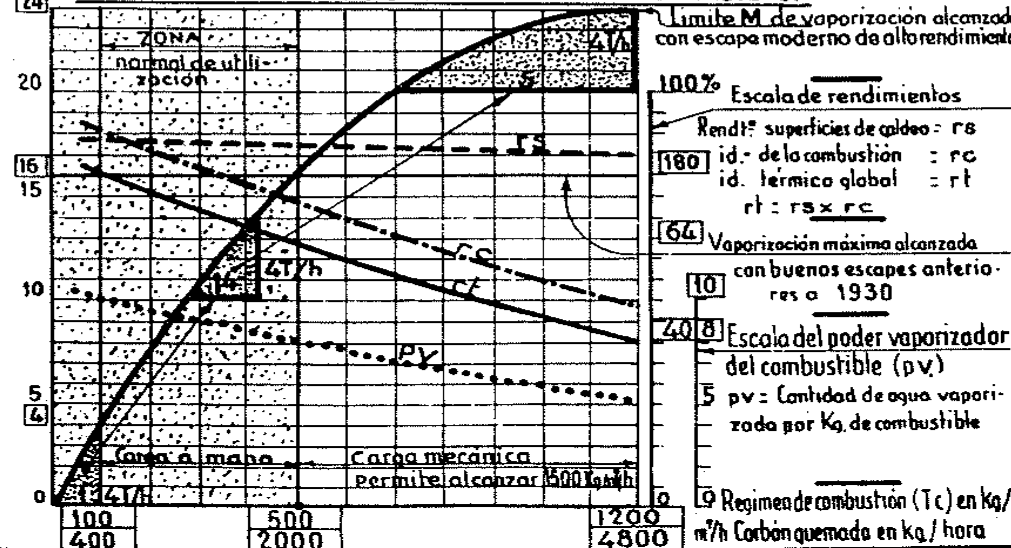
Para facilitar el tiro hay que colocar el mayor número de tubos cuidando, no obstante, de conservar un intervalo suficiente (5 a 25%) para no dificultar el desprendimiento de las burbujas de vapor.

VENTAJAS DE LA BOVEDA REFRACTARIA



Economía en combustible de 5 a 15% según el regimen de combustión y la longitud de la bóveda.

POTENCIA DE VAPORIZACION DE LA CALDERA ARRIBA INDICADA



Observaciones

Las necesidades actuales del tráfico raramente requieren una vaporización de mas de 16 T/h (salvo en arranques) - El principal interés de los escapes de alto rendimiento no es el de permitir alcanzar el limite M de este tipo de caldera (24 T/hora) pero si el de asegurar una vaporización media de 4 a 16 T/hora con una contrapresión lo mas reducida posible (vease lamina 5)

Para mayor vaporización que pudieran necesitarse en el futuro será indispensable adoptar calderas con mayor superficie de rejilla.

Ejemplo: Para vaporizar 24 T/h con la caldera anterior se necesitan 4800 Kg/h de carbon ($T_c = 1200 \text{ Kg/m}^2/\text{h}$) Este alto regimen de combustión es el unico responsable de la caída del rendimiento termico. Es necesario para aumentar este rendimiento disminuir el regimen de combustión aumentando G .

Con $G = 6 \text{ m}^2$ se vaporizan 24 T/h quemando 3000 Kg/h de carbon o sea 2/3 aproximadamente. ($T_c = 500 \text{ Kg/m}^2/\text{h} - p_v = 8 \text{ Kg}$)

CONCLUSION

Los valores S_d , S_i , S no son los valores mas importantes, tanto en lo que se refiere a la potencia, como al rendimiento de la caldera. La relación $\frac{S}{G}$ admitida durante mucho tiempo como base de construcción y que valia de 80 a 100 en las primeras locomotoras, ha sido rebajado a 50 o 60 sin inconveniente.

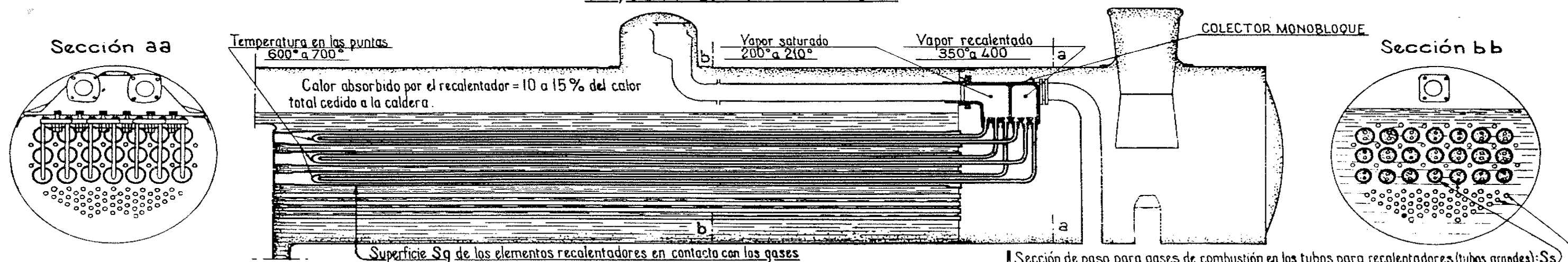
Es la relación $\frac{L}{d}$ (comprendida entre 100 y 130) que importa en el haz tubular considerado como transmisor de calor. Por otra parte, el número n de tubos de humo debe ser lo mas elevado posible para obtener un tiro económico.

El factor predominante que condiciona la potencia de la caldera, es la superficie de rejilla G . Las numerosas formulas establecidas para obtener W en función de S_d , S_i , S y G no dan resultado de acuerdo con la realidad (particularmente en los casos de escape de alto rendimiento).

Es la formula simplificada de Nadal: $W \text{ Kg/h maximo} = 4000 G$ (G en m^2) que expresa mejor la potencia de vaporización de las máquinas construidas hasta 1930.

Actualmente con el tiro potente y bien distribuido conseguido con un escape de alto rendimiento y una bóveda refractaria bien desarrollada, se puede admitir $W \text{ Kg/h maximo} = 6000 G$.

Es conveniente observar la actividad de combustión excepcional que se realiza en los hogares de locomotoras donde se queman corrientemente, con carga a mano, 300 Kg de carbon, cuando las calderas industriales solo consumen de 50 a 200 Kg/m²/h, y las calderas marinas el consumo no excede de 100 a 200 Kg/m²/h. Esta combustión forzada exige del fogonero cualidades excepcionales que le definen, con justicia, como especialista.



INSTALACION DEL RECALENTADOR - NUMERO DE ELEMENTOS

La relación S_g/S_s entre la superficie de calentamiento y la superficie total de calefacción no es el factor determinante esencial del grado de calentamiento. (Lo mismo que la relación S_g/G no condiciona la potencia de vaporización de la caldera: Lam. 6)

Es la relación S_v/S_s (véase sección bb) la que determina el grado de calentamiento, ya que las cantidades de gases calientes destinados parte a la vaporización y parte al calentamiento dependen de las secciones de paso S_v y S_s .

El medio más sencillo y más eficaz para incrementar el grado de calentamiento será por consiguiente, aumentar el número de elementos recalentadores.

Por consiguiente, no existe, como se había admitido durante mucho tiempo, la imposibilidad de obtener grados elevados de calentamiento con el simple recalentador Schmidt. Lo que ha provocado la creación de elementos especiales (Houlet, 5P4, etc.) ha sido la necesidad de mantener la facilidad de tiro y evitar pérdidas de carga importantes en el vapor que circula por el recalentador, consiguiendo, no obstante, un alto grado de calentamiento.

Observación.- El vapor posee un calor específico bajo y conduce mal el calor, lo que explica el porqué las puntas de los elementos alcanzan una temperatura próxima a la de los gases de combustión.

Sección de paso para gases de combustión en los tubos para recalentadores (tubos grandes): S_s
Sección de paso para gases en los tubos corrientes (tubos pequeños): S_v

COLECTOR DE CAMARAS SEPARADAS



En esta nueva disposición del colector, no existe tabique de separación común al vapor recalentado y vapor saturado. Esta tiene la ventaja de reducir las tensiones internas del metal y por consiguiente, evitar las grietas que se producen frecuentemente en las paredes del colector monobloque.

Por otra parte, esta disposición evita los intercambios de calor entre los gases calientes, aumentando por lo menos en 10° el calentamiento.

INFLUENCIA DEL ELEMENTO RECALENTADOR

El grado de calentamiento no solamente depende de la cantidad de calor contenida en los gases que circulan alrededor de los elementos recalentadores, sino también de la forma en que este calor se distribuye entre el vapor que circula por el interior de los elementos y el agua de la caldera que baña los tubos de humo grandes.

Para un determinado valor de la sección de paso S_g de un tubo grande, se transmite tanta más calor al vapor que circula por el elemento cuanto que:

1º) La relación P_e/P_i entre el perímetro exterior P_e del elemento y el perímetro interior P_i del tubo de humo grande es mayor.

2º) La relación P_i/S_v entre el perímetro interior P_i del elemento y la sección de paso de vapor S_v del elemento es mayor.

Para aumentar el perímetro de los elementos, con relación a las secciones de paso de gases y vapor, ha sido preciso recurrir a las soluciones siguientes:

Tubos aplastados recalentador tipo DM con sección según se indica en el dibujo.

Espacio anular recalentador Houlet.

Tubos pequeños con aletas recalentador 5P4.



En el cuadro a continuación, se indican los valores de las secciones y perímetros de los tipos más corrientes de recalentadores.

Características de varios elementos montados en tubo de humo de 125 x 133 (Perímetro interior del tubo $P_i = 393$).

Los valores de las secciones y perímetros se hallan expresados en cm^2 y cm .

Características		Schmidt	Houlet	5P4
Sección de paso gases de combustión S_g		77,35	79,54	85,33
Perímetro total del elemento, lado gases P_e		47,8	66,1	43,3
Relación P_e/P_i		1,21	1,68	1,1
Trayecto de ida (contracorriente)	Sección de paso de vapor S_v	7,07	13	11,3
	Perímetro del elemento lado vapor P_a	9,42	54,8	23,9
Trayecto de vuelta	Relación P_a/S_v	1,33	4,2	2,1
	Sección de paso de vapor S_v	7,07	7,55	7,55
Relación P_i/S_v	Perímetro del elemento lado vapor P_i	9,42	9,75	9,75
	Relación P_i/S_v	1,33	1,29	1,29

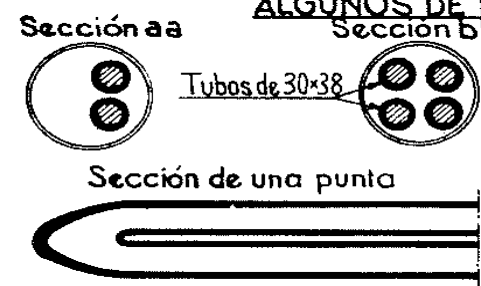
(1) Sin incluir aletas. (2) Aletas incluidas.

Observación.- Para conocer la eficacia de los elementos, hay que tener en cuenta además:
Las pérdidas de carga del vapor originadas por las puntas.
La facilidad con que pueden introducirse los gases en las partes centrales de los elementos.

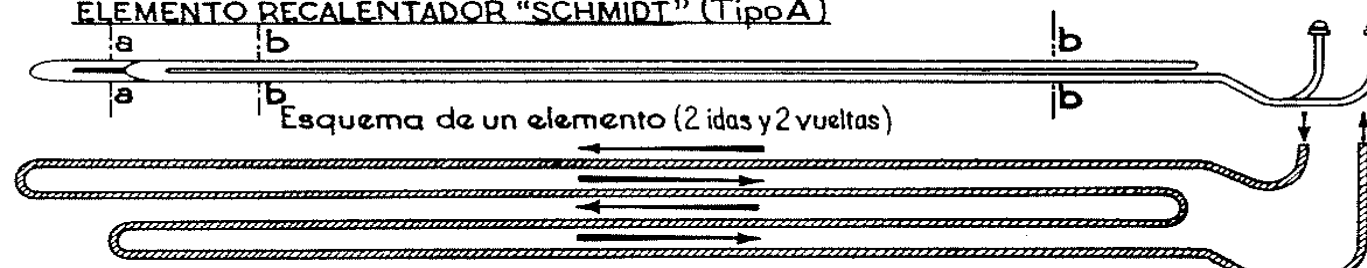
CONCLUSION Un recalentador moderno, bien estudiado permite alcanzar fácilmente temperaturas de calentamiento de 350 a 400°, conveniente para los timbres actuales de caldera de 14 a 20 Kg/cm^2 y pudiendo hacer funcionar con vapor recalentado la baja presión de las Locs. compounding (Temperaturas de 120 a 130° en el escape BP).

Mayores calentamientos podrían obtenerse con facilidad, si se forzara la expansión, pero su empleo tropezaría con la dificultad del enrase de los cilindros y la conservación de los segmentos: viscosidad de los aceites y elasticidad de los segmentos insuficientes por encima de los 400°.

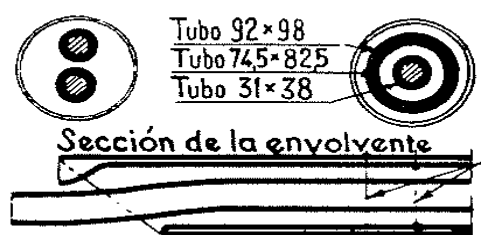
ALGUNOS DE LOS TIPOS MAS CORRIENTES DE ELEMENTOS RECALENTADORES



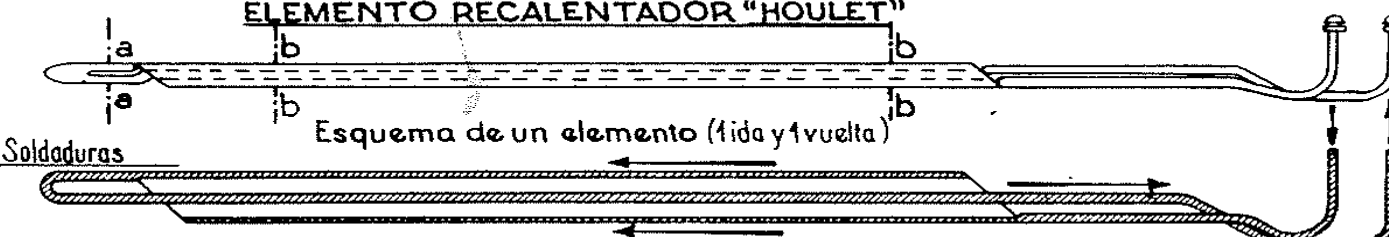
ELEMENTO RECALENTADOR "SCHMIDT" (Tipo A)



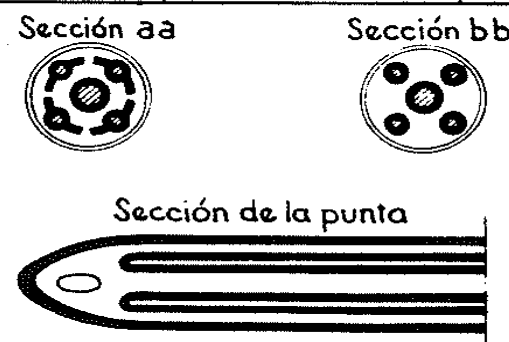
De construcción barata y reducido entretenimiento (punta obtenida por forjado), este elemento se aplica en todas las locomotoras con recalentador de la Renfe. No obstante, en locomotoras modernas forzadas, del extranjero ya no se utiliza, pues dificulta el tiro y origina sensibles pérdidas de agua en el circuito de vapor.



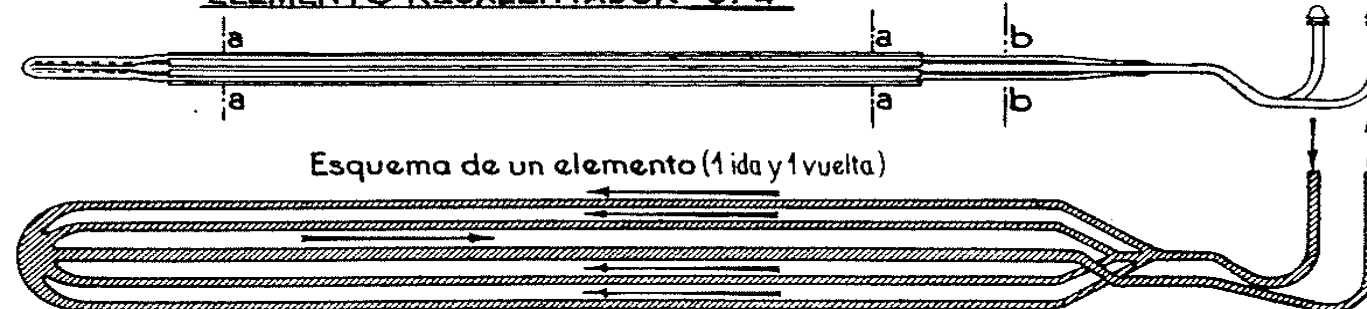
ELEMENTO RECALENTADOR "HOULET"



De notables resultados tanto en lo que se refiere al alto calentamiento como a bajas pérdidas de carga. La parte de la envoltura más próxima al hogar es de acero al cromo molibdeno que resiste bien en caliente.

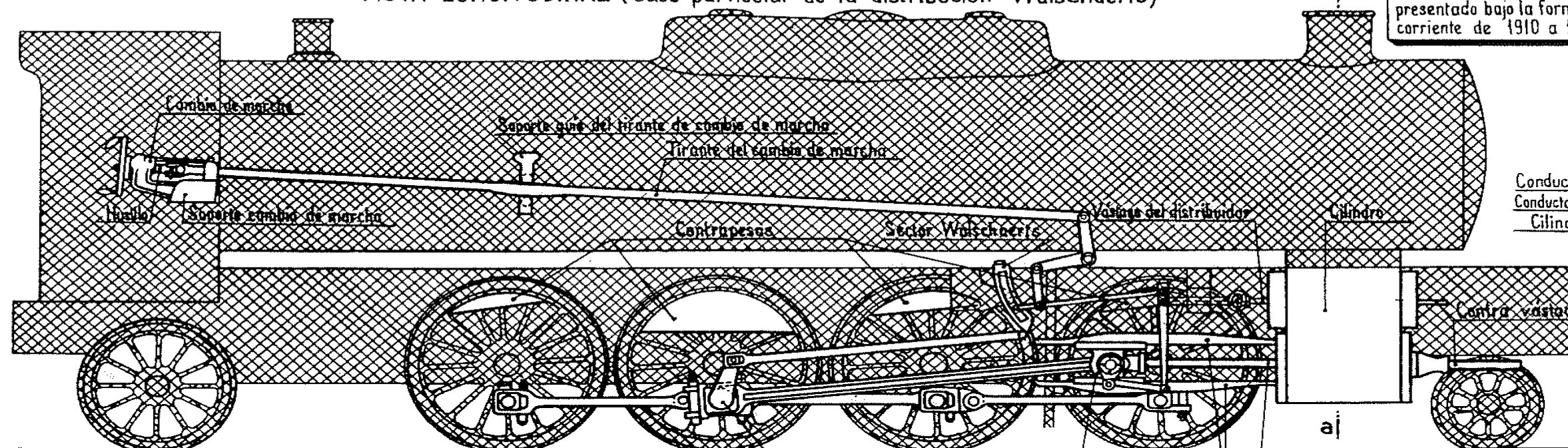


ELEMENTO RECALENTADOR "5P4"



Las aletas longitudinales soldadas sobre cada uno de los tubos periféricos evitan el enfriamiento del vapor que circula por el centro del elemento. De eficacia parecida a la del elemento Houlet, permite realizar un alto grado de calentamiento, sin dificultar el tiro y la circulación del vapor. Su punta obtenida por forjado, sin metal de aportación, le garantiza un buen resultado a alta temperatura.

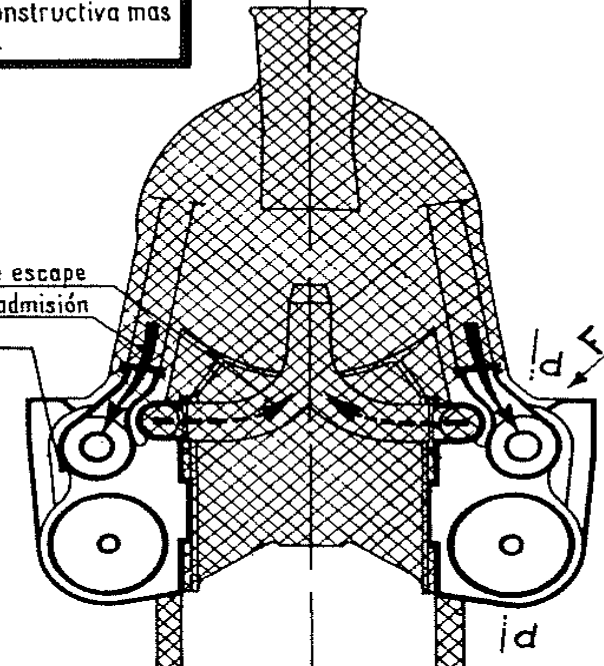
VISTA LONGITUDINAL (Caso particular de la distribución Walschaerts)



Las vistas se refieren al motor mas sencillo (dos cilindros exteriores y simple expansión) presentado bajo la forma constructiva mas corriente de 1910 a 1930.

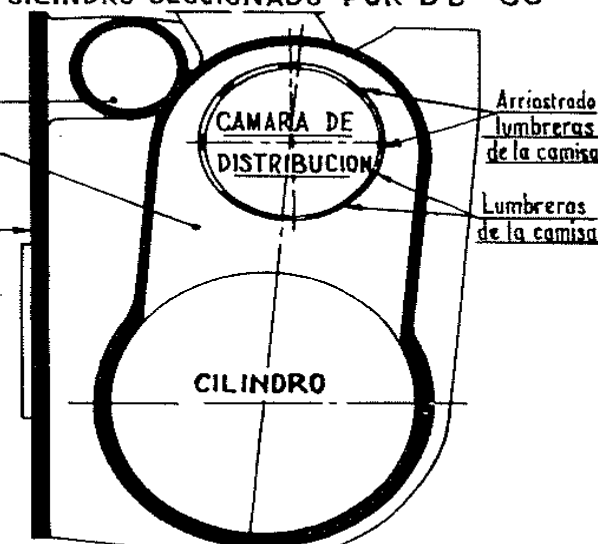
SECCION A-A

Conductos de escape
Conductos de admisión
Cilindro

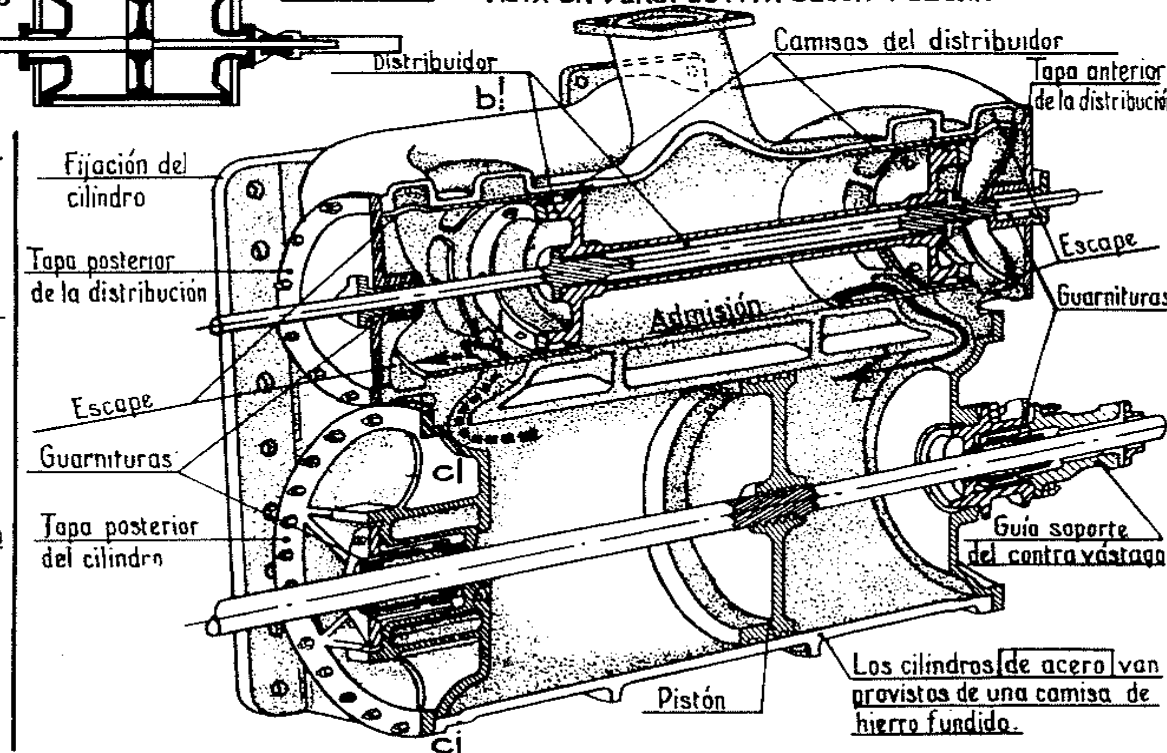


CILINDRO SECCIONADO POR b b c c

Conducto de escape
Conductos de comunicación entre cámara de distribución y cilindro
Fijación del cilindro

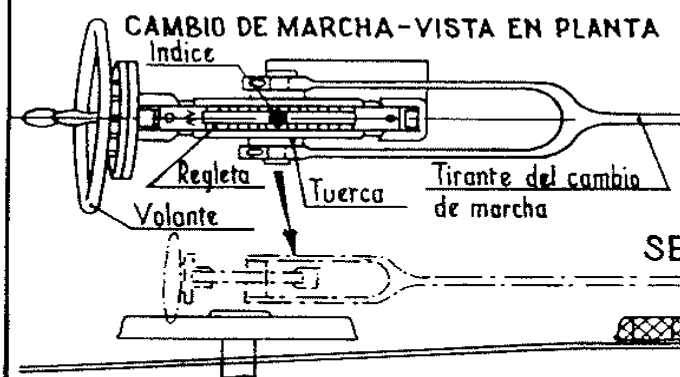


CILINDRO SECCIONADO POR d d y VISTA EN PERSPECTIVA SEGUN FLECHA F



Los cilindros de acero van provistos de una camisa de hierro fundido.

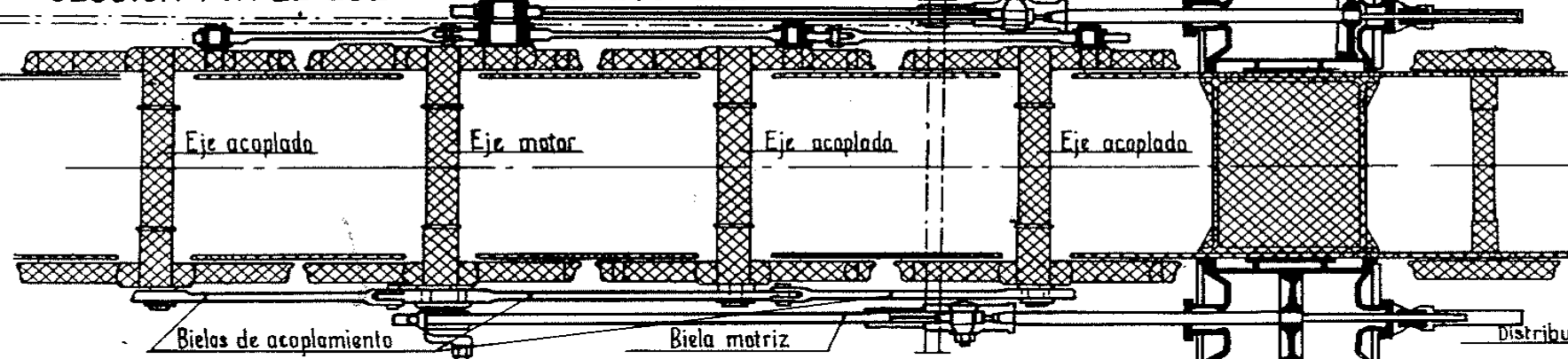
CABEZA DE BIELA MOTRIZ



CABEZAS DE BIELAS DE ACOPLAMIENTO



SECCION POR EL EJE DE LOS CILINDROS



GENERALIDADES

CUALIDADES EXIGIDAS AL MOTOR DE LA LOCOMOTORA

Apesar de su aparente sencillez el motor de locomotora debe satisfacer a las multiples exigencias siguientes

- Potencia y velocidad variable
- Facilidad de maniobra
- Seguridad en su funcionamiento
- Reducido entretenimiento
- Elevado rendimiento

Algunas de estas condiciones son peculiares a la locomotora y explican porqué algunos dispositivos no han podido aplicarse a este tipo de máquina de vapor, habiendo dado entera satisfacción sobre las máquinas fijas de vapor (Ej: distribuciones especiales, turbinas.)

SU EVOLUCION

En un motor clásico de locomotora se puede distinguir:

- 1º Los organos distribuidores: distribuidor y su mecanismo de mando, cambio de marcha
- 2º Los organos motores propiamente dichos: cilindro, pistón, cruceta, bielas motrices y de acoplamiento, manivelas.

Estos últimos organos adquirieron rapidamente una forma parecida a la actual y solo han dado lugar a modificaciones de dimensiones, perfeccionamiento de detalle o disposición distinta.

Por el contrario los organos distribuidores, han sido objeto de numerosas investigaciones y los dispositivos mas salientes aplicados han sido:

El distribuidor plano (Lam. 14) que ha equipado la locomotora desde su origen hasta la aparición del distribuidor cilíndrico.

El distribuidor cilíndrico (Ricour 1882. Lam. 14) que ha sustituido al plano cuando se elevó el timbre de caldera y apareció el recalentamiento.

El mecanismo de distribución con motor Walschaerts (1844. Lam. 13) Aplicado posteriormente al dispositivo de sector Stéphenson, este mecanismo ha sido utilizado para accionar el distribuidor plano y luego el cilíndrico y equipa en la actualidad la casi totalidad de las locs. europeas.

Los nuevos sistemas estudiados para mejorar estos tres dispositivos fundamentales han tenido por objeto:

- Aumentar la sección de paso del vapor
- Hacer independientes las fases de la distribución a fin de adoptar los valores juzgados como mas convenientes.

La investigación hecha en el sentido de aumentar las secciones han dado resultados mucho mas interesantes que lo concerniente a las fases (las fases de la distribución Walschaerts son en efecto incorrectas solo en apariencia. Lam. 13 y 16).

Modo de utilización del vapor. - Además del recalentamiento, un progreso importante en la utilización del vapor se realizó cuando se aplicó a la locomotora la doble expansión o compundaje (Mallet 1876) lo que ha permitido aumentar sensiblemente el rendimiento motor y por consiguiente la potencia disponible en el gancho para un mismo consumo de combustible (Lam. 17)

EL RENDIMIENTO MOTOR Y EL RENDIMIENTO GLOBAL DE LA LOCOMOTORA

IV Rendimiento global de la locomotora: $R = 4\% \text{ a } 8\%$
(o sea un consumo por CV/hora de 1 Kg. a 2 Kg. de carbón, de potencia calorífica de $= 7900$ calorías.

II Rendimiento térmico real del motor: $r_r = 10\% \text{ a } 15\%$

I Rendimiento térmico de la caldera: $r_t = 60\% \text{ a } 80\%$ (Lámina 3)

III Rendimiento mecánico: $r_m = 50\% \text{ a } 90\%$

I Rendimiento térmico r_t de la caldera (Lámina 3)

$$r_t = \frac{\text{Cantidad de calor } Q_a \text{ absorbido por el vapor}}{\text{Cantidad de calor } Q_c \text{ contenido en el combustible cargado}}$$

Su valor varía aproximadamente:
de 60% para una vaporización forzada
a 80% para una vaporización baja

II Rendimiento térmico real r_r del motor

Siendo: Q_a la cantidad de calor absorbido por el vapor suministrado a los cilindros
 Q_c la cantidad de calor transformada en trabajo mecánico en los cilindros
el rendimiento $r_r = \frac{Q_c}{Q_a}$

Este rendimiento depende esencialmente del estado del vapor de admisión (manantial de calor) y del estado del vapor de escape (manantial de frío). Este último estado depende: del modo de utilización del vapor (simple o doble expansión), del grado de expansión utilizado, de las pérdidas de carga, de los fugas y de los fenómenos debidos a la acción de las paredes de los conductos y cámaras.

Crece con la velocidad y decrece ligeramente en función de la potencia desarrollada.

Su valor varía aproximadamente:

de 10% En el caso de simple expansión - Vapor a 14 kg/cm² recalentado a 300° Circuito normal.
a 15% En el caso de doble expansión - Vapor a 20 kg/cm² recalentado a 400° Circuito de gran sección.

Siendo: T_m el trabajo mecánico desarrollado por el vapor en el motor

T_c el trabajo mecánico disponible en el gancho de tracción del tender, el rendimiento $r_m = \frac{T_m}{T_c}$

La diferencia entre T_m y T_c depende:

1º) Del rendimiento del conjunto pistón-cruceño-bielas y manivelas, o rendimiento orgánico del motor. Este rendimiento crece con el esfuerzo desarrollado y alcanza normalmente 75% a 95%. Es por consiguiente del mismo orden que el de una máquina de vapor fija.

2º) De la resistencia al movimiento de la locomotora y del tender. Es la suma.

a) de la resistencia al rodamiento, propiamente dicha, que crece proporcionalmente a la velocidad y es del mismo orden que la de un vehículo ordinario

b) de la resistencia debida al viento, que crece como el cuadrado de la velocidad y solo puede reducirse utilizando perfiles aerodinámicos (ganancia del orden de 150 CV a 120 Km/hora y 300 CV a 150 km/hora).

El valor de r_m va: de 50% para poca fuerza de tracción y gran velocidad
a 90% para gran esfuerzo de tracción y pequeña velocidad

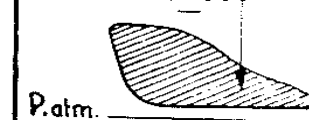
IV Rendimiento global R de la locomotora

$$R = r_t \times r_r \times r_m$$

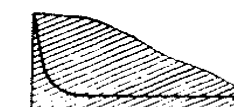
Adoptando los valores medios { para r_t de 70%
para r_r de 12,5%
para r_m de 70% } se obtiene R medio = 6,1 o sea: (o aproximadamente 1,5 de carbón quemado por CV/hora)

6 %

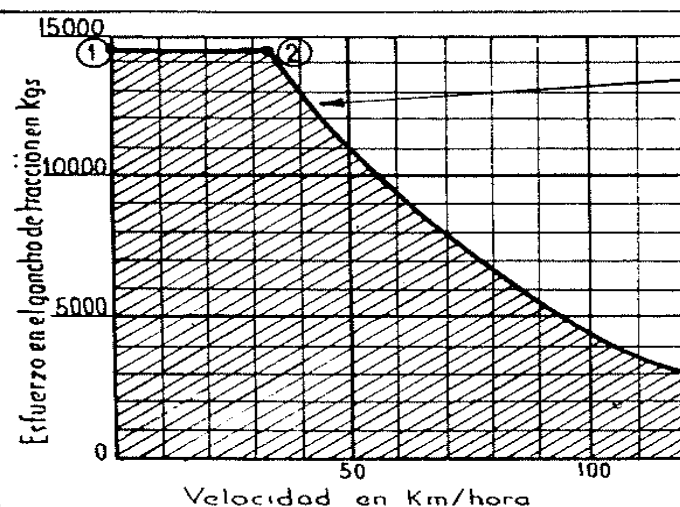
Diagrama real del indicador



Trabajo positivo



Trabajo negativo



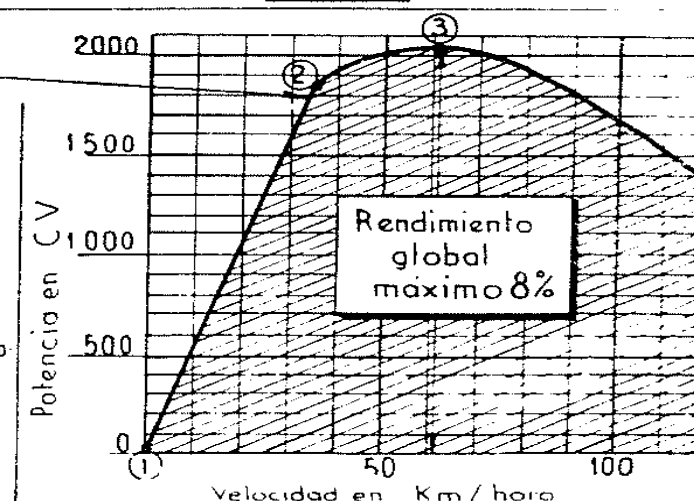
EL ESFUERZO Y LA POTENCIA EN EL GANCHO

para un régimen de combustión constante de 500 kg/m²/hora que representa el límite superior en condiciones de utilización normal (Lámina 6)

Caso de una locomotora moderna de potencia media con 4 ejes acoplados

Cantidad de carbón cargado sobre el emparrillado de 4 m ²	2000 kg/hora
Vaporización de la caldera correspondiente a este régimen de combustión (vapor a 20 kg/cm ² recalentamiento a 400°)	14000 kg/hora
Peso adherente de la locomotora	72000 Kgs
Adherencia límite 72000 x 0,2	14400 Kgs

De ① a ② el esfuerzo máximo es sensiblemente constante. La limita la adherencia a 14.400 Kg. para condiciones al más favorables. Por consiguiente, la potencia desarrollada crece proporcionalmente a la velocidad. A partir de ② la caldera que vaporiza 14.000 Kg/h. no puede ya alimentar suficientemente el motor para mantener el esfuerzo máximo de 14.400 Kg. Luego es necesario reducir el grado de admisión para reducir el consumo del vapor y, el esfuerzo en el gancho decrece constantemente hasta la velocidad límite. Sin embargo, la potencia crece hasta ③ en donde el rendimiento global alcanza su valor máximo para la vaporización considerada, decreciendo después por la disminución más rápida del rendimiento mecánico. NOTA: Las variaciones del esfuerzo en el gancho según la disposición del motor, se estudian en la lámina 18



El rendimiento global R cuyo valor ha aumentado alrededor de un 50% en estos últimos años, es sin embargo bajo todavía, puesto que sobre 100 calorías introducidas en el hogar, baja forma de energía química, b solamente se recuperan en el gancho de tracción del tender en forma de energía mecánica

¿Hay posibilidad de mejoras notables?

