

LA TRACCION A VAPOR MODERNA

UN DISEÑO PARA EL FUTURO

Tomo I - Texto

Ing. Livio Dante PORTA

Buenos Aires - 1966

## CURRICULUM VITAE

### Estudios Cursados:

Ingeniero Civil, Facultad de Ciencias Matemáticas, Rosario - República Argentina.

### Estudios Especiales:

2 años Instituto de Matemática de Rosario con el Profesor Beppo Levi.

Curso Especial de mecánica de los Fluidos aplicados a la técnica ferroviaria en Instituto Aerotécnico de la Facultad de Ingeniería de La Plata (Rep. Argentina) con el Profesor Nicolás Krivoshein.

### Trabajos publicados:

Una locomotora casi ortodoxa con 17 % de rendimiento térmico (1957).

Utilización del carbón de Río Turbio en los ferrocarriles (1960).

La combustión a la gasógena (1961).

### Actividades profesionales:

Construcción de una locomotora a vapor de 2.000 HP. (Récord mundial de rendimiento térmico efectivo y potencia masiva efectiva), (1947).

Administrador del F.C. Río Turbio (1957/60).

Gerente de C.I.P.U.E.C. (Centro de Investigación para el Uso Eficiente del Combustible) - 1960 a la fecha.

Desarrollo del sistema de combustión a la gasógena (1960).

Remodelación de locomotoras alcanzándose la potencia máxima de 23 HP. por ton.

## RESUMEN

El diseño propuesto por el autor muestra, sobre bases concretas, que la locomotora de vapor no está perimida ni ha llegado a su climax de perfeccionamiento como máquina calórica y, lo que es más importante, que los sensibles incrementos de rendimiento térmico pueden ser alcanzados sin la adición de órganos móviles adicionales, es decir manteniendo la tradicionalmente atractiva robustez y sencillez de este tipo de máquinas.

Desde un punto de vista energético y con miras al equilibrio de los recursos del país en esa materia, el diseño propuesto ofrece soluciones que, en lugar de exigir recursos de calidades de combustible cada vez sujetos a especificaciones más estrechas (y en consecuencia más caras), por el contrario muestra que es posible alcanzar muy elevadas cifras de rendimiento térmico en el servicio total empleándose combustibles de segunda o tercera calidad que localmente son atractivos, tales como la leña o carbones con altos contenidos de cenizas. De ese modo se contribuye a reservar el petróleo para aquellos usos en que no es sustituible por otros combustibles, liberando al país consumidor de los esfuerzos que se hacen para producirlo.

El diseño muestra asimismo que en orden de las potencias y topes del ciclo de vapor de que se trata, los rendimientos y consumos de vapor son superiores a los que se dan con turbinas, hecho este que no por conocido es suficientemente apreciado y cuyas repercusiones industriales sobre una reactivación del campo de aplicación de la máquina de vapor alternativa pueden ser considerables: gran parte de los aportes que se justifican desde el punto de vista de la energía necesaria para la producción del transporte son literalmente trasladables a dicho campo industrial.

Esos diseños se apoyan en una larga experiencia constructiva, lo cual les da un contenido de practicidad y posibilidad de realización que va mucho más allá de los simples esquemas teóricos.

Se destaca, desde el punto de vista puramente termodinámico, la forma de aprovechamiento de calores perdidos en base a una gran simplicidad mecánica sin el curso de las habituales instrumentaciones propias de las instalaciones fijas.

Se describe un posible diseño de locomotora de tamaño medio, destinado a cubrir buena parte de las necesidades de tráfico de países

en desarrollo. La descripción mecánica detallada muestra que es posible, incorporando a un mismo tiempo todos los adelantos logrados por la tecnología de la tracción a vapor en los últimos años, alcanzar una muy alta eficiencia térmica compatible todavía con la simplicidad mecánica constructiva de la locomotora tradicional.

El diseño prevé la utilización de combustibles de segunda clase, incluso el desarrollo de plena performance empleando leñas de "mala calidad".

La posibilidad de una construcción seriada, al estilo de la construcción de locomotoras en Alemania durante la guerra, coloca la propuesta en un plano de suma atracción en orden a las inversiones necesarias para proporcionar energía a un servicio dado.

Se hace especial hincapié en la eficacia térmica, vista la creciente conciencia de un mundo que vorazmente consume sus mejores reservas energéticas, especialmente las petroleras, muy mal empleadas en la dispendiosa- por unidad de transporte realizado- técnica auto-motriz.

El aprovechamiento de las reservas carboníferas, en mucho superiores a las reservas de combustibles líquidos, se impone como una consecuencia lógica destinar el petróleo solamente a los usos en que no es sustituible por combustibles sólidos o de menor poder calorífico.

El autor se coloca constantemente en el plano de la realidad con su irritante tendencia al mal mantenimiento y a lo largo del trabajo señala las principales medidas que resulten de una larga experiencia orientada en un esfuerzo constante a traducir la termodinámica en un hecho concreto y real de todos los días sin recurrir a los tradicionales expedientes de la disciplina, la organización, etc. El diseño debe ser tal que haya una sola manera de operarlo, sin alterativa mecánica posible. Para alcanzar esa meta supone un ponderable esfuerzo de oficina técnica con una profunda revisión de todos los detalles.

En resumen, se trata de una posible respuesta del vapor a las necesidades de tracción que plantea, en un futuro próximo, el mundo en desarrollo, todavía carente de una industrialización base para formas de tracción más sofisticadas y, lo que es mucho más importante, un mundo en el que el dinero para inversiones está siendo cada vez más caro.

## Introducción

Esta introducción no técnica está dirigida a los funcionarios de los ferrocarriles o a otros que tengan atingencia y poder de decisión sobre el tema, así como a los industriales, entendiéndose que el presente trabajo expone un nuevo enfoque al problema del diseño de las locomotoras de vapor, y esperándose que merezca un reexamen.

La ingeniería puede, en este campo, ofrecer sustanciales avances sobre el alto nivel de perfeccionamiento alcanzado poco después de la guerra, especialmente en orden a conseguir mayores economías sobre la cuenta anual de combustible y medida en términos prácticos de consumos totales antes que los usuales valores de ensayo, cuyo valor académico no se discute, pero que necesariamente deben traducirse en los primeros. Una correspondientemente alta capacidad de operación expresada en términos de unidades de tráfico obtenibles por año y por máquina son consecuencia de un diseño de alta disponibilidad (viajes largos) y elevada potencia másica.

Un muy bajo coste inicial por unidad, más bajo todavía relacionada a la alta potencia específica, es posible de alcanzar mediante el uso de bien conocidas y experimentadas técnicas mecánicas, adaptadas a métodos de producción "semi-masa", en tanto que se considera posible ofrecer una gran simplicidad de operación y mantenimiento, haciendo en consecuencia una locomotora de eficiente operación a ún en manos no especialmente calificadas y con solo un mínimo de entrenamiento.

Se pretende que una locomotora de vapor, diseñada sobre las bases indicadas en el presente trabajo, puede ser competitiva en un terreno económico con las más modernas diesel hidráulicas; aún tendrá a la ventaja adicional de ser capaz de operar en base a combustibles de mediocres cualidades pero de mayor disponibilidad en una escala nacional o mundial, para no hablar de precios altamente favorables.

El diseño presentado en este trabajo es sólo una versión de los posibles que, si hubiera mercado, cubrirían el campo completo de las necesidades ferroviarias de cualquier parte del mundo. La versión que aquí se da se espera cubra un importante campo de necesidades de países en expansión y que aún no han llegado al punto de justificar adecuadamente formas de tracción más evolucionadas. Los principios de diseño pueden, por supuesto, ser adaptados a los diferentes casos, tales como pudieran presentarse para cubrir transportes masivos en áreas

densamente pobladas o descendiendo hasta los requerimientos de pequeños ramales de fomento.

Quienes tienen experiencia en el diseño de locomotoras aprecian sin duda que nunca puede sentarse la hipótesis de que la última palabra ha sido dicha en técnicas de diseño, o que se ha llegado a un tope en la eficiencia y rendimiento. En este caso, muchos de los componentes individuales del diseño son bien conocidos y probados, pero nunca han sido aplicados e incorporados a un diseño particular a un mismo tiempo. Por ello las mejoras anticipadas en la performance son la consecuencia de una nueva combinación de técnicas bastante conocidas.

Un punto que debe tenerse presente al justificar un nuevo enfoque en el diseño de la locomotora de vapor, es la rápida utilización de las reservas de petróleo del mundo. El incremento del consumo -a tasa de interés compuesto- es tal que no pocos expertos predicen escasez para dentro de 20 o 30 años, y en consecuencia parece lógico considerar cuales de los consumidores de petróleo y sus derivados pueden ser abastecidos por combustibles alternativos, estimándose que la tracción ferroviaria es un ejemplo verdaderamente ajustado al caso, máxime si se excluyen las performances y casos extremos de velocidad o capacidad de arrastre.