Parece ser que todavía puede aumentarse - El rendimiento térmico de la caldera construyendo calderas más potentes que se utilizaron menos cerca de su límite y por consiguiente en una zona de mayor rendimiento (Lámina 6)

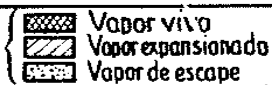
El rendimiento térmico real del motor evitando las causas de pérdida de carga en el vapor y sobre todo, en las máquinas de poca velocidad, luchando contra las fugas y los fenómenos debidos a la acción de las paredes de conductos y cámaras. Esta última pérdida es particularmente difícil de combatir u

CONCLUSION

quizá sea necesario recurrir a las envolturas de vapor al doble recalentamiento y a la triple expansión para realizar una locomotora para mercancías verdaderamente económica

Un aumento importante de este rendimiento, elevando la temperatura del manantial de calor, sería posible solo en el caso de poder conseguir una viscosidad suficiente del aceite de engrase y conservar la elasticidad de los segmentos por encima de los 400°. Por otra parte es conveniente observar que si el rendimiento global de la locomotora es bajo, sobretodo comparándolo al de los autogiros que utilizan motores de combustión interna, este se compensa por el bajo costo del carbón en comparación con el de los combustibles líquidos

Legenda



(Caso general de distribuciones por excéntricas)
Nota: Para simplificar el estudio se limita a una sola cara del pistón motor

Distribuidor a media carrera



Distribuidor

Recubrimiento admisión

Distribuidor

Descubrimiento escape

ANGULO DE CALAJE

Avance lineal a la admisión

Carrera C del distribuidor

40% de C

Punto 40

Pistón motor

Distribuidor

Avance lineal al escape

Carrera C del pistón

Avance lineal a la admisión

Trazado sinusoidal

Para el estudio de las fases, puede despreciarse la influencia de la oblicuidad de las bielas. Las curvas indicadas son por consiguiente sinusoides perfectas

1 Pistón motor en punto muerto A (Apertura lumbrera = avance lineal a la admisión)

2 Apertura total lumbrera admisión

3 Fin de la admisión - Comienzo de la expansión

4 Fin de la expansión - Comienzo del escape

5 Pistón motor en punto muerto A (Apertura lumbrera = avance lineal al escape)

6 Apertura total lumbrera escape

7 Fin del escape - Comienzo compresión

8 Fin de la compresión - Comienzo admisión

9 Pistón motor en punto muerto A (Apertura lumbrera = avance lineal a la admisión)

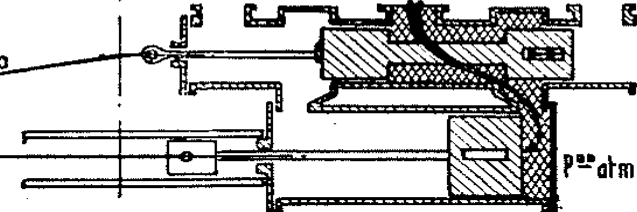
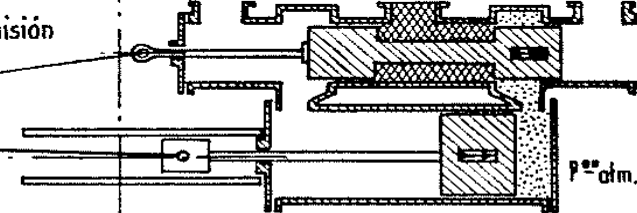
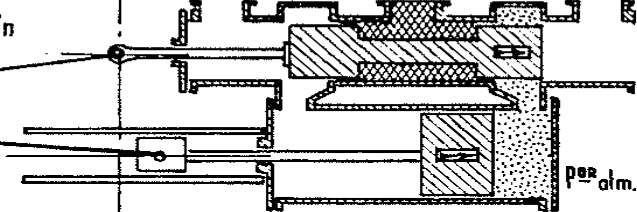
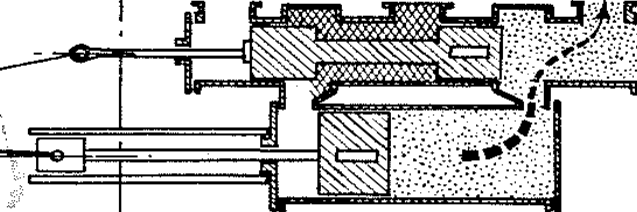
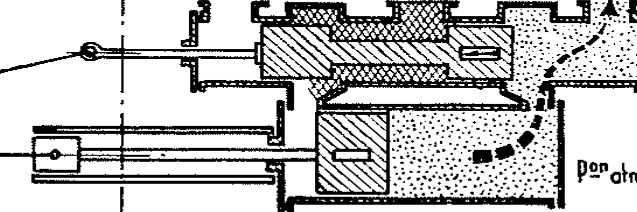
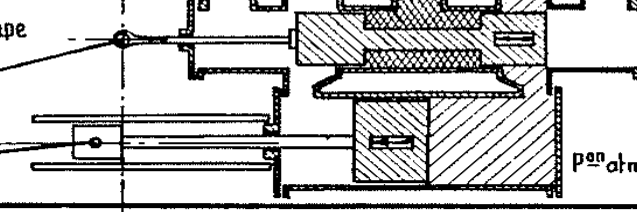
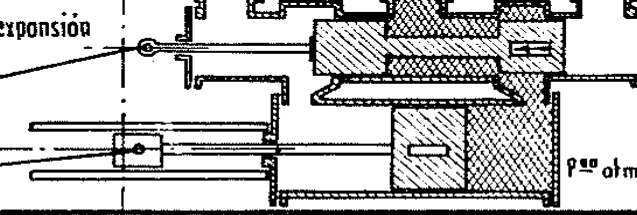
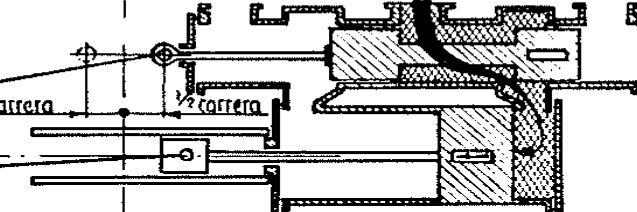
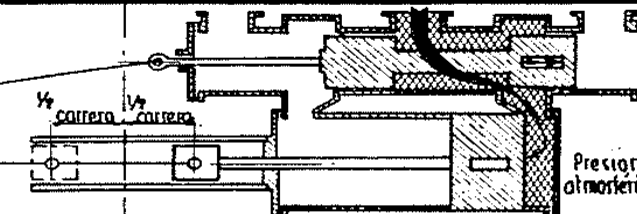


Diagrama teórico

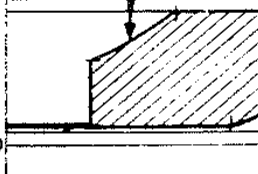
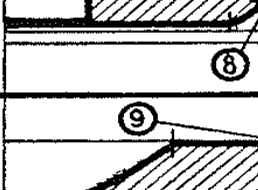
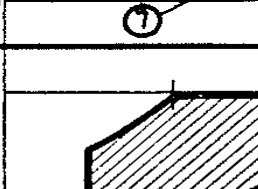
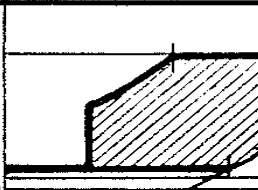
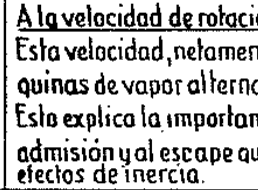
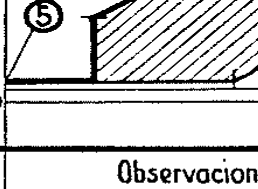
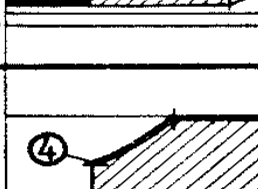
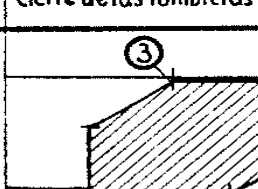


Diagrama efectivo



Observaciones referentes

Al diagrama teórico - Corresponde a una marcha lenta, suponiendo la admisión y el escape del vapor instantáneos. Al diagrama efectivo - Corresponde a una marcha rápida, teniendo en cuenta el laminado del vapor a la apertura y cierre de las lumbreras.

Observaciones referentes

A la velocidad de rotación del motor de la locomotora. Esta velocidad, netamente superior a la de las otras máquinas de vapor alternativas, puede sobrepasar 400 r.p.m. Esto explica la importancia de estas fases con avance a la admisión y al escape que tienen por objeto el reducir los efectos de inercia.

Admisión 1 Estando el pistón en punto muerto, velocidad nula, y la lumbrera de admisión francamente abierta, no existe laminado entre cámara de distribución y pistón.

En el diagrama efectivo, la presión en la cámara de distribución es más baja, debido a que la circulación rápida del vapor por el circuito entre regulador y dicha cámara, origina una pérdida de carga (lámina 9). De 2 a 3 aumenta el laminado y origina en el momento del cierre una pérdida de carga entre cámara de vapor y cilindro que puede alcanzar varios Kg/cm².

Las disminuciones de trabajo provocada por las dos pérdidas de carga consideradas no representan en conjunto una pérdida, puesto que la cantidad de vapor introducida se reduce simultáneamente. Grado de admisión: se define por el recorrido efectuado por el pistón durante la admisión.

Expansión En 3 cesa la admisión y de 3 a 4 puede trazarse la curva de expansión aproximada admitiendo las leyes: $p v^{1.13} = \text{const}^e$ para vapor saturado, $p v^{1.38} = \text{const}^e$ para vapor muy recalentado. Para una misma máquina, y en particular a pequeña velocidad, los fenómenos debidos a la acción de las paredes y las fugas modifican el trazado de dicha curva.

Avance al escape En 4 se inicia la apertura de la lumbrera de escape, pero en el diagrama efectivo la presión no cae instantáneamente en la cara del pistón sino que por el contrario, la curva de expansión se prolonga casi normalmente hasta 5. El área figurada a continuación representa la pérdida por truncamiento de la expansión, efecto particularmente destacado en simple expansión cuando se trabaja con un alto grado de admisión. Curva ideal de expansión del vapor hasta la presión de escape.

Al tratar de remediarlo reduciendo la fase de avance al escape, se corre el peligro de aumentar la pérdida al no vaciar el cilindro tan rápidamente como sea necesario.

Ejemplo Ganancia por menor de la expansión Pérdida por aumento de la contrapresión

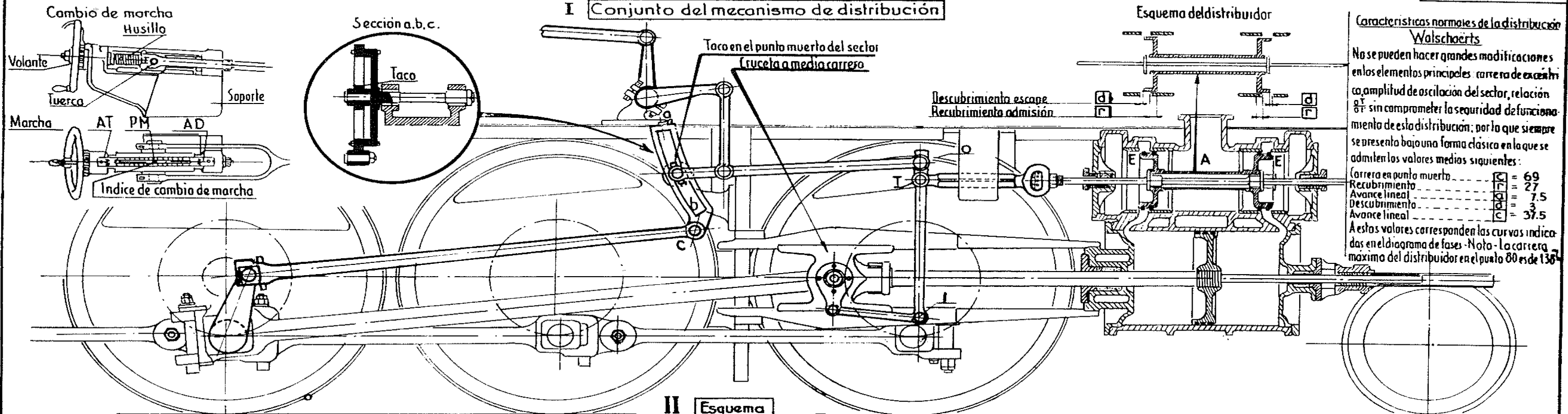
Conviene pues ir con prudencia cuando se reduce esta fase, sobre todo en algunas distribuciones especiales (lámina 16).

Escape De 5 a 7 se desarrolla la fase de escape propiamente dicha. El trabajo resistente provocado por esta fase se aprovecha para crear el tiro y vencer la resistencia que opone el vapor a su paso por las lumbreras y conductos de escape. Las pérdidas originadas por un escape deficiente o por unas secciones de paso insuficientes contrarrestan el trabajo útil, sin que disminuya prácticamente el consumo de vapor; siendo por consiguiente mucho más perjudiciales que en la admisión. Por cuya razón, siempre que se quiere aumentar notablemente el rendimiento motor de una locomotora, se procurará ante todo mejorar la parte escape (véase apartado 3 lámina 14).

Compresión Su finalidad es: 1º) Amortiguar los efectos de la inercia de las masas en movimiento alternativo, y recuperar progresivamente las holguras del mecanismo en cada final de carrera.

2º) Rellenar los espacios perjudiciales con parte del vapor de escape, reduciendo así la cantidad de vapor vivo necesario, para el mismo fin, durante la fase de avance a la admisión. Existe un valor óptimo de compresión que se alcanza prácticamente, admitiendo en esta fase, una presión final aproximadamente igual a los 2/3 de la presión existente en la cámara de distribución.

Avance a la admisión La apertura anticipada de la lumbrera de admisión debe permitir, cuando su valor es correcto, terminar el rellenado de los espacios perjudiciales a mas tardar cuando el pistón está en punto muerto. Al final de esta fase la lumbrera de admisión debe quedar abierta de la cantidad necesaria para que las fallas de reglaje a las holguras no puedan en ningún caso retrasar la iniciación del movimiento de apertura de dicha lumbrera.



Características normales de la distribución Walschaerts

No se pueden hacer grandes modificaciones en los elementos principales: carrera de excéntrica, amplitud de oscilación del sector, relación $\frac{R}{r}$ sin comprometer la seguridad de funcionamiento de esta distribución; por lo que siempre se presenta bajo una forma clásica en la que se admiten los valores medios siguientes:

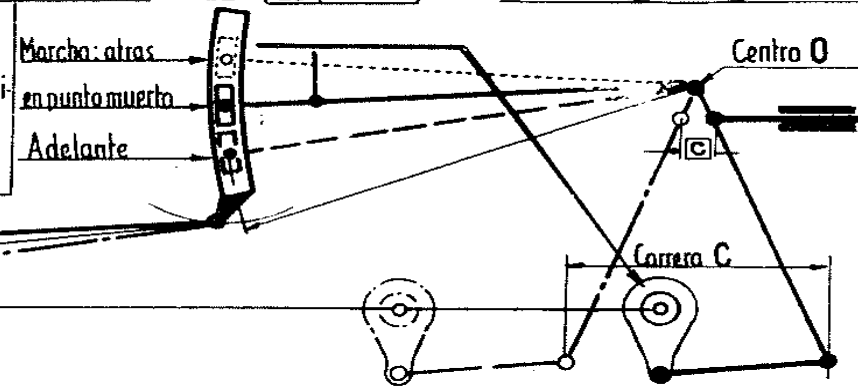
Carrera en punto muerto	$\frac{C}{r} = 69$
Recubrimiento	$\frac{d}{r} = 27$
Avance lineal	$\frac{a}{r} = 7.5$
Descubrimiento	$\frac{e}{r} = 3$
Avance lineal	$\frac{a}{r} = 37.5$

A estos valores corresponden las curvas indicadas en el diagrama de fases. Nota: La carrera máxima del distribuidor en el punto 80 es de 136.

Particularidades de la distribución Walschaerts

1º Las avances lineales a y e son constantes. Estando el pistón a fondo de carrera, la posición del sector debe ser tal que su centro de curvatura coincida con el punto O. Entonces el taco puede desplazarse sin que se mueva el distribuidor cuya posición será siempre la misma cualquiera que sea el grado de admisión que se fije.

2º Las fases están ligadas (como en todas las distribuciones por excéntrica). Las curvas características muestran que al variar el grado de admisión, se varía también el valor de todas las demás fases. Además, toda variación en el valor de d para un grado determinado modifica simultáneamente los periodos de expansión, avance al escape, escape y compresión.

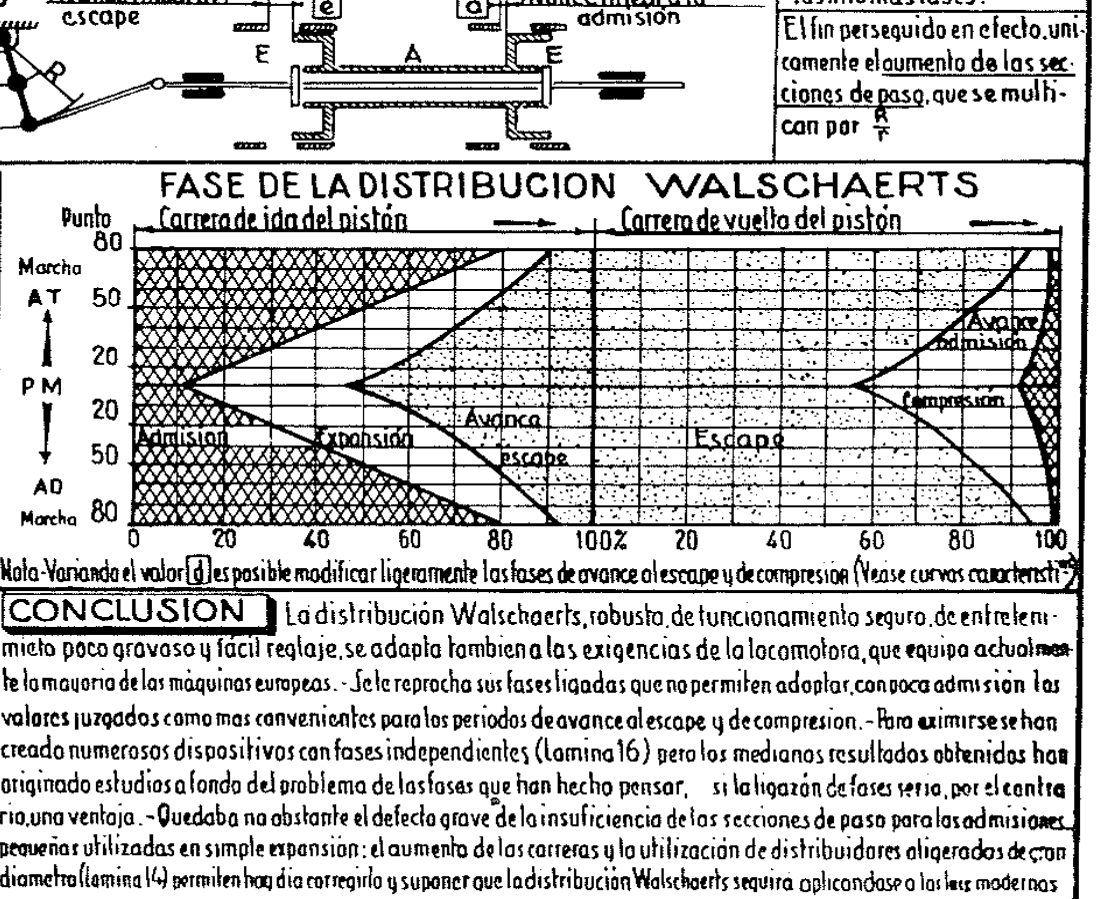
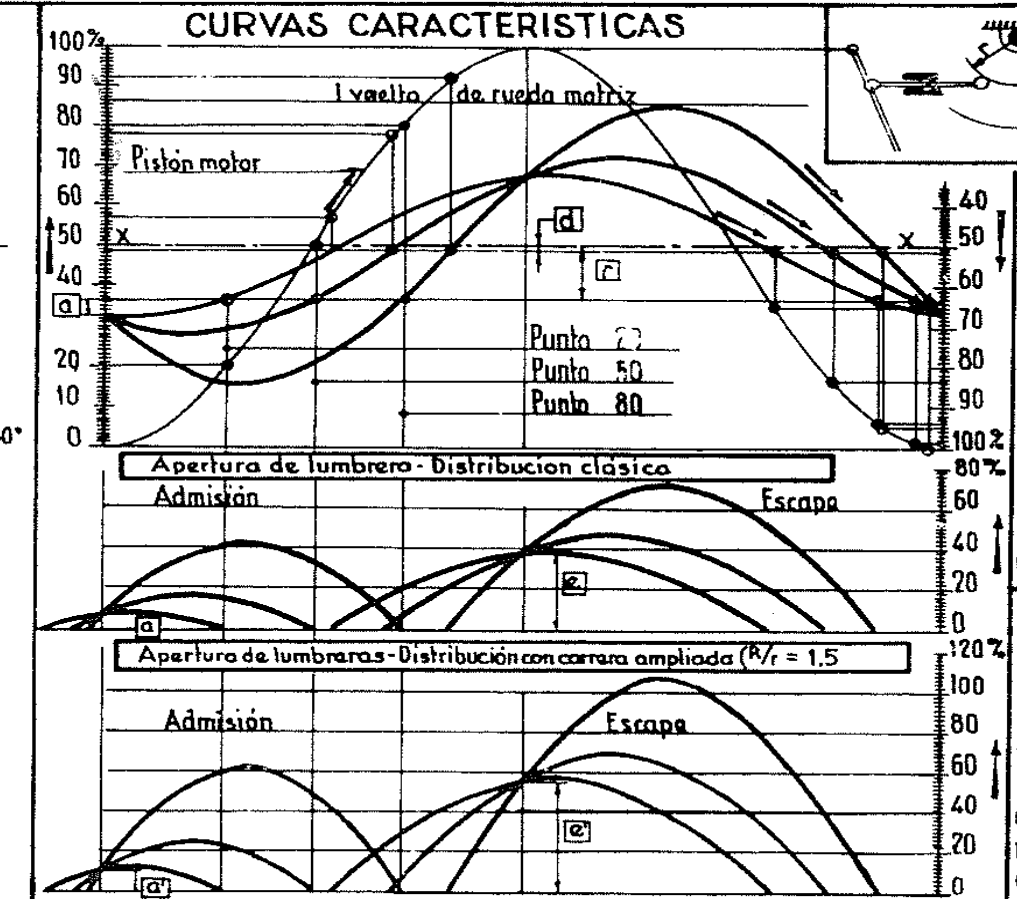
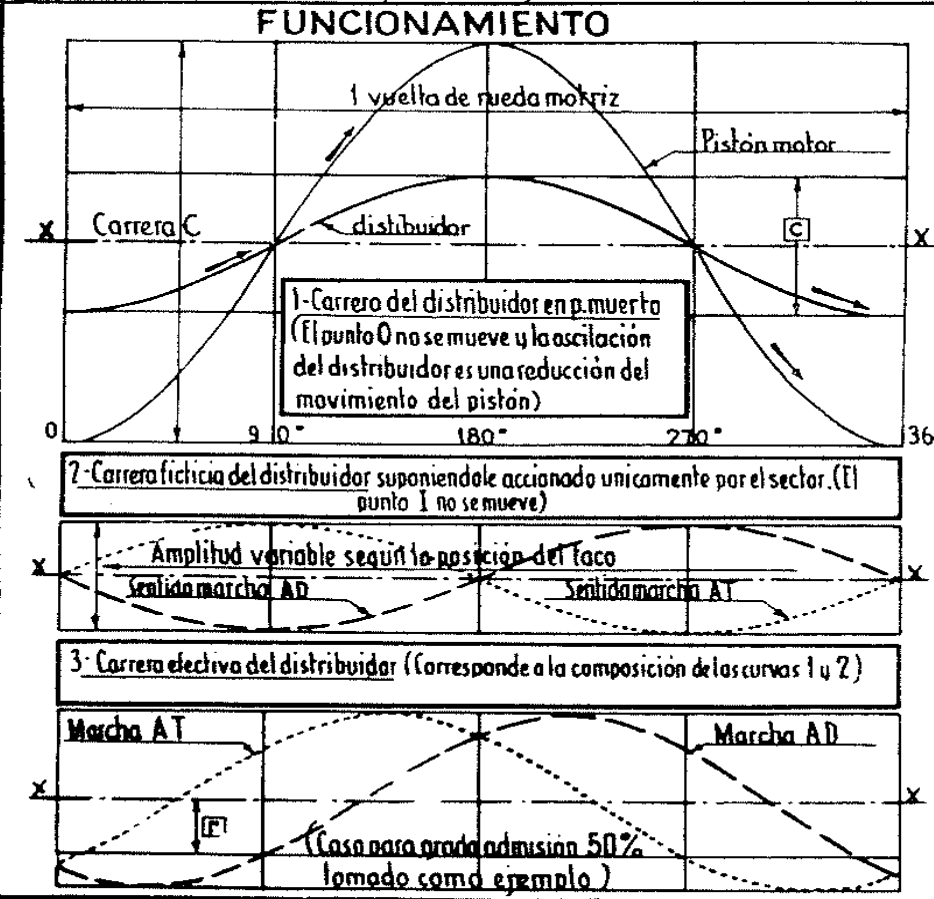


ALARGAMIENTO DE LA CARRERA DEL DISTRIBUIDOR

Las carreras se multiplican por $\frac{R}{r}$ ($\frac{R}{r}$ comprendido entre 1 y 2)

Los valores característicos $\frac{C}{r}$, $\frac{d}{r}$, $\frac{a}{r}$, $\frac{e}{r}$ así como el ancho del distribuidor y de las lumbreras se multiplican por $\frac{R}{r}$ realizando de esta forma una distribución homotética de la original y quedando las mismas fases.

El fin perseguido en efecto, únicamente el aumento de las secciones de paso, que se multiplican por $\frac{R}{r}$.



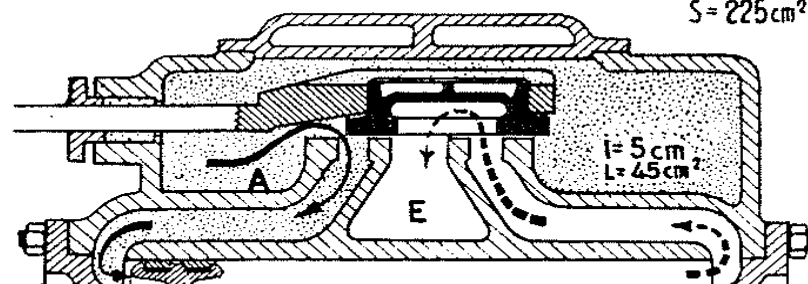
DISTRIBUIDORES PLANOS

El peso (distribuidor + vástago) y las dimensiones de los distribuidores que se indican son tales que el esfuerzo necesario para su accionamiento sea sensiblemente el mismo en todos los casos; escajados entre los mayores, corresponden a los distribuidores para cilindros de B.P. con pistón motor de 60 a 70 cm. de diámetro.

DISTRIBUIDORES CILINDRICOS

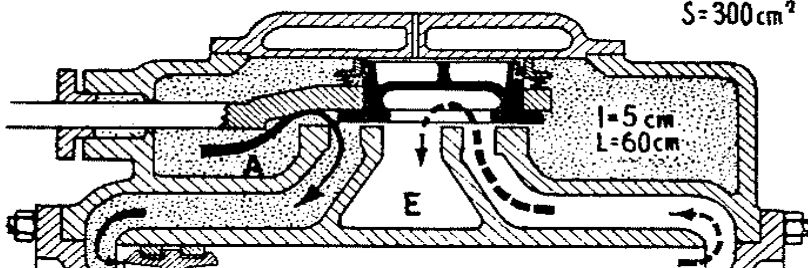
① Distribuidor ordinario

P = 65 Kg.
S = 225 cm²



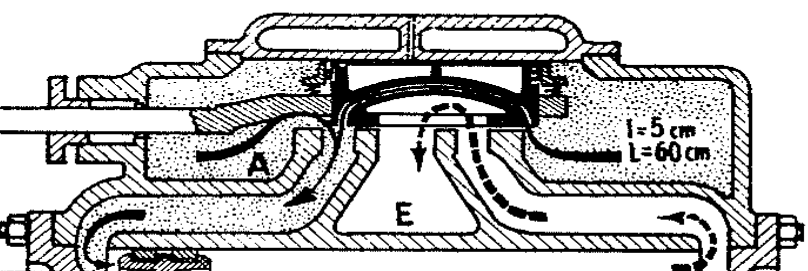
② Distribuidor con dispositivo compensador

P = 110 Kg.
S = 300 cm²



③ Distribuidor de canal (Tipo Trick) (Figurado con dispositivo compensador)

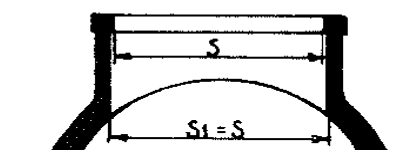
P = 110 Kg.
S = 300 cm²



Conducto entre cámara de distribución y cilindro

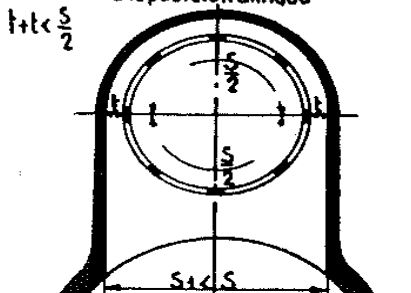
A) - Para distribuidor plano

Sección de una lumbrera
S = L x l

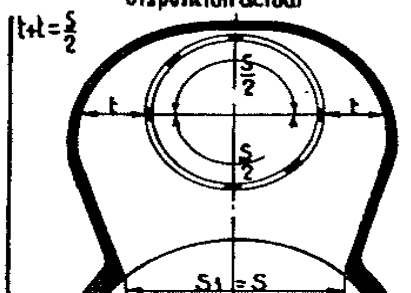


B) - Para distribuidor cilíndrico

Disposición antigua



Disposición actual



Sección de las lumbreras S = L x l

Longitud desarrollada L
L desarrollada útil Lu = L - separaciones

El distribuidor cilíndrico sustituyendo al plano no ha proporcionado siempre una franca mejora de las secciones de paso, debido a que las secciones eran insuficientes. La forma adoptada en los cilindros modernos ha subsanado este grave defecto, cuya supresión ha permitido en algunos casos, mejorar sensiblemente el motor existente, sin cambiar el distribuidor.

PARTICULARIDADES DE LOS DISTRIBUIDORES QUE SE INDICAN

① Distribuidor ordinario - Este distribuidor, notable por su sencillez y su estanqueidad, equipó exclusivamente la locomotora desde su origen hasta la aparición del distribuidor cilíndrico.

Presenta no obstante, el inconveniente de requerir un esfuerzo importante para accionamiento, tanto mayor cuanto que su superficie y la presión en la admisión sean más altas.

Para reducir el coeficiente de rozamiento, se construyen de bronce (espejo fundido) engrasando las superficies en contacto por medio de aceite mezclado con el vapor de admisión.

② Distribuidor con dispositivo compensador - Esta disposición, que sustrae una parte del distribuidor a la presión que lo aplica sobre el espejo, permite:

a) Adoptar para el vapor de admisión presiones más altas (Ejemplo: distribuidor plano compensado para p = 16 Kg/cm²)

b) Aumentar las secciones descubiertas adoptando distribuidores de mayores dimensiones.

③ Distribuidor de canal (Tipo Trick) - Para aperturas inferiores o iguales al ancho del canal, las secciones de la admisión se duplican prácticamente. No obstante, las secciones del escape no varían. Esto es un inconveniente grave, ya que no reduce la contrapresión, origen de un trabajo negativo, cuyo efecto es más nocivo que el laminado en la admisión que reduce simultáneamente la cantidad de vapor admitida.

Habría sido preferible aumentar las secciones del escape.

④ Distribuidor cilíndrico clásico - Presenta sobre el distribuidor plano, las ventajas siguientes:

a) Equilibrado que suprime el rozamiento debido a la presión del vapor de admisión.

b) Grandes secciones para unas dimensiones determinadas.

c) Admisión por las aristas inferiores, que evita el contacto del vapor de admisión con las guarniciones del vástago de distribución (interesante sobre todo en el caso de vapor recalentado).

⑤ Distribuidor aligerado para distribución con carrera alargada - Los modernos métodos de fabricación (acero soldado, acero moldeado y fundición maleable de poco espesor) permiten reducir en un 30 a 50 % el peso del distribuidor clásico y, por consiguiente, alargar su carrera sin aumentar los esfuerzos de inercia de las partes en movimiento.

Esta distribución (que generalmente puede aplicarse en lugar del clásico) permite mejorar netamente las secciones de paso del vapor, manteniendo una excelente estanqueidad (segmentos dobles).

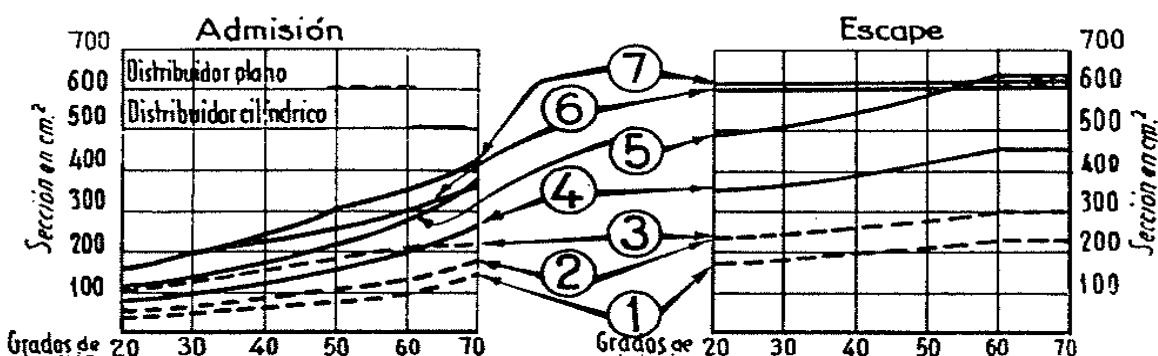
⑥ Distribuidor de doble admisión y doble escape (1º tipo) - Cada uno de los 4 pistones principales se comporta como uno de los dos pistones del distribuidor clásico, pero las posibilidades de fugas son muchísimo mayores que en este último, lo que conduce a aplicar este distribuidor en los cilindros de B.P. exclusivamente. Generalmente su montaje puede efectuarse sin sustitución del distribuidor clásico. En este caso, el desarrollo útil de las lumbreras se aumenta en un 60 a 70 % con relación al distribuidor de origen.

⑦ Distribuidor de doble admisión y doble escape (tipo Willoteaux) - Su estanqueidad inferior a la del distribuidor clásico, hace que solo se aplique en cilindros de baja presión (como el tipo anterior).

La admisión directa tiene lugar por las aristas exteriores, lo que es un inconveniente para la estanqueidad en B.P., permitiendo mejorar la disposición de los conductos de escape del cilindro.

Difiere, sobre todo del anterior por la disposición de sus canales que se utilizan alternativamente para la admisión y el escape, lo que aumenta en forma apreciable los espacios perjudiciales.

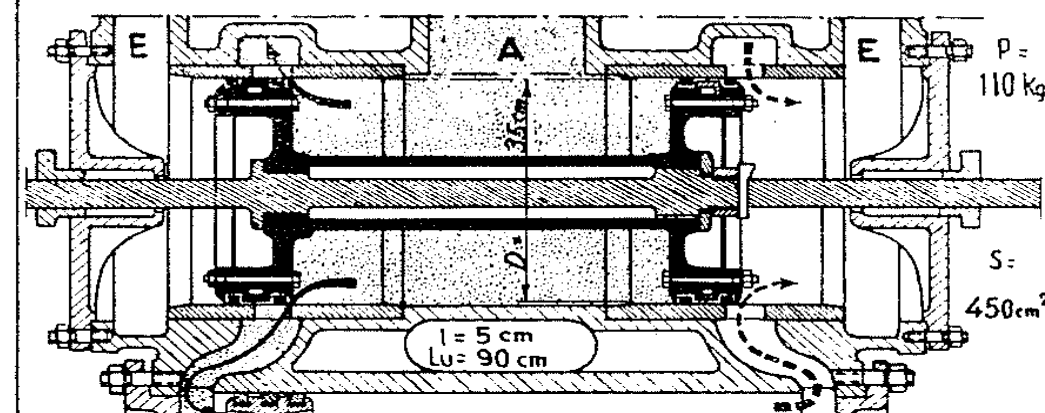
SECCIONES MAXIMAS DE PASO



Observaciones: Las secciones correspondientes a los distribuidores sencillos ① ② ④ y ⑤ aumentan regularmente en función de los puntos de admisión (Véase curvas de apertura en % Lámina 13). Por el contrario, con los otros distribuidores, las curvas son irregulares en cuanto la sección descubierta es superior a la sección de los canales correspondientes.

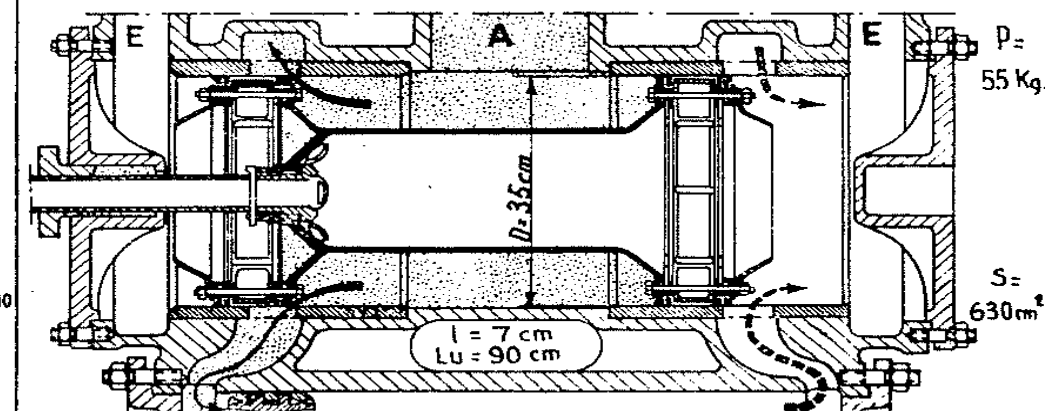
④ Distribuidor clásico (Ricour 1882)

P = 110 Kg.



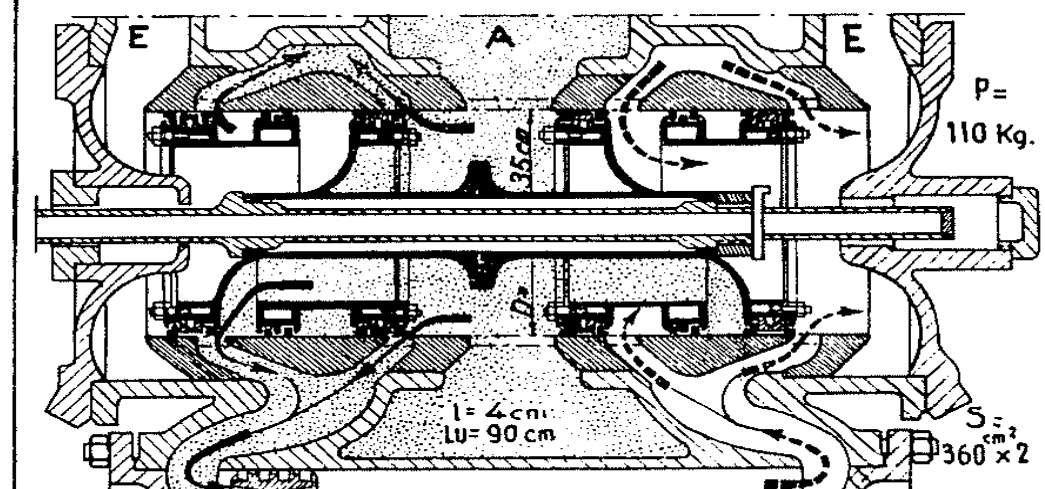
⑤ Distribuidor aligerado para distribución con carrera alargada (Figurado para el caso de sustituir al distribuidor clásico)

P = 55 Kg.



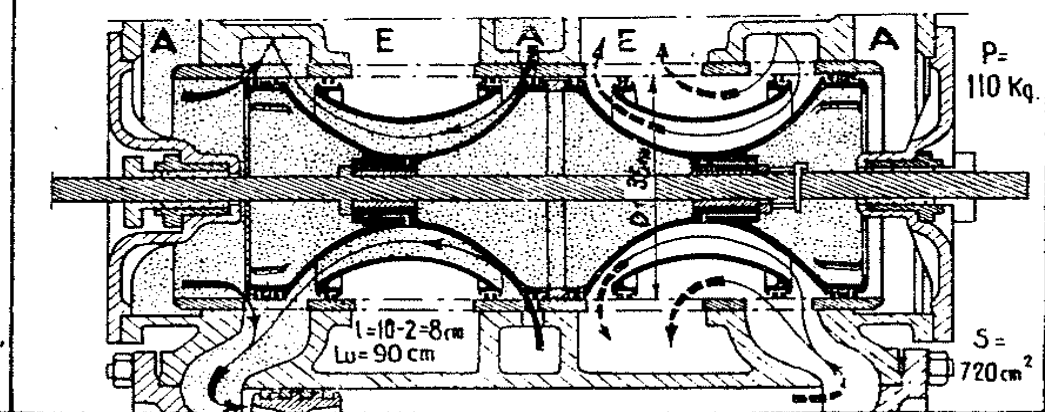
⑥ Distribuidor con doble admisión y doble escape (1º tipo) (Figurado para el caso de sustituir al distribuidor clásico)

P = 110 Kg.



⑦ Distribuidor con doble admisión y doble escape (tipo Willoteaux) (No puede sustituir al distribuidor clásico sin cambiar el cilindro)

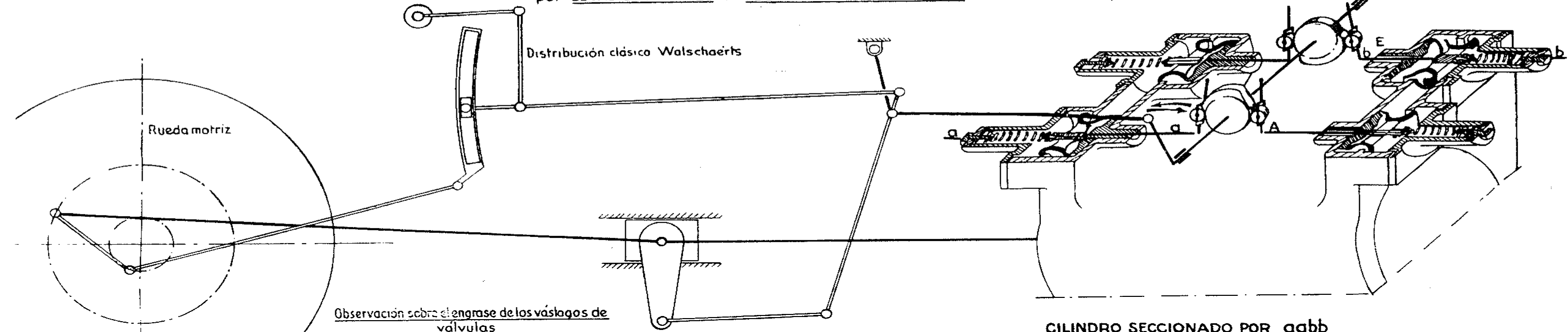
P = 110 Kg.



DISTRIBUCION POR VALVULAS

Caso de una distribución por válvulas accionadas por LEVAS OSCILANTES Y SECTOR "WALSCHAERTS"

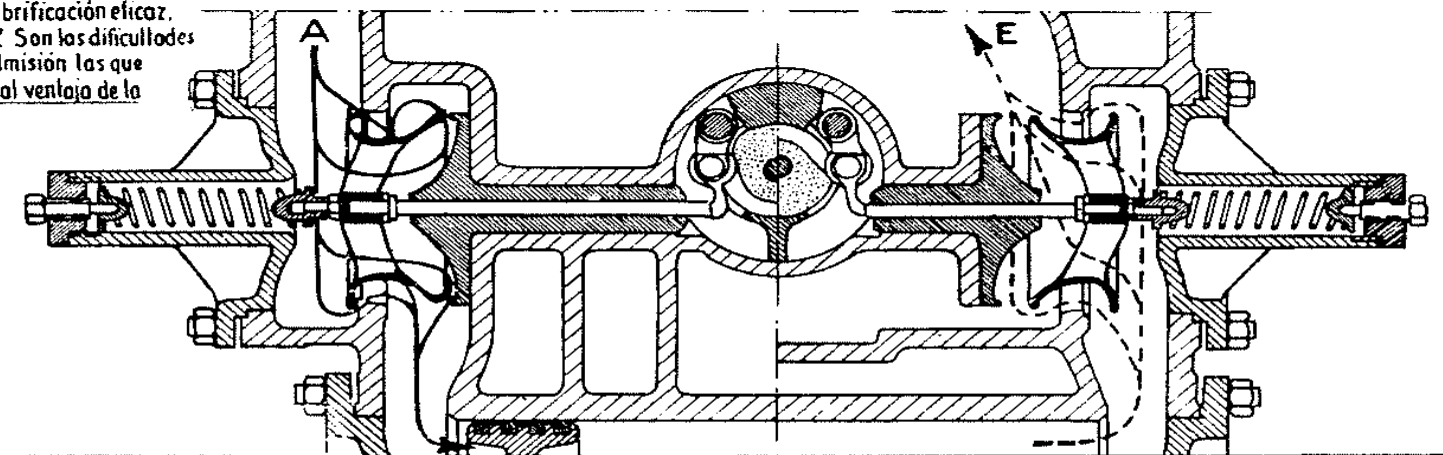
Esquema de conjunto



Observación sobre el engrase de los vástagos de válvulas

No estando los vástagos a engrasar en contacto directo con el vapor vivo, es fácil conseguir una lubricación eficaz, ya que están a una temperatura sensiblemente inferior a la de recalentamiento, que puede alcanzar los 400°. Son las dificultades de engrase del pistón motor, cuya temperatura media es sin embargo mucho más baja que la del vapor de admisión, las que limitan el grado de recalentamiento. Esta facilidad de engrase a alta temperatura es lo que constituye la principal ventaja de la válvula sobre el distribuidor.

CILINDRO SECCIONADO POR aabb



Defectos
1º) Debido al calentamiento desigual de la válvula, las distancias entre asientos del cilindro y superficies de apoyo de esta no son idénticas lo que origina

ANTIGUA

LA VALVULA

Válvula clásica de aletas

MODERNA

Vertice común de las conas

Compensación de las dilataciones

Centro común de las esferas inscritas
Auto-centrado

Válvula de admisión

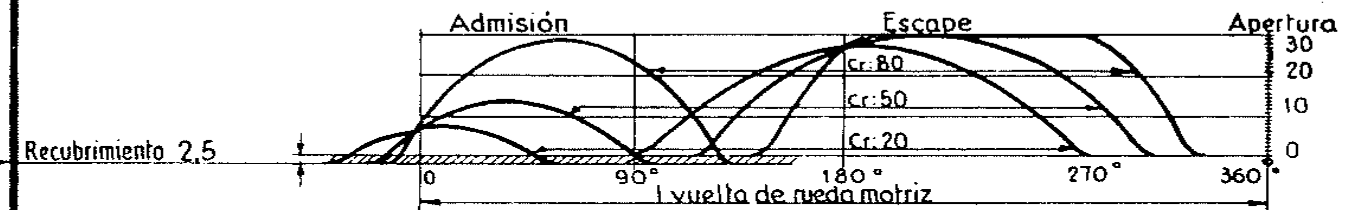
FUGAS

2º) Debido a la holgura del vástago en su guía las superficies de cierre no coinciden siempre exactamente, lo que origina

FUGAS

La válvula que efectúa su levante, partiendo de su posición de reposo sobre su asiento, en un tiempo necesariamente corto, está sometida a aceleraciones mucho más altas que el distribuidor. Para que las piezas del mecanismo de accionamiento, en particular las levas, no estén sometidas a esfuerzos de inercia importantes, las válvulas son muy ligeras, por ejemplo una válvula corriente de 240 mm de diámetro, capaz de asegurar una sección de paso de 400 cm², pesa 5 kgs. (con su vástago y 1/2 muelle de llamada) cuando el distribuidor "equivalente" pesaría 10 a 20 veces más. Las válvulas permiten resolver convenientemente el problema de las secciones de paso, salvo en las locomotoras de simple expansión que por estanqueidad es entonces insuficiente (Lamina 17), debido a las ligeras deformaciones originadas por las altas presiones y temperaturas en una pieza forzosamente muy ligera.

APERTURA DE LAS VALVULAS (Grados de admisión 20-50-80)



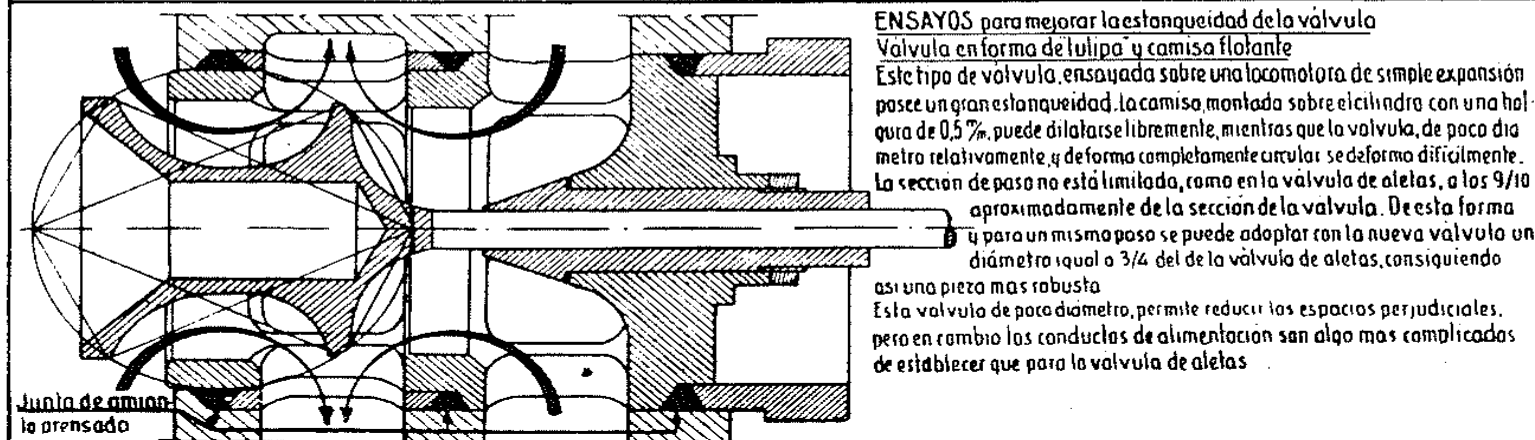
El comienzo de la apertura de la válvula, más lento que el del distribuidor, perjudica para la realización de grandes secciones de paso en admisiones pequeñas. Para subsanar este inconveniente, se provee a la válvula de un pequeño reborde, de forma que inicia el descubrimiento del orificio con una velocidad ya grande. Como en la apertura del del distribuidor, la de las válvulas aumenta a medida que se alarga el grado de admisión es decir cuando más necesario es dicho aumento (Contrariamente a lo que ocurre con las levas giratorias (Lamina 16)). La sección máxima de paso se alcanza para una apertura de válvula igual teóricamente a 1/8 del diámetro de esta a sea 30 mm para una válvula de 240 mm. Prácticamente la verdadera sección de paso para válvula de doble asiento corresponde a la sección descubierta para una carrera igual a 1/9 del diámetro.

FASES DE LA DISTRIBUCION

Son sensiblemente iguales a las de la distribución clásica Walschaerts (Lamina 13)

CONCLUSION

Este tipo de distribución por válvulas con las que se ha equipado unas 350 locomotoras de la Renfe, se adapta muy bien a cualquier mecanismo Walschaerts pues no origina esfuerzos de inercia exagerados y permite conseguir las necesarias secciones de paso. Se ha demostrado que su utilización es sobrelado ventajosa en B.P. donde son necesarias grandes secciones de paso debido al gran volumen de los cilindros y de la importancia que toma el laminado del vapor. El comportamiento en servicio y las condiciones de entretenimiento se ha revelado satisfactoriamente, y se ha confirmado el aumento de rendimiento conseguido en el motor. ¿Puede en estas condiciones, desplazarse la válvula al distribuidor? En simple expansión, es poco probable, debido a las condiciones necesarias de estanqueidad, a las que la válvula aun no puede satisfacer. En compound a pesar de las mejoras del distribuidor cilíndrico, queda planteada la cuestión para la B.P. En el futuro, si fuera necesario un aumento del grado de recalentamiento, debería generalizarse el empleo de la válvula en A.P. debido a su facilidad de engrase a altas temperaturas. Puesto que la experimentación de los diversos dispositivos distribuidores creados durante los diez últimos años y de ello depende las decisiones que se tomen respecto a los órganos de distribución de las nuevas locomotoras.



ENSAYOS para mejorar la estanqueidad de la válvula

Válvula en forma de tulipán y camisa flotante

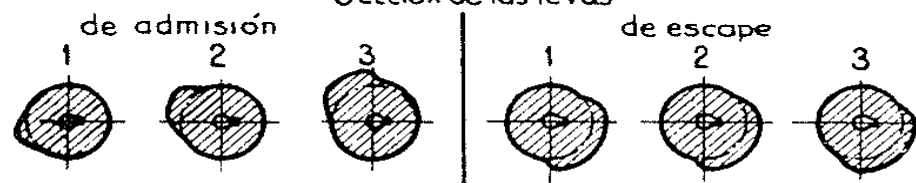
Este tipo de válvula, ensayada sobre una locomotora de simple expansión posee un gran estanqueidad. La camisa, montada sobre el cilindro con una holgura de 0,5 mm, puede dilatarse libremente, mientras que la válvula, de poco diámetro relativamente, y de forma completamente circular, se deforma difícilmente. La sección de paso no está limitada, como en la válvula de aletas, a los 9/10 aproximadamente de la sección de la válvula. De esta forma y para un mismo paso se puede adoptar con la nueva válvula un diámetro igual a 3/4 del de la válvula de aletas, consiguiendo así una pieza más robusta.

Esta válvula de poco diámetro, permite reducir los espacios perjudiciales, pero en cambio las conducciones de alimentación son algo más complicadas de establecer que para la válvula de aletas.

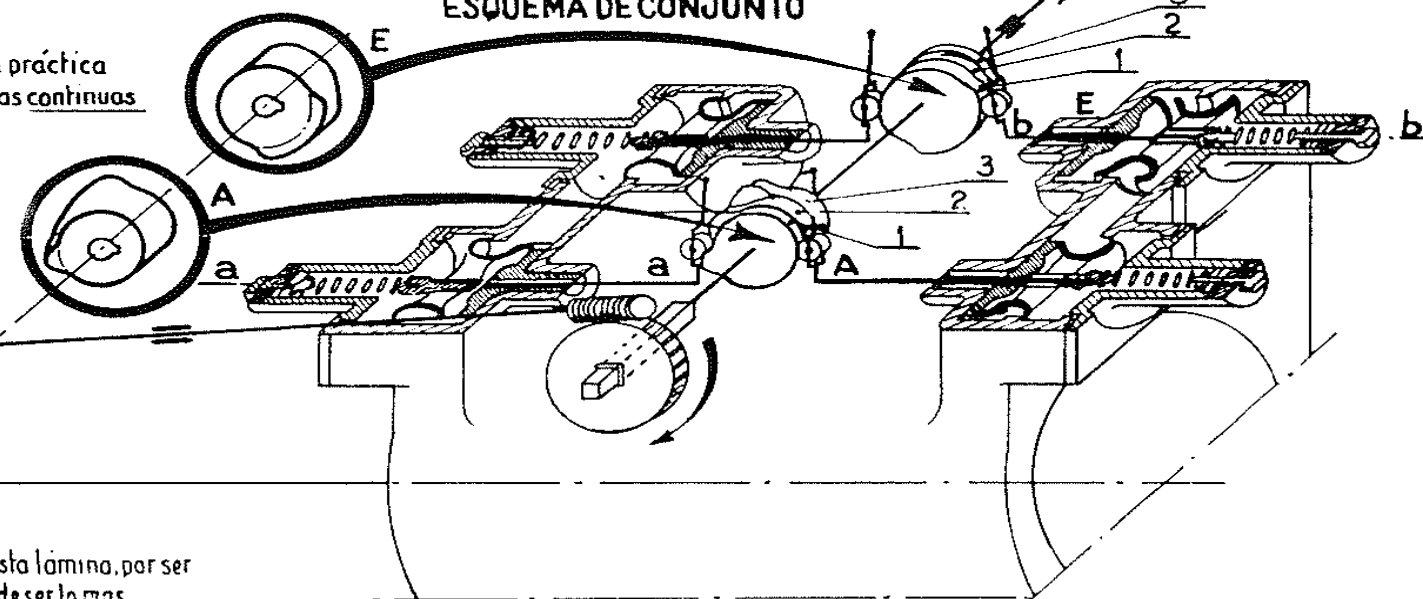
DISTRIBUCION DE FASES INDEPENDIENTES

Caso de una distribución por válvulas accionadas por LEVAS GIRATORIAS

Sección de las levas



Forma práctica de las levas continuas

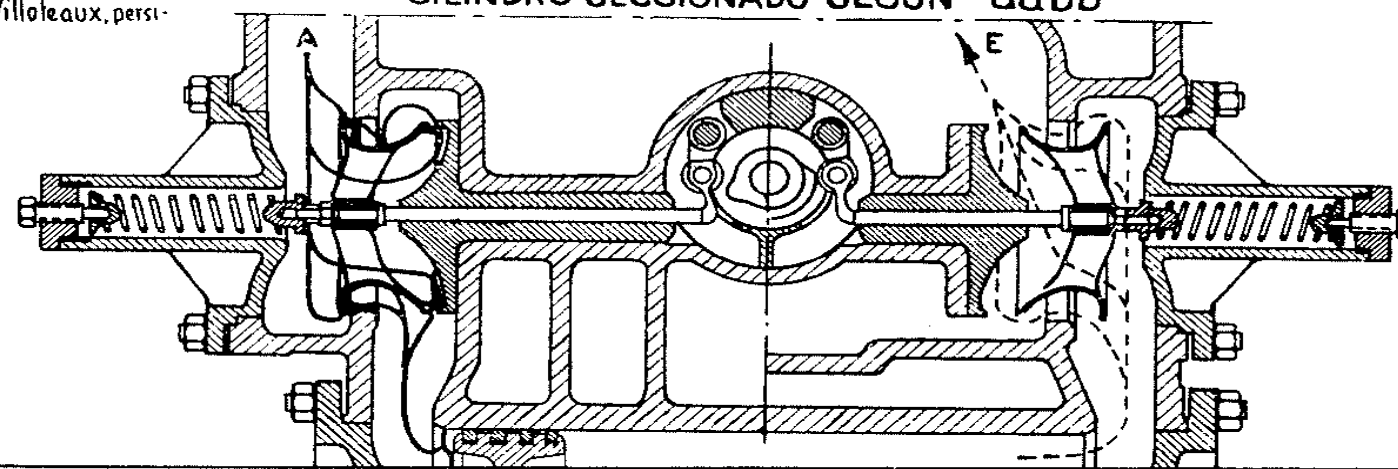


Esquema de la toma de movimiento

Observaciones: Se ha escogido la distribución por levas giratorias, representada en esta lámina, por ser la que proporciona mayor margen para la selección de fases y secciones de paso, además de ser la más sencilla, tanto en lo que se refiere al mecanismo como a la facilidad de construcción.

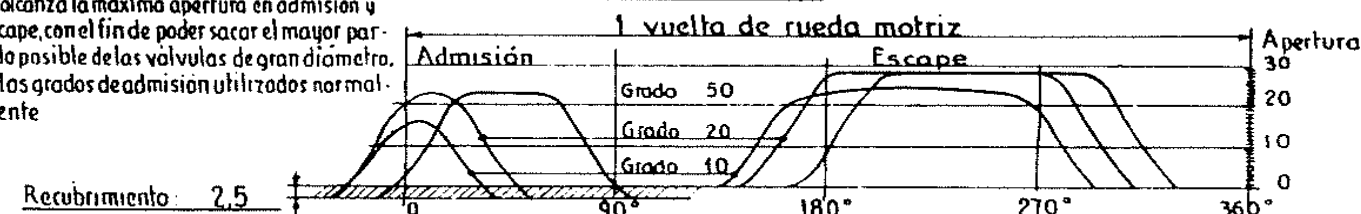
Otras distribuciones modernas: tipos Renaud, Caprotti, Cassard, De Caso, Willoteaux, persiguen análogos fines, utilizando dispositivos mecánicos distintos.

CILINDRO SECCIONADO SEGUN aabb



APERTURA DE LAS VALVULAS (Grados de admisión 10°-20°-50°)

Observaciones: A partir del 20% de admisión, se alcanza la máxima apertura en admisión y escape, con el fin de poder sacar el mayor partido posible de las válvulas de gran diámetro, en los grados de admisión utilizados normalmente.



Utilidad de las fases independientes - Los mecanismos con fases independientes han sido creados para eximirse de la rigidez impuesta por las distribuciones de sector, y poder aplicar en cada una de las fases, el valor más apropiado para obtener el máximo rendimiento, especialmente en las grandes expansiones.

Resultados obtenidos: Bajo el punto de vista rendimiento, los dispositivos ensayados no han proporcionado una destacada mejora sobre la distribución Walchaerts. La mediocridad de estos resultados muy inferiores a los que se esperaba proviene:

- 1/ De que las fases de la distribución Walchaerts habían sido erróneamente consideradas como incorrectas con pequeñas admisiones (Defecto observado más bien en los diagramas francos que en los conseguidos prácticamente).
- 2/ De la influencia predominante en la locomotora de la acción de las paredes de las cámaras, de vapor y conductos en las grandes expansiones realizadas de una sola vez, y esto, a pesar de utilizar altos grados de recalentamiento (lámina 16).
- 3/ De la imposibilidad de reducir los espacios perjudiciales al valor que exigen las pequeñas admisiones.
- 4/ De la imposibilidad de asegurar, en simple expansión, la evacuación rápida del vapor sin arrancar el fuego.
- 5/ De la dificultad con que se tropieza para obtener grados de admisión inferiores al 10% debido a los golpes y vibraciones que se originan por las importantes fluctuaciones del par motor.
- 6/ De los juegos y desajustes, que originan perturbaciones importantes en las admisiones pequeñas.
- 7/ Del valor incorrecto adoptado para algunas de las fases, como por ejemplo, compresión insuficiente. En lo concerniente a la parte mecánica, la mayoría de los dispositivos ensayados se revelan inferiores a la distribución Walchaerts.

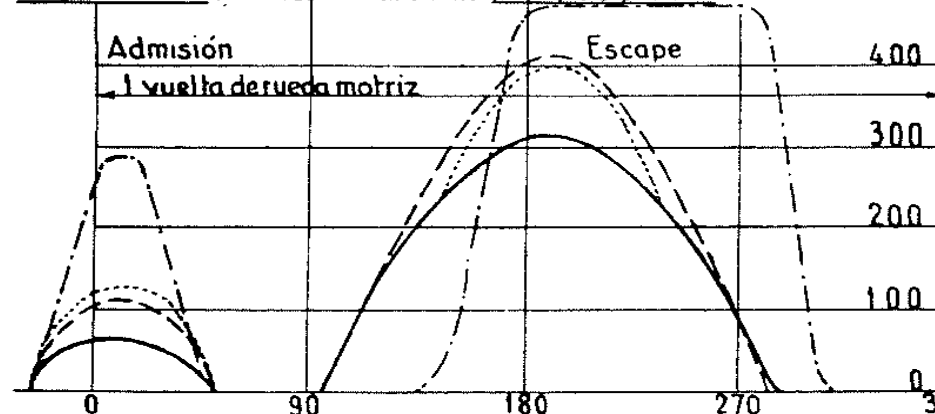
CONCLUSIÓN

De los muchos problemas planteados para mejorar el rendimiento de la locomotora, es sin duda alguna la cuestión de las fases la que ha originado el mayor número de investigaciones. No obstante, esta no era una de las causas principales del bajo rendimiento motor, lo que explica el porque de los resultados mediocres conseguidos en la práctica con dispositivos sin embargo seductores. Las numerosas e importantes modificaciones introducidas durante los últimos diez años han confirmado efectivamente que la insuficiencia de las secciones de paso de vapor, desde el regulador hasta el escape y el alto valor de la contrapresión necesaria para el tiro, es la que motiva el bajo rendimiento motor, sobre todo a grandes velocidades. Sin embargo, todavía no hay nada establecido como definitivo en lo referente a las fases, pero se admite hoy día que no puede esperarse ninguna mejora substancial por este lado, ya que el compoundaje resuelve automáticamente la cuestión de utilizar las admisiones pequeñas en las distribuciones por sector.

POSIBILIDADES DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE DISTRIBUCION

SECCIONES DE PASO GEOMETRICAS

I Admisión 20% (Utilizado corrientemente en simple expansión)



Comparación de las distribuciones

A - Distribuciones montadas sobre locomotoras de simple expansión cilindros de 620 mm de diámetro

Distribución W clásica - Distribuidor cilíndrico corriente de 340 mm de desarrollo útil lumbreras: 814 mm.

Distribución W con carrera alargada 75% - Distribuidor cilíndrico aligerado de 360 mm de diámetro lumbreras especiales desarrollo útil admisión: 465 mm desarrollo útil escape: 930 mm.

Distribución por válvulas y levas giratorias Válvula de admisión de 200 mm (S max = 280 cm²) Válvula de escape de 260 mm (S max = 480 cm²)

B - Distribución montada sobre locomotoras compound cilindro B.P. de 640 mm de diámetro

Distribución por válvulas y levas oscilantes Válvulas de admisión y escape de 240 mm (S max = 400 cm²)

Observaciones

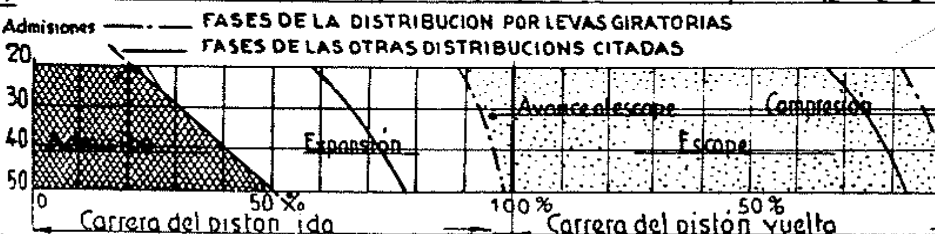
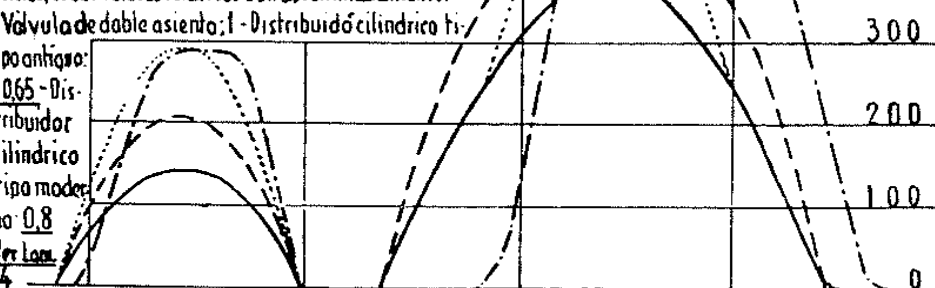
La distribución por levas giratorias que permite el empleo de pequeñas admisiones en simple expansión, asegura, en este caso, grandes secciones de paso, particularmente en la admisión. Por lo que se refiere a la apertura de los orificios de escape en simple expansión, es conveniente cuidar de que no sea muy rápida, con objeto de evitar un escape demasiado violento que arrancaría el fuego. Este defecto lo tiene precisamente la distribución por levas giratorias indicada. Para subsanarlo, en el caso de la distribución con carrera alargada se ha utilizado lumbreras especiales arriba indicadas que permiten laminar al iniciarse la apertura asegurando sin embargo una sección media de paso suficiente.

Admisión 50% - Todas las distribuciones indicadas, salvo la W clásica, permiten obtener secciones de paso convenientes (en caso de necesidad podrían aumentarse más sobre todo con las levas oscilantes que admiten válvulas de B.P. de mayor diámetro).

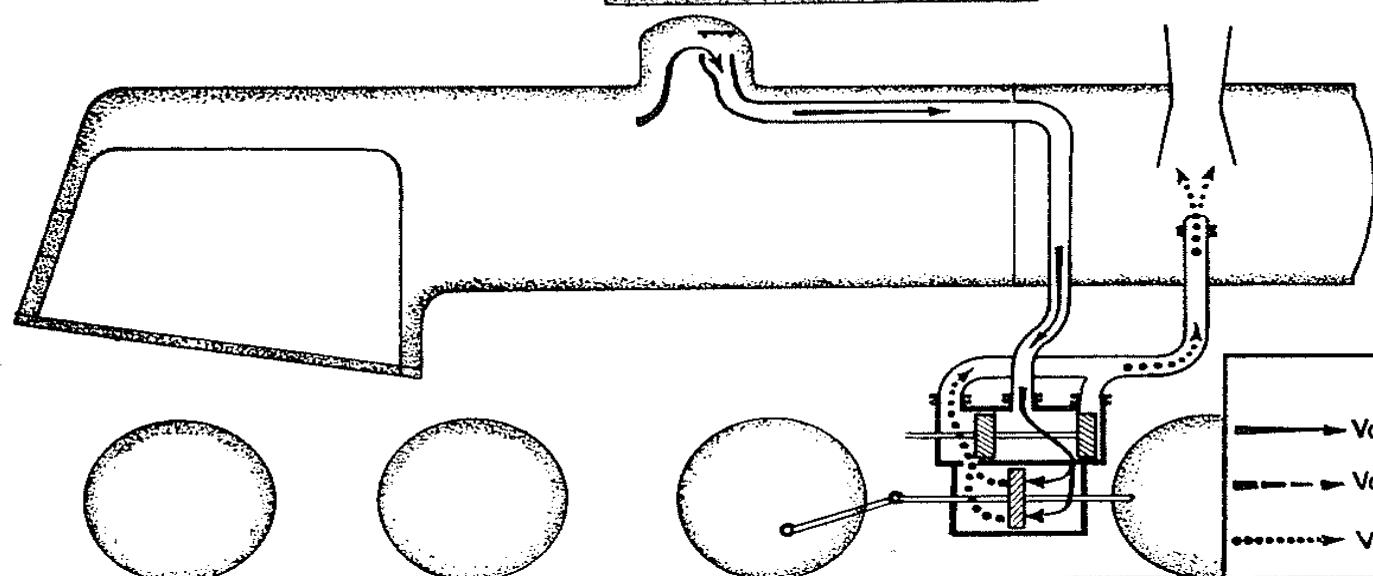
Los distribuidores dobles (lámina 14) darían resultados similares.

II Admisión 50% (Utilizado corrientemente en compound)

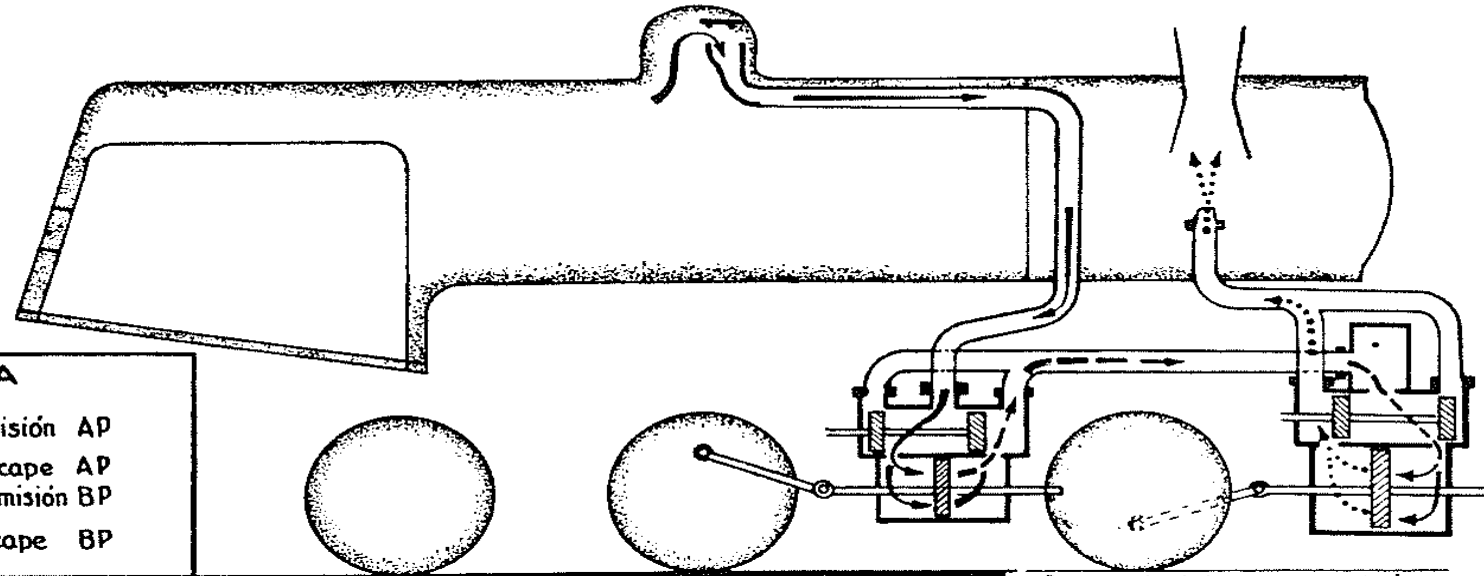
Nota: Las secciones geométricas máximas, no son suficientes para poder comparar con exactitud las distintas distribuciones. Es en efecto necesario tener en cuenta las velocidades de apertura y los coeficientes de paso de los orificios, cuyos valores relativos son aproximadamente:



MOTOR DE SIMPLE EXPANSION

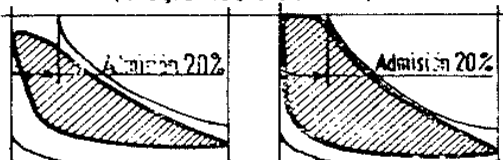


MOTOR DE DOBLE EXPANSION O COMPOUND



LEYENDA

- Vapor de admisión AP
 - - - Vapor { de escape AP
 de admisión BP
 Vapor de escape BP

Evolución de la simple expansión
AYER HOY
(Diagramas efectivos)

- I- Aumento de sección de los circuitos de vapor (Lamina 9)
 II- Aumento de las secciones de las lumbreras.
 La estanqueidad exigida, no permite la utilización de distribuidores de gran carrera o de pistones válvulas. Debe evitarse una iniciación de apertura demasiado rápida de los orificios de escape que causaría el arranque del fuego (L16)
 III- Considerable aumento del volumen de la cámara del vapor (Lamina 9) - Para amortiguar eficazmente, los efectos del paso de vapor, muy discontinuo debido a la utilización de pequeñas admisiones.
 IV- Aumento del recalentamiento a 340-360°. El grado de expansión utilizado corrientemente no requiere alcanzar los 400° de recalentamiento para las presiones usuales de 12 a 16 Kg/cm² en simple expansión.
 V- Utilización de un escape de gran rendimiento. - En algunos casos, la potencia límite a gran velocidad de motores defectuosos ha podido duplicarse mediante la aplicación de las mejoras arriba indicadas.

El porqué de la doble expansión

Con un cilindro único y un cilindro B.P. de igual volumen el grado de expansión obtenida podría ser teóricamente idéntica, puesto que depende únicamente de la relación entre el volumen de vapor al final de la expansión y el que ocupaba al final de la admisión.

El sistema compound proporciona no obstante, una expansión mas completa del vapor, debido a la falta de mecanismos de distribución capaces de realizar admisiones muy pequeñas, y a la importancia que adquieren algunas pérdidas en los altos grados de expansión única.

La ventaja de orden térmico-dinámico del sistema compound dimanará esencialmente del fraccionamiento de la expansión, que permite:

I- La reducción de las pérdidas originadas por los fenómenos debidos a la acción de las paredes de conductos y cámaras.

Durante la admisión, el vapor entra en contacto con las superficies menos calientes del pistón y del cilindro, produciéndose condensaciones y una cantidad importante de calor se acumula en las paredes. Una pequeña parte de este calor es restituido al vapor durante la expansión, restituyéndose la mayor parte, inutilmente, durante el escape.

Un verdadero corto-circuito de energía calorífica se establece así, entre la admisión y el escape, es una de las principales causas de la disminución del rendimiento térmico del motor (Lamina 11).

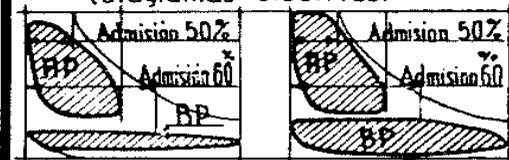
La condensación es función de las diferencias de temperatura al principio y final de la expansión, la experiencia ha demostrado que el compoundaje, al fraccionar la caída de temperatura, permite reducir la notablemente, además, el calor cedido a las partes del pistón y del cilindro A.P., que es restituido al vapor durante el escape, puede ser recuperado en forma de trabajo en la B.P.

Este efecto, unido al recalentamiento, es especialmente eficaz en las máquinas de marcha lenta, en donde las condensaciones son importantes debido a la poca velocidad del pistón.

II- La reducción de las pérdidas originadas por las fugas - Se reducen las fugas debido a la disminución de la diferencia de presión entre las dos caras y de la reutilización del vapor en la B.P.

Ahi también, el beneficio es tanto mas importante, con relación a la expansión simple, cuanto que la marcha es mas lenta, pues las pérdidas por fugas aumentan cuando la velocidad del pistón disminuye.