Una performance comparable a otros tipos de tracción puede ser obtenida por una locomotora del tipo descrito en el trabajo, tal como sería una eficiencia térmica en el gancho de 16 % medida en ensayo. El punto a fijar en atención es que tales cifras pueden ser obtenidas utilizando combustibles de calidad apenas pasable, tal como sería la leña, en lugar de valiosos combustibles que es necesario hacer pasar a través de refinerías a considerable costo, combustibles que por otra parte requieren estabilidad política internacional para asegurar una continuidad de suministro.

No se pretende, por supuesto, que las propuestas que aparecen a lo largo del trabajo estén exentas de crítica, dado que a pesar de la considerable experiencia que gran parte de las mismas incorporan, se trata aquí de un estudio y no de los resultados de un prototipo. No se duda de que muchos de los problemas individuales que presenta el diseño pueden tener soluciones diferentes de las elegidas sin por ello alterar la sustancia y médula generales: en esto la opinión de otros expertos será bienvenida y su positiva contribución, apreciada.

## 1.- BASES PARA UN NUEVO DISEÑO

### 1.1. Generalidades

Es opinión bastante corriente que la ingeniería de locomotoras ha llegado a la cima de su desarrollo: la premisa básica del presente trabajo es que tal hipótesis es falsa.

Hay muchas partes del mundo en las que aún hay amplio campo para la tracción a vapor, especialmente considerando la disponibilidad de combustibles locales, de bajo costo y cualidades técnicas.

Países tales como los que se encuentran en Africa, Asia y América Latina, en los que la industria y las comunicaciones no están suficientemente desarrolladas como para asegurar la provisión, local y con adecuado grado de confiabilidad, de combustible diesel, pueden presentar condiciones generales y económicas en las cuales no sea posible obtener la tan pretendida relación de costos de 3 a 1 que se declara en áreas altamente industrializadas.

Es así que, al explorar las posibilidades de un nuevo diseño de la máxima simplicidad y con aceptable grado de aplicabilidad, se ha escogido una disposición de ruedas del tipo 0-6-0 ó 0-8-0, para lo cual las siguientes ideas y datos resultan justificativos:

- a) El diseño 0-6-0 sin ejes libres para guía ha sido probado en años recientes a velocidades del orden de los 100km/h (Clase Q, B.R.). En el pasado, las famosas Gladstone aseguraban trenes expresos a velocidades que rayaban los 130km/h, siendo su tipo 0-4-2. Y para fundamentar estas demostraciones prácticas, la ciencia de la ingeniería mecánica ha avanzado considerablemente en los últimos años de manera que la marcha estable a altas velocidades en vías no necesariamente de primera clase puede ser realizada con un mucho mayor grado de certidumbre que el que se daba anteriormente,
- b) La potencia máxima alcanzable utilizando las técnicas explicadas aquí, es considerablemente más alta que en los diseños existentes, y así no se hace necesario proveer de ejes libres adelante o debajo de la caja de fuego solamente con propósitos portantes. El peso total de la locomotora disminuye al punto en que, aún para locomotoras de velocidad relativamente elevada, puede ser completamente dedicado a funciones de adherencia.

- c) El autor se considera con larga experiencia en su haber en relación a condiciones ferroviarias tales como las que pueden presentarse en la Argentina donde a veces el mantenimiento no alcanza a ser satisfactorio, de modo que ha incorporado todas las medidas necesarias para hacer el diseño lo más posible independiente de un mal manejo o atención descuidada.
- d) Esta larga experiencia ha indicado con claridad que la perfección termodinámica no necesariamente es incompatible con una adecuada robustez y simplicidad de diseño y construcción. Todo lo que se requiere es una aguda supervisión del diseño de detalle en la Oficina Técnica de proyecto, supervisión que debe ser hecha por personal de todos los niveles a fin de asegurar que cada componente o pieza individuales sea finalmente manufacturada contemplando todas las exigencias del manejo, el servicio y el mantenimiento: una extensa investigación de las prácticas aceptadas se impone urgentemente a fin de hacer que la frecuencia de la intervención humana sea comparable a la que se da en las máquinas de combustión interna en términos de igual cantidad de millones de revoluciones.
- e) La base de todo diseño debe ser la producción de mecanismos simples y de alto grado de confiabilidad, que en la práctica sólo puedan ser operados, ajustados y montados por maquinistas, foguistas, ajustadores o peones en un único modo según la intención del proyectista. Todo refinamiento y complicación teórica debe ser racionalizado y traducido para alcanzar tales condiciones.

En ese sentido, no debe confundirse la complejidad teórica con la práctica.

- f) Como consecuencia del enorme trabajo realizado por Charle-  
ton, existe ahora suficiente conocimiento y datos experimentales como para producir, dentro de un estrecho margen, el comportamiento y performance de elementos de caldera, cilindros, calentadores, etc. Y esto en base a desarrollos de cálculo y teoría basados en un exacto conocimiento de cada función y dominio de las leyes de la mecánica de fluidos, etc. El diseño no necesita ya apoyarse en vagas reglas empíricas y es así que se ha progresado considerable



mente desde las gloriosas épocas (pero empíricas) de Gresley y Churchward.

Se considera hoy posible diseñar una locomotora en base a los mismos refinados métodos empleados en la aeronáutica, industria que precisamente ha conseguido traducir las más complicadas matemáticas en términos de aviones que vuelan todos los días.

- g) La ciencia y práctica diarias del tratamiento de aguas han asimismo progresado de modo que diseños de caldera de más simple construcción son ahora posibles removiendo la necesidad de separar la caldera del bastider para proceder a reparaciones. Una más barata construcción selada en reemplazo de las viejas uniones abulonadas son ahora posibles y atractivas.

Los puntos más arriba enumerados implican la afirmación de que hay suficiente campo para un sustancial avance en la tecnología de la locomotora de vapor y que ésta no tiene porque estar sujeta y restringida a limitaciones del diseño clásico y aceptadas hasta ahora como esenciales.

Dada una clara idea de los objetivos que deben alcanzarse, un nuevo diseño o mejor, escuela de diseño puede ser concretados, aprovechando de la experiencia del pasado, especialmente recordando que de las muchas mejoras que pueden ser hechas, los diseños hasta ahora conocidos rara vez han incorporado a un mismo tiempo más de la mitad de los conocidos o posibles.

## 1.2. Objetivos específicos del diseño

Estos pueden ser condensados en los siguientes trece puntos:

- I) La más alta potencia másica posible
- II) Consumo mínimo anual de combustible (no solamente en condiciones de ensayo)
- III) La máxima velocidad compatible con un diseño 0-6-0 ó 0-8-0 y con un mecanismo de dos cilindros.
- IV) Un diseño sin posibilidades de alternativas de manejo o montaje o mantenimiento (p.ej. elementos mecánicos con un solo modo de montaje).

- V) Incorporación de detalles que hacen alla operación y que la experiencia práctica haya consagrado.
- VI) No uso de materiales especiales de difícil obtención para hacer frente al mantenimiento en áreas alejadas de centros industriales.
- VII) Máxima atención a disponer, hasta el extremo, accesibilidad para el mantenimiento.
- VIII) La máxima mecanización de las operaciones de conducción y atención del fuego de modo de cubrir toda la gama de combustibles de bajo poder calorífico incluyendo leñas de baja calidad y consistencia.
- IX) Un diseño básico que se presta a la gama más amplia posible de trochas y galibos con miras a producir, en gran cantidad un modelo único para muchos ferrocarriles y países.
- X) Posibilitar en un máximo el uso de accesorios normales o disponibles sobre amplias bases mundiales.
- XI) Un diseño basado en la moderna práctica americana de "estaciónes de servicio para locomotoras".
- XII) Servicio continuo enganchado a tren, sin necesidad de atención, en recorridos no menores de 2.000 km.
- XIII) Peso por eje no mayor de 13 t para trochas métricas o anchas, en la versión 0-6-0, 17 a 18 t para trochas anchas.

### 1.3. La justificación de la necesidad de un nuevo diseño

Hay muchos países en el mundo que cuentan con grandes redes ferroviarias, muchas veces de diferentes trochas y sistemas, que cuentan con un parque de locomotoras de diseños extremadamente diferentes y edades que cubren una amplia gama. Tal el caso de la Argentina y la India.

Esos países enfrentan inevitablemente el problema de disponer de una tracción que dé costos decrecientes con el andar del tiempo, cosa que puede hacer mediante la modernización del equipo existente o la fabricación e incorporación de nuevas unidades.