- III- La reducción de las pérdidas originadas por la presencia de espacios nocivos. Los espacios nocivos cuyo volumen no puede reducirse por debajo de un valor determinado (aproximadamente el 10% de la cilindrada) originan un aumento de consumo de vapor a pesar de utilizar la compresión (Lamina 12).
- En el sistema compound, se compensa el aumento de consumo del cilindro A.P., puesto que saliendo el vapor, por este motivo, a una presión más elevada podrá suministrar un suplemento de trabajo en los cilindros B.P.
- En numerosas ensayos efectuados para comparar los consumos de combustible de las locomotoras de simple expansión y compound, trabajando en iguales condiciones, se ha comprobado una economía del orden del 15% a favor de la locomotora compound a pesar del poco trabajo de la B.P.
- Otras ventajas de la doble expansión
- I- Realización de un alto grado de expansión sin necesidad de recurrir a pequeñas admisiones. - Esta importante ventaja permite utilizar la distribución Walschaerts con grados de admisión que aseguran secciones de paso aceptables.
- II- Obtención de un tiro mas regularizado. - Siendo la presión del vapor, a la salida de la B.P., mas bajas que en simple expansión, los golpes del escape son menos violentos, reduciéndose el arrastre de carbonilla (Lamina 5).
- III- Menor variación de los esfuerzos motores. - Debido al fraccionamiento de las presiones, los esfuerzos máximos de cada grupo son inferiores a los de las locomotoras de simple expansión (Lamina 18). Lo que da por resultado una marcha mas suave y mejor comportamiento del bastidor, cilindros, resbaladeras, crucetas, cajas de grasa etc... lo que reduce los gastos de entretenimiento y conservación.

Evolución del compoundaje
AYER HOY
(Diagramas efectivos)

- I- Aumento de sección de los circuitos de vapor (Lamina 9)
 Especialmente en B.P. donde la influencia del laminado es mucho mas nociva que en A.P.
 II- Aumento de las secciones de las lumbreras. - Mediante el empleo de válvulas y distribuidores cilíndricos de gran carrera en la A.P. y válvulas y distribuidores cilíndricos dobles en B.P. (Lamina 14)
 III- Aumento del volumen de la cámara de vapor A.P. y del recipiente intermedio, para amortiguar las oscilaciones de la presión
 IV- Aumento del recalentamiento a 380-400°. - Para conservar en la admisión B.P. un recalentamiento residual del orden de 100° (Lamina 8).
 V- Utilización de un escape de gran rendimiento. - Los diagramas arriba indicados demuestran que el resultado conseguido es mucho mas marcado en B.P.
 En ciertas condiciones, los cilindros B.P. de una locomotora, que desarrollaban solamente 400 CV a 105 K/hora, desarrollaron a la misma velocidad una potencia de 1350 CV después de transformados, siendo la potencia en A.P. en los dos casos de aproximadamente 1400 CV.

AUMENTO DEL RENDIMIENTO

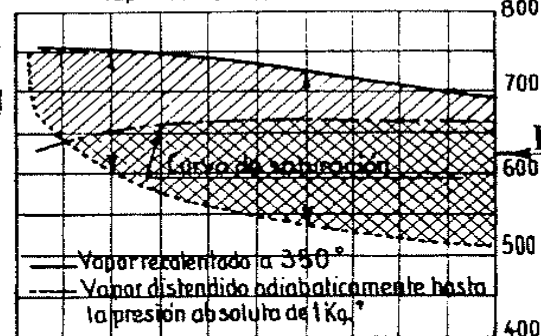
El estudio del diagrama adjunto (sacado del diagrama de Mollier (Lamina 7)) demuestra que la cantidad de calor cedida y susceptible de ser transformada en energía, crece rápidamente hasta 20 Kg/cm² y luego mas lentamente hasta 60 Kg/cm², presión a partir de la cual es sensiblemente constante.

El aumento de 20 a 60 K/cm² se traduciría en una mejora teórica del rendimiento del orden del 30%. Pero la curva de saturación indica que se penetra tanto mas rápidamente en la zona de vapor humeda cuanto que la presión es mas alta, lo que aumenta las pérdidas por condensación que reducen la mejora de rendimiento prevista.

La temperatura de recalentamiento de 350°, esta muy lejos de ser suficiente para presiones superiores a las corrientes, y como actualmente no se puede sobrepasar los 400°, sería indispensable utilizar el doble recalentamiento para poder combatir eficazmente las condensaciones.

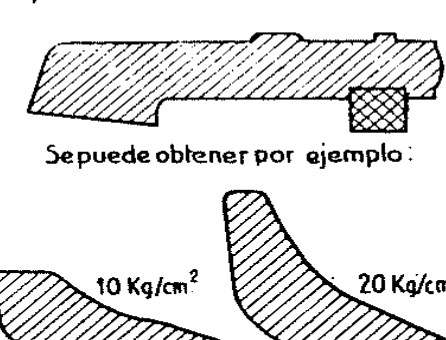
Al mismo tiempo sería necesario prever la triple o cuadruple expansión por las mismas razones que hacían utilizar la doble expansión entre 15 y 20 K/cm².

Cantidad de calor cedida por Kg de vapor distendido



PRESION DE MARCHA

Con una misma caldera y un mismo cilindro:



AUMENTO DE LA POTENCIA

Este procedimiento de aumentar la potencia por unidad de volumen (potencia volumétrica) se ha utilizado constantemente desde el origen de la locomotora, como lo demuestra la curva evolutiva del timbre de las calderas (Lamina 31).

Esto no se ha conseguido sin originar serias dificultades en la construcción y en el mantenimiento de las calderas, especialmente en estos últimos años en que el timbre ha subido de 16 a 20 K/cm². Para realizar calderas lo mas robustas posibles, con un peso dado, ha sido menester utilizar chapas de acero especial al níquel para el cuerpo cilíndrico. Además el empleo de los hogares de acero soldados aproximadamente 2 veces mas ligeros que los de cobre remachados y que se comportan mejor con altas presiones, facilita la solución del problema.

Por otra parte, la práctica demuestra que es mas difícil mantener la presión de la caldera con timbres elevados y el combatir las fugas trae muchas complicaciones. Por tanto no es conveniente aprovechar la posibilidad de aumentar el timbre mas que cuando las potencias masicas y volumetricas exigidas lo hacen necesario.

¿Simple o doble expansión? - Cuando la potencia exigida pueda ser conseguida con dos cilindros, es conveniente oponer a las economías de combustible susceptibles de ser realizadas con el sistema compound los gastos de construcción y entretenimiento menos elevados de la locomotora de simple expansión de 2 cilindros.

La ausencia de cilindros y mecanismos interiores y sobretodo de eje acodado, pieza costosa y delicada (Lamina 22) permite proyectar una locomotora sencilla que requiere el minimo de vigilancia y entretenimiento.

Para locomotoras potentes donde obligatoriamente debe recurrirse a los 3 o 4 cilindros el sistema compound está indicado por razones de economía de combustible y otras ventajas.

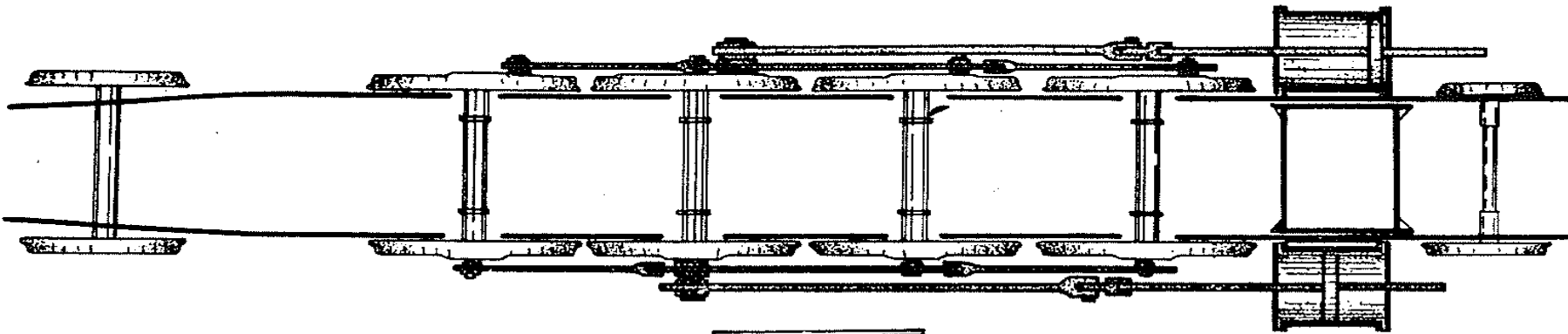
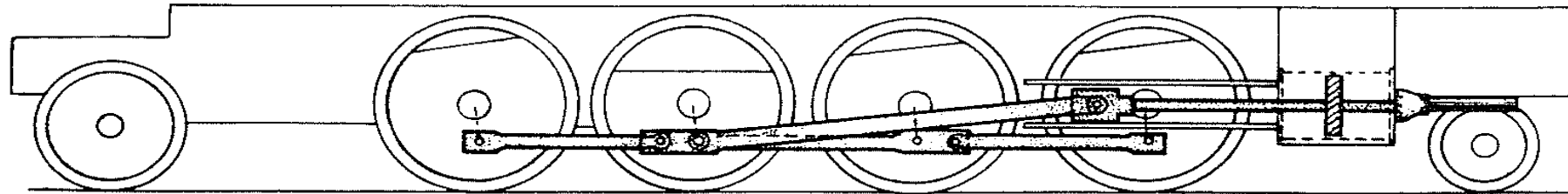
CONCLUSION

¿Presión media o alta presión? El empleo de presiones del orden de 60 Kg/cm² con vistas a aumentar el rendimiento de las locomotoras tropieza con numerosas dificultades.

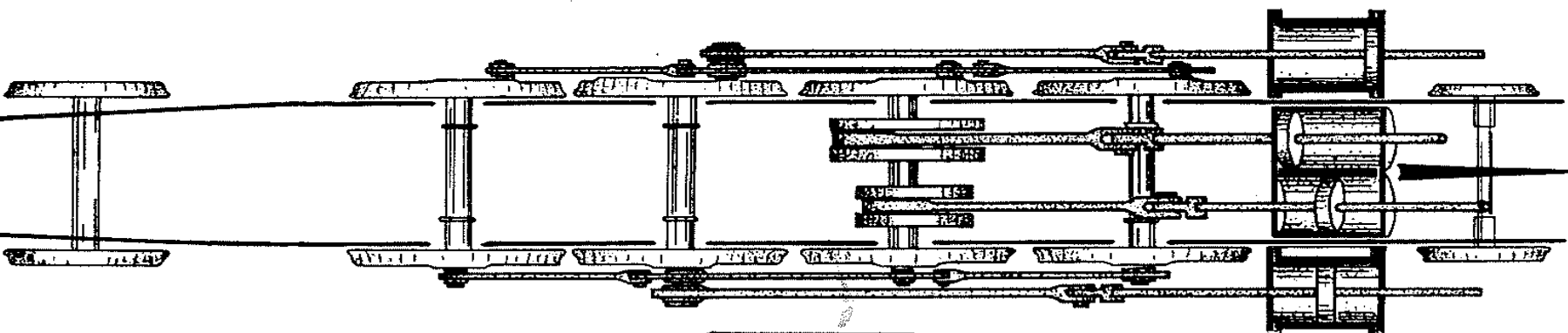
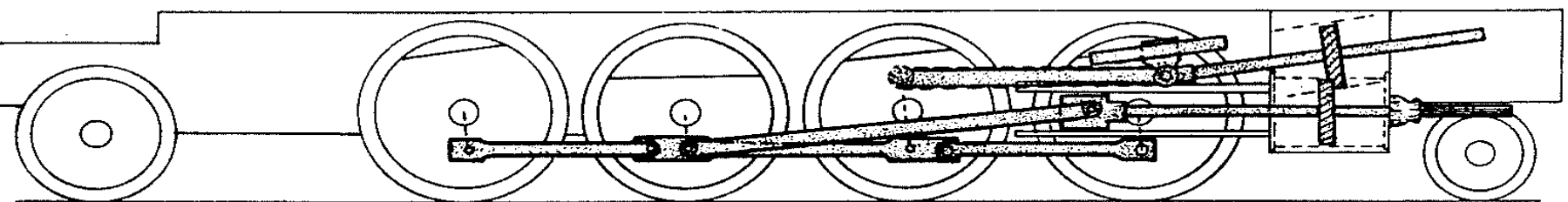
Es menester sustituir la caldera clásica por la de tubos hervidores de construcción mas delicada y que requiere agua rigurosamente depurada. Además las condensaciones y las fugas adquieren una importancia tal que el resultado final no se traduce siempre en mejora, contrariamente a lo que se ha observado en las instalaciones fijas. Sin embargo continúan los ensayos con prototipos, pero es conveniente observar que el problema de la locomotora de alta presión no será resuelto hasta tanto no se consiga mantener las mejoras de rendimiento en servicio corriente y sobretodo que los gastos de entretenimiento no contrarresten el interés práctico de estas máquinas.

MOTOR DE SIMPLE EXPANSIÓN

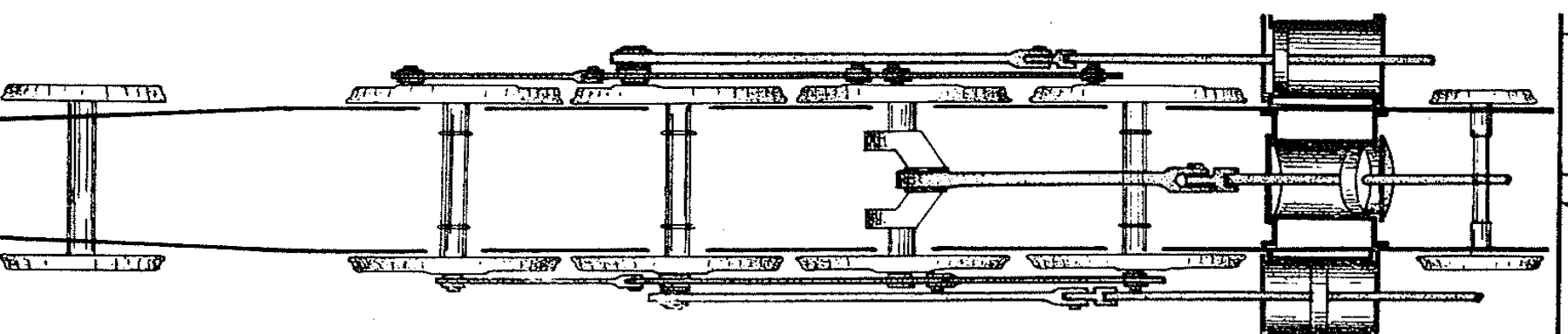
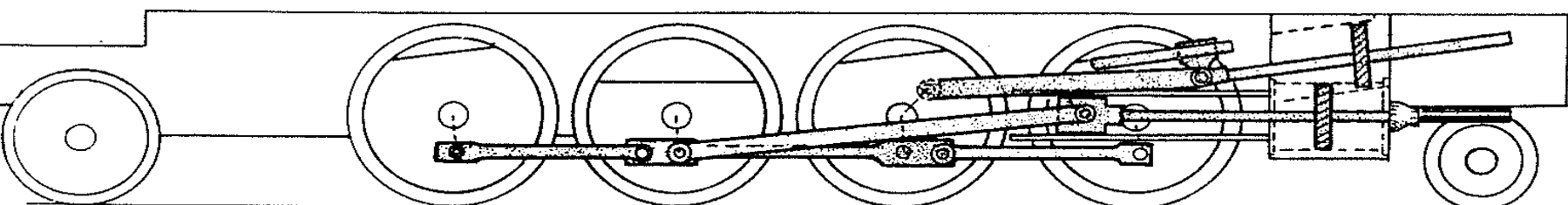
dos cilindros



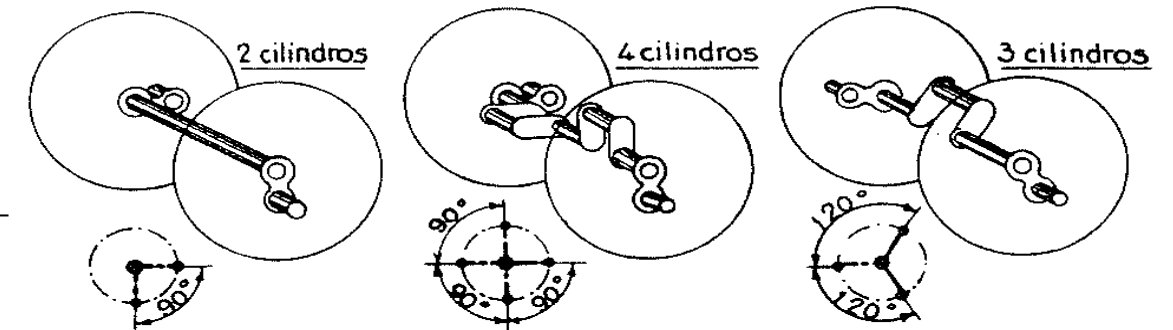
cuatro cilindros



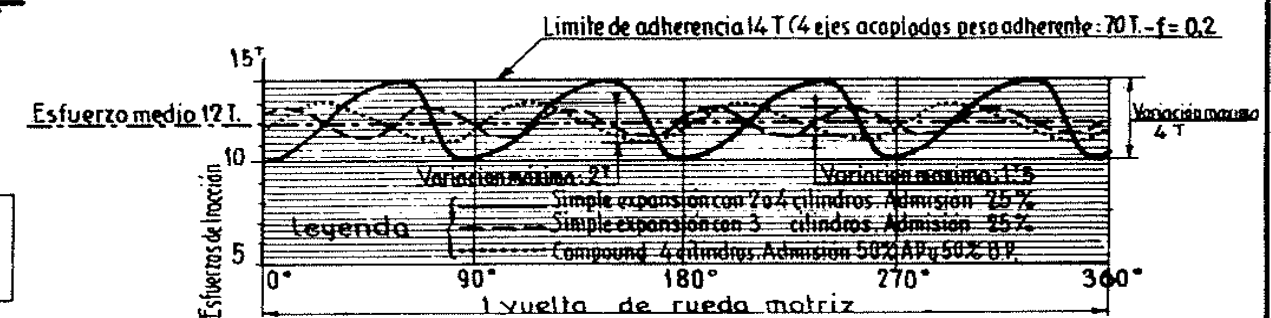
tres cilindros



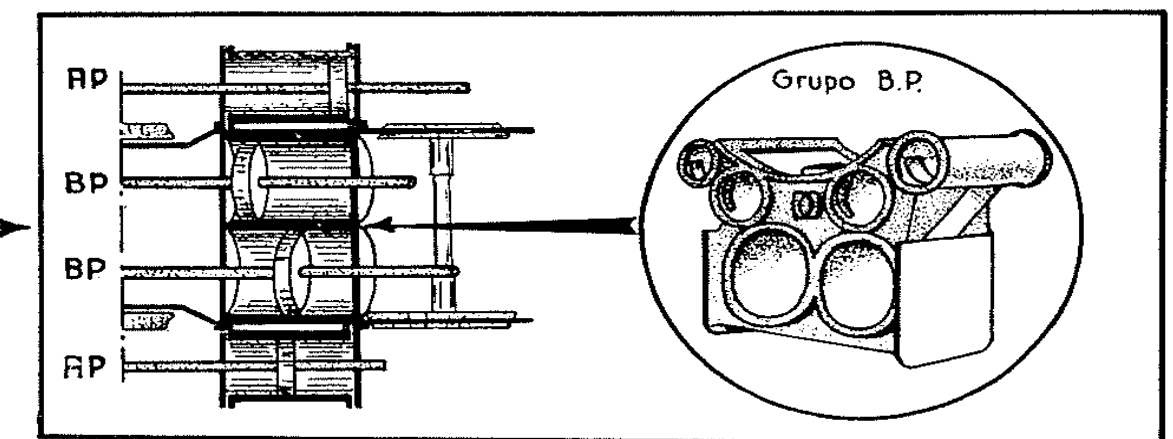
CALAJE DE LAS MANIVELAS
(Supuestas trasladadas a un mismo eje)



ESFUERZOS DE TRACCIÓN
Curva de esfuerzos instantáneos en el gancho a pequeña velocidad y para un mismo esfuerzo medio
(Se admite que los esfuerzos en la llanta se transmiten íntegramente al gancho y que los esfuerzos de inercia son despreciables)



Disposición del motor **COMPOUND** de 4 cilindros (Caso más corriente)



ACCION DEL VAPOR Y DE LAS FUERZAS DE INERCIA

Masas en movimiento alternativo:

1º) Simple expansión 2 cilindros. Timbre 14 k/cm²

800 Kg.

2º) Compound 4 cilindros. Timbre 18 k/cm²

AP 450 Kg

BP 500 Kg

Le iguales. A gran velocidad la forma de estas curvas sería diferente debido a la influencia de los esfuerzos de inercia de las masas animadas de movimiento alterno y la locomotora compound presentaría un par motor algo mas regular que el de la simple expansión y tres cilindros.

En el croquis adjunto se indica la ventaja sobre la locomotora de simple expansión y 2 cilindros de la locomotora compound de 4 cilindros, cuyas masas alternativas, apuestas a 180° se equilibran casi en su totalidad.

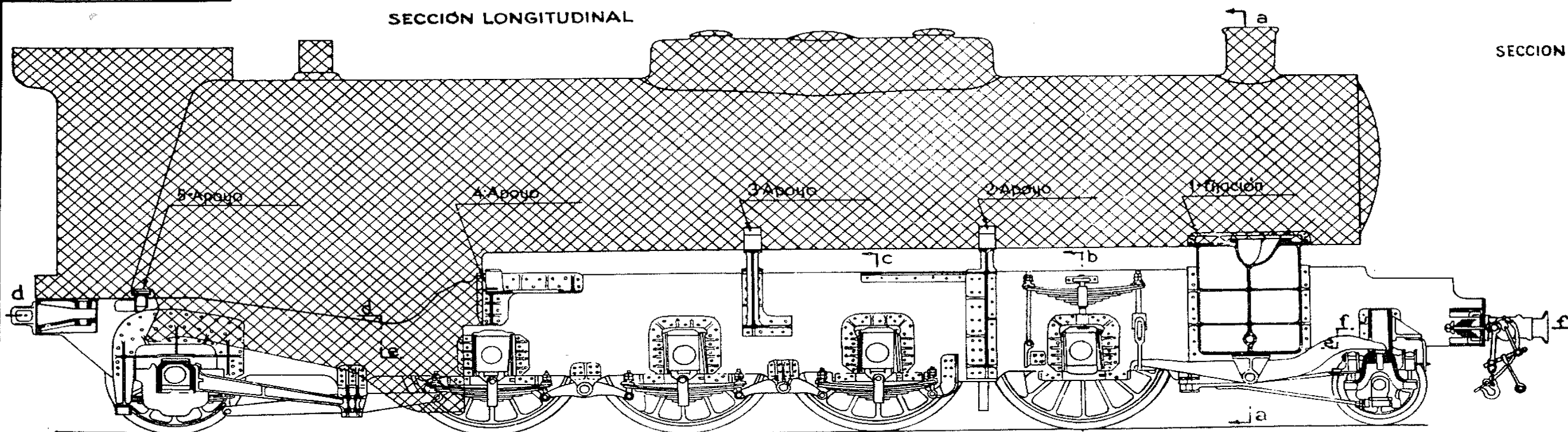
CONCLUSIÓN

Para conseguir un esfuerzo de tracción importante, en general es necesario recurrir a mas de 2 cilindros

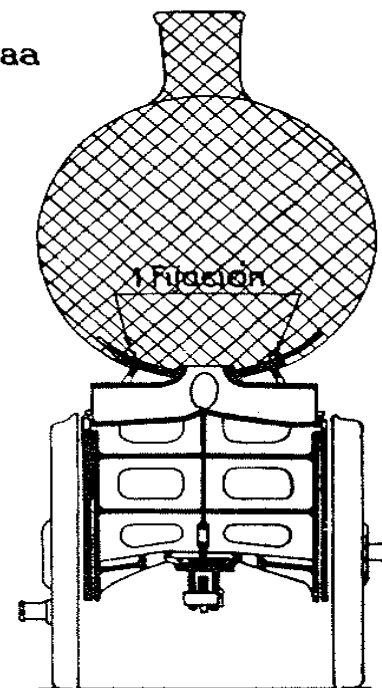
Ademas de mayor potencia, se obtiene un par motor mucho mas regular, un mejor equilibrado de las masas con movimiento alterno, y un mejor reparto de los esfuerzos en los ejes, cajas de engrase y bastidor.

Esta ultima ventaja, ademas de asegurar un buen comportamiento en servicio de dichos organos, permite reducir los gastos de entretimiento de una locomotora compound a los de una locomotora de 2 cilindros y simple expansión.

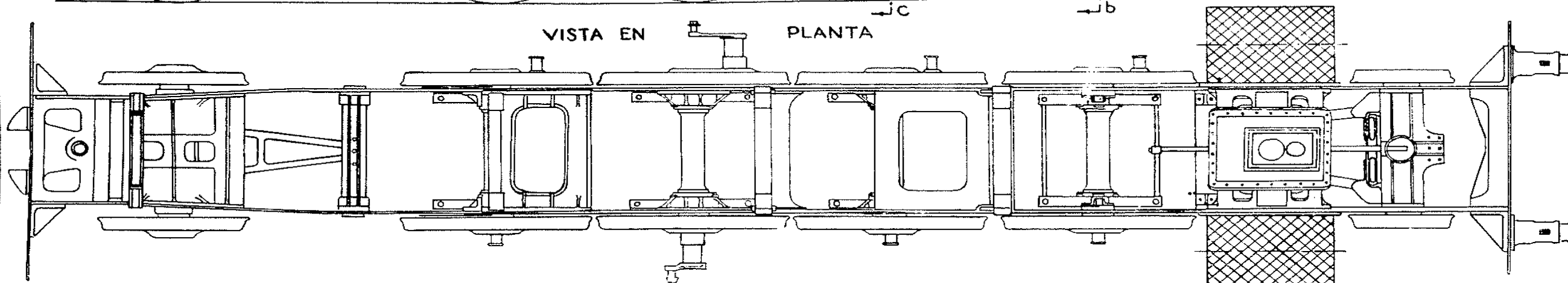
SECCIÓN LONGITUDINAL



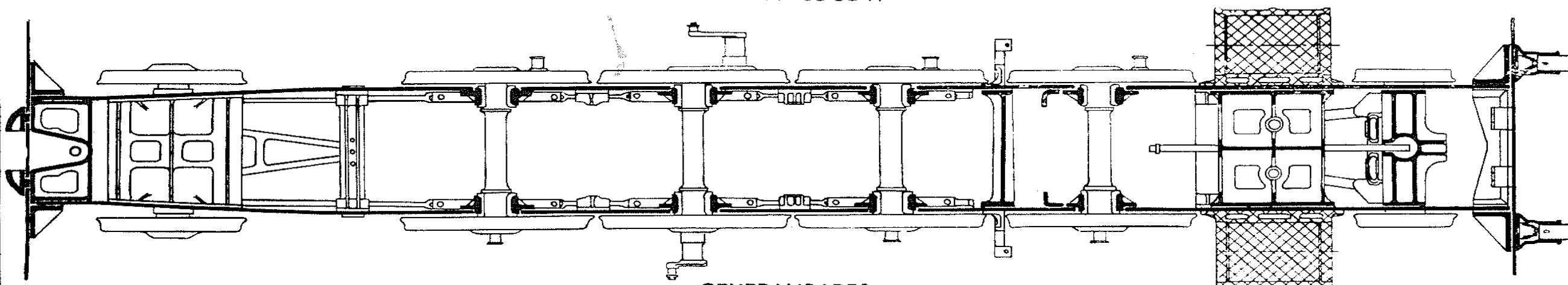
SECCION aa



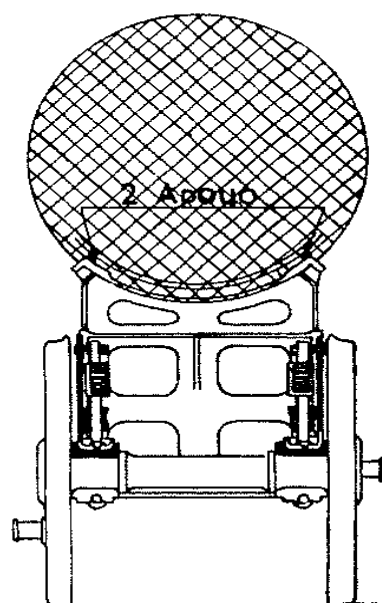
VISTA EN PLANTA



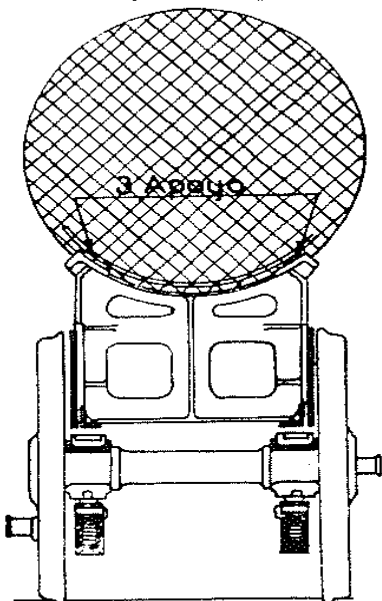
SECCION POR dd ee ff



SECCION bb



SECCION cc



GENERALIDADES

La caldera y el motor de la locomotora, van montados sobre un vehiculo compuesto de 3 grupos de organos:

I- El bastidor (Lámina 20) - Formado por dos largueros arriastrados entre si, soporta la caldera, los cilindros y mantiene las eies y ciertas piezas del mecanismo en la posición que les ha sido asignada.

II- La suspensión- (Lámina 21) Realiza la unión elástica entre el bastidor y los eies; tiene por finalidad:

Sustraer la maquina a los golpes que sufren las ruedas a su paso por las desnivelaciones de la via (juntas de carriles etc.)

Repartir sobre los eies la carga suspendida

III- Las ruedas, eies y cajas de engrase (Lámina 22 y 23) - que permiten el desplazamiento de la locomotora y la guian sobre la via.

Los eies pueden ser portadores y motores (eies acoplados) o simplemente portadores (bisel, bogie)

Este vehiculo, no ha evolucionado sino lentamente en Europa, donde durante mucho tiempo, todos los eies estaban invariablemente ligados al bastidor en sentido lateral, cuando en America las dispositivos portadores-guías: bogie o bissel, fueron utilizados desde el origen de la locomotora

Se han vuelto de uso general desde el momento en que el aumento de la longitud de las locomotoras, consecuencia del aumento de potencia, ha obligado a prever un desplazamiento lateral importante de los eies extremos, para el paso por las curvas de pequeño radio (R del orden de 150 m. Lámina 24)

Fijación de la caldera

La caldera descansa sobre el bastidor mediante una serie de soportes (referencias 1 a 5 en la sección longitudinal - Solo va fijada en sentido longitudinal al soporte delantero, descansando sobre los demas mediante soportes de dilatación que le permiten dilatarse libremente hacia atras

TIPOS DE BASTIDOR

RESISTENCIA Y RIGIDEZ DEL BASTIDOR

La fatiga del bastidor proviene:

- de los esfuerzos motores debidos a la acción del vapor.
- de los esfuerzos de inercia de las masas del mecanismo
- de las cargas transmitidas a los ejes (Peso de los organos suspendidos)
- de las reacciones de la via sobre la máquina

Un bastidor convenientemente estudiado, no solamente debe resistir sin romperse a todos los esfuerzos repetidos indefinidamente, sino además, no dar lugar a deformación elástica exagerada.

Esta necesidad de asegurar una perfecta rigidez del bastidor ha sido largamente discutida, pues se solia admitir que un bastidor flexible facilitaba la inscripción en curva así como los movimientos transversales de los ejes.

Actualmente, los ferrocarriles que utilizan maquinas de gran potencia y las hacen circular a grandes velocidades, están de perfecto acuerdo sobre la rigidez y admiten:

Que el bastidor de la locomotora debe ser rígido tanto en sentido transversal como en sentido longitudinal, constituyendo así la base indeformable que mantiene todas las piezas en la posición que les ha sido asignada, exactamente como lo haria el cimiento de una máquina fija.

BASTIDOR CLASICO

Generalmente el bastidor se compone de dos largueros, de chapa de acero dulce de buena calidad, de 30 % de espesor aproximadamente, arristrado por unas piezas de acero moldeado o cajones hechos de chapa y perfiles roblanados.

La falta de rigidez, a veces muy marcada en locomotoras de gran longitud da lugar a calentamientos y desgastes anormales en las cajas de engrase, ejes, mecanismos etc.. La sección representada, por la línea de ejes acoplados, demuestra efectivamente la falta de arriostamiento en las zonas donde los esfuerzos son mas importantes.

Esto es sin duda una de las razones del gasto elevado para entretenimiento, observado en algunas locomotoras cuya potencia ha sido aumentada transformando la caldera y el motor sin que el bastidor haya sido reforzado.

BASTIDOR AMERICANO

Bastidor con largueros de barra - Los largueros están contruidos por vigas de acero moldeado o laminado, cuyo espesor varia de 100 a 140 %m. Estas dos vigas solidamente arristradas delante y atrás constituyen un conjunto mucho mas rígido que el bastidor anterior. (No obstante la fijación de los cilindros es delicada debido a la poca superficie de la zona de fijación) - Esta solución, de uso general en América, se ha extendido hace muchos años en Alemania.

Bastidor monobloque - Esta técnica de construcción suprime la dificultad para la fijación de los cilindros y asegura una robustez y rigidez perfectas.

Tal solución ha sido posible gracias a la calidad de los aceros moldeados americanos y a las fuertes cargas admitidas por la via (pues estos bastidores son mucho mas pesados que los bastidores clásicos)

BASTIDOR MODERNO

En este tipo, se conservan los largueros de chapa cuyo espesor en algunos casos se ha aumentado a 35 %m.

En cuanto al arriostamiento, de nueva concepción, tiene de reproducir el bastidor americano monobloque en sus líneas principales, sin pretender, desde luego, conseguir la misma rigidez.

Unas riostras de acero moldeado, de sección tubular, muy rígidas y ligeras (15 % de espesor) se sueldan por sus extremos formando una especie de cajón monobloque.

Nervios longitudinales, a la altura de las cajas de engrase, dan rigidez al bastidor en la zona habitualmente mas débil, mientras que una chapa de acero fijadas en la parte superior completan la indeformabilidad en sentido horizontal.

PESO DE LOS BASTIDORES

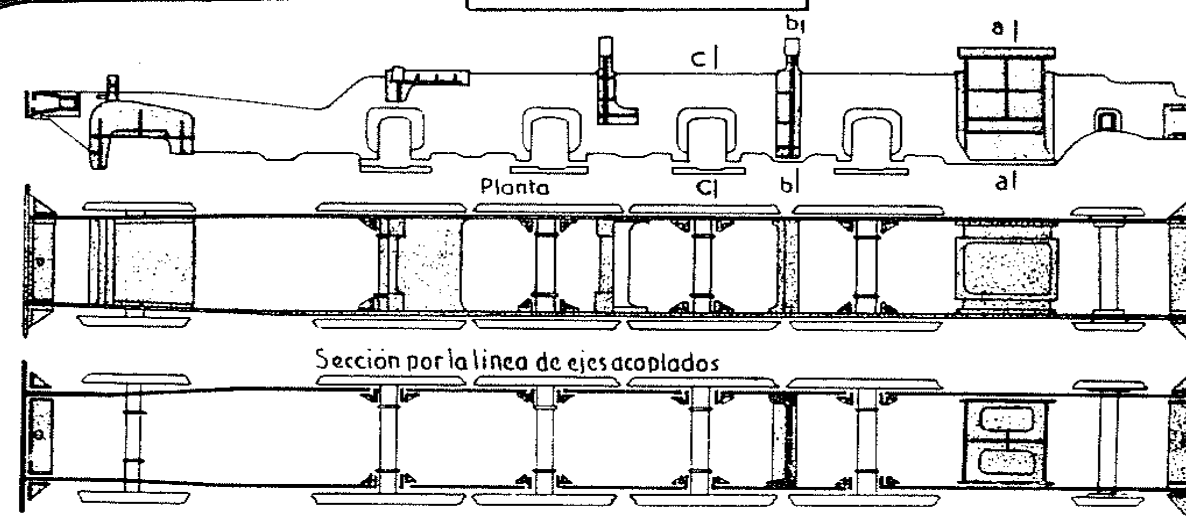
El cuadro a continuación, da una idea aproximada del peso de los 4 tipos de bastidor que se citan

Peso en toneladas	Bastidor clásico	Bastidor con largueros de barra	Bastidor monobloque	Bastidor moderno
de los 2 largueros	5	7	—	6
del arriostamiento entre cilindros	1,5	—	—	2,5
de los demás arriostamientos, traviesas y detalles	2,5	3	—	3,5
de los 2 cilindros	3	6	—	3
Total bastidor + cilindros	12	16	20	15

CONCLUSION

El bastidor moderno que une la rigidez a la ligereza exigida por la via, es la primera etapa hacia la creación de bastidores robustos, utilizando en gran escala los métodos modernos de construcción, acero moldeado o soldado que reducen al mínimo las uniones con tornillos o remaches.