Un ejemplo de alta eficiencia aplicando la primer solución la dio Francia entre 1930 y 1950. Sin embargo, la normalización de

un diseño básico con variaciones menores para distintos casos, producido en suficientes cantidades como para aprovechar las ventajas de una producción en gran escala, será, en muchos casos, una solución más económica que la reconstrucción o la reparación de una amplia variedad de tipos de locomotoras, probablemente a costo mucho menor si se lo refiere no al costo de cada unidad sino a la inversión necesaria para producir un tráfico de volumen y calidad dados.

La elección de una solución sobre la base de locomotoras nuevas es aún más certera cuando los costos de operación se toman como criterio de importancia, ya que se considera que un nuevo diseño puede producir una performance muy superior a las hasta ahora tenidas por muy buenas. Otro aspecto de importancia es el que hace a la cantidad de fuerzas técnicas disponibles y también a las consideraciones relativas al estado real del parque que se quiere modernizar. En la Argentina, el número de técnicos ferroviarios capaces de atacar tales problemas -no olvidemos multiplicados por la cantidad de diseños diferentes- y el estado de las unidades probablemente muy deficiente, necesitando un adicional de fuerza técnica en talleres para tomar decisiones que hacen puramente al aspecto reparaciones, conforman un cuadro poco alentador y que obliga prácticamente a transferir gran parte de los problemas a la industria. En esto, no basta con tener obreros: hay que tener técnicos en cantidad suficiente.

Sin embargo es previsible un fuerte incremento en la demanda de transporte ferroviario en el país y los beneficios de una normalización masiva serían evidentes, con un "fresh start". Condiciones tales como las que se dan en USA donde en gran parte de los casos se da un transporte masivo en gran escala necesitarían ciertamente un diseño distinto del propuesto y que está fuera del propósito del presente trabajo, bastando sin embargo hacer notar que la aplicación de los principios aquí delineados es también extensible a dicho caso.

### Descripción de la locomotora propuesta

#### 2.- CALDERA

##### 2.1 Sistema de combustión

Básicamente el diseño prevé la utilización de combustibles sólidos mediante el sistema de combustión "a la gasógena". Con este método se mantiene un fuego de considerable espesor sobre la parrilla del tipo móvil-volcable (300 a 500 mm). La parrilla tiene sólo 10 % de sección libre de paso de aire. Alrededor de 3 a 4 % de vapor ya

servido tomado de la cañería de escape principal de la máquina es introducido en el cenicero y mezclado con el aire primario, que en relación a la cantidad total de aire para la combustión no pasa de ser apenas un 40 % para carbones de baja cantidad de volátiles; para leña es apenas 20 %.

Un fuego espeso de este tipo tiene, en la práctica, un aspecto oscuro y aún completamente negro.

Esto se debe a la acción endotérmica del vapor que no permite que el lecho de fuego alcance el usual blanco incandescente. Esta baja temperatura del fuego a su vez permite mantener las cenizas por debajo del punto de fusión, manteniéndose en consecuencia pulverulentas o apenas ligeramente aglomeradas posibilitando su fácil evacuación a través de la grilla móvil usual. El fondo del cenicero está provisto de una grilla especial (fig. 2) formada por elementos que se sobreponen unos a otros dando una posición de cierre casi completo y a través del cual pasa apenas la cantidad de aire necesaria para mantener el fuego "en reserva" con una reducida actividad, apenas la necesaria para compensar las pérdidas por radiación de una caldera que, bien aislada, no pueden sobrepasar del 2 % de las que corresponden a pleno régimen.

La operación de esta grilla secundaria de cenicero puede ser hecha manual o semiautomática, permitiendo así un control del aire primario y completando la combustión de los carbones todavía aprovechables que caen durante las operaciones de limpieza de la parrilla principal. Una característica de tal sistema automático sería el de cerrar la grilla inferior al cerrarse el regulador, asegurando de ese modo que la locomotora produzca vapor solamente cuando el regulador está abierto con la economía resultante de tal operación particularmente en servicios con muchas paradas.

La grilla permite una descarga del cenicero en menos de 30 segundos. Este, por otra parte, tiene gran capacidad en forma de hacer frente a circunstancias en que se utilicen combustibles de muy alto contenido de cenizas.

El aire secundario entra al espacio de combustión a través de toberas y por encima del lecho de fuego. La proporción de aire secundario es de 60 % para combustibles de bajos volátiles y 80 % para leña en el otro extremo. Las toberas tienen sus ejes tangentes a un círculo imaginario colocado encima del plano de fuego. El aire es aspirado bajo un intenso vacío dando lugar a una acción ciclónica en la caja de fuego.

Si bien este flujo ciclónico puede ser hecho en una caja de fuego normal de paredes planas, una forma circular es preferible a fin de disminuir pérdidas de energía de la corriente en su choque contra las paredes planas (3). La construcción que más se presta para el caso, dando una amplia superficie de parrilla, es la de un cono truncado de eje vertical.

La economía del sistema de combustión a la gasógena ha sido bien probada en una larga experiencia práctica, notándose que da una combustión sin humo, empleándose un bajo exceso de aire (15 %) aún con combustibles de hasta 45 % de materias volátiles.

La mayor eficiencia de la locomotora, particularmente en lo que hace a la producción de vapor, y la alta eficiencia inherente al economizador Franco-Crosti, significa que la demanda horaria de calor al ser liberado por el fuego es relativamente baja y de consiguiente permitiendo el diseño de una caldera relativamente pequeña en relación a la potencia desarrollada. Esto permite simplificar el diseño de la caja de fuego y asimismo colocar la caldera en una posición relativamente alta por encima de las ruedas motrices, en una construcción no esforzada a pesar de un diámetro relativamente grande y en todo dentro de las limitaciones de la mayoría de los galibos de todas las trochas, incluso del inglés si fuera necesario.

El diseño de la caldera y de las superficies de calefacción del hogar en relación a la intensidad de liberación de calor admisible está basado en datos experimentales medidos por Klie en Alemania (4) que permiten fijar el máximo flujo permisible de calor a través de las chapas del hogar sin engendrar sobretensiones térmicas que influyan desfavorablemente sobre su vida. La cámara de combustión que completa el espacio de combustión usual está formada por fondos y paredes planas en un tipo "doble Belpaire". La placa tubular (fig.3) es de diseño del autor y basada en experiencias realizadas. Cumple con el requerimiento mínimo de agua sobre el cielo del hogar que establecen las normas AAR a tiempo que posibilita el máximo de área de paso de gas a través del cuerpo cilíndrico.

La bóveda, con un agujero en el centro, está soportada por tubos termosifones en T.

Merece destacarse que el diseño tiene en cuenta las modernas orientaciones en materia de contaminación atmosférica.

## 2.2. Stoker

El diseño propuesto permite quemar cualquier combustible por debajo de un tamaño de 130 mm, sea carbón o leña aserrada (automáticamente en obraje) hasta tal diámetro (5). En el rango inferior, que interesa para combustibles friables, desechos de lavadero, etc., prácticamente puede ser cero e incluso contempla la posibilidad de u sar finos residuos de carbón de leña (Altos Hornos Zapala).

Las características del stoker serían las que siguen:

- a) El gusano alimentador trabaja en un canal abierto en lugar del usual tibo inherente al diseño exclusivo para carbón. El canal se extiende a lo largo de toda la longitud del ten der estando recubierto de placas (metálicas o simplemente troncos de leña) que se colocan antes de la operación de car gado de combustible y que el foguista retira a medida que se consume combustible exponiendo así nuevas porciones del con tenido de tender.
- b) La inyección del combustible en el hogar se hace con empu ja dores accionados cada 20 segundos mediante un par de cilindros de vapor. El combustible que acarrea el gusano es des cargado encima de estos empujadores.
- c) La entrada de combustible está semicerrada mediante piezas metálicas colgantes que permiten el paso de trozos en tanto evitan una entrada de aire posiblemente no deseado en tal punto.
- d) El motor para el stoker está colocado en la parte de atrás del tender.

El aire para la combustión es calentado por vapor de esca pe controlado por una válvula tipo Hörbiger tal como la usada en los compresores alternativos. Esta válvula asegura que el sistema de ca lentamiento opera a presión superior a la atmosférica conectando el calentador con la cañería de vapor de escape solamente cuando la pre sión en ésta es la máxima en el momento del avance al escape.

## 2.3 Cuerpo principal de caldera

No se considera necesario el uso de ningún acero especial para la construcción de la caldera que puede ser del tipo soldado o remachado. La conformación de las piezas usualmente realizadas en o-

peraciones de prensa pueden obviarse mediante un extendido empleo de la soldadura mediante uniones que guardan cierta semejanza con las de la técnica de la sastrería.

El empleo de una construcción Belpaire permite una construcción con mejor definición de los esfuerzos mecánicos, particularmente en los estays.