BASTIDOR CLASICO



Sección aa

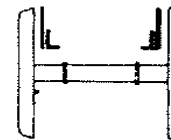


e: 30 aproximats

Sección bb

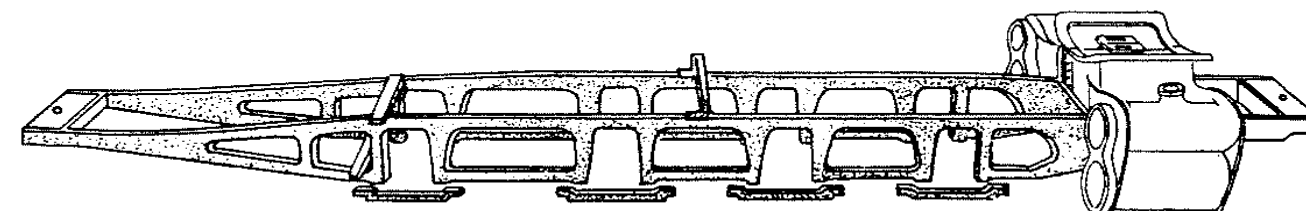


Sección cc

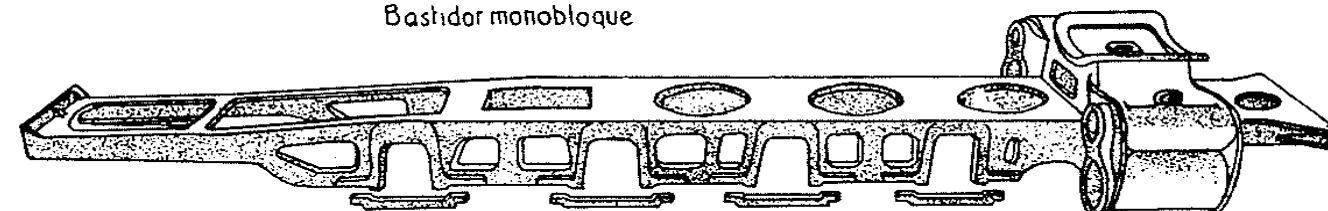


BASTIDORES AMERICANOS

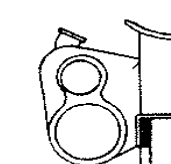
Bastidor con largueros de barra



Bastidor monobloque

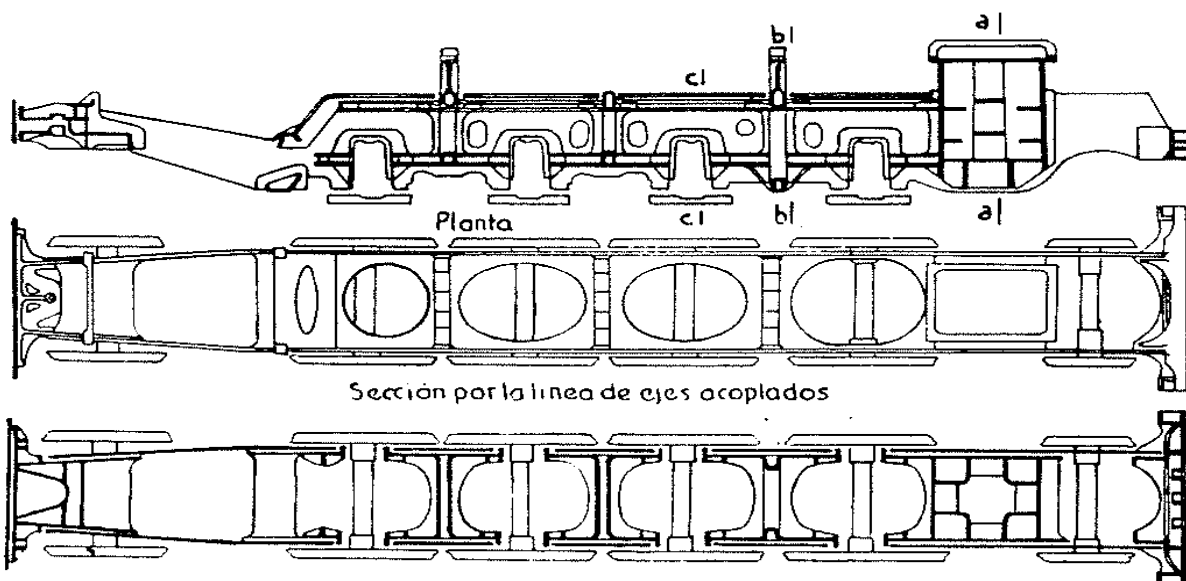


Montaje de los cilindros

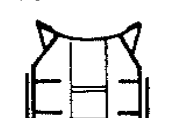


e: 120 aproximats

BASTIDOR MODERNO



Sección aa

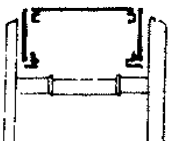


e: 35 aproximats

Sección bb



Sección cc

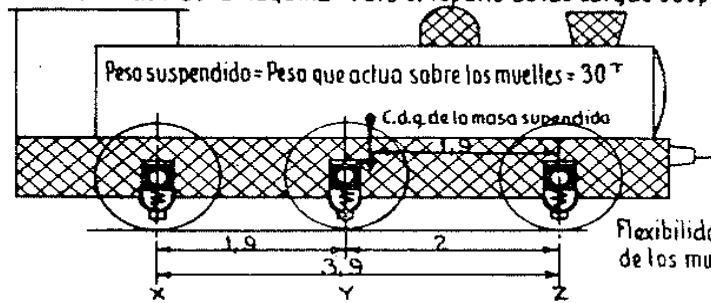


Dos tipos principales de suspensión

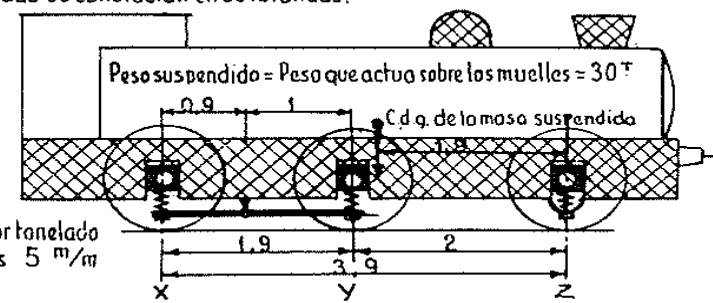
SUSPENSION CON MUELLES INDEPENDIENTES

SUSPENSION CON BALANCINES COMPENSADORES

Para simplificar los esquemas representados a continuación, los muelles de hojas han sido sustituidos por muelles helicoidales, indicando solamente un lado de la máquina. Solo el reparto de las cargas suspendidas se consideran en su totalidad.



I - Reparto de las cargas sobre el carril recto



Ecuación de equilibrio

$$\begin{cases} x + y + z = 30 \\ x \times 3.9 + y \times 2 + z \times 0 = 30 \times 1.9 \\ x \times 0.9 = y \times 1 \end{cases}$$

Desarrollando, obtenemos

$$x = 10 \text{ T}$$

$$y = 9 \text{ T}$$

$$z = 11 \text{ T}$$

$$x = 10 \text{ T}$$

$$y = 9 \text{ T}$$

$$z = 11 \text{ T}$$

II - Paso por un desnivel de la vía

(Desnivel tal que la variación de la flecha de los muelles del eje intermedio sea de 15 m/m por ejemplo)

En este caso, los muelles del eje intermedio transmiten una carga que disminuye de:

$$\frac{15}{5} \times 2 = 6 \text{ T}$$

La sobrecarga se reparte sensiblemente por igual entre los ejes extremos y tenemos:

$$x = 13 \text{ T}$$

$$y = 3 \text{ T}$$

$$z = 14 \text{ T}$$

$$x = 10 \text{ T}$$

$$y = 9 \text{ T}$$

$$z = 11 \text{ T}$$

El muelle de suspensión

¿MUELLE HELICOIDAL O MUELLE DE HOJAS?



He aquí como oscilan estos muelles después de la violenta aplicación de una carga

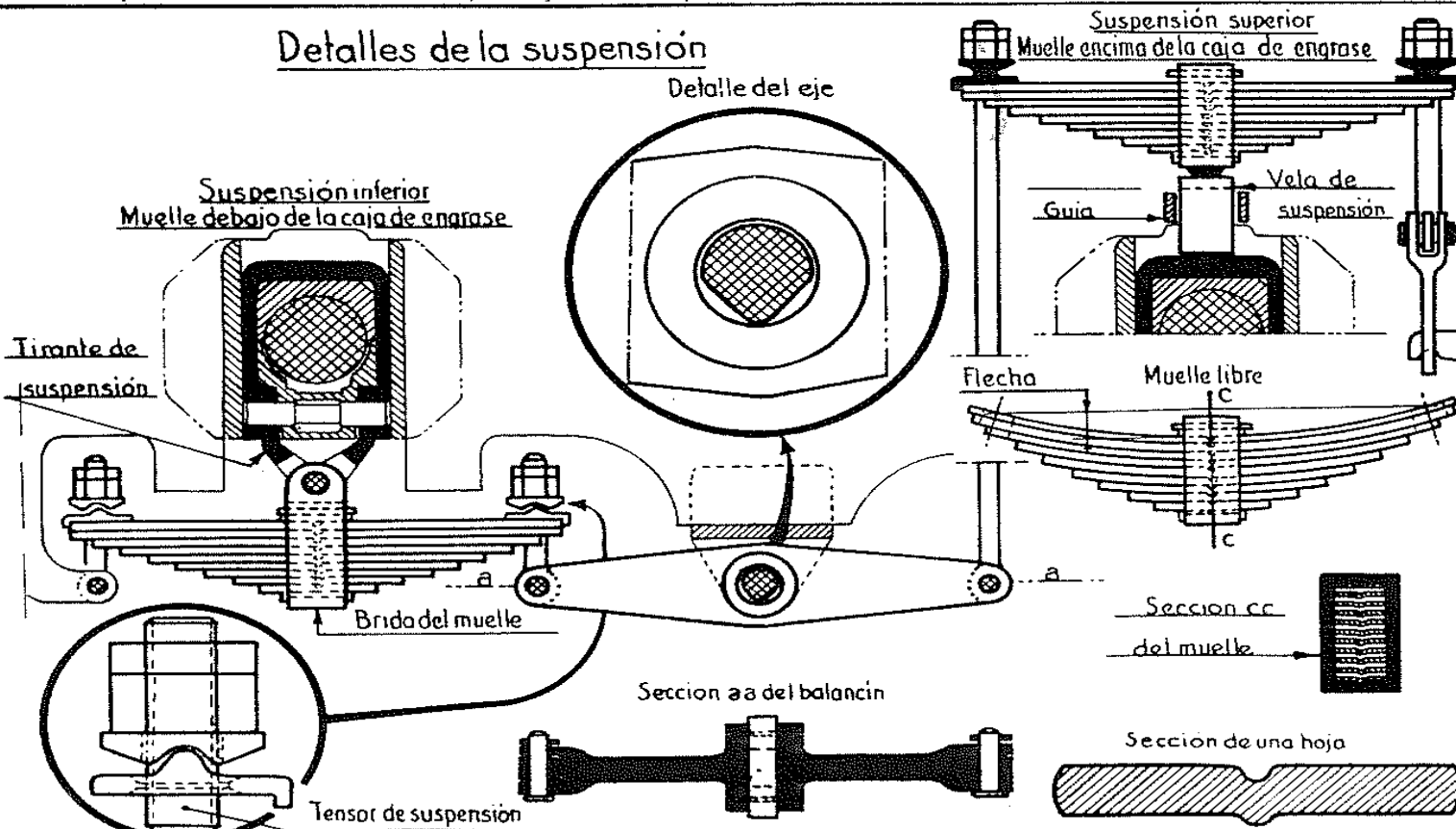


Tiempo
Amortiguamiento lento

Tiempo
Amortiguamiento rápido

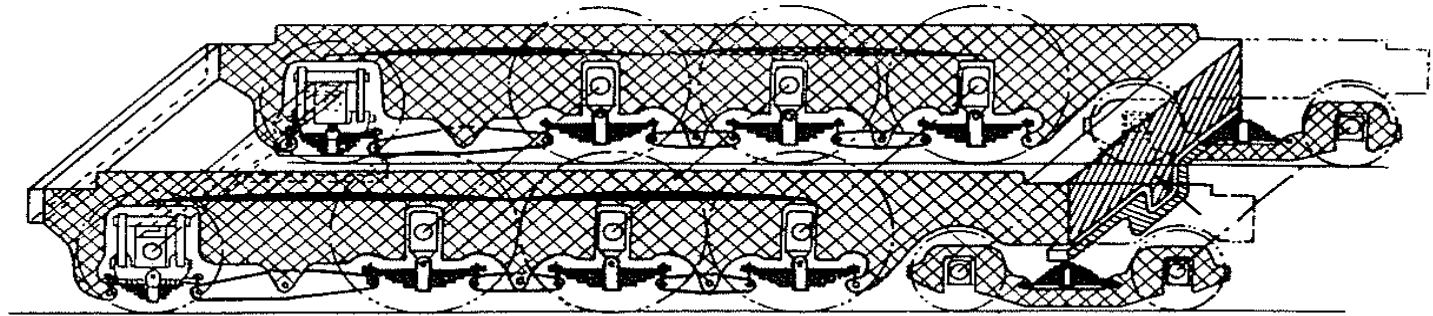
En el muelle de hojas, debido al rozamiento entre ellos, las oscilaciones se amortiguan rápidamente, al contrario del muelle de helice. Por esta razón, se emplea generalmente en la suspensión, evitando que las oscilaciones, debidas principalmente al paso por las juntas de carril e incrementadas por fenómenos de resonancia, no lleguen a comprometer el comportamiento de la máquina sobre la vía.

Detalles de la suspensión



Tipos característicos de suspensión

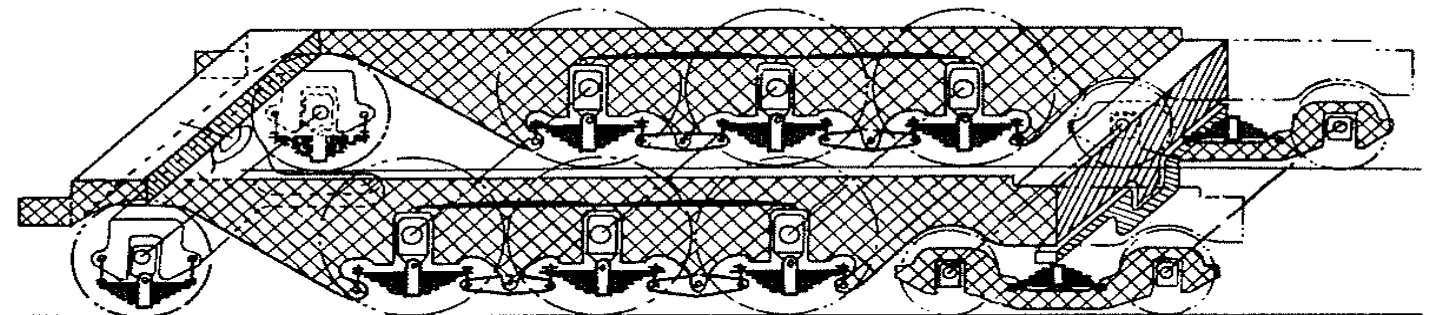
SUSPENSION EN 3 PUNTOS



Esta disposición, la mas corriente, proporciona un reparto de carga, bien definido (determinado al hacer el estudio de la locomotora), y que es imposible modificar actuando sobre las flechas de los muelles.

En marcha, este reparto es invariable cualesquiera que sean las desnivelaciones de la vía por la que circula la máquina. (Prácticamente esta invariabilidad no es rigurosa debido a los rozamientos importantes en las articulaciones de los balancines y en las guías de las cajas de engrase)

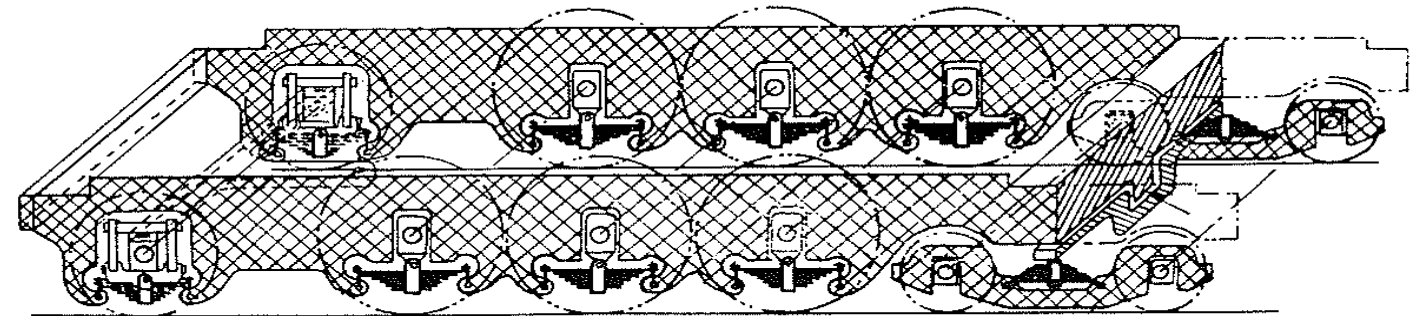
SUSPENSION EN 4 PUNTOS



En este caso, se observan las particularidades de las suspensiones con muelles independientes y con balancines compensadores. El reglaje de los muelles permite hacer variar las cargas que actúan sobre el bogie, el conjunto de los ejes acoplados, o sobre el bissel. La presencia del balancin asegura un reparto invariable de las cargas entre los ejes acoplados.

SUSPENSION EN n PUNTOS

(Caso de una suspensión con muelles independientes con $n=9$)



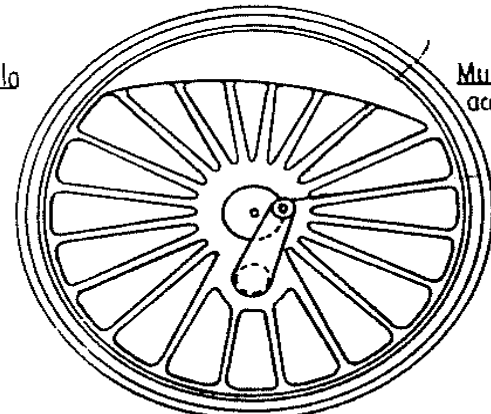
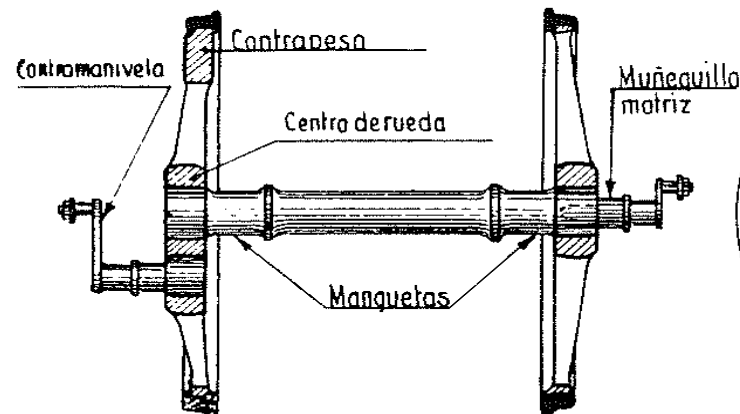
Esta solución permite obtener exactamente las cargas por eje deseadas, mediante reglaje, pero este reparto se modificará en marcha al paso por los desniveles de la vía.

Se reduce el efecto de los desniveles adoptando muelles de mayor flexibilidad, pero en este caso estamos limitados por la necesidad de conservar una buena estabilidad de la locomotora a grandes velocidades

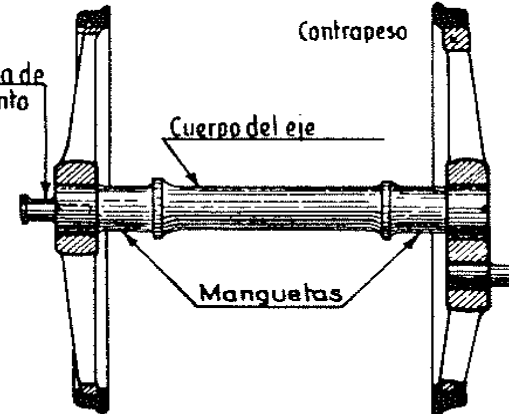
CONCLUSION

La suspensión ha sido establecida hasta ahora, teniendo en cuenta solamente las cargas estáticas transmitidas a los ejes. Constituyendo una unión elástica entre la masa suspendida y los ejes, juega sin embargo un papel importante en la estabilidad de la máquina a gran velocidad. Pero para determinarla bajo este punto de vista no existe aun ningún método indiscutible que tenga en cuenta los movimientos reales de la locomotora sobre la vía, a grandes velocidades (serpenteo, quílope, balanceo) y esto explica la diversidad de soluciones preconizadas

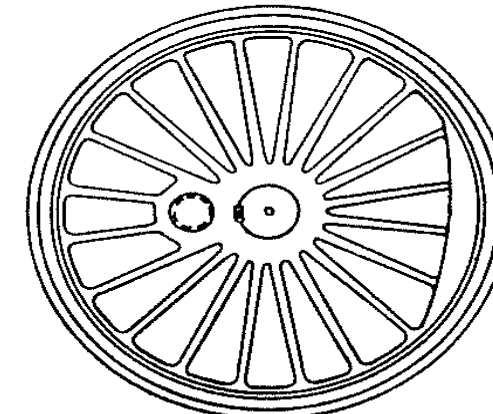
EJE MOTOR (Cilindros exteriores)



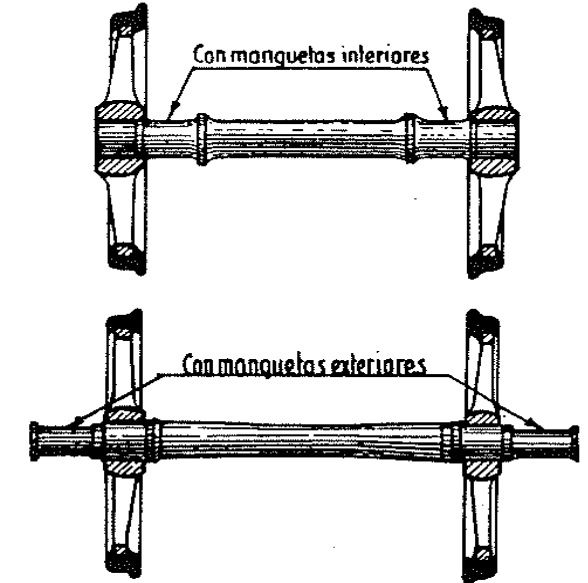
EJES RECTOS



EJE ACOPLADO



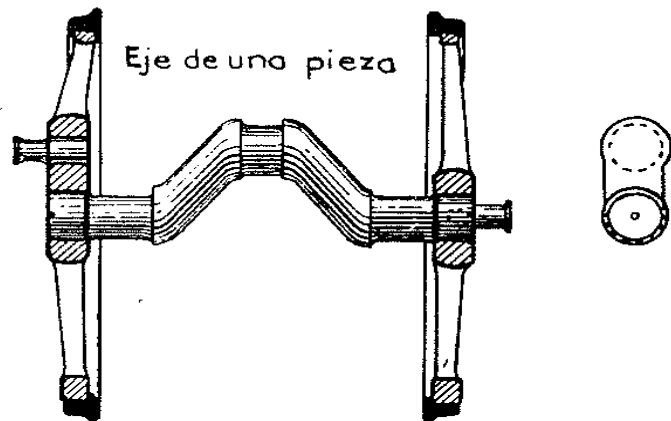
EJES LIBRES



Sobre el eje recto, fabricado con acero categoría D ($R = 48 \text{ Kgs/mm}^2$) se calan en frío, con prensa los centros de rueda de acero moldeado, con un aprieto de $\frac{1}{10000}$ aproximadamente del diámetro de la parte de calaje. La presión de calaje es del orden de 80° la muñequillas matrices y de acoplamiento se calan en condiciones similares. Los contrapesos dispuestos en el centro de rueda equilibran las masas en rotación. (muñequillas, cabezas de bielas de acoplamiento)

y una parte de las masas con movimiento alternativo (biela matriz, cruceta, pistón). La parte de contrapeso destinada a equilibrar las masas con movimiento alternativo en sentido longitudinal introduce una perturbación vertical que tiende a cargar y descargar alternativamente la vía. Se tolera en general un esfuerzo perturbador vertical, llamada esfuerzo de martillo, no superior a 175.

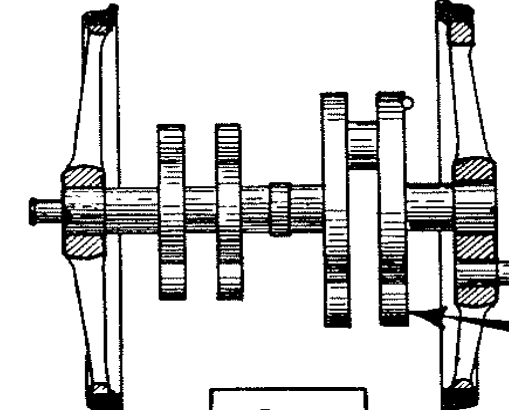
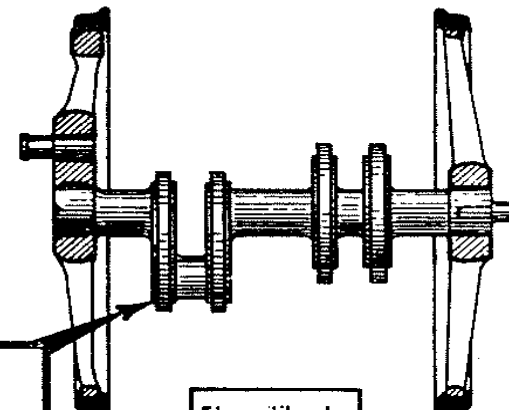
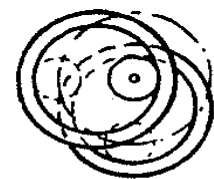
EJE PARA UN CILINDRO INTERIOR



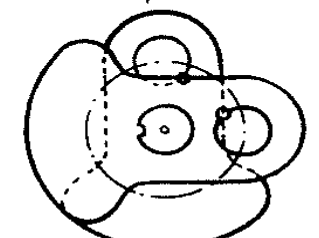
EJES ACODADOS

EJES PARA DOS CILINDROS INTERIORES

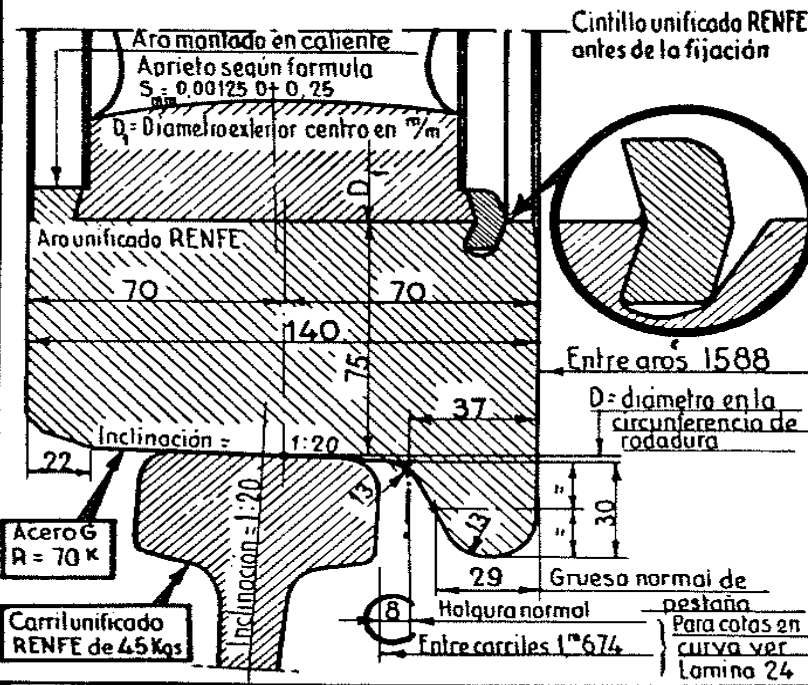
Eje de una pieza



Eje en varias piezas auto-equilibradas



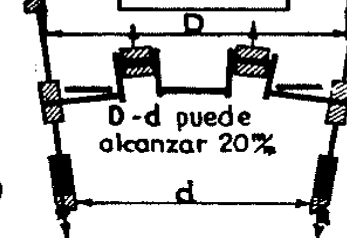
CONTACTO ARO DE RUEDA - CARRIL EN VIA RECTA



Eje de una pieza - fabricado con acero F ($R = 60 \text{ Kgs/mm}^2$) Las fibras del metal sufren particularmente, en la delicada operación del forjado, y la pieza queda en malas condiciones para soportar los esfuerzos alternados de flexión y los golpes a que será sometida en servicio, que terminaran por provocar grietas.

Eje en varias piezas - fabricado en acero ($R = 70 \text{ Kgs/mm}^2$) Por su modo de construcción, subsana los defectos antes indicados. Su montaje se hace generalmente en caliente (350°) con un aprieto igual a $\frac{3}{1000}$ del diámetro de la parte del calaje. En caso de avería se puede sustituir cualquiera de las elementos - Para evitar el descalaje del elemento próximo al que se va a montar, este último se calienta solo a 150° y se compensa la insuficiencia de dilatación por una contracción del garrón, sumergiéndola en nitrógeno líquido que hace descender su temperatura a -195° .

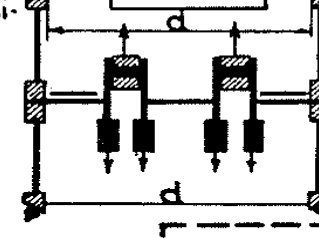
Eje equilibrado exteriormente



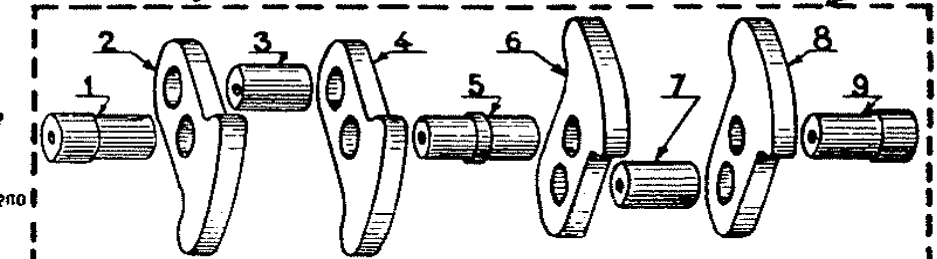
Comportamiento a gran velocidad



Eje auto-equilibrado



Elementos del eje en varias piezas



VIDA DE LOS EJES - CONCLUSION

Valores medios de los recorridos desde la puesta en servicio hasta la sustitución

Ejes rectos	1.500.000 Km (40 años)
Ejes acodados de una pieza	300.000 Km (8 años)
Ejes acodados en varias piezas auto-equilibradas	750.000 Km (20 años)

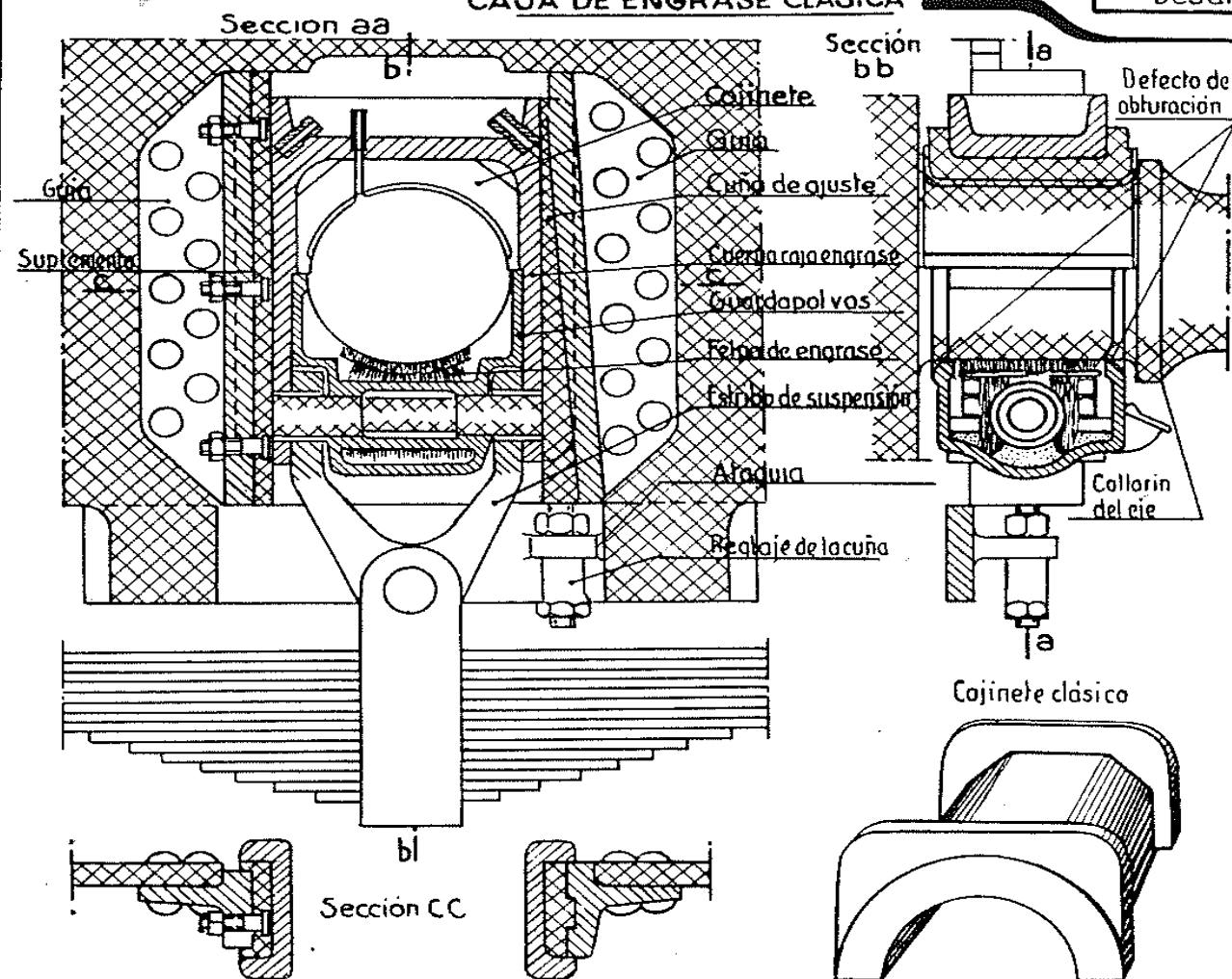
Recorrido medio antes de la primera avería

las elementos averiados o desgastados pueden sustituirse individualmente.

El eje recto tiene una duración que alcanza por término medio la de la locomotora misma. Para el eje acodado de una pieza, elemento de coste elevado, el método que consiste en vigilar las grietas de los ejes en servicio, y repararlos cuando el desarrollo de estas sobrepasan el diámetro del garrón, permite aumentar 3 o 4 veces al recorrido que le correspondería a la aparición de la primera grieta. Venta la más mayor cuanto que las roturas intempestivas de ejes agrietados es excepcional. El eje en varias piezas auto-equilibrado, debido a su disposición que evita las grietas permitiendo reparar los descalajes y al equilibrado directo de las manivelas que suprime las deformaciones a gran velocidad, debidas a la fuerza centrífuga, constituye una solución al parecer satisfactoria que facilita la generalización de los cilindros interiores y particularmente del sistema compound. No obstante, es aun demasiado reciente para poder afirmar definitivamente su superioridad reapareciendo, a título de ensayo, el eje acodado equilibrado y de una pieza, obtenido por un nuevo procedimiento de forjado en el sentido de las fibras (método R.R.).

Duración practicamente ilimitada:

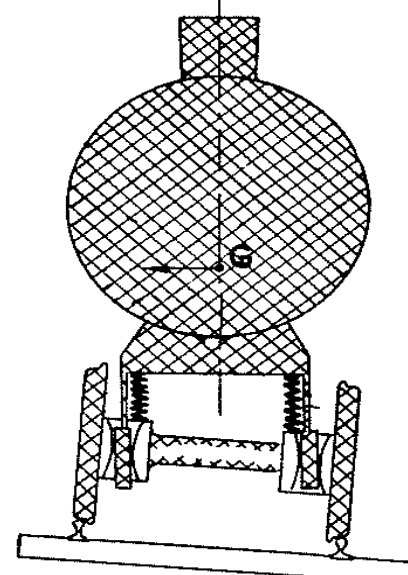
CAJA DE ENGRASE CLASICA



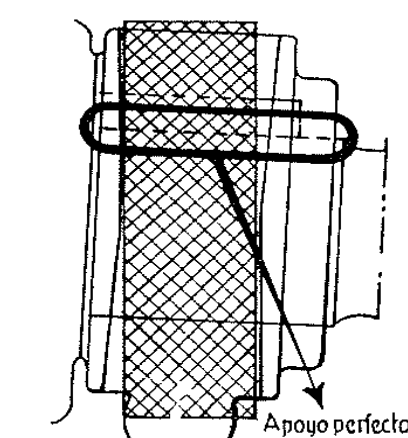
Desahogo y juego en las resbaladeras

Desahogo y juegos insuficientes

PASO A GRAN VELOCIDAD POR UNA CURVA

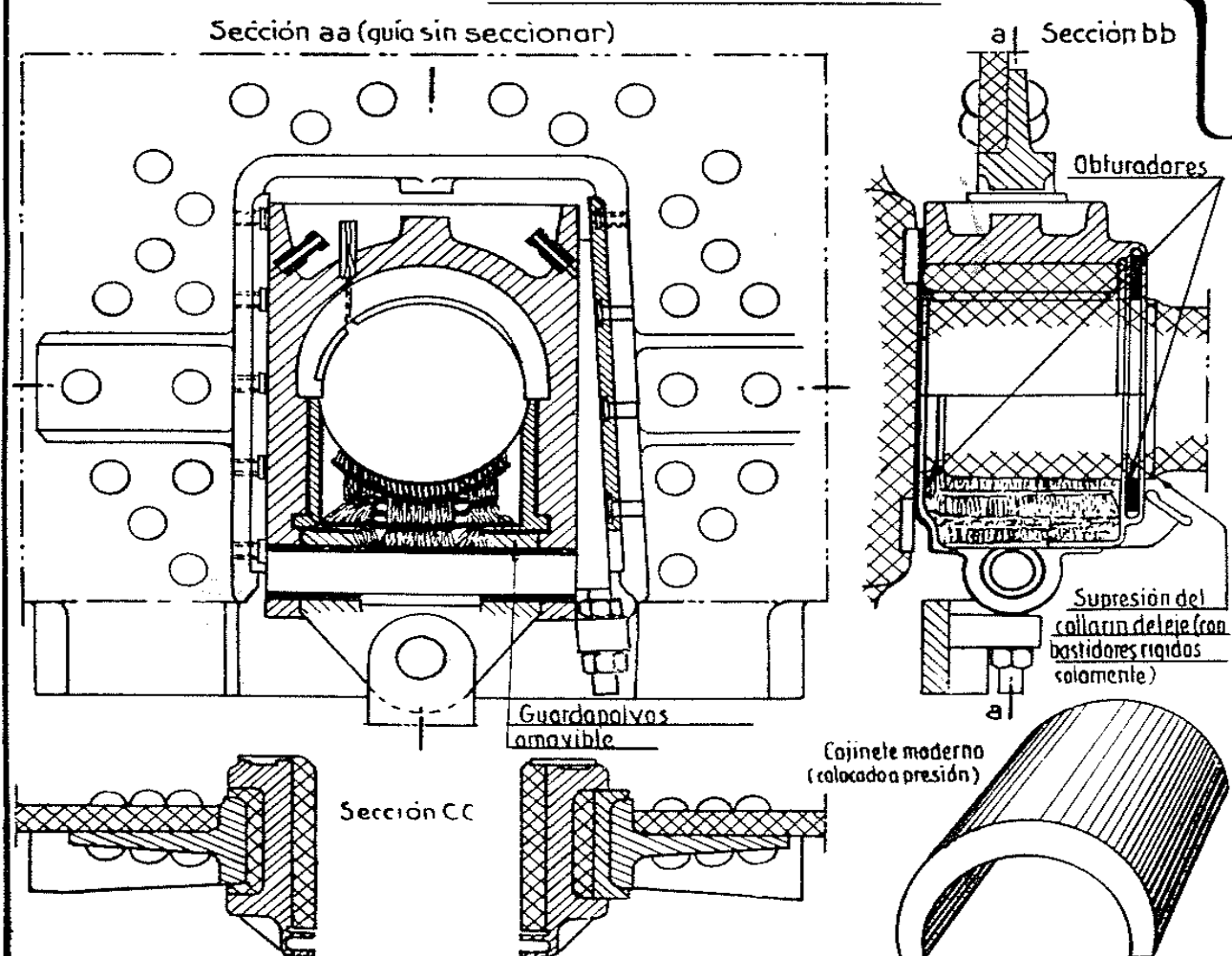


DESAHOGO Y JUEGOS CONVENIENTEMENTE ESTABLECIDOS



Observaciones: El movimiento de balanceo requiere un desahogo en las resbaladeras de la caja de engrase

CAJA DE ENGRASE MODERNA



Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

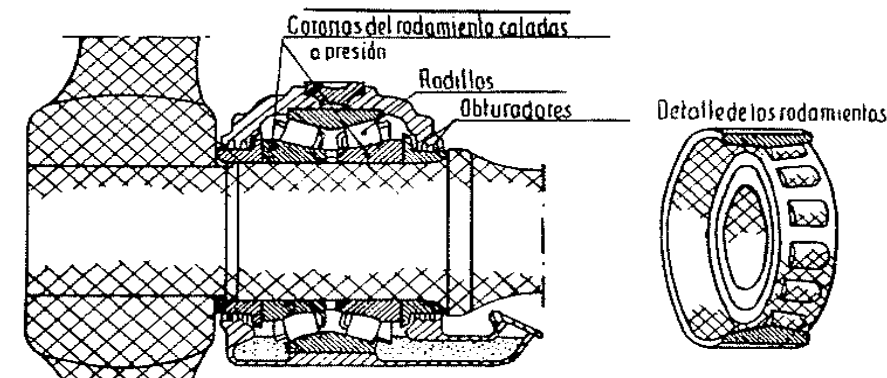
Sección aa (quía sin seccionar)

Sección cc

Sección bb

Sección aa (quía sin seccionar)

CAJA DE RODILLOS



ENGRASE DE LAS MANGUETAS DE LOS EJES

Principio del engrase por cuna de aceite

Diversas clases de rozamientos

Rozamiento en seco - Tiene lugar cuando ninguna materia grasa se interpone entre las superficies en contacto (Se rige por la ley de Coulomb $F = f \times P$ siendo f un coeficiente que depende de la naturaleza y estado de las superficies en contacto)

Rozamiento fluido - Se realiza cuando una capa de aceite de un espesor del orden de algunas centésimas de mm existe de manera continua entre las superficies, el contacto entre metal y metal se suprime totalmente. En este caso, la presión interna de la película lubricante debe ser suficiente para soportar toda la carga.