En el caso de efectuarse una construcción enteramente soldada cabe desde luego una rígida tecnología e inspección. Cabe sin embargo la alternativa de remachar las partes altamente solicitadas en el caso en que no se disponga de una adecuada tecnología para la soldadura.

El espacio previsto para la cámara de vapor ( $4,6m^3$ ) está basado en una carga de  $200 m^3$  de vapor hora y por  $m^3$  de espacio de cámara de vapor. Este bajo valor y el uso de los bien probados modernos antibullicivos garantiza que no se producirán arrastres de agua o aún contaminaciones del vapor que no alcanzan a merecer el nombre de tales pero que deben absolutamente quedar excluidas, y esto sin requerir especial cuidado en el manejo de la locomotora.

En lugar del domo convencional se dispone una simple tapa de hombre.

La caldera está unida al bastidor, además de la conexión de la caja de humos en el frente, por cuatro placas de dilatación, sistema este que permite toda la necesaria libertad de movimiento longitudinal al mismo tiempo que hace actuar al cuerpo principal como un verdadero elemento de resistencia a los esfuerzos de flexión y torsión para los cuales su gran momento de inercia lo capacita en alto grado.

La caldera está colocada tan alto como lo permite el galibo dando a la locomotora un alto centro de gravedad que se considera favorable a su estabilidad, dulzura de marcha y bajo impacto sobre las vías, punto este de especial atención en Argentina en razón del bajo estado de mantenimiento en que en la actualidad se encuentran. Al mismo tiempo, esa altura da fácil acceso a todos los órganos que se encuentran debajo de ella y que por supuesto se limitan al mínimo estrictamente indispensable.

El espesor de las chapas del cuerpo cilíndrico calculado conforme a las normas de vigencia en Alemania es de 12 mm aún cuando se adoptare una construcción remachada y acero dulce corriente. Este punto es un índice importante para juzgar el diseño si se lo relaciona con

la potencia útil disponible.

#### 2.4. Tubos de caldera

La distancia entre tubos supone la adopción de un -por otra parte impensable de otro modo- empleo de un moderno tratamiento de agua, permitiendo de ese modo valores mínimos (17 mm) sin embargo de frecuente empleo en la práctica. Una disposición posible está constituida por 26 tubos grandes de 125/133 mm y 47 tubos chicos de 47/52 mm.

La disposición permite una sección de paso de gas de 0,27 m<sup>2</sup> para un diámetro del cuerpo cilíndrico de sólo 1.380 mm y con un espacio de vapor de 600 mm de altura.

Los tubos son soldados a las placas que no tienen por que ser de mayor espesor que 10 mm según ha sido probado por la experiencia. Los modernos tratamientos de agua virtualmente eliminan las retubadas (6) de modo que ambos extremos pueden ser soldados evitando el empleo de placas tubulares del lado caja de humos de considerable espesor y así permitiendo una adicional posibilidad de dilatación.

#### 2.5 Recalentador de alta presión

Se ha previsto un recalentador de 26 elementos del tipo Schmitt normal tipo A, diseñado para dar una temperatura máxima de 420°C. La construcción puede ser en acero corriente al carbono si se toman las siguientes providencias:

- a) El flujo de vapor a través de cada elemento debe ser el más uniforme posible en relación al resto del paquete.
- b) La temperatura del gas en los codos no debiera sobrepasar los 1.000°C, lo que supone una distancia de éstos a la placa de aproximadamente 500 mm y una baja liberación de calor en relación a la superficie del hogar.
- c) Todas las precauciones deben ser adoptadas para asegurar que no se den combustiones dentro del haz tubular, eliminando de este modo las sobretensiones y distorsiones que tienen esta causa. El diseño moderno de caldera con una combustión sin humo satisface estos objetivos. (7)
- d) La fabricación debe hacerse empleando exclusivamente una óptima técnica en las soldaduras, en particular en los codos.

En los diseños convencionales de caldera es necesario disponer los codos más cerca de la placa tubular que detallase más arriba.



En el caso presente se trata de elegir una posición del recalentador en tal punto del recorrido total de los gases que se de una tendencia a lograr poca variación de la temperatura de recalentamiento en función de la carga.

En este objetivo es condición favorable el empleo del calentador Franco Crosti (8).

El colector de vapor es de chapa soldada conforme a la moderna práctica rusa, en tanto que la unión de los elementos estaría asegurado por bulones cargados con resortes, eliminando así una de las más difíciles causas de pérdidas que afectan considerablemente la disponibilidad de las locomotoras usuales.

## 2.6 Caja de humos

La construcción usual soldada sería aislada en la parte interior tal como lo exige la máxima conservación del calor inherente al diseño Franco Crosti.

La puerta sería semi-aerodinámica y de amplio tamaño (en oposición a la pequeña puerta americana) permitiendo fácil y cómodo acceso a todos los elementos exteriores. No se consideran necesarios los "embudos" usualmente dispuestos en la caldera del tipo Franco Crosti cosa que es posible por las siguientes razones:

- a) La combustión ciclónica elimina virtualmente todas las partículas de carboncillo volante que normalmente son arrastradas por los gases y que se depositan en la caja de humos.
- b) El estudio de las corrientes permite asegurar una adecuada succión en la parte inferior de la caja de humos haciéndola de este modo completamente "self cleaning".
- c) El sistema de combustión a la gasógena elimina la necesidad de efectuar limpiezas de tubos.

Un anillo de amianto colocado en el fondo de un perfil U en el cual la puerta encastra cuando está cerrada constituye una hermeticidad perfecta sin necesidad de grampas, según lo ha probado la experiencia.

Una tapa simple puede disponerse para el encendido sin recurrir a darle forma de chimenea, mentira estética implicada automáticamente en su no uso. La caja de humos en sí misma no contendrá ya más las clásicas cañerías principales de vapor, ya que la alimenta-ción al cilindro sería realizada mediante un caño exterior a la caja

de humos y la alimentación al colector mediante un caño también exterior al cuerpo cilíndrico de caldera; de este modo se eliminan difíciles uniones que usualmente son proclives a fugas.

De tal diseño de caja de humos desaparecen pues los clásicos quebraderos de cabeza que son el piso, las uniones de elementos, la junta del caño de escape, las juntas de los caños de admisión y las entradas de aire alrededor de éstos.

## 2.7 Conexión de la caja de humos al bloque de cilindros.

Tal como se ha dicho más arriba, la remoción de la caldera de su bastidor es de considerarse un hecho raro en razón del empleo de un moderno tratamiento de aguas. De hecho, esto ha sido ampliamente demostrado en Francia con el TIA en donde tal separación no es ya más realizada durante toda la vida de la locomotora (9). En nuestro país, también se está demostrando en el FC Río Turbio, notándose que en esto nada tiene que ver la calidad de las aguas que se encuentran en las distintas zonas de trabajo de las locomotoras sino la correcta aplicación del tratamiento.

Es así posible adoptar una construcción enteramente soldada para la conexión caldera-bloque de cilindros en lugar de la usual cuna abulonada e incluso desapareciendo la necesidad de tuberías abulonadas, en forma análoga a la que se da en la moderna práctica de centrales eléctricas.

La construcción propuesta es realmente una extensión del sistema americano en que el bastidor y muchos accesorios constituyen un cuerpo integral fundido.

Más recientemente, la fundición integral en acero, ha sido realizada por una construcción soldada, método que sería usado en este caso para asegurar la caldera al block de cilindros y éste al bastidor, sin perjuicio de una unión abulonada entre cilindro y bastidor si fuera de conveniencia constructiva.

Esta construcción produciría considerable economía en el costo inicial y si la separación de la caldera del bastidor fuera necesaria en algunos raros casos, se cortaría a soplete para volver a soldar después.

## 2.8 Aislación de caldera.

Una característica reclamada para el diseño presentado, es su capacidad para mantener la caldera en presión sin supervisión. En tales condiciones, puede considerarse a la caldera como un acumulador de calor y como tal necesitando de la mejor aislación. Muchos materiales modernos están a disposición para ello y un espesor de 25 mm probablemente será suficiente.

## 2.9. El economizador Franco Crosti.

El uso de tal disposición puede considerarse ha superado el período de ensayo convirtiéndose en una práctica establecida. Algunos puntos relativos a la parte termodinámica se verán más tarde.

El cuerpo principal del economizador podría presentar dos alternativas. La primera consistiría en una unidad colocada debajo del cuerpo cilíndrico de la caldera, pero en el presente caso se considera preferible una segunda alternativa consistente en dividir el cuerpo del economizador en dos unidades colocadas debajo de las plataformas y a cada lado de la máquina. Esto permite un acceso fácil a todos los elementos del economizador propiamente dicho así como del mecanismo interno.

## 2.10. El recalentador de Baja Presión.

Su diseño está inspirado en el viejo Pielock y está basado en la misma idea constructiva del economizador Franco, los tubos colocados unos frente a los otros (fig. 9) con los gases en el interior y el vapor por el exterior.