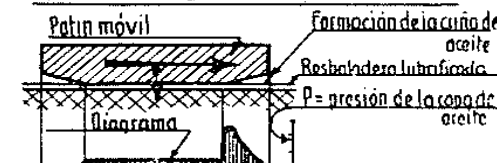
Rozamiento untuoso - Corresponde a un estado intermedio entre los dos casos citados y se produce cada vez que no se cumple una de las condiciones necesarias para la formación de la película de aceite. Puede existir, algunas veces, contacto entre las superficies metálicas.

Caso del engrase de las manguetas de los ejes.

Se tiende a aproximarse lo mas posible al rozamiento fluido, pero cuando la velocidad de giro es insuficiente, para formar o mantener la película de aceite, solo se consigue un rozamiento untuoso.

Para que este último rozamiento tenga lugar en las mejores condiciones es por lo que se guarnecen los cojinetes con una aleación plástica susceptible de adaptarse al perfil de la mangueta deformándose en la zona de apoyo.

OBTENCION DEL ROZAMIENTO FLUIDO

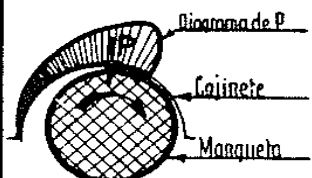


I- CASO DE UNAS SUPERFICIES PLANAS

Con un plano inclinado de ataque conveniente, la doble acción del movimiento de resbalamiento y la viscosidad, produce en la caja lubricante un aumento de presión que si cumplen todas las condiciones necesarias, puede ser lo suficientemente importante para que la caja de aceite aguante el palin.

La analogía con un hidropalín ha inspirado la teoría hidrodinámica del engrase. - En este caso, todo contacto entre las partes metálicas es pues imposible, debido a la acción de la cuna de aceite (la naturaleza de las superficies no interviene) existiendo un rozamiento exclusivamente fluido que solo absorbe un trabajo mínimo.

La formación de la película de aceite esta supeditada: a la forma de las superficies en contacto, a sus grados de acabado, a la rigidez de sus organos, a la presión debida a la carga, a la velocidad relativa de desplazamiento y a la viscosidad del aceite.

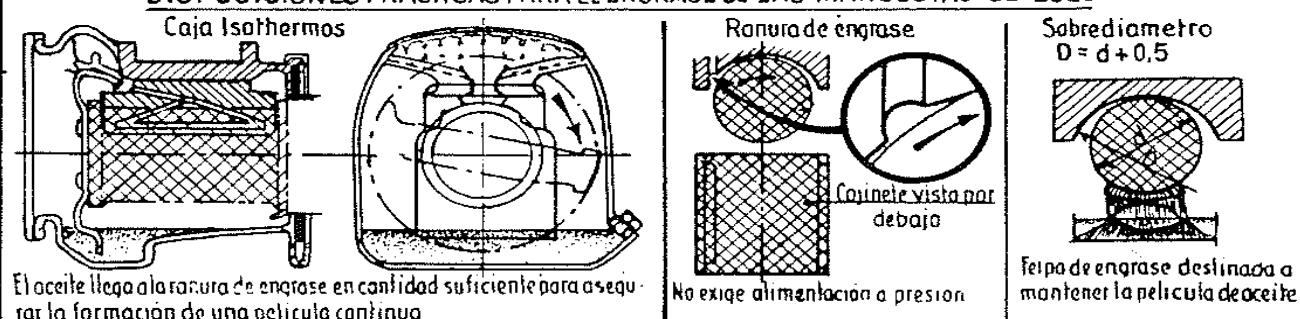


II- CASO DE UNAS SUPERFICIES CILINDRICAS

Este caso puede ser asimilado al caso I si se tiene en cuenta que la cuna de aceite se realiza por diferencia entre los diámetros de la mangueta y cojinete. - Es suficiente mandar al aceite en un punto situado delante de la zona de apoyo para que este sea arrastrado continuamente por la mangueta.

Evidentemente la obtención del rozamiento fluido esta supeditada a las mismas condiciones que para las superficies planas.

DISPOSICIONES PRACTICAS PARA EL ENGRASE DE LAS MANGUETAS DE EJES



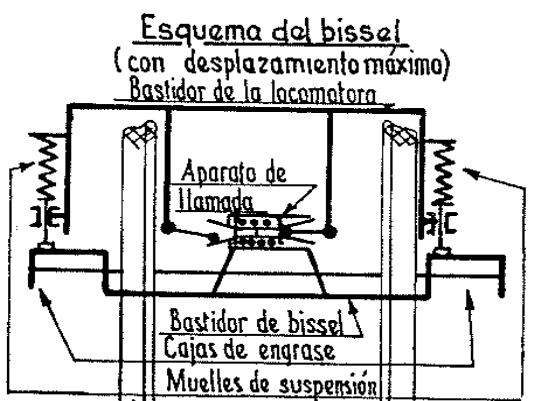
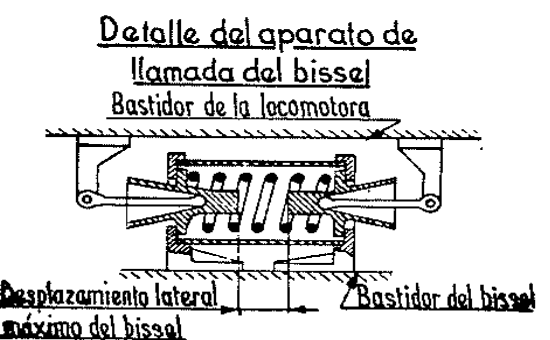
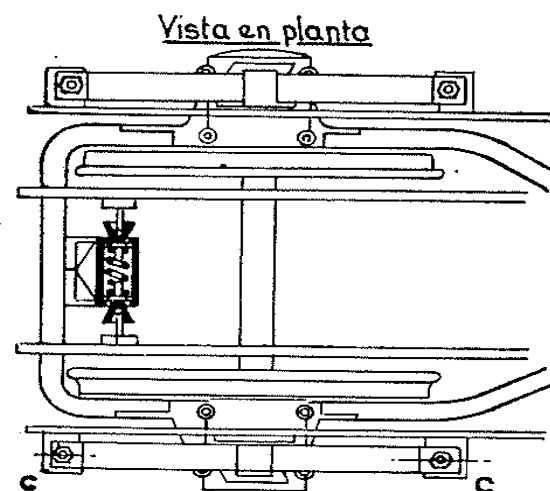
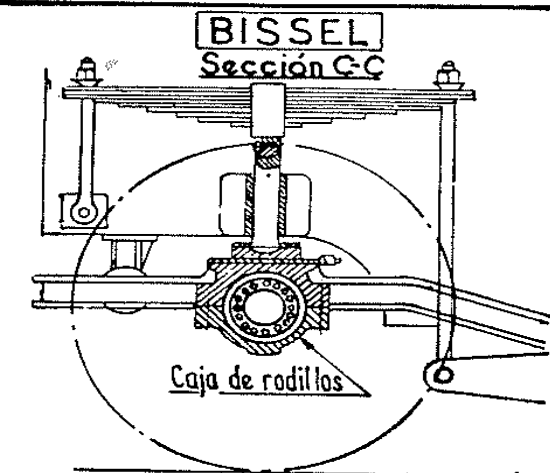
¿ CAJA CON COJINETE O CAJA DE RODILLOS ?

CONCLUSION

Formada la película de aceite, un material equipada con caja de cojinete, bien estudiada, no requiere para su desplazamiento, un esfuerzo sensiblemente mayor al que necesita el equipada con cajas de rodillos. - No es por consiguiente la menor resistencia al rodamiento lo que da la preferencia a las cajas de rodillos, sino la reducción de los gastos de entretenimiento, pues el desgaste en este caso es muy pequeño y no interesa las manguetas.

Pero las cajas de rodillos son caras y relativamente voluminosas, pudiendo solo aplicarse en nuevas construcciones.

Actualmente, las cajas de cojinetes dan buenos resultados tanto en lo concerniente a los gastos de entretenimiento como a la seguridad (1 coqueamiento cada 50.000 km.)

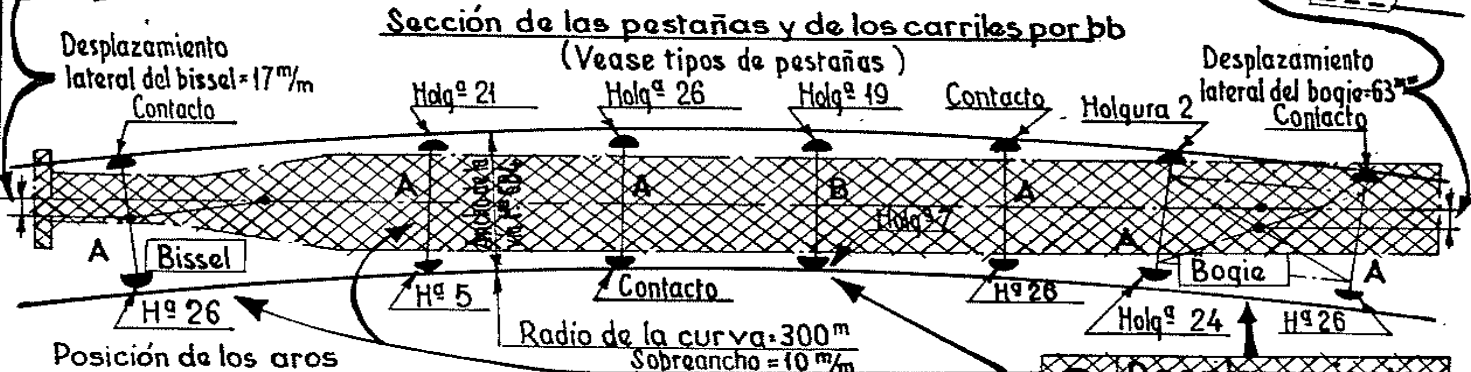
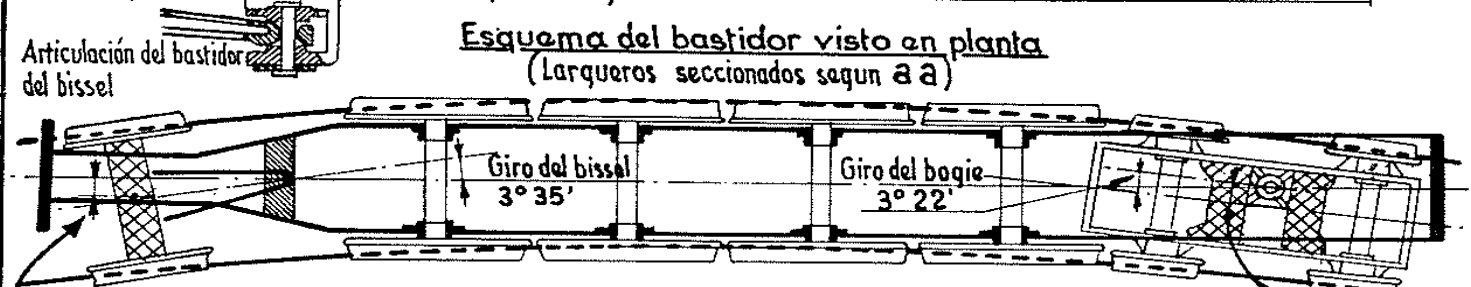
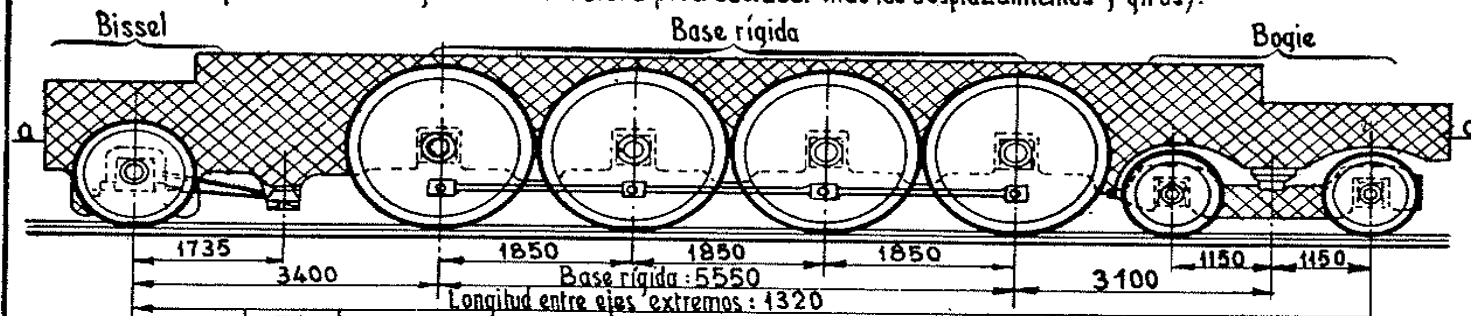


UTILIZACION DEL BISSEL

El bisel se utiliza cuando la carga a soportar no excede de la carga admisible sobre un solo eje libre. Puede colocarse en la parte atrás o adelante del bastidor y su suspensión puede ser, bien independiente, bien combinada con la de los ejes acoplados, por medio de balancines.

EJEMPLO DE INSCRIPCION EN CURVA

(Caso de un bastidor de loc. 241 inscribiéndose en curva de 300 m. de radio. En las vistas en planta se ha exagerado la curvatura para destacar más los desplazamientos y giros).



Posición de los aros sobre los carriles para los ejes A (Pestaña normal).
Holgura total: $1684 - (1588 + 2 \times 35) = 26$
Holgura 26 Contacto
D = 1684

El eje B (Posición límite) (Pestaña reducida en 5 mm/m).
Holgura total: $1684 - (1588 + 2 \times 30) = 38$
Holgura 38 Contacto
D = 1684

Límites del ancho de vía D (incluidas las tolerancias)

Mínimo	1669
Máximo	1707

Para facilitar la inscripción en curva de la locomotora pueden aplicarse tres procedimientos distintos:

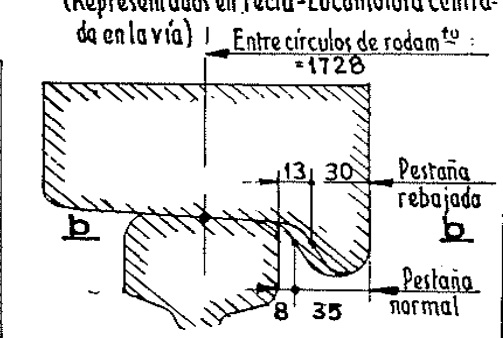
1. Sobreancho de la vía

Ancho de la vía D:

Radio de la curva R	D
$R \geq 800$ m y recta	1.674 m/m
R de 700 y 750 m.	1.675 "
R de 600 m.	1.678 "
R de 500 m.	1.680 "
R de 400 m.	1.682 "
R de 300 m.	1.684 "
R de 250 m.	1.686 "
R de 200 m.	1.687 "
$R < 200$ m.	1.692 "

2. Reducción de las pestañas

Tipos de pestañas de los ejes A y B (Representados en recta - Locomotora centrada en la vía)



FINALIDAD DEL BISSEL Y DEL BOGIE - CONCLUSION

Los dispositivos que aseguran el desplazamiento lateral de los ejes extremos deben cumplir dos cometidos:

- 1º Permitir la inscripción de la locomotora en las curvas de pequeño radio
- 2º Guiar la locomotora, y mediante el dispositivo de llamada (rappel), asegurar el mejor reparto posible sobre los ejes de las importantes reacciones laterales que actúan entre rueda y carril.

A) En recta y en curva de gran radio, debidas al serpenteo motivado en parte a la conicidad de los aros de rueda.

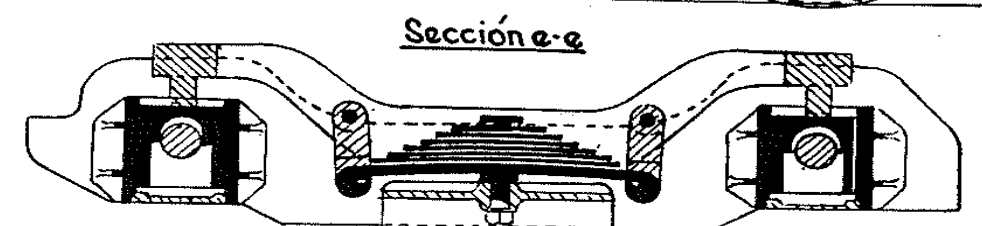
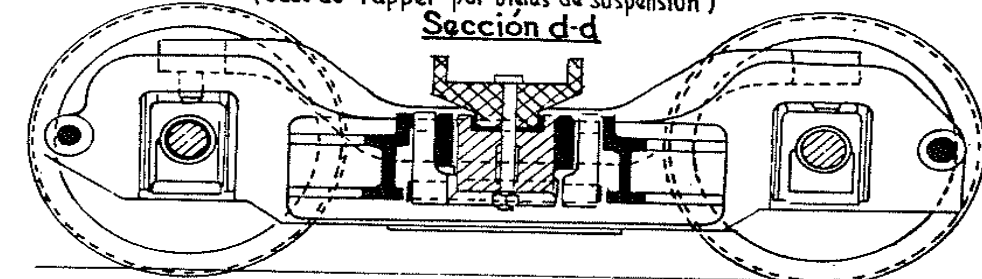
B) A la entrada en curva, por efecto de las fuerzas de inercia.

C) En curva de pequeño radio, debido al rozamiento entre rueda y carril motivado por la curvatura de la vía, la unión rígida de los ejes de un mismo eje y por el paralelismo de estas en el bastidor.

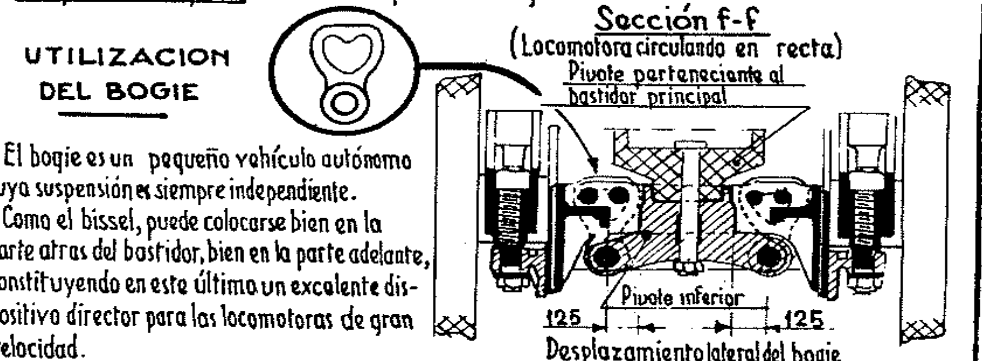
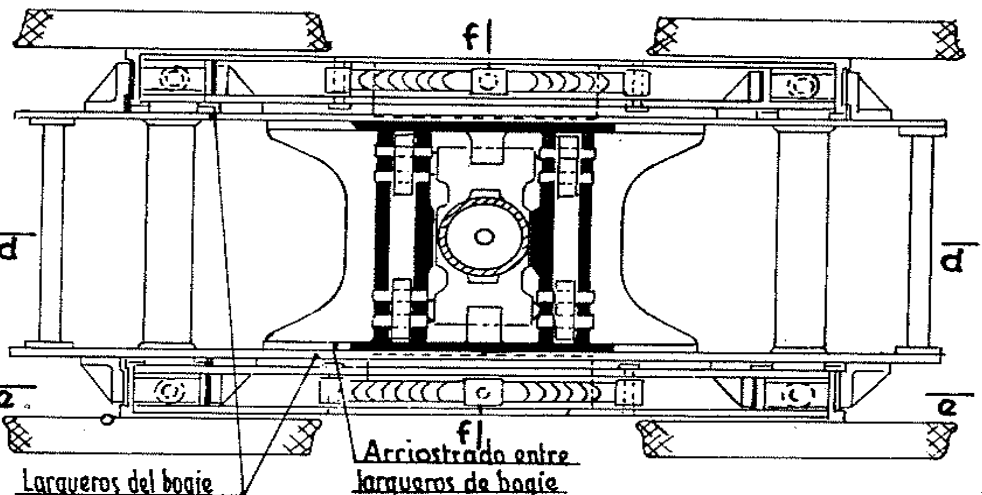
El problema de la inscripción en curva es un sencillo problema geométrico, fácil de resolver. El de guiar la locomotora que interviene en alto grado en la seguridad, es complejo, y solo puede ser resuelto prácticamente, adoptando una disposición de ejes y esfuerzos de llamada adecuados para que las reacciones laterales entre rueda y carril no sobrepasen a ninguna de las fuerzas límites capaces de deformar la vía. Domina el estudio de la estabilidad de las locomotoras y por consiguiente, condiciona su velocidad límite.

BOGIE

(Caso de "rappel" por bielas de suspensión)



Vista en planta (Sección parcial por los ejes de las bielas de suspensión, locomotora circulando en recto)

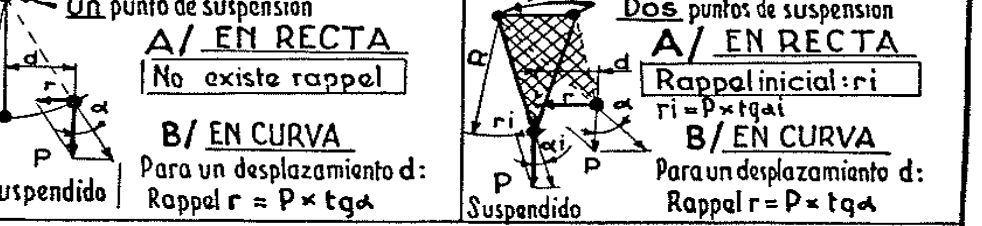


UTILIZACION DEL BOGIE

El bogie es un pequeño vehículo autónomo cuya suspensión es siempre independiente. Como el bisel, puede colocarse bien en la parte atrás del bastidor, bien en la parte adelante, constituyendo en este último un excelente dispositivo director para las locomotoras de gran velocidad.

"RAPPEL" LATERAL (Caso de "rappel" por gravedad)

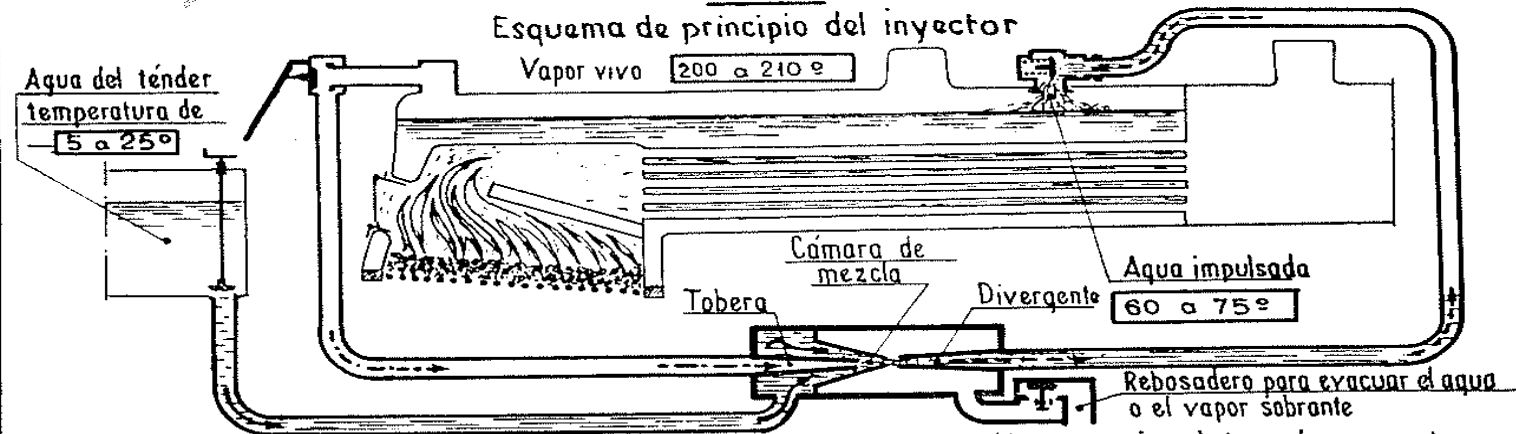
I. Rappel con biela de 2 ejes



Valor del rappel: Siendo la vía susceptible de deformarse cuando r sobrepasa el 40% de P , conviene no rebasar este valor. - Habiendo fijado así r max, debe tenderse a conseguir un valor de r i suficiente para evitar las reacciones peligrosas sobre los ejes acoplados. - Se conseguirá tanto más fácilmente cuanto que P sea más alto, de donde se deduce la conveniencia de cargar los extremos en las máquinas de gran velocidad.

EL INYECTOR

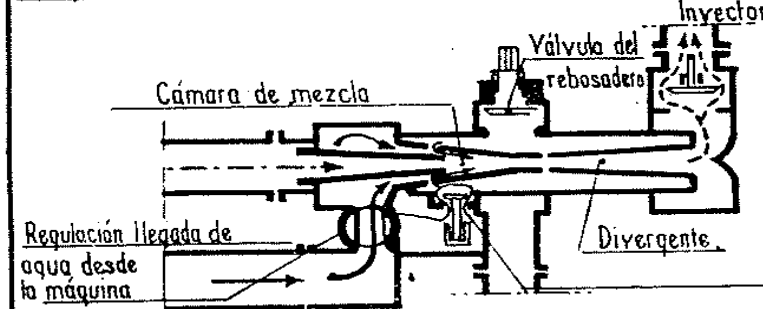
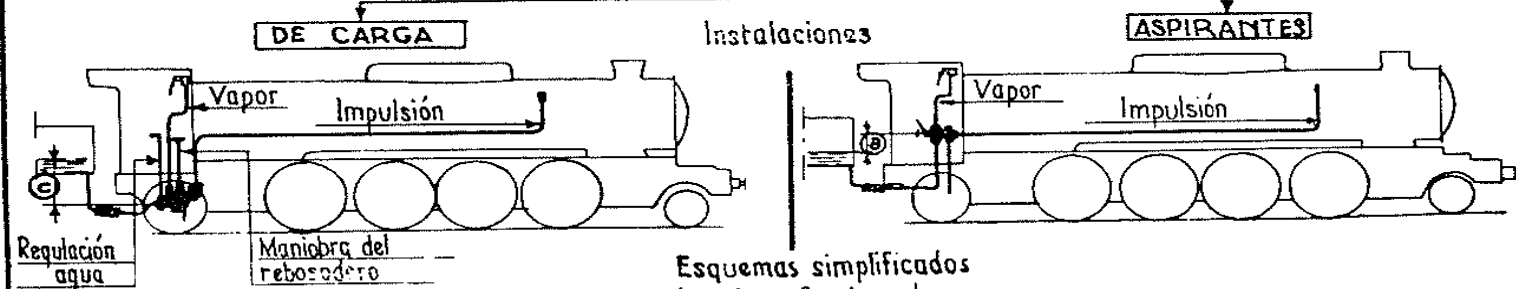
Esquema de principio del inyector



LEYENDA valdadera para todos los esquemas
 - - - - - vapor vivo
 - - - - - agua fría
 - - - - - agua caliente

Funcionamiento: Con el grifo de llegada de agua abierto, se acciona la toma de vapor; este se precipita por la tobera convergente desembocando a gran velocidad en la cámara mezcla. Aquí, entra en contacto con el agua, a la que comunica su velocidad cediéndola sus calorías al condensarse. La mezcla penetra después por el divergente, en donde se reduce la velocidad aumentando la presión hasta un valor suficiente para vencer la existente dentro de la caldera.

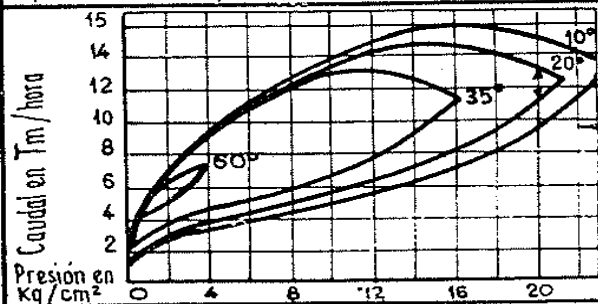
DOS CATEGORIAS DE INYECTORES



Este tipo de inyector corresponde al representado en el esquema de principio.

El agua llega por su propio peso a la cámara de mezcla donde el vapor solo tiene por misión el arrastrarla.

En este caso, el agua que viene del tender puede estar a temperatura más alta que con un inyector aspirante, pero no es de tener la aspiración del vapor producido por el agua.



La alimentación por "todo o nada" es el punto débil del inyector en comparación con el precalentador que permite ajustar exactamente la cantidad de agua impulsada a las necesidades de la caldera y realizar de esta forma una alimentación continua, manteniendo más fácilmente la presión.

Nota: La cantidad necesaria de vapor vivo es de 4 a 5 veces mayor con el inyector que con la bomba pero esto no representa una pérdida, pues las calorías vuelven a la caldera.

CONCLUSION El inyector inventado por GIFFARD en 1858, tuvo inmediatamente un gran éxito debido a su sencillez y sustituyó rápidamente todos los tipos de bombas de alimentación de agua fría entonces en uso.

Desde entonces, su funcionamiento y sus posibilidades han sido incesantemente mejoradas, hasta llegar a los inyectores modernos, de fácil maniobra, que aseguran altos caudales con presiones de impulsión que llegan hasta 20 Kg/cm².

Hasta 1925 fué el único aparato de alimentación que se utilizó, y desde entonces empezó a extenderse la aplicación de los precalentadores de agua de alimentación en las locomotoras de gran recorrido (Lam. 26). Hoy todavía, gran parte de las locomotoras de la Renfe van equipadas con dos inyectores reglamentarios y las restantes provistas de bomba, conservan obligatoriamente un inyector como aparato de socorro o auxiliar.

DEPURACION DE LAS AGUAS

I - Efectos de las impurezas de las aguas. Las aguas naturales que se utilizan para la alimentación de la calderas contienen sales y gases disueltos cuya naturaleza y concentración son muy variables. Estas impurezas dan lugar a:

A/ INCRUSTACIONES. Se producen bajo la acción del calor:

Por descomposición en carbonatos insolubles de los bicarbonatos solubles de cal y magnesio.

Por precipitación del sulfato de cal, cuya solubilidad en el agua disminuye con el aumento de la temperatura.

Estas sales se depositan sobre las paredes en forma de pequeños cristales, constituyendo una capa dura y adherente. La presencia de esta capa aislante acarrea un gasto suplementario de combustible, provocando además un calentamiento exagerado de las paredes en contacto con el fuego o con los gases de combustión; de donde: disminución de la resistencia del metal, tensiones internas, grietas, pérdidas, etc.

B/ CORROSIONES. Las aguas pueden ser corrosivas debido a la presencia de oxígeno disuelto o de cloruro de magnesio.

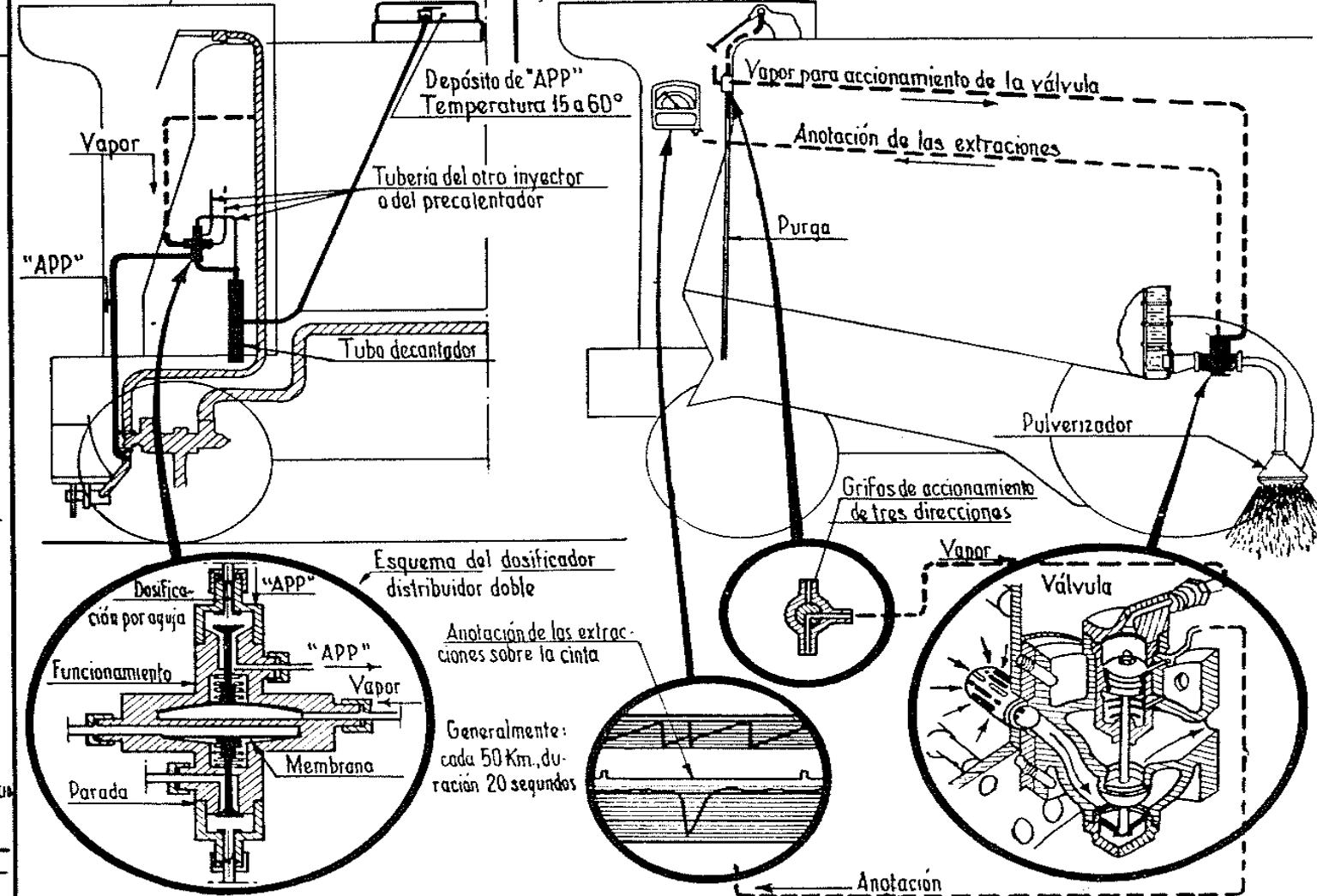
II - Procedimientos para depurar las aguas. La importante cuestión de la depuración de las aguas se ha tratado infinidad de veces ensayando numerosos procedimientos y productos: tratamiento en aguadas, desincrustantes varios etc...; pero con ninguno de ellos se ha conseguido una perfecta depuración hasta estos últimos años.

Este problema, estudiado con más ahínco desde la aplicación de los hogares de acero, más sensibles a los efectos de las incrustaciones, ha sido totalmente resuelto en la actualidad, bajo la forma de un tratamiento integral de las aguas, bien antes de su introducción en la caldera (tratamiento externo) bien dentro de la misma caldera (tratamiento interno) combinando los dos procedimientos (tratamiento mixto). El tratamiento interno es el que se describe a continuación por ser el más generalizado.

Tratamiento interno integral ARMAND (TIA)

Dispositivo para la introducción del complejo "APP" en el agua de alimentación

Aparatos que permiten efectuar las extracciones y regular la duración y la frecuencia.



Principio del tratamiento: Consiste en mezclar al agua de alimentación de la caldera, un complejo químico denominado "APP", conteniendo extrado de tanato y sales alcalinas, dosificadas según la calidad media del agua utilizada. Estos elementos tienen por objeto:

Evitar la precipitación del sulfato de cal.

Transformar el carbonato de cal insoluble en barros finos y ligeros que se evacúan por purgas sistemáticas cuya frecuencia e importancia varía con la composición de las aguas de alimentación.

Estas purgas tienen además por finalidad el evitar la concentración de las sales disueltas que podrían formar espuma con la ebullición y provocar arrastres de agua. En cuanto a las corrosiones, se evitan debido a la acción del tanino que juega el papel de reductor de oxígeno.

RESULTADOS - CONCLUSION Las ventajas proporcionadas por el tratamiento integral se traducen por:

1º) Una economía de combustible debida al aumento del coeficiente de transmisión del calor (5 %)

2º) Una reducción de los trabajos de entretenimiento de la caldera. Se puede admitir que el recorrido medio de las tuberías y del hogar se aumenta el 50 % por lo menos.

3º) Una reducción de los gastos de lavado: Supresión de 3 lavados sobre 4.

4º) Una reducción de las inmovilizaciones: Debido a la reducción de los lavados y de los trabajos corrientes de entretenimiento.

En resumen: Las ventajas de este tratamiento son innegables, particularmente desde la adaptación de los hogares de acero, cuyo buen comportamiento está supeditado a la ausencia de incrustaciones. De su generalización resultarán economías que se estiman muy superiores a los gastos producidos por la renovación del complejo y por las pérdidas de calor durante las extracciones.