Estímase posible este tipo de construcción en razón de las bajas temperaturas, de gases y vapor, en juego.

Largas consideraciones han decidido su empleo, ya que tanto la teoría cuanto la experiencia muestran de un modo claro un marcado efecto favorable no solamente en la economía de vapor y en consecuencia en la potencia obtenible de una caldera y equipo de combustión dado del ciclo con recalentamiento entre el cilindro de Alta Presión y el de baja presión, sino también, lo que quizá es más importante, en los efectos secundarios con su enorme incidencia en la operación transiente que caracteriza el servicio ferroviario, así como en la potencia disponible para crear, mediante el eyector Klypor, un alto ya requerido por superficies extremadamente cargadas en sus regímenes calóricos.

## 2.11 Equipo de tiraje.

Tal como se ha dicho, cada caja de humos a la salida del economizador tiene un escape Klypor que, como se sabe, es un desarrollo del bien conocido Kylchap (9.1). Los resultados de ensayos muestra que su eficiencia como máquina bombeante está alrededor de 26% y se toma ventaja de esto a fin de crear el máximo vacío posible y así poder reducir el tamaño de las superficies de calefacción y, consecuentemente, los pesos y costos de fabricación.

Cabe notar que, para una dada cantidad de gases, la reducida temperatura de los mismos a la salida del economizador Franco disminuye la potencia de bombeo necesaria.

En la actualidad se está estudiando llevar a fondo las posibilidades de trabajar con contrapresión nula en la fase de escape, obteniéndose la energía para el tiro de la, de otro modo perdida, energía disponible por expansión incompleta.

### 3.- La máquina.

Se ha elegido el sistema de dos cilindros trabajando en compound sin reajuste posible de las admisiones entre ambos cilindros, es decir dando una sola posibilidad de manejo como en una máquina simple expansión.

No se ha previsto el trabajo en simple expansión, excepto como alternativa especial. El arranque está asegurado por una admisión auxiliar de vapor al receiver con una válvula piloto no automática montada en el regulador en forma similar a la disposición de las viejas Midland Compounds.

#### 3.1 Block de cilindros.

Podría ser en construcción de acero fundido o en chapa soldada, en ambos casos con camisas de cilindro de fundición "calidad diesel". El block estaría, según la conveniencia de fabricación, unido al bastidor sea por soldadura, sea mediante la clásica unión del tipo americano con bulones y cuñas. Las tapas traseras, integrales al cuerpo de cilindro.

El volúmen de las cajas de válvula sería lo más grande posible, conforme a las recomendaciones de Chapelon (10) a fin de asegurar el máximo grado de uniformidad en la presión del vapor frente a las válvulas, considerándose esto una característica importante del diseño en orden a posibilitar económicamente altas velocidades de pistón.

El block forma parte de una unidad entera abrazando la caja de humos, el recalentador de BP, los caños de transmisión y el soporte de caja de humos.

Las uniones del block al bastidor son, sino soldadas, provistas de fuertes bulones ampliamente dimensionados, efectuándose las operaciones finales de torneado del alojamiento de las camisas mediante los usuales tornos portátiles en forma de asegurar una perfecta alineación con los planos fundamentales de la máquina.

#### 3.2. Aislación del bloque de cilindros.

La aislación de los cilindros es considerada materia de suma importancia y a la cual usualmente no se le dá la que merece. La performance de una locomotora en operación transiente (servicios con paradas frecuentes y largas) es importante en orden a su eficiencia, medida en términos anuales, eficiencia sensiblemente afectada durante los

períodos de calentamiento que son inherentes a cada detención. Además, se considera que una perfecta aislación es vital a fin de reducir la acción de paredes y cuya importancia ha sido claramente demostrada en los ensayos realizados en Alemania con locomotoras carenadas.

Las prácticas corrientes en relación al mantenimiento de la aislación de cilindros es notoriamente mala, las más de las veces terminando en una completa remoción; también los diseños descuidan la aislación de las uniones entre los cilindros y el bastidor. La experiencia del autor (en particular la clase 30 ex PBA, Argentina) demuestra que es práctico incorporar la aislación de modo permanente al block de cilindros usando una capa de lana de vidrio metida dentro de la corriente camisa, esta última sellada con soldadura al block. Tal procedimiento podría ser incorporado fácilmente a todo el conjunto delantero de la locomotora y la aislación realizada de una vez para siempre en el taller de fabricación.

### 3.3. Pistones y vástagos.

Una construcción extra liviana es esencial para reducir las masas alternativas al mínimo. Esto de la máxima importancia en relación al diseño del conjunto de la locomotora y cuyo tamaño ha sido también reducido a un mínimo como consecuencia de la alta potencia másica obtenida. El efecto final de esta potencia másica es que la relación entre el volumen de los cilindros y la masa de la locomotora crece y en consecuencia la importancia relativa de las masas alternativas, mayor.

Esta reducción en el peso del pistón puede ser alcanzada mediante un diseño cuidadoso a base de un acero ligeramente aleado, con un vástago hueco y un contravástago roscado conforme a la práctica francesa. El pistón en sí mismo podría ser en una sola pieza con el vástago conforme a la práctica en el LNER en las Pacifics de Gresley.

Los pistones deben ser calidad diesel en cuanto a la terminación mecánica; el de alta incorporando 10 aros angostos de 10 mm. de altura axial y el de baja con 7 aros de 10 mm. de altura axial.

Los mejores prensaestopas para los vástagos, conforme a la experiencia del autor, son los de diseño japonés (Fukao) cuya vida puede estimarse en unos 600.000 km.

### 3.4. Crucetas.

Habiéndose previsto que tanto la punta chica cuanto la grande de cada biela motriz esté montada en rodamientos, quedarían únicamente los patines de cruceta como exclusivas piezas de mecanismo ubicadas dentro del bastidor y que requieren atención corriente por estar sometidas

a apreciable desgaste. Por ello se han previsto todas las precauciones que aditivamente, contribuyan a reducir este a un mínimo, comenzando por prevenir una muy amplia superficie de apoyo. El diseño standard British Rys., es compatible con este requisito, pero una alternativa diseñada sobre la base de un cuerpo de aleación de aluminio podría ser interesante. Las guías son de acero común con patines y suplementos de frotamiento realizados en acero al manganeso.

Una precaución especial para reducir el desgaste consiste en hacer trabajar la cruceta en una atmósfera libre de polvo para lo cual se conduce una corriente de aire puro desde la parte delantera de la locomotora, corriente conducida a través de un simple tubo que atraviesa la parte inferior de la caja de humos.

El perno de punta chica, se ha dicho, está previsto con rodamientos; sin embargo si se elige, por diversas circunstancias un cojinete plano, será dimensionado con bajas presiones específicas ( $200 \text{ kg/cm}^2$ ), diseño ajustado al tipo flotante utilizado con éxito en Argentina. Es necesario asegurar una amplia y segura lubricación ya que el mantenimiento de la punta chica generalmente constituye un punto débil y descuidado en los diseños ordinarios.

### 3.5. Bielas motrices.

Son de sección doble T para reducir el peso a un mínimo. Material recomendado es acero SAE 1045 y si es necesario adoptar una solución en cojinetes planos, el diseño prevé una superficie de apoyo 80% más que en los diseños normales.

### 3.6. Válvulas.

El diseño propuesto para la válvula se apoya en el tipo FC Río Turbio mostrado en la fig. 4 y que constituye la culminación de una larga experiencia. El cuerpo de válvula es fabricado en chapa de acero soldada y conectado al tira válvulas con un perno flotante. Tanto el recorrido de la válvula cuanto el recubrimiento se ha previsto sea el mayor posible de modo de dar la máxima abertura nominal de secciones de paso de vapor y a su vez éstas condicionada en la mejor forma aerodinámica.

La práctica establecida para los motores disel debe ser seguida en cuanto al diseño, material y terminación de los pistones y aros. Con ésto es posible asegurar que las fugas de vapor, como lo muestra la experiencia sean reducidas a un mínimo, punto este cuya relevancia ha sido puesta claramente de manifiesto por Chapelon.

El empleo de materiales para los aros, conforme a la práctica en USA, que prevé algunos de un bronce especial, mejora grandemente la condición de la superficie de las camisas y contribuye a que las válvulas per-

manezcan perfectamente estancas por un período muy largo, a pesar del desgaste de aros. La experiencia permite prever una perfecta hermeticidad hasta un recorrido de 130.000 km.

Las camisas de válvula serían refrigeradas por medio de vapor saturado que pasa entre el cuerpo de cilíndrico y la camisa misma, y el cuerpo de la válvula por la acción del vapor de escape dirigido mediante un adecuado deflector. La experiencia prueba que aún empleándose aceites comunes para cilindro, no se dan aros pegados ni carbonizaciones.

En aras de una normalización, la misma válvula se preve para el cilindro de AP y para el de BP, previéndose las necesarias diferencias en los recubrimientos mediante cambios en las dimensiones de las lumbreras.

### 3.7. Distribución.

Por razones de mantenimiento es preferible colocar cuanto mecanismo sea posible fuera del bastidor. Esto puede lograrse empleando la disposición Stephenson o bien mediante una disposición Walschert tal como aplicada a las locomotoras Gr 624 de los ferrocarriles italianos. Se estima que no hay diferencia ni preferencia por una u otra distribución en cuanto a las fases del diagrama de vapor, no obstante lo cual la Stephenson de barras cruzadas permite un mayor avance lineal también en marcha atrás, un punto interesante a considerar en un diseño que, como los recientes en Alemania, debe prever igual velocidad en marcha adelante que en marcha atrás.

En principio se considera conveniente adoptar los pernos y articulaciones de la distribución en cojinetes planos hasta tanto se obtenga más experiencia con un montaje a base de rodamientos. Tales articulaciones planas tendrían dispositivos de hermeticidad a base de caucho sintético.

De ese modo trabajarían prácticamente en un baño de aceite. El diseño de los cuerpos de biela preve el mínimo peso posible para lo cual no se considera necesario adoptar formas rebuscadas exagerando innecesariamente el trabajo de mecanizado. No hay en esto ninguna razón para no adoptar una construcción soldada, evitando costosas forjas.

### 3.8. Bielas acoplantes y botones de manivela.

Los mismos principios de diseño previstos para las bielas motrices son de aplicación aquí en orden a la dimensión de los botones de manivela, tradicionalmente empleando innecesarias presiones específicas muy altas. A fin de reducir el esfuerzo transmitido, los pernos de articulación deber estar colocados en las bielas de los extremos. El movimiento lateral del primer eje acoplado ( $\pm 30$  mm.) está previsto mediante pernos de articulación esféricos.

Todos los pernos de articulación y muñequillas presentan un diseño que disminuye al mínimo las concentraciones de tensiones, para lo cual se incorporan las mejores disposiciones en la materia.

La lubricación de los cojinetes de biela (cojinetes planos) preve el trabajo en un baño de aceite mediante las disposiciones empleadas en el FC Río Turbio.

En el caso de que el diseño se adopte para trochas angostas (métricas o similares) las bielas acoplantes serían exteriores al bastidor y las ruedas montadas internamente al mismo. En este caso el diseño preve el empleo de brazos incorporando los contrapesos y diseñados conforme a los mismos principios que el cigueñal, según se detalla más adelante.

### 3.9 Ejes. Cajas de eje y Cigueñal.

El cigueñal es de acero 1045 y de dimensiones generosas, siendo el ancho de los laterales 70 % del diámetro de los gorriones.

Es importante destacar que la unidad debe ser estática y dinámicamente balanceada. El tipo "built up" permite la adopción de contrapesos integrales que evitan momentos flectores derivados de fuerzas centrífugas que no actúan en planos próximos.

Por lo menos uno de los principales fabricantes de cojinetes de rodamientos estima la vida de éstos colocados en la cabeza grande de la biela tanto como la del cigueñal mismo. En tal caso sería posible simplificar considerablemente el diseño haciendo una biela con el ojo cerrado, punto que sin embargo debe ser mejor estudiado.

El conjunto del cigueñal sería construido con elementos unidos en caliente, incorporando carborundum entre las superficies en contacto con lo que se incrementa sensiblemente el agarrotamiento de las mismas, esto en razón de una muy acrecentado coeficiente de fricción.

El mismo diseño básico de cigueñal es previsto para la versión en trochas anchas en que las ruedas motrices están fuera del bastidor así como para la versión en trochas angostas en que las ruedas están dentro del bastidor, (fig. 5). La distancia entre los ejes de cilindro es tan pequeña como es posible y compatible con adecuadas disposiciones constructivas, con lo cual es posible dar el máximo espacio para los cojinetes principales. De ese modo, en el caso de un diseño a base de cojinetes normales, las presiones específicas serían muy bajas en comparación con las reglas de usual aceptación, llevando al extremo el criterio recomendado por Cox (11) y desde luego disminuyendo los desgastes que de esas presiones dependen.

La ubicación relativa de los botones de biela internos puede



ser en fase o en oposición de fase con respecto a los botones exteriores. La primera solución disminuye los esfuerzos en las cajas pero incrementa los momentos flectores sobre el cigueñal. Se ha preferido la segunda disposición dado que es posible en cualquier caso disponer de amplios cojinetes y en consecuencia es expectable una vida del cigueñal tan larga como la de la locomotora.

Dada la posición del eje cigueñal cerca del centro de percusión y oscilación de la locomotora los esfuerzos laterales sobre el mismo son reducidos (12).

Las cajas de eje son previstas a rodamiento y por lo menos las del eje cigueñal, a rodamientos a rótula con lo que es posible tener en cuenta las flexiones del mismo. Los frentes de caja en acero manganeso, pero se mantiene la tradicional disposición de cuñas. El sistema de ajuste Franklin, automáticas, ha sido recomendado por Chapelon, pero alguna experiencia con calentamientos arrojan algunas dudas sobre su empleo en condiciones de no perfecto mantenimiento, punto este actualmente en investigación. En cualquier caso se preve un sistema de retén de los bulones de cuña de modo que sea imposible su aflojamiento en servicio, tal como lo ha probado la experiencia.

Como alternativa a un diseño que incorpore cojinetes a rodamientos, es posible adoptar una versión en cojinetes planos pero incorporando disposiciones para tomar el juego que se origina por desgastes y que están basadas en las cajas Mangold de los ferrocarriles alemanes. Una versión simplificada de ésta disposición ha sido adoptada por el FC Río Turbio con todo éxito, incorporando incluso disposiciones simples que permiten controlar la posición de los ejes en relación al bastidor de la locomotora. La lubricación prevista es a base de aceite con almohadilla y retenes.

### 3.10. Alternativas.

Por supuesto que el diseño puede ser realizado en una versión con cilindros exteriores. El resultado neto es una más reducida performance porque la máquina resulta ligeramente más pesada y cara, y capaz de una menor velocidad máxima en razón de mayores efectos de inercia: es decir algo así como una potencia 20% menor. También si se adopta una versión en simple expansión la economía se resiente en un 10 a 15%.

Esta reducción puede aún ser mayor debido a la mayor importancia que en las máquinas de simple expansión tienen los efectos transitorios inherentes al servicio ferroviario. Además, para una misma disposición y un mismo peso y tamaño del aparato productor de calor (caldera, tender, stoker, empleados afectados a la contabilidad y manejo de combustibles,

etc.) la potencia desarrollable resulta disminuída en la misma proporción.

La versión compound no preve, salvo que las especiales condiciones del tráfico y del perfil de la vía lo justifiquen, la adopción de ninguna válvula para la marcha en simple expansión. Con ello, la máquina resulta equivalente a una locomotora de usual gemela, y las complicaciones en todo caso serán intelectuales en orden a la realización de cálculos y dibujos, pero nunca constructivas, de mantenimiento u operativas. En esto, la experiencia del FCGEM es concluyentemente favorable.

#### 4.- VEHICULO.

##### 4.1 Bastidor.

Se prefiere el sistema de bastidor de barras en razón de la mayor accesibilidad que otorga. La rigidez es llevada a su máximo haciendo participar a la caldera en la torsión y flexión, para lo cual su disposición con gran momento de inercia la capacita en grado sumamente favorable. Para esto, como se ha dicho, las placas de expansión sistema americano otorgan una unión firme.

Los largueros son de acero dulce corriente, mecanizados en todos los puntos y arriostrados diagonalmente mediante piezas fabricadas en chapas soldadas. Las rinconeras están previstas con radios amplios a fin de disminuir las concentraciones de tensiones. Las ataguías, de diseño robusto, están previstas con superficies de contacto de gran amplitud a fin de disminuir los desgastes. Los bulones en todos los casos deben ser reforzados y en lo posible en materiales de baja aleación, previendo siempre un apoyo sobre superficies mecanizadas y exentas de asperezas que facilmente se aplastan.

La longitud del bastidor es menor que la de la máquina, dejando libre un importante espacio entre máquina y tender disponible para un fácil acceso y proyecto de todas las conexiones usuales. La barra de tracción, del tipo Goodal, permite hacer participar efectivamente la masa del tender en las vibraciones de adelante-atrás que son inherentes a todos los diseños de dos cilindros; con esto la amplitud de las mismas se reduce practicamente a la mitad.