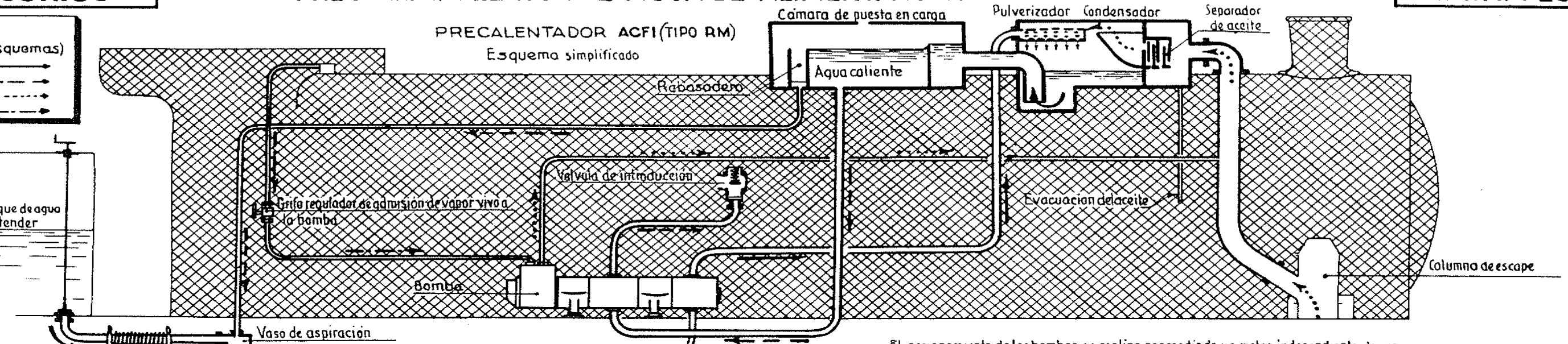
LEYENDA
(Aplicable a todos los esquemas)

AGUA { Fria ———→
 Caliente ———→

VAPOR { De escape - - - - -→
 Vivo ———→

PRECALENTADOR ACFI (TIPO RM)

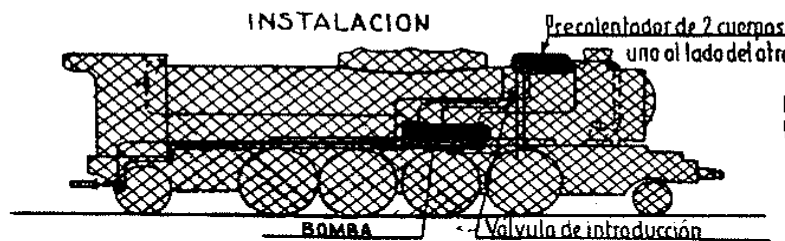
Esquema simplificado



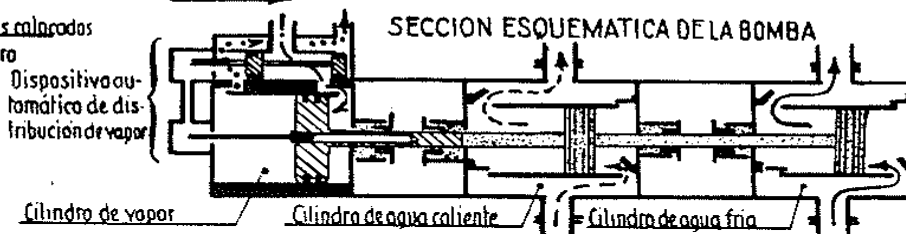
El accionamiento de las bombas se realiza por medio de un motor independiente de vapor. Esta solución permite una perfecta flexibilidad de funcionamiento, puesto que es suficiente maniobrar el grifo de admisión de vapor vivo a la bomba, para regular la cantidad de agua impulsada. El tipo de bomba media, impulsa hasta 20 T/h. de agua a 95° - 100°
Economía media de combustible **10 a 12 %**

La instalación es compleja y el entretenimiento bastante caro (desincrustación de los tubos, juntas, arnizaduras, etc...) pero su perfecta regularidad de funcionamiento ha generalizado su aplicación en la mayoría de las locomotoras modernas. (El precalentador Worthington es un aparato similar de rendimiento sensiblemente equivalente.)

INSTALACION

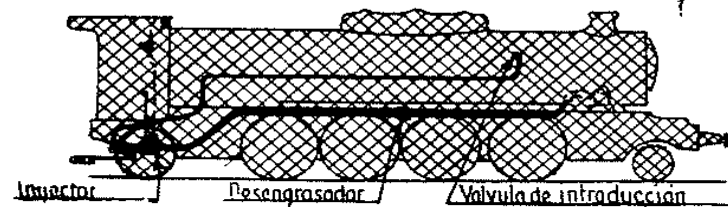


SECCION ESQUEMATICA DE LA BOMBA

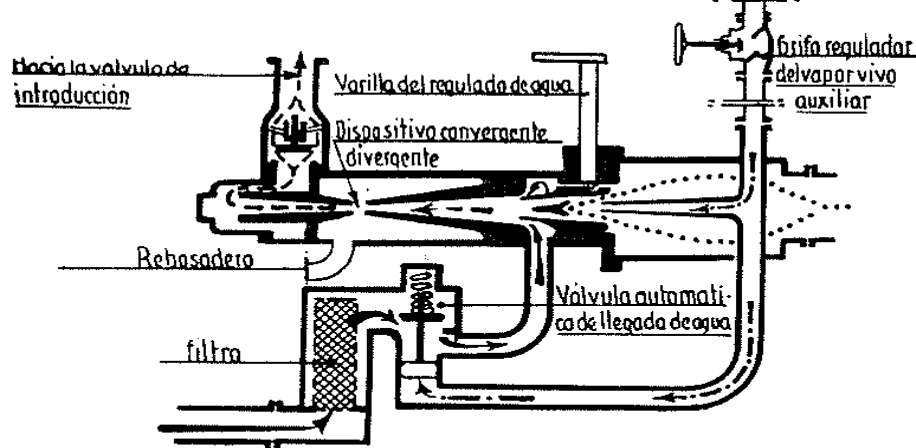


PRECALENTADOR INYECTOR METCALFE

INSTALACION



ESQUEMA SIMPLIFICADO



Este dispositivo muy flexible requiere un entretenimiento apenas mas importante que el de un inyector corriente y puede amortizarse su instalación en un año aproximadamente. Sin embargo, su aplicación es limitada por necesitar una contra presión bastante alta, y un timbre bajo de caldera (por encima de 12 a 14 kg/cm² se requiere una gran cantidad de vapor vivo). Su instalación es por consiguiente aconsejable en las locomotoras de simple expansión en las que el modelo corriente permite impulsar de 10 T/h a 18 T/h de agua a 70° - 90°.

Economía media de combustible **8 a 10 %**

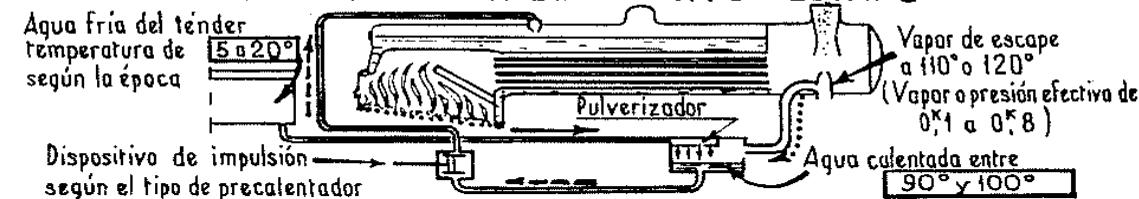
VENTAJAS SECUNDARIAS DEL PRECALENTAMIENTO

Aparte de la economía de combustible, que es el fin que se persigue la utilización de un precalentador asegura:

1º) Una mayor facilidad para mantener la presión en la caldera que con la alimentación por inyector corriente, sobre todo para grandes potencias (disminución del régimen de combustión con todos los precalentadores y posibilidad de alimentación continua con los precalentadores de bomba.)

2º) Economía de agua (que decide a veces la aplicación del precalentador, cuando la capacidad del tender limita los recorridos efectuados sin parada)

PRINCIPIO DEL PRECALENTAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION POR CONDENSACION DEL VAPOR DE ESCAPE



VENTAJAS DEL PRECALENTAMIENTO

EJEMPLO TRATADO TEORICAMENTE

Caso de alimentación de una caldera timbrada a 16 kg/cm² (presión efectiva)
Vapor recalentado a 350° (calor total 750 calorías / Kg)
Agua del tender 10°. Agua calentada a 100°

- 1- ECONOMIA DE AGUA** - Para calentar 1 Kg. de agua a 100° son necesarias:
100 - 10 = 90 calorías
Con 1 Kg. de vapor de escape saturado seco a 0,2, por ejemplo, cuyo calor total es de 640 calorías, se dispone de:
640 - 100 = 540 calorías para el calentamiento de
540 ÷ 6 = 90 Kgs. de agua fría del tender.
El peso de agua caliente impulsada será de 7 Kgs. y la economía realizada de $\frac{7}{90} = 0,077$ es decir **7,7 %**
- 2- ECONOMIA DE CALOR** - Para 1 Kg de agua vaporizada esta economía bruta será de:
(750 - 10) - (750 - 100) = 90 calorías
es decir $\frac{90}{750 - 10} = 0,121$ (12,1 %)

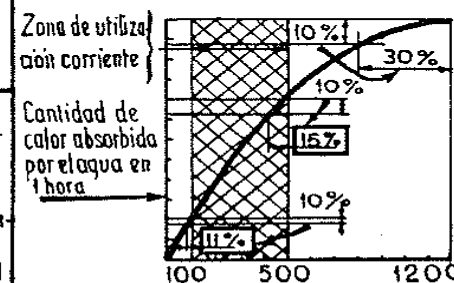
La economía real es algo inferior pues hay que tener en cuenta el consumo propio del precalentador, variable según el tipo. Como término medio se puede admitir una economía neta de **10 %**

3- ECONOMIA DEL COMBUSTIBLE

Varía mucho según el régimen de combustión (rendimiento término variable). La curva adjunta indica que una misma economía de calor de 10% permite realizar una economía de carbón de:

11% a 15% en la zona de utilización corriente (30% en el límite de vaporización de la caldera)

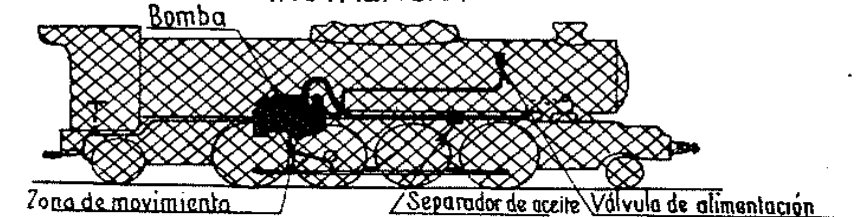
Esto demuestra lo interesantes que resultan los precalentadores para las locomotoras habitualmente forzadas o provistas de una caldera relativamente pequeña con relación al motor. (La aplicación de un precalentador equivale a aumentar la potencia de vaporización de la caldera)



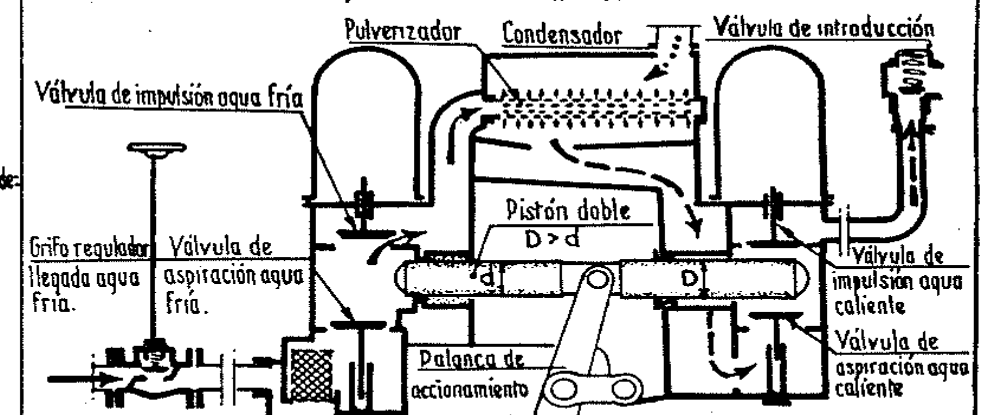
Régimen de combustión en Kg / m² / hora

PRECALENTADOR DABEG

INSTALACION



ESQUEMA SIMPLIFICADO



La bomba se acciona directamente por el mecanismo, estableciendo así una relación definida entre el caudal horario de agua impulsada y la velocidad de la máquina (alimentación algunas veces insuficiente: tren pesado en marcha prolongada a pequeña velocidad y con alto grado de admisión). Por el contrario este dispositivo es sencillo y exige poco entretenimiento. Un tipo recientemente perfeccionado, permite obtener un caudal máximo de 18 T/hora de agua a 90-95°

Economía media de combustible **10 a 12 %**

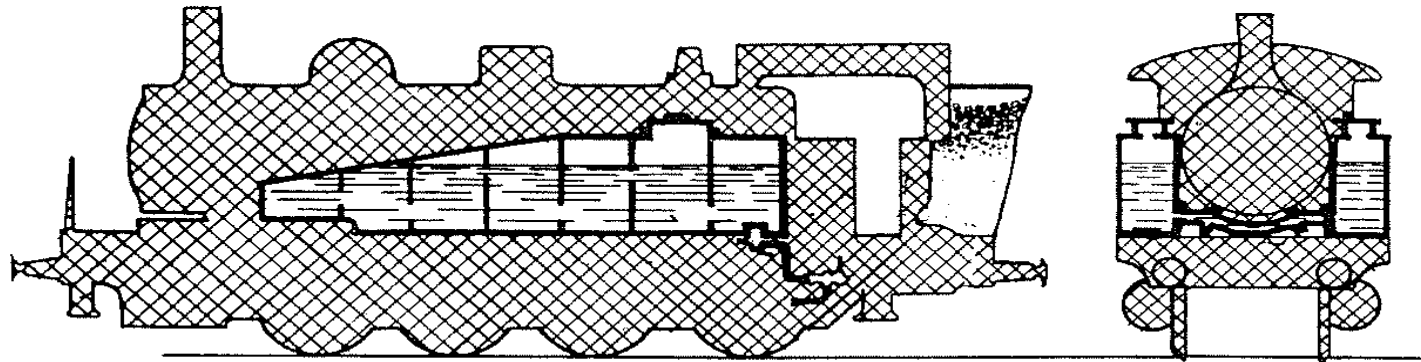
CONCLUSION

El empleo del precalentador es interesante, tanto más cuanto que la locomotora está más forzada. En servicio corriente se puede contar:

Sobre una economía mínima del 10% de combustible

En los países pobres en carbón, la mayoría de las locs. modernas de gran recorrido van equipadas con precalentador. Conservan un inyector corriente puesto que los Reglamentos exigen dos aparatos de alimentación

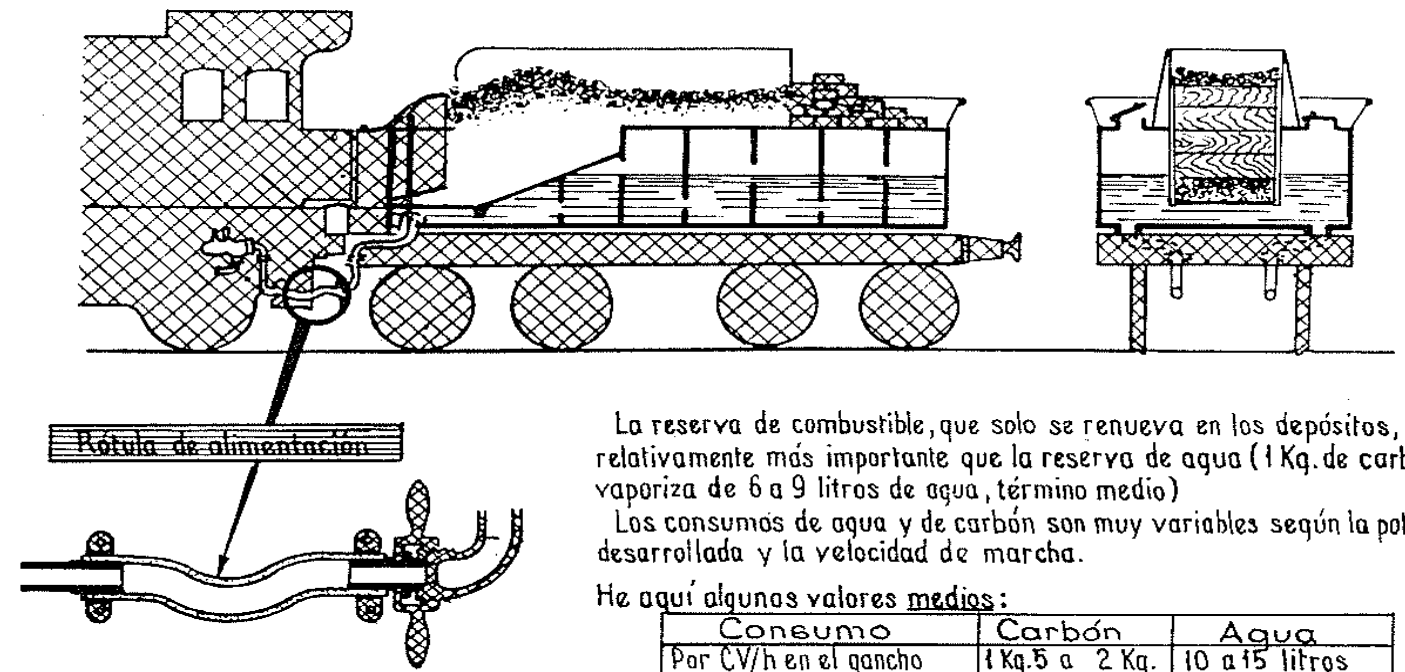
LOCOMOTORA - TENDER
Aqua: 7 a 12 m³ - Carbón: 3 a 5 Tm.



Esta disposición existe solamente en las locomotoras de maniobras para trenes de cercanías, donde las tomas de agua pueden ser frecuentes.
Permite realizar una máquina compacta de alto peso adherente, cuya cómoda conducción, tanto en marcha atrás como en marcha adelante, facilita las maniobras y el remolque de los trenes de cercanías.
(La instalación de tanques de agua laterales es imposible con calderas potentes).

CASOS GENERALES

TENDER ACOPLADO A UNA LOCOMOTORA
Aqua: 15 a 20 m³ - Carbón: 5 a 8 Tm. (10 Tm. con suplemento de carbonera)



La reserva de combustible, que solo se renueva en los depósitos, es relativamente más importante que la reserva de agua (1 Kg. de carbón vaporiza de 6 a 9 litros de agua, término medio).
Los consumos de agua y de carbón son muy variables según la potencia desarrollada y la velocidad de marcha.

He aquí algunos valores medios:

Consumo	Carbón	Aqua
Por CV/h en el gancho	1 Kg. 5 a 2 Kg.	10 a 15 litros
Por 100 Tons/Km.	3 Kg. a 4 Kg.	20 a 30 litros

(El arrastre es tanto más económico cuanto que el tren es más pesado y más lento).

Casos particulares

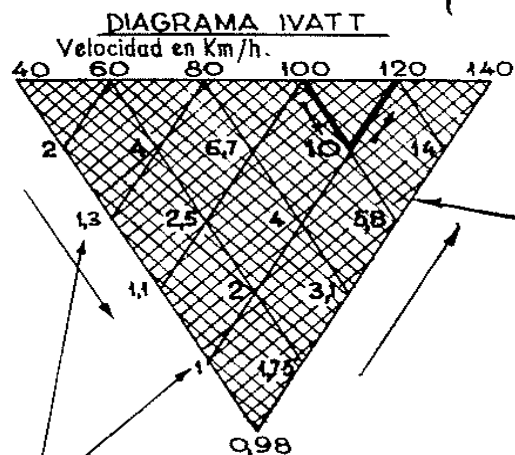
TOMA DE AGUA EN LARGOS RECORRIDOS EFECTUADOS SIN PARADA

Necesidad de una gran reserva de agua

Algunos trenes rápidos, efectuando largos recorridos sin paradas (250 a 350 Km) exigen para ser remolcados una gran reserva de agua:
Ejemplo Una locomotora remolcando un tren rápido de 500 Tm a 100 Km/h sobre una distancia de 300 Km. (perfil normal) consume aproximadamente:
 $20 \times 5 \times 300 = 30.000$ litros de agua.

Dos soluciones

- Tender con tanque de agua de gran capacidad
- Tender normal con dispositivo "Ramsbottom" para toma de agua en marcha



Distancia en kilómetros que debe recorrerse para ganar 1 minuto aumentando la velocidad.

¿Porqué no parar para tomar agua?

El enfrenamiento de un tren lanzado a 100 Km/h, la toma de 10 m³ de agua, el arranque y adquirir de nuevo la velocidad de marcha, supone una pérdida de tiempo de 10 minutos aproximadamente.
Para una velocidad comercial dada, esta parada supone:

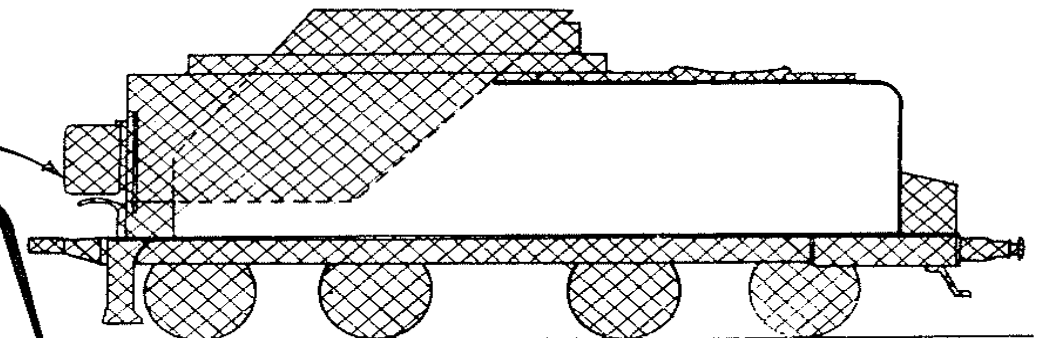
- 1º - Una mayor dificultad para cumplir el horario impuesto: El diagrama adjunto demuestra lo difícil que resulta ganar tiempo con trenes de gran velocidad. (Así, en el caso considerado, para ganar un minuto aumentando la velocidad de 100 a 120 Km/h habría que recorrer 10 Km).
- 2º - Un consumo suplementario de carbón originado por la aceleración hasta alcanzar y mantener una velocidad superior, para ganar el tiempo perdido (10 Km. a recorrer a 120 Km/h en el caso considerado).

CONCLUSIÓN Este ejemplo simplificado, demuestra que hay interés en adoptar una de las dos soluciones arriba indicadas para realizar altas velocidades comerciales en largos recorridos.

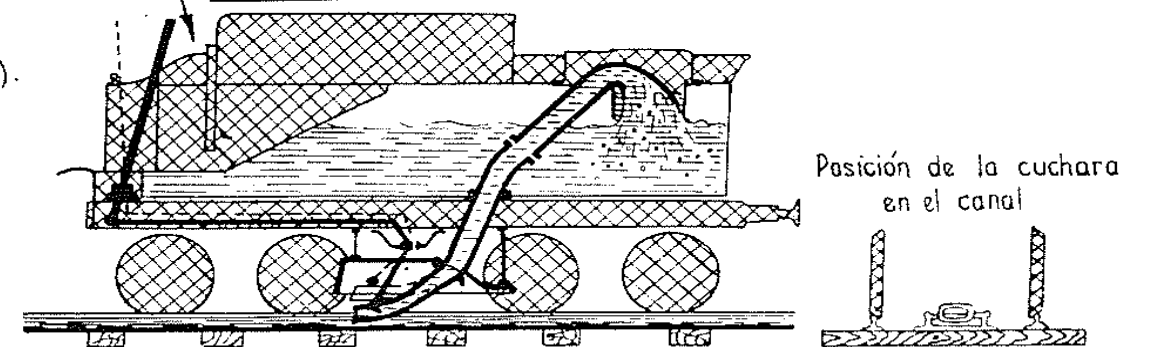
Observación: Dos sistemas permiten alargar los recorridos efectuados con la misma reserva de agua:

- 1º - El recalentamiento que economiza 30 % de agua aproximadamente
- 2º - El precalentamiento del agua por vapor de escape que economiza 15 % de agua aproximadamente.

Aqua: 35 a 40 m³ - Carbón: 8 a 10 Tm.

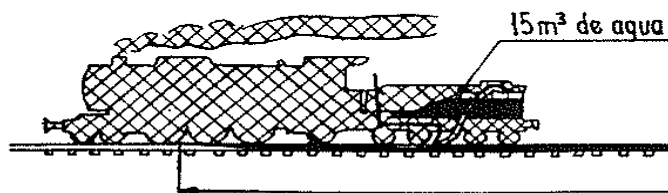


Aqua: 20 m³ - Carbón: 8 a 10 Tm.



TOMA DE AGUA EN MARCHA

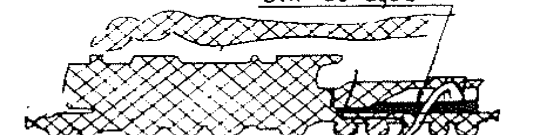
La carga de 10 m³ de agua se efectúa sobre una distancia de 400 m. aproximadamente a una velocidad comprendida entre 40 y 80 Km/h. (o sea en un tiempo de 36 a 18 segundos.)



30 m³ de agua en el canal

Longitud del canal de alimentación: 100 m.

5 m³ de agua



LIMITES DE CARGA POR HORA EN REGIMEN CONTINUO

Límite en el caso de carga a mano



Carga mecánica

(En América, sobre la más potente locomotora del mundo)
22 T con $G=17 \text{ m}^2$



VENTAJAS DE LA CARGA MECANICA DEL COMBUSTIBLE

La carga a mano, con un buen escape y combustible apropiado (del grueso correspondiente a la intensidad del tiro necesario) asegura un rendimiento conveniente de la combustión y una potencia suficiente para satisfacer las exigencias del tráfico actual ferroviario.

No obstante, para poder sacar todo el partido posible de las más potentes locomotoras modernas se ha recurrido al empleo del cargador mecánico utilizado corrientemente en América desde hace más de 30 años (en 1943: 25000 máquinas americanas equipadas, con emparrillados de 5 a 17 m². En Francia: 265 máquinas equipadas, con emparrillados de 3,5 a 5 m²).

El tipo representado de cargador más reciente permite rebasar fácilmente un régimen de combustión de 1000 K/m²/hora (hasta 1500 K/m²/hora en América) con un rendimiento térmico del orden de 40 a 50 %.

El fin que se persigue no es el de realizar normalmente un régimen de combustión tan alto (que resultaría muy costoso: Lam. 6) sino el de poder quemar corrientemente 2 Tons. de carbón sobre rejillas de 4 m² sin fatiga exagerada del personal y reservándose la posibilidad de una intensa vaporización para un caso de emergencia o para poder hacer frente a un aumento de tráfico en el porvenir.

Además esta solución permite utilizar carbones medianos no coquizantes que no podrían ser utilizados en la carga a mano.

PARTICULARIDADES DE LA CARGA CON STOKER

El carbón llega a la emparrillado en grano menudo (10 mm de diámetro aproximadamente) que puede ser arrastrado hasta la caja de humos en caso de tiro violento, sin llegar a quemarse completamente.

Para evitarlo debe procurarse:

- Reducir el arrastre de los granos de carbón
- Facilitar la combustión rápida y completa

Utilizando a este efecto:

1º) Un escape perfeccionado y una bóveda muy alargada que asegure un reparto uniforme del tiro en la rejilla (la bóveda alarga además el recorrido de las partículas y por consiguiente el tiempo de combustión)

2º) Entradas de aire, dispuestas lateralmente bajo el emparrillado, para sustrae la corriente de aire a la influencia de la velocidad de la locomotora.

3º) Un emparrillado especial (emparrillado Hulson, detallado adjunto) cuyas toberas aseguran el contacto máximo entre el carbón y el aire.

4º) Un carbón muy inflamable, rico en materias volátiles (25 a 45 %) que permite la combustión de las partículas en su recorrido por el hogar. (Además, las cenizas deben ser poco fusibles para evitar la formación de nidos de golondrina en la entrada de los tubos de humo)

5º) Una capa de combustible de 10 cm. como máximo (20 a 30 cm. con carga a mano). Una capa pulverulenta opone en efecto, una fuerte resistencia al paso del aire; cuando es muy gruesa, provoca una verdadera obstrucción del fuego y la formación de panes.

CONCLUSION

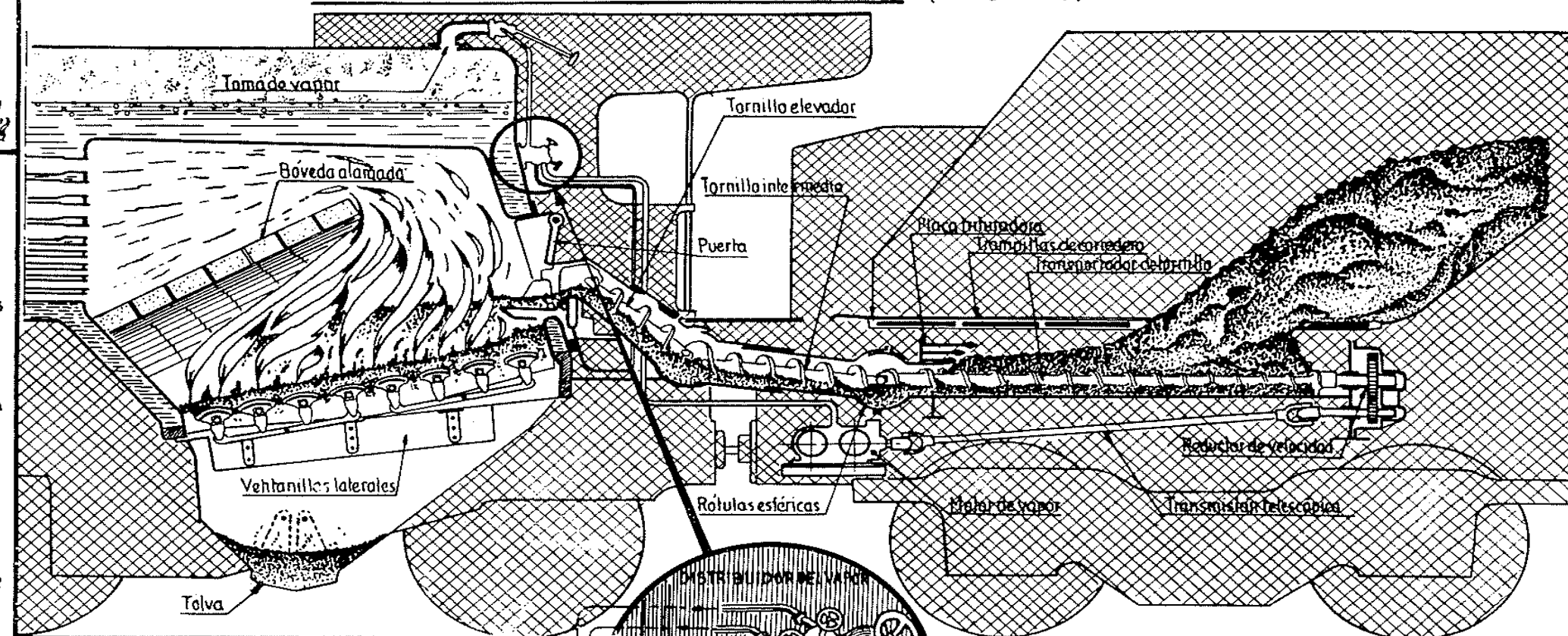
Respetando las condiciones antes enumeradas, se obtiene con el stoker un rendimiento térmico del mismo orden que con la carga a mano. El cargador moderno, perfectamente a punto, se instala con facilidad, necesita poco entretenimiento y posee una flexibilidad de funcionamiento que le permite seguir con facilidad todas las variaciones del régimen de marcha de la locomotora.

Además de permitir un régimen de carga muy alto, tiene las ventajas siguientes:

- Hace posible la utilización de carbones mediocres mucho más baratos.
- Simplifica y hace menos penosa la labor del fogonero.
- Aumenta la seguridad, pues aligerando el trabajo del fogonero, este puede vigilar también la vía.
- Permite efectuar largos recorridos con el mismo equipo y la misma máquina.

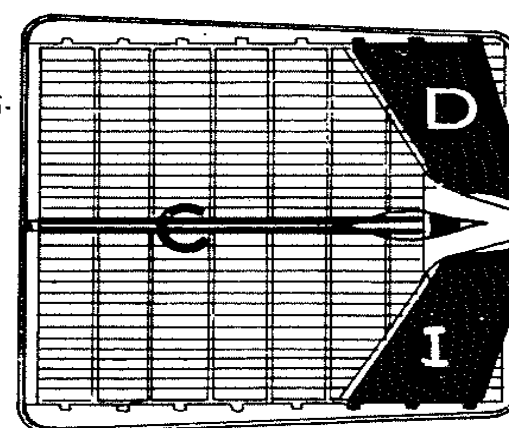
Por lo cual puede preverse la generalización del stoker en las locomotoras potentes el día en que los tonelajes remolcados y las velocidades de marcha necesiten regímenes de carga imposibles de obtener con la carga a mano.

CONJUNTO DEL CARGADOR MECANICO (STOKER)



EMPARRILLADO "HULSON"

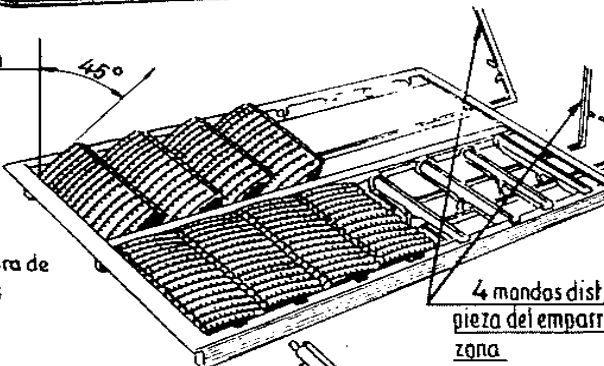
Zonas de distribución del combustible



Caja de vapor

Deflectores para la distribución del combustible

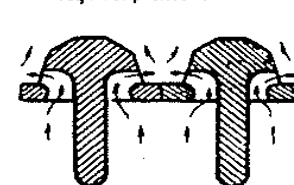
Inclinación que alcanza (para tirar el fuego)



Disposición y maniobra de los tramos oscilantes

4 mandos distintos para limpieza del emparrillado zona por zona

Paso de aire - Sección de 2 toberas según el plano P



(Sección de paso de aire para $G=4 \text{ m}^2$: $4 \times 0,2 = 0,8 \text{ m}^2$)

Barrote móvil

Tobera

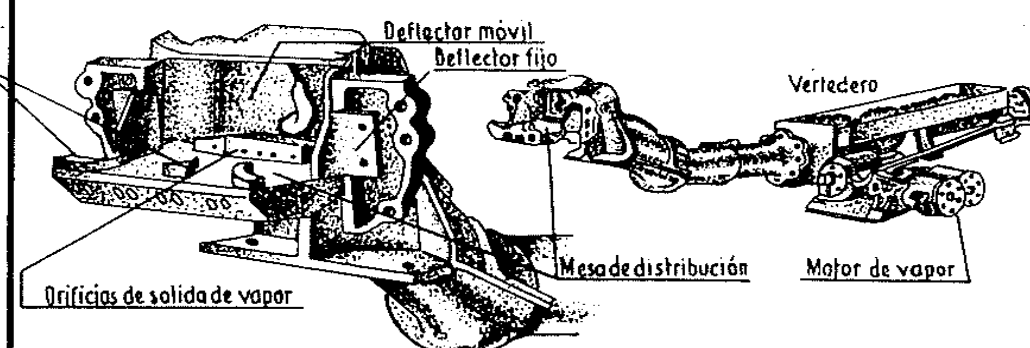
FUNCIONAMIENTO DEL STOKER

El régimen de carga depende de la velocidad de giro del tornillo. Grifa regulador en el distribuidor de vapor

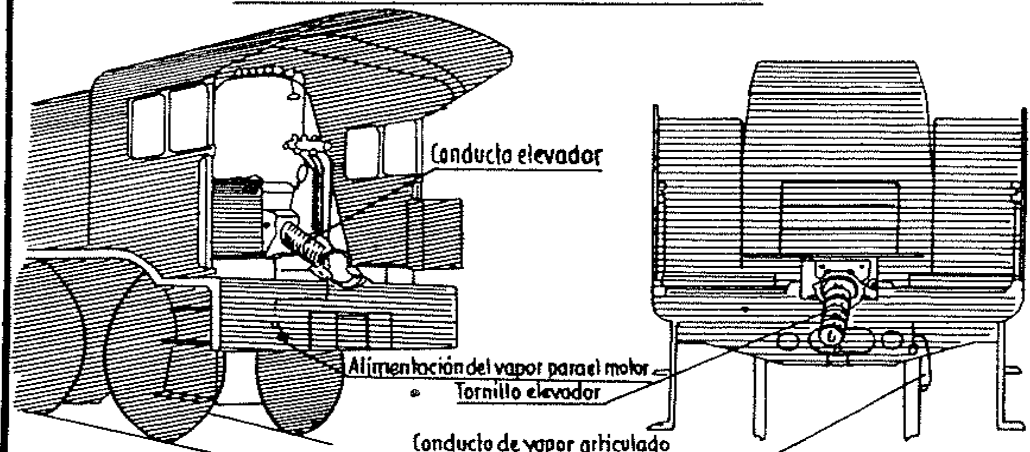
El reparto de combustible sobre el emparrillado se obtiene maniobrando los 3 grifos repartidores

Un grifo regulador general permite actuar sobre la intensidad de los chorros de vapor, que proyectan los granos de carbón en el hogar.

CARGADOR MECANICO



ACOPLAMIENTO ENTRE MAQUINA Y TENDER

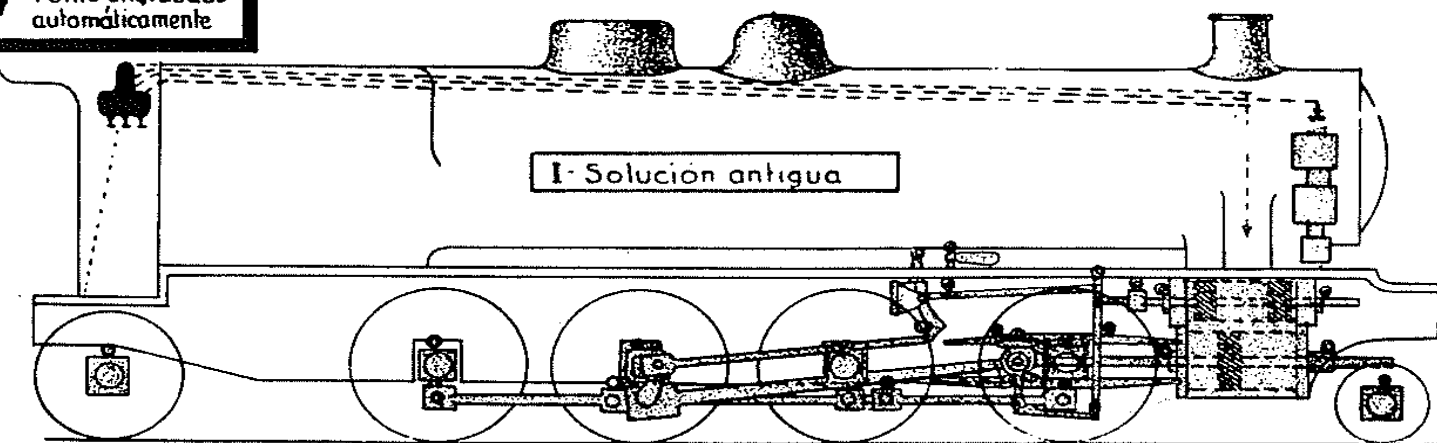


LEYENDA

- Punto engrasado a mano
- ▼ Punto engrasado automáticamente

DISPOSICIONES GENERALES

Ejemplo: Engrase de las cajas de engrase y del mecanismo de una locomotora 141 de 2 cilindros exteriores. (Una locomotora de 4 cilindros tendría el doble de puntos a engrasar en el mecanismo.)

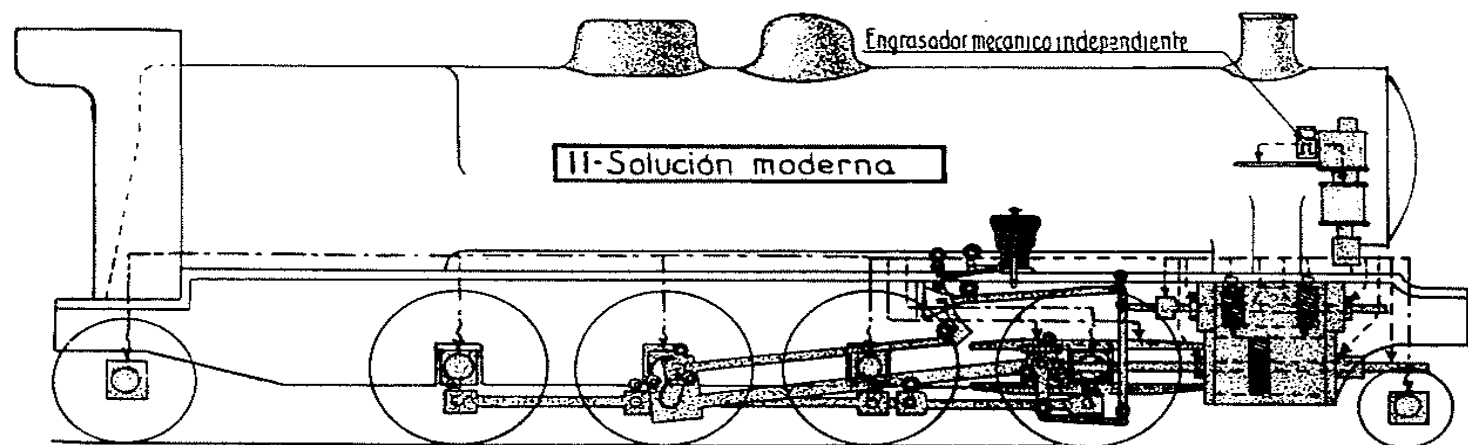


El esquema anterior indica la gran cantidad de puntos donde el maquinista debe llenar de aceite: los agujeros de engrase, los engrasadores de mecha, de sifón, cajas con "packing" etc.

El engrase manual tiene el inconveniente de no asegurar un reparto suficientemente seguro y preciso del aceite.

En las juntas donde existe presión: cilindro, bomba de aire, el engrase se hace mediante un engrasador de condensación (Véase esquema de funcionamiento).

Este dispositivo no permite enviar regularmente el aceite a los puntos a engrasar, pues su funcionamiento depende de la diferencia de presiones que existe entre la caldera y el punto engrasado. Por consiguiente, el engrase será mínimo estando el regulador abierto en su totalidad, es decir, durante casi todo el tiempo de marcha.

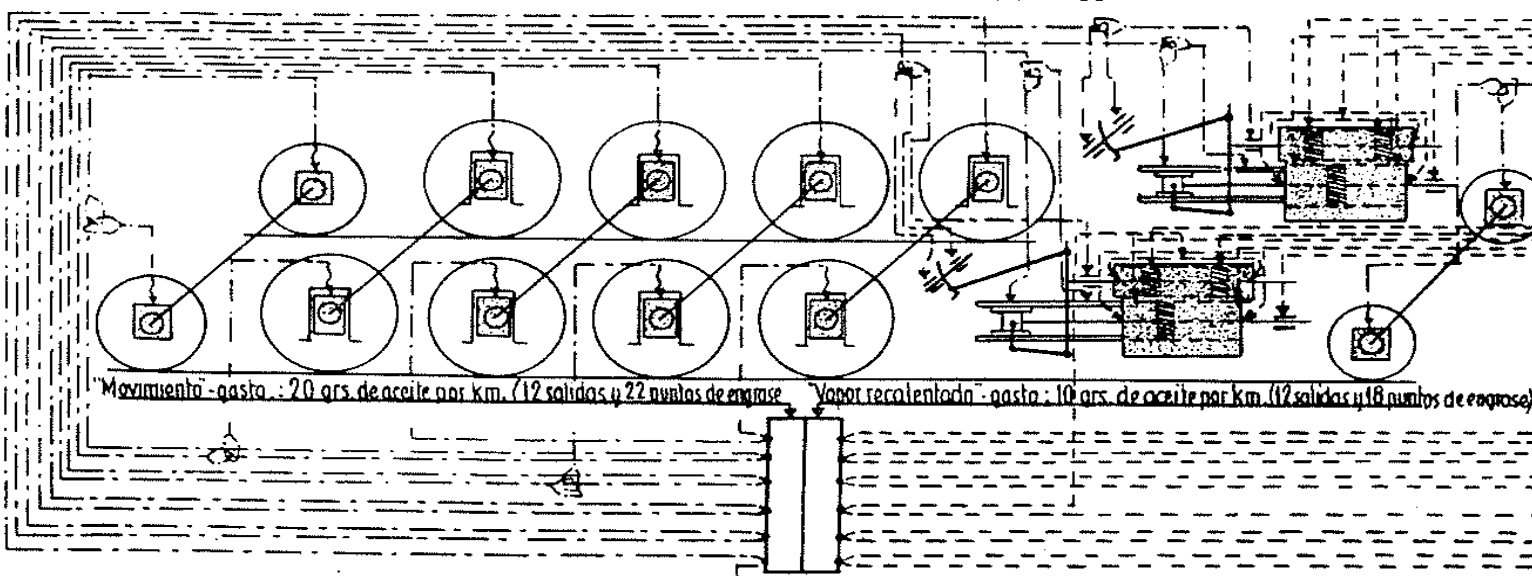


El empleo del engrasador de salidas múltiples (12 a 24 salidas) permite evitar los inconvenientes arriba indicados: irregularidades en el engrase, falta de seguridad. Este, en efecto, asegura automáticamente el envío de una cantidad bien determinada de aceite y exactamente proporcional al camino recorrido (accionamiento por el mecanismo). Además, la presión de impulsión que puede sobrepasar las 100 kg/cm^2 garantiza la llegada del aceite a los puntos a engrasar, cualquiera que sea la presión existente en estos puntos.

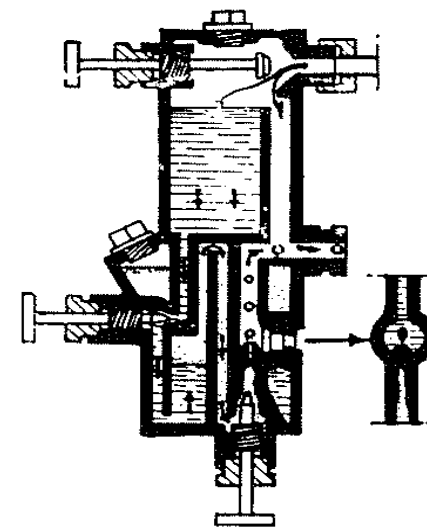
Se tiene por consiguiente, a engrasar por este procedimiento, el mayor número posible de piezas, pero se tropieza con la dificultad de unir el engrasador con el punto a engrasar, cuando este no es fijo.

El esquema de instalación, indicado a título de ejemplo, determina los puntos a engrasar, así como las reglas a observar para la utilización de distribuidores, y el agrupamiento por elementos que requieren el mismo caudal de aceite.

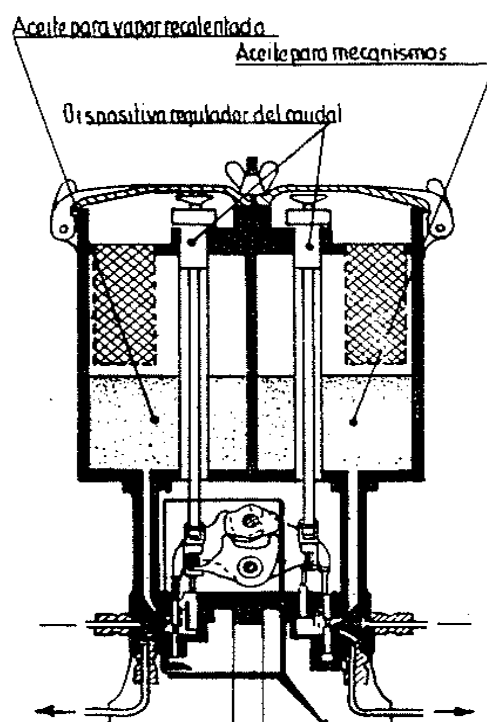
ESQUEMA DE INSTALACION DEL ENGRASE MECANICO



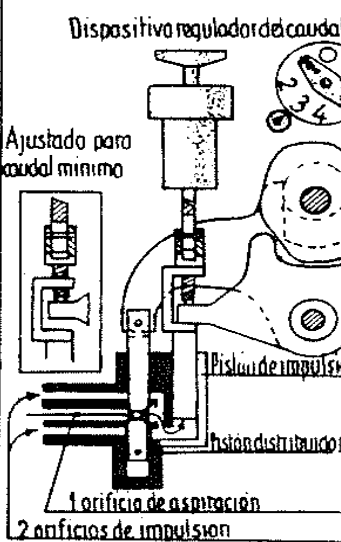
Sección esquemática de un engrasador de condensación



Sección esquemática de un engrasador mecánico

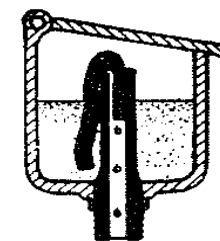


Detalle de una bomba (en fase de admisión)

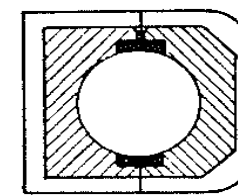


DETALLES

Engrasador de mecha

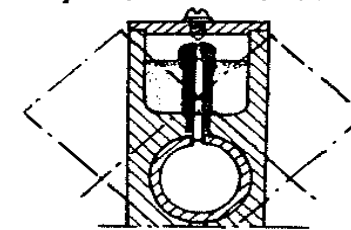


Cajinete de cabeza de biela con fieltro

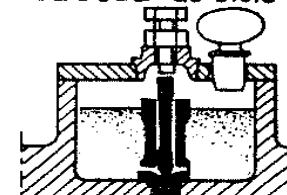


Estos fieltros constituyen reservas de aceite

Engrasador de sifón para órgano oscilante



Engrasador de punzón móvil para cabeza de biela



El punzón se levanta a cada vuelta por la fuerza centrífuga.

DOS ACCESORIOS IMPORTANTES DEL ENGRASE MECANICO

1- VALVULA DE RETENCION DE ACEITE

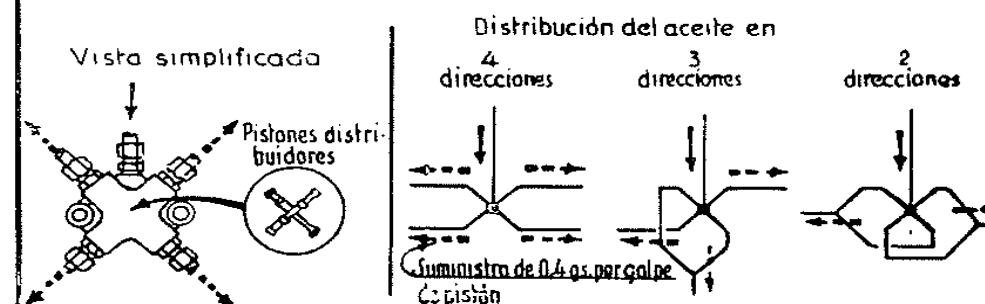


Tiene por finalidad, el evitar que se vacíen las tuberías de engrase por gravedad, durante las paradas.

Para llenar un metro de tubería de 5/8 con un caudal medio de 0.5 g/km., haría falta hacer un recorrido de 36 kms.

Esto demuestra toda la importancia que tiene el disponer una válvula de retención lo mas cerca posible de cada punto a engrasar.

2- DISTRIBUIDOR DE 4 DIRECCIONES



Colocado lo mas cerca posible de los puntos a engrasar, tiene las ventajas siguientes:

- 1º) Posibilidad de reducir el caudal en cada punto a un valor muy bajo pero sin embargo seguro. Para un bajo caudal de la bomba, la regulación es en efecto incierta y el rendimiento volumétrico flojo, debido a la elasticidad de las tuberías y las holguras de los mecanismos de las bombas. El distribuidor subsana estos inconvenientes, permitiendo adoptar un caudal 4 veces mayor en el origen.
- 2º) Posibilidad de aumentar el número de puntos engrasados mecánicamente utilizando un engrasador ya existente con pocas salidas.
- 3º) Economía de tubería y simplificación de la instalación.

COMO REALIZAR UN BUEN ENGRASE

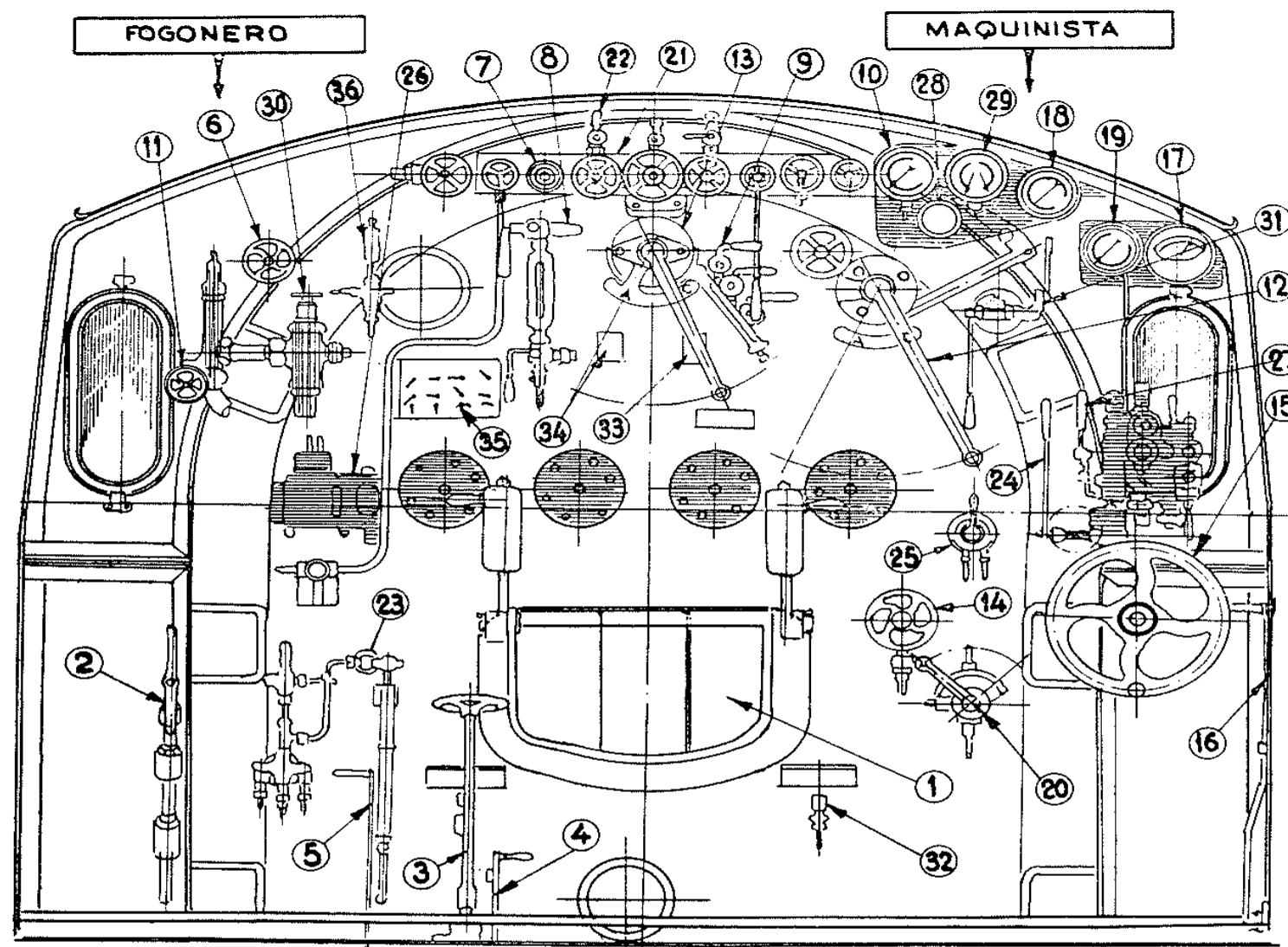
Conviene seguir las normas siguientes:

- 1º) Empleo de aceites convenientes, que posean las cualidades necesarias para cumplir su cometido, como por ejemplo: mantenimiento de su estabilidad química en vapor a 400°; viscosidad y untuosidad, aun suficientes a esta temperatura del aceite para vapor recalentado.
- 2º) Disposición correcta de las superficies de contacto y de las llegadas de aceite para obtener las mejores condiciones posibles de rozamiento en el punto considerado (Rozamiento fluido o mas generalmente untuoso (Véase 1.º cap. 23)).
- 3º) Envío de la cantidad de aceite estrictamente necesaria para mantener las condiciones de rozamiento antes citadas. La superabundancia de aceite no puede compensar el incumplimiento de las dos normas anteriores.

CONCLUSION

El engrase de la locomotora es un problema delicado debido a las variaciones de la velocidad y de los esfuerzos, así como a la poca accesibilidad de los órganos, durante la marcha. No obstante, debe estudiarse con detenimiento, pues de ello depende el poder respetar los horarios, la seguridad y los gastos de entretenimiento. La aplicación racional de las leyes de engrase, el empleo de aceites de buena calidad y la extensión del engrase mecánico a presión han dado resultados alentadores, pero queda todavía mucho por hacer para poder generalizar disposiciones que den resultado.

CUADRO DE MANDO DE UNA LOCOMOTORA



LEYENDA

CALDERA

- 1 Puerta del hogar
- 2 Maniobra parrilla móvil
- 3 id. puerta fondo cenicero
- 4 id. puertas cenicero
- 5 id. puertas laterales
- 6 id. del tiro forzado
- 7 Toma vapor inyectores
- 8 Nivel de agua
- 9 Grifos de prueba
- 10 Manómetro de caldera
- 11 Maniobra bomba alimentación ACFI

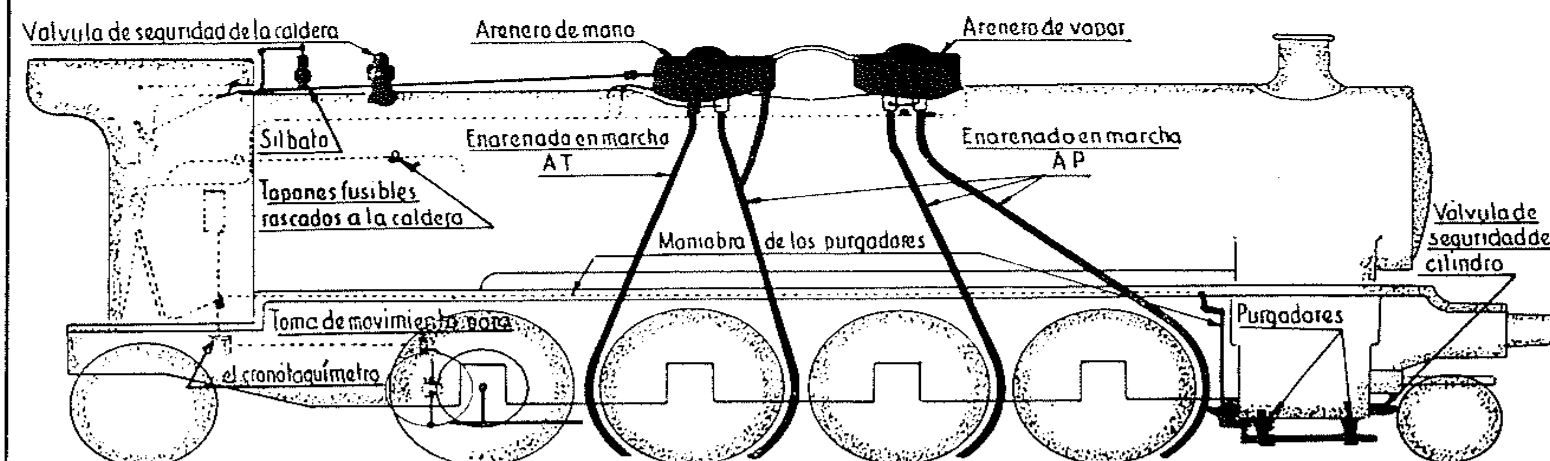
MOTOR

- 12 Palanca regulador vapor recalentado
- 13 id. id. id. saturado
- 14 Válvula freno contra presión
- 15 Aparato cambio de marcha
- 16 Maniobra purgadores
- 17 Pirómetro
- 18 Manómetro freno a vapor
- 19 Manómetro de los cilindros
- 20 Accionamiento del equilibrador (by-pass)

ACCESORIOS

- 21 Toma de vapor para calefacción
- 22 id. id. id. areneros
- 23 Manguera para mojar el carbón
- 24 Maniobra del silbato
- 25 Grifo maniobra del arenero de vapor
- 26 Engrasador mecánico bomba ACFI
- 27 Eyector del freno
- 28 Manómetro de calefacción
- 29 Vacuómetro de freno
- 30 Válvula reducción calefacción
- 31 Maniobra arenero de mano
- 32 Engrase apoyos caja de fuego (Soportes de dilatación)
- 33 Placa timbre de caldera
- 34 Placa nivel cielo del hogar
- 35 Placa indicadora maniobra grifos de nivel
- 36 Termómetro bomba ACFI

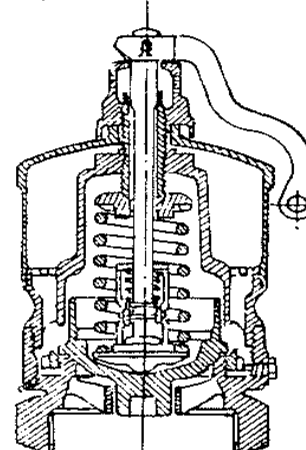
MONTAJE DE VARIOS APARATOS AUXILIARES Y SU MANIOBRA



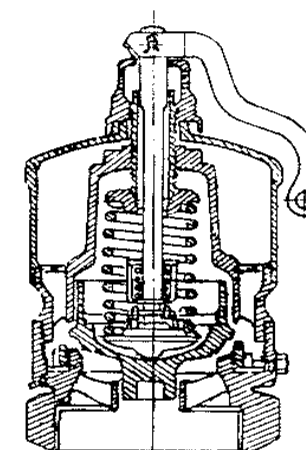
Instalación de areneros: Permite, mediante la proyección de arena bajo las ruedas, aumentar el coeficiente de adherencia a 0,3 aproximadamente facilitando así el arranque y el arrastre en rampa de trenes pesados.

VALVULA DE SEGURIDAD DE LA CALDERA

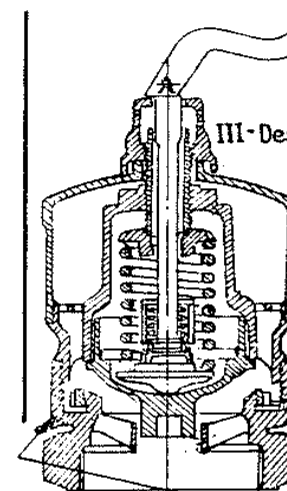
I - Cerrada



II - Abierta

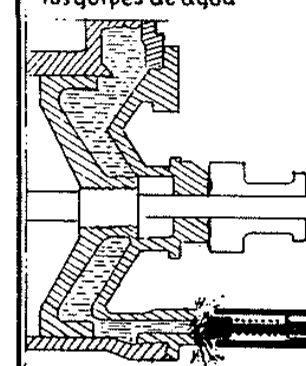


III - Desvaporización



Detalle del asiento de la válvula.

Válvula de seguridad de los cilindros - Para evitar los golpes de agua



La eliminación automática de las condensaciones y arrastres de agua evita la rotura de los cilindros y tapas de los mismos.

Este tipo de válvula es el que más corrientemente se utiliza en las locomotoras modernas. La palanca situada en la parte superior de la válvula sirve para accionar manualmente la válvula en cualquier caso de emergencia o para comprobar su buen funcionamiento.

TAPON FUSIBLE

Estado normal

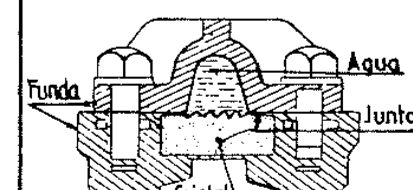
Plomo

Falta de agua



NIVEL DE AGUA

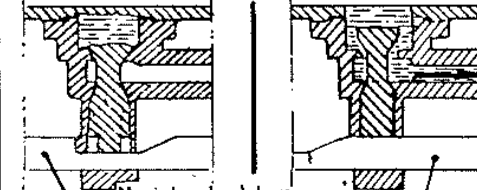
Sección indicando el grueso del cristal



PURGADORES DE LOS CILINDROS

Cerrado

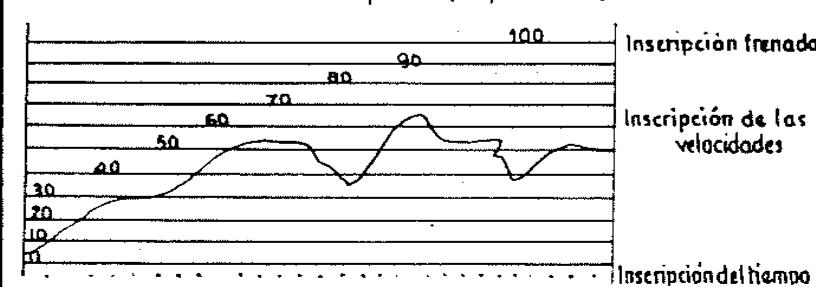
Abierto



Maniobra desde la marquesina

APARATO INDICADOR Y REGISTRADOR DE VELOCIDAD (CRONOTAQUIMETRO)

Detalle de la cinta de inscripción (Tipo Hasler)



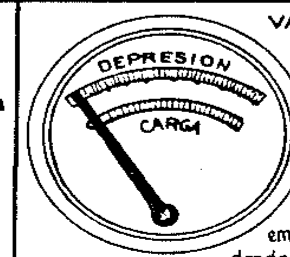
OBSERVACIONES

Los aparatos indicados son muy numerosos en las locomotoras modernas, con el fin de facilitar la información máxima al personal y guardarles en su delicada misión.

El cuadro de mando arriba representado corresponde a una locomotora moderna tipo 241 de la RENFE.

Este puede tener algunas variantes, como por ejemplo en las locomotoras provistas de cargador automático de carbón (Véase lámina 28) o del tipo compound, lo que implica la adición de otros aparatos indicadores y dispositivos de maniobra.

VACUOMETRO INDICADOR DE LA DEPRESION EN LA CAJA DE HUMOS

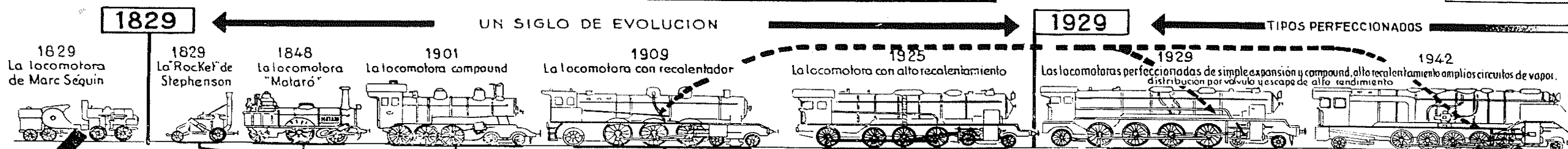


Las indicaciones de la depresión reinante en la caja de humos, orienta al fogonero sobre el régimen de carga de carbón que debe adoptar.

En efecto, la intensidad de la combustión en el emparrillado varía sensiblemente como la raíz cuadrada de la depresión creada por el escape (lámina 4).

La aplicación de este aparato se está generalizando en todas las locomotoras modernas.

UN SIGLO DE EVOLUCION



1829 a 1929

La primera locomotora de vapor que se haya desplazado sobre carriles fue realizada por el inglés Trevithick en 1804, pero se considera con justa razón que la verdadera antecesora de nuestra locomotora de vapor moderna, fue la "Rockel" de Stephenson construida en 1829.

En efecto, esta máquina reunía los dos principios esenciales en que se basa todavía el funcionamiento de nuestras locomotoras: la caldera tubular, que acababa de ser inventada por el ingeniero francés Marc Séguin y el tiro forzado por inyección de vapor de escape en la chimenea (Lámina 2)

En España la primera locomotora que realizó un servicio regular fue la "Mataró" con la que se inauguró el 1848 el primer ferrocarril Barcelona-Mataró. Esto vino de Inglaterra en unión de otras tres denominadas Barcelona, Calatunya y Besós.

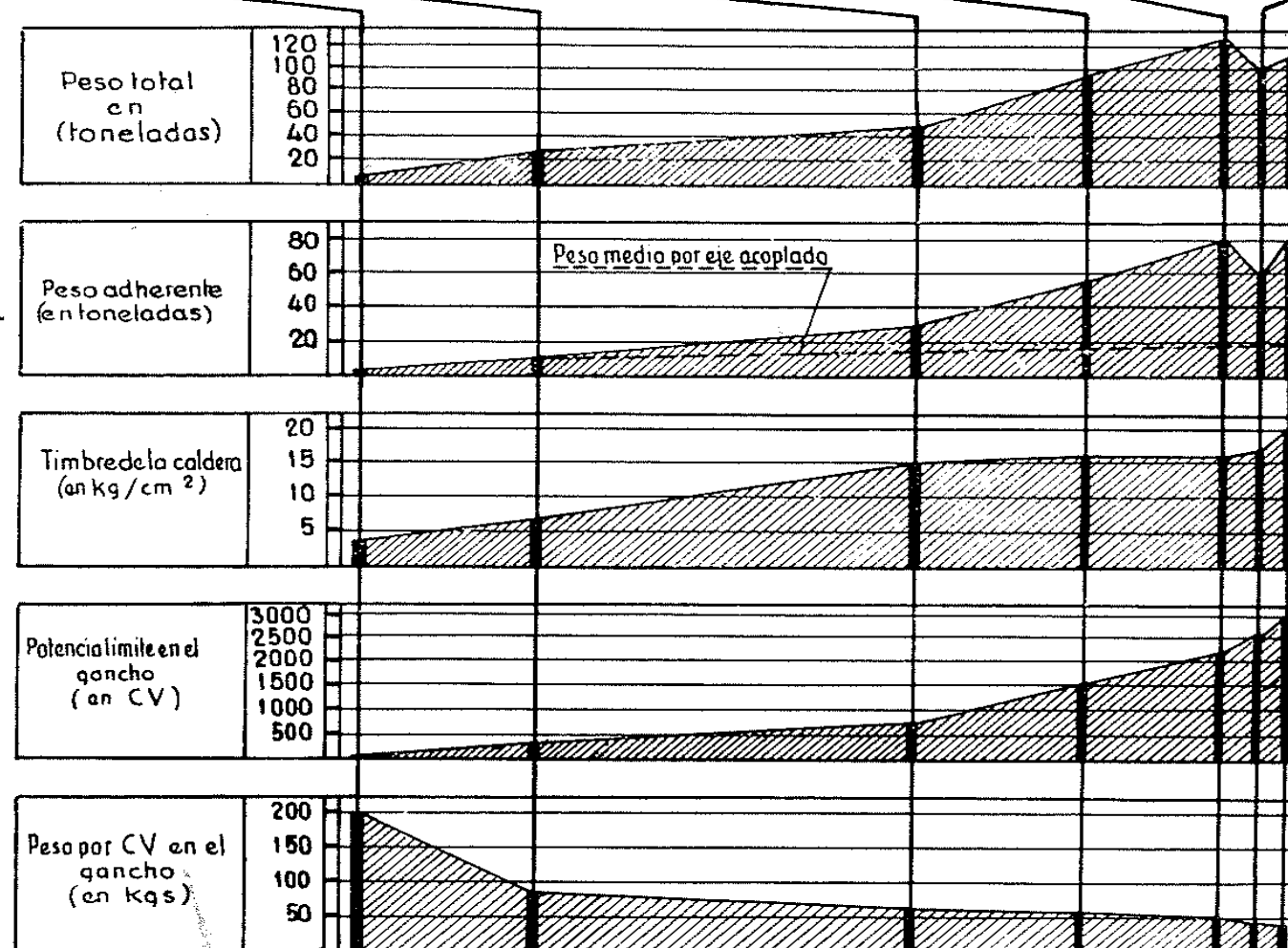
En 1876 el francés Mallet aportó un perfeccionamiento capital al motor, adaptando a la locomotora la doble expansión (Lámina 17). Hacia 1901 empezaron a circular en España las primeras locomotoras de 4 cilindros tipo 230 compound, que dieron excelentes resultados como máquinas rápidas para trenes ligeros.

Entretanto en 1888, el alemán Schmidt introdujo el recalentamiento, que revolucionó la vieja caldera de vapor saturado y algunos años después esta invención se extendió universalmente, adaptándose en España hacia 1909.

Como los trenes eran cada vez más pesados, hubo que aumentar el volumen de las locomotoras para aumentar su potencia, surgiendo el tipo 231 (Pacific) que durante muchos años fue la locomotora ideal para trenes rápidos, del tipo compound y con recalentador.

Más tarde, como el peso de las composiciones seguía aumentando, debido sobre todo a los coches con intercomunicación, hubo necesidad de proyectar locomotoras con mayor adherencia y más potentes, creándose las series 240, 241 (montaña) y 151 (Santa Fe).

Estas últimas locomotoras de la serie 5000, (denominación moderna 151-3101 a 3122) son las más potentes de la Renfe con sus tres cilindros en alta presión y 213 toneladas de peso en servicio, incluido el tender.



Desde 1929

Durante su primer siglo de existencia la locomotora aumentó constantemente su peso y su volumen, hasta llegar a los tipos 241 (montaña) que se acercaban ya a los límites de peso por eje admitidos por la vía (Lámina 1).

¿Es que la locomotora clásica se iba a mostrar incapaz de suministrar la potencia necesaria al tráfico siempre creciente?

Para solucionar este problema se hicieron investigaciones con objeto de analizar las pérdidas de rendimiento de las locomotoras existentes y estudiar las posibles mejoras. Esto demostró las ventajas que supondría:

El mejorar el rendimiento del escape (Lámina 5)

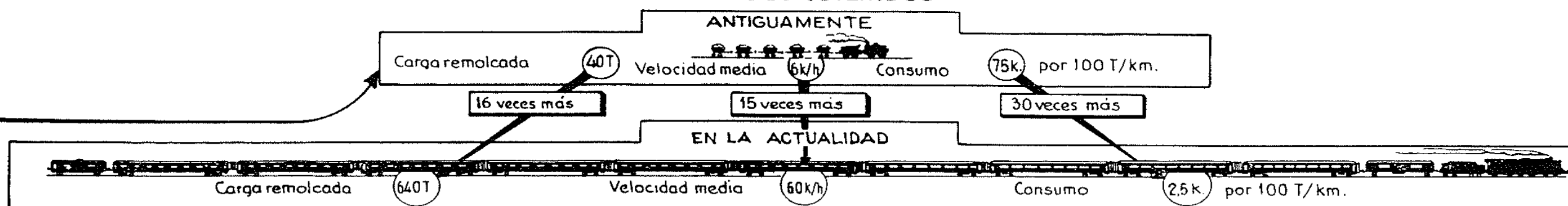
El aumentar el grado de recalentamiento (Láminas 7 y 8)

El aumentar las secciones para el paso del vapor (Láminas 9 y 14)

Las locomotoras que han sido diseñadas o transformadas con arreglo a estas directivas, han visto aumentada su potencia en algunos casos de 1500 CV a 2600 CV en relación a los tipos antiguos, con solamente un aumento de peso de 10 Tons. El peso por CV en el gancho se redujo de 62 kgs a 40 kgs. El rendimiento aumentó considerablemente puesto que el consumo de carbón a la potencia máxima se redujo de 2,4 a 1,1 kg/CV/hora en el gancho, o sea una economía teórica de 54%. Prácticamente, para las potencias utilizadas en servicio corriente la mejora del rendimiento no fue tan importante pero no dejó de ser apreciable.

En vista de estos resultados todas las locomotoras últimamente construidas o en construcción van equipadas con los últimos perfeccionamientos puestos en práctica, para alcanzar con arreglo a las directivas ya enunciadas, un rendimiento mayor y un menor gasto de combustible, por unidad de potencia.

RESULTADOS OBTENIDOS



EN LA ACTUALIDAD

CONCLUSIÓN

EN EL FUTURO

La comparación de los dos resultados arriba indicados demuestra la importancia de los progresos realizados desde el origen de la locomotora hasta nuestros días.

No obstante, aunque la locomotora de vapor clásica responde a todas las exigencias del tráfico moderno, no deja de ser un elemento que requiere mucha vigilancia, por el intenso trabajo a que está sometida, y gastos de entretenimiento elevados (Unas 50 horas de entretenimiento corriente cada 1000 kms. para una locomotora de potencia media).

Es ventajoso disponer de locomotoras potentes para no tener que utilizarlas al límite de potencia, procurando reducir los gastos de entretenimiento, mejorando algunos elementos y la rigidez del bastidor como lo demuestra la experiencia americana.

Además de la locomotora de vapor clásica, se estudia actualmente nuevas disposiciones que difieren netamente de las normas corrientes: caldera de muy alta presión, caldera Velox de vaporización instantánea, turbina, motor policilíndrico etc... De estas investigaciones puede que salga la máquina capaz de sustituir el tipo actual. Sea cual fuera su futura forma, la locomotora de vapor tiene aún por delante una larga carrera, pues su precio relativamente bajo, su fácil explotación, su entretenimiento poco delicado y sobre todo su autonomía, hacen que siga siendo un enemigo de lemer para la locomotora eléctrica y el automóvil.

A pesar del éxito creciente del automóvil y del avión, el ferrocarril no ha perdido nada de su interés dominante, se comparan las cargas transportadas en kg por CV indicado (Reduciendo a 100 km/hora la velocidad de todos los medios de transporte)

Avión	13,5	Autovía (en horizontal)	100	Tren rápido (en horizontal)	400
Automóvil pesado (en horizontal)	41	Barco	290	Tren de mercancías (en horizontal)	640