La fig. 5 ilustra dos alternativas para la colocación de las ruedas dentro y fuera del bastidor. El rango de aplicabilidad es como sigue:

- a) Trochas angostas desde 950 a 1067 mm. con las ruedas dentro del bastidor (Argentina, Chile, India, Sud Africa).
- b) Trochas anchas, con las ruedas fuera del bastidor.

La distancia entre los largueros principales sería ligeramente diferente en las dos alternativas, pero se estima posible aún así un alto grado de normalización utilizándose las mismas cajas de eje, suspensión, cenicero, etc. y solamente distintos algunos componentes menores (piezas de distancia) en los refuerzos de bastidor. Tal normalización se extendería a las cañerías, bielas, etc., economizando en consecuencia el caro y escaso potencial de diseño de oficina técnica.

#### 4.2. Ruedas.

El diseño preve el empleo de la práctica más reciente, posiblemente sobre la base de centros de rueda construídos en chapa soldada dando amplio apoyo a las llantas. Éstas serían de la mejor calidad dura conforme a la reciente práctica americana. Su espesor sería de 100 mm.

Previéndose una disposición con amplios cojinetes (en el caso de ser estos del tipo plano) es previsible que la vida de los ejes alcance a la de toda la locomotora, tal como se preve en el FC Río Turbio.

#### 4.3. Suspensión.

Aquí también la decisión es por la práctica americana. No se preven medios de ajuste. La compensación por balancines permite considerar la suspensión como de tres puntos, el eje trasero sirviendo solo.

La combinación de elásticos de ballestas con resortes helicoidales en serie, tal como lo prueba la experiencia, elimina completamente las roturas de elásticos tan de temer en lugares en que la vía no es de primera clase. Las hojas de los elásticos de ballesta son finas reduciéndose así las tensiones generadas por flexiones adicionales a que dan lugar los golpes de la vía. Las características de flexibilidad requeridas se obtienen con un adecuado número de hojas. Al no considerarse necesarios los dispositivos de ajuste por tornillo y tuerca, simples articulaciones no mecanizadas a base de chavetas del tipo americano simplifican la construcción y el mantenimiento. El ajuste de la suspensión no requiere el paso de la máquina por las balanzas.

Para controlar los desplazamientos laterales del primer eje se ha previsto un dispositivo usual Alco. De ese modo se incrementa la seguridad de circulación y se disminuye la acción de choque de ese eje sobre la vía.

#### 4.4. Freno de la máquina.

El diseño propuesto incorpora un freno a vapor actuado a pedal, independiente del freno del tren. No se considera necesaria la usual timonería compensadora.

Se preve un dispositivo SAB para la automática toma de desgastes de zapatas de freno. El cilindro de freno está colocado en la parte de atrás de la máquina y exterior al bastidor dando así la máxima accesibilidad al mismo. Las cañerías de vapor, de amplias dimensiones para evitar los retardos inherentes a las condensaciones.

La disposición de pistones y aros del cilindro de freno preve intercambiabilidad con los de válvula, de modo de asegurar la máxima hermeticidad del conjunto y reducción del desgaste. Los frenos del tender son también a vapor, pero en este caso debe recurrirse a la timonería compensada usual.

Se preve que los frenos de la máquina puedan ser utilizados por el maquinista para controlar los patinajes, y la válvula de pedal debe ser diseñada conforme a éste requerimiento. El hecho que sea a pedal permite dejar las manos libres para otras operaciones de control de la locomotora, o, por qué no decirlo, para que el maquinista pueda prender un cigarrillo o leer la vía libre, sin que por ello una locomotora poderosa se embale en un pequeño tramo de vía cuyas consecuencias desastrosas sean muy pobres y embalamiento que podría tener consecuencias desastrosas para el mecanismo.

#### 4.5. Freno para el tren.

Dos alternativas son inevitablemente impuestas por la zona en la que debe trabajar la locomotora.

##### a) Freno al vacío.

En este caso el vacío es generado por una bomba de cruceta del tipo ex GWR, Inglaterra. En ello uno de los contravástagos lleva el émbolo, colocado en consecuencia fuera del bastidor. Por descontado que se tendrán en cuenta los últimos adelantos en materia de frenos al vacío (13). El eyector es de operación intermitente y automática. Una eficiente unidad de 50 mm. sería suficiente para satisfacer las mayores exigencias de rápido aflojamiento.

Este sistema de "bomba de cruceta" y eyector permite la máxima economía de vapor en tanto que es capaz de operar con alto vacío aún en condiciones de trenes largos faltos de adecuada hermeticidad.

##### b) Freno de aire comprimido.

En este caso el compresor principal de diseño normal

está colocado debajo de la casilla. También podría hacerse actuar como compresor a émbolo "buzo" uno de los contravástagos, dando así una mayor eficiencia y disminuyendo el consumo de vapor.

En ninguno de los tipos de freno mencionados se propone el acomplamiento de los frenos de la máquina y del tre, excepto en dos circunstancias: en servicio de trenes rápidos de muy alta velocidad que exijan el máximo requerimiento de los frenos y en el caso de trenes de carga muy largos de difícil manejo.

#### 4.6. Cabina y plataformas.

La cabina está firmemente asegurada a la caldera. Un adecuado espesor de aislación en la caldera ayudara a proteger al personal cuando se trabaja en climas cálidos, habiéndose previsto adecuados conductos de ventilación y aún la instalación de ventiladores rotativos. Un agujero colocado sobre el techo encima de la puerta del hogar permite una fácil evacuación de los gases en las operaciones de encendido y, tal como lo muestra la experiencia, es posible mantener el techo de la casilla pintado de blanco. Una generosa área de ventanas cubiertas con vidrios contribuye a hacer agradable la estancia en un ambiente en la que los hombres pasarán casi un tercio de su vida, por un largo tiempo.

El "domo chico" con sus llaves y válvulas y cañerías va colocado fuera de la casilla, dejando lugar libre y así facilitando el mantenimiento al par que observando una importante regla de seguridad. Se prevén asientos simples, tapizados. El regulador, el cambio de marcha y otros comandos deben ser cuidadosamente estudiados para una mínima fatiga. El piso debe estar siempre seco y para el caso de climas muy fríos cabría colocar debajo del mismo serpentinas de calefacción.

El material de la casilla, plataformas y forro de caldera y otros accesorios podría ser aluminio y corresponde aquí alguna reflexión sobre la cuestión del ahorro de peso. Puede contribuirse a ello con medidas como las anotadas y también mediante el empleo de aceros especiales en componentes importantes de la locomotora tales como el cuerpo cilíndrico de la caldera (con un posible ahorro de 1 mm. de espesor) olvidándose del peso y del ahorro en otros componentes secundarios; no tiene sentido ese ahorro de 1 mm. de espesor; en cambio sí lo tiene hacerlo en la gran cantidad de elementos secundarios que conforman el conjunto de la locomotora, y que no están diseñados nunca en base a exigencias de resistencia mecánica.

Puede arguirse que una tal atención al ahorro de peso no tiene sentido a menos que se dedique una similar al tren, dado que cualquiera sea el lugar donde exista el exceso de peso, éste, habrá de ser transportado con el consiguiente gasto de energía. Si bien esto es cierto en

alguna medida, la ventaja de ahorrar peso en la locomotora puede ser mayor y con ello es posible como en este caso, conseguir una alta performance sin recurrir al empleo de ejes portantes, con lo que se disminuye el costo inicial, el mantenimiento y se remueve un punto más de posibles dificultades mecánicas que tienen mucha más influencia sobre el servicio que una interrupción motivada por percances similares cuando se dan en los vagones.

#### 4.7. Tender.

Se siguen las líneas del diseño moderno completamente soldado y con "water Bottom". Dado que la autonomía de la locomotora está determinada más por la capacidad de combustible que por la de agua, el acento recae sobre la primera, particularmente teniendo en cuenta el empleo de combustibles de bajo poder calorífico por unidad de volumen. Por supuesto el diseño debe incorporar suficiente flexibilidad como para tener en cuenta distintas condiciones con sólo simplemente soldar chapas que permitan convertir el espacio de combustible en espacio de agua. La provisión de adecuadas conexiones para el empleo de vagones tanques, solución preferible al empleo de un tender de capacidad extra, se impone en ciertas circunstancias.

Esta solución también contribuye a prever inicialmente un amplio espacio para el combustible.

La experiencia del autor señala que el tipo de piso para el tender que dá más conveniencia es un simple piso plano, tal como se muestra en la figura 1; además de dar el máximo volumen de combustible en las cercanías de la casilla disminuyendo al mínimo el desagradable trabajo de "arrimado" y permite la ubicación del gusano del stoker todo a lo largo del tender, La importancia de disponer de la máxima cantidad de combustible cerca de la casilla inspira el diseño haciendo que la carbonera se introduzca en el plano del piso de la misma.

La construcción de las chapas de costado con una ligera comba, da a las mismas adecuada resistencia, posibilitando el empleo de un material de solo 4 mm. de espesor y que un adecuado tratamiento de aguas asegura contra la corrosión. Incluso el retorno de una pequeña proporción de agua de caldera contribuiría a esto si fuera necesario.

El diseño debe ser lo suficientemente flexible como para permitir un fácil acomodamiento de enganches y topes de cualquier tipo. Los bogies de tender, tradicionalmente de diseño especial, son sin embargo en este caso bogies normales para vagones de alta velocidad y su mantenimiento estaría comprendido en el de tales vehículos.

Una alternativa puede presentarse en relación a la necesidad de utilizar combustible líquido, en cuyo caso en lugar del tradicional

tanque adicional se preve simplemente cerrar parte del espacio destinado a combustible con chapas adecuadas.

La capacidad de agua del tender está prevista para una marcha de 2 1/2 horas continuamente desarrollando una potencia al gancho de 1800 CVe.

La capacidad del tender está definida de este modo más que en los clásicos metros cúbicos, dado que el punto importante es definir cuanto tiempo es capaz de trabajar la locomotora con una mínima consumición de agua, cosa que puede conseguirse mediante un adecuado diseño termodinámico, interesante y hasta ahora impensada alternativa.

#### 4.8. Lubricación.

Se propicia que tantos cuantos sean posibles de los puntos y articulaciones de los mecanismos trabajen sobre cojinetes a rodamientos. Sin embargo no será posible eliminar la necesidad de aplicar lubricación exterior a muchos de dichos puntos. No se recomienda la aplicación de una lubricación mecánica al estilo americano con bomba central y extensas cañerías, sino simplemente cajas de mechas de muy amplia capacidad de modo que la diferencia entre sus niveles máximos y mínimos sea reducida, asegurando así una adecuada regularidad de suministro.

Si bien esta solución implica un adicional consumo de aceite, cabe notar que el costo de este incremento compensa largamente el de un sistema completamente mecanizado y que requiere un mantenimiento adicional por si mismo.

Los caños de lubricación pueden, y conviene, ser de plástico en lugar del costoso cobre, por lo demás sujeto a fatiga y roturas. El conjunto de cajas de mecha debe prever el empleo de un solo tipo de mechas, variándose la capacidad mediante diferente diámetro del conducto, detalle práctico que hace mucho en un asunto tan vital. También es importante que no quede absolutamente ningún punto sin adecuada lubricación, la experiencia prueba una extraordinaria reducción de desgastes si esta práctica se establece conceinzudamente en el diseño básico.

Si se decidiera la adopción de cojinetes normales en las bie-las, el sistema de aguja tipo FCGEM es el mejor para la lubricación con aceite, descartándose el empleo de grasa en razón de los desgastes que ocasiona.

En todo lo posible debe reducirse el uso de cajas de aceite ubicadas en las partes móviles. Las guías de cruceta pueden ser lubricadas de ese modo y muchas piezas del movimiento chico mediante "el gotero de pesca" comunmente usado en los buques.

El diseño debe tener en cuenta el agrupamiento y la disposición de los dispositivos de lubricación en forma de simplificar al máximo la preparación de la locomotora, sin olvidar que tal preparación debe espaciarse lo más posible, es decir prever muy largos recorridos enganchado a tren sin ninguna atención.

El uso de la aceitera en manos del maquinista debe ser completamente desterrado como cosa de un pasado ineficiente. Solamente algunos puntos que necesitan una lubricación magra pueden ser atendidos por tal sistema que debe incorporarse a la rutina del mantenimiento periódico.

La experiencia ha sancionado favorablemente los métodos propuestos, habiéndose llegado a recorridos de 2000 km. sin atención.

#### 4.9. Lubricación de cilindros y válvulas.

Se impone la lubricación por bomba en toda máquina cuyo circuito de vapor esté dimensionado adecuadamente y el cual las diferencias de presión entre caldera y caja de válvulas es mínima. Sin embargo, como se verá, es interesante una adecuada complementación con la lubricación a condensación.

La experiencia muestra que el tipo de válvula desarrollado en el FC Río Turbio puede trabajar con temperaturas de vapor de hasta 450°C a pesar de no emplearse los mejores aceites que la técnica moderna ofrece. Las razones de esta performance pueden ser resumidas como sigue:

- a) El empleo de vapor de escape para refrigerar el cuerpo de la válvula.
- b) La absoluta exclusión de aire (oxígeno) y gases de combustión durante la marcha a regulador cerrado.
- c) El uso de vapor saturado para refrigerar las camisas de válvula.
- d) La absoluta eliminación de arrastres de agua y aún de ligeras contaminaciones del vapor.
- e) El empleo de camisas de válvula y de cilindro de calidad "diesel".
- f) La vigilancia de la lubricación por el maquinista y no por el foguista.

Como se ha dicho, la lubricación es basada en el empleo de una bomba con mecanismo de trinquete que puede ser ajustado desde la casilla en forma de asegurar una corrección si las circunstancias lo requie-



ren, y que puede ser juzgada mediante la observación de los vástagos que a tal efecto no deben tener lubricación propia. Esa regulación también es indispensable si, por cualquier anomalía, se presenta un arrastre de agua que debe ser corregido de inmediato. El punto de accionamiento de la bomba debe guardar una relación con la carrera de la válvula en forma de alimentar más aceite cuando la locomotora trabaja a fuertes admisiones. Va por descontado que se debe asegurar toda dificultad inherente a la contaminación del aceite con vapor generalmente proveniente de las serpentinas de calefacción del depósito de aceite.

El empleo de bomba exige la organización de una adecuada rutina de inspección y mantenimiento; de lo contrario es preferible el empleo de un lubricador a condensación. Como medida de seguridad en un aspecto tan vital para la locomotora, se preve el empleo de un lubricador a condensación de un solo gotero del tipo Detroit. Usualmente trabajaría en forma muy lenta y serviría de reserva en caso de mal funcionamiento o rotura de la bomba principal.

Cualquiera de las especificaciones aceptadas por los ferrocarriles para aceite de vapor recalentado puede ser aceptable, pero la adición de grafito coloidal se considera de interés. También la adición de grafito en escamas es conveniente mediante simples copas colocadas en cada caja de válvulas. Su empleo no solamente reduce la fricción y el desgaste, sino que, ganándose en todos los intersticios, de todo el sistema de vapor contribuye eficazmente a la hermeticidad general de la locomotora (14) punto sobre el cual toda providencia es poca y cuya repercusión favorable sobre el servicio está fuera de toda proporción con respecto al costo de éstas pequeñas medidas.

La separación de aceite del vapor de escape de alta presión antes de su entrada al recalentador de baja puede hacerse mediante el simple principio de "la junta que pierde" y que se basa en los fenómenos de transferencia de masa. Aún sin esta separación, la cantidad de depósitos que puede formarse en el recalentador de baja es muy pequeña dado que las temperaturas de gases en el mismo son muy bajas como para entrañar alguna carbonización de importancia.

#### 4.10. Sistema de alimentación de agua.

La figura 6 muestra su conjunto. La alimentación principal se basa en utilizar uno de los contravástagos como bomba, aplicándose el principio de las viejas bombas de cruceta. Tal sistema es, en opinión del autor, el de máxima simplicidad, incluido el inyector. La experiencia ha demostrado que su trabajo es seguro y eficiente y conducente a un trabajo descansado para el personal de conducción evitando variaciones en la presión. En el pasado, la bomba de cruceta ha sido desechada en favor de los inyectores invocándose las ventajas de una alimentación caliente, na-

turalmente sin poderse apoyar en ningún criterio termodinámico.

La bomba de cruceta tiene un consumo específico de vapor según corresponde a la máquina principal y es así el más bajo posible, ya que ninguna bomba a pistón de mando separado, ni tampoco ninguna bomba a turbina, presenta cifras de consumo inferiores al 2 a 3 %.

El diseño de bombas alternativas de alta velocidad ha sido tratado por Schveter en Alemania (15) de modo que su diseño puede descansar sobre adecuada experiencia. Así el empleo de cuatro o cinco válvulas en lugar de una gran válvula es el secreto contra las roturas de estos órganos.

La posibilidad de avería en el sistema de bomba está contemplada con un inyector de gran exceso de capacidad, colocado en un lugar de fácil acceso para facilitar el mantenimiento. Sin embargo, los controles en la casilla están previstos en posición incómodas en forma tal de que el personal no tienda a su uso en condiciones de trabajo normales. La descarga del inyector se haría sobre el economizador Franco Crosti. Un pequeño inyector alimentaría la manga de lavar y de regar el carbón evitándose así el uso del inyector principal con todas sus malas consecuencias prácticas.

El diseño tiende básicamente a hacer que no haya necesidad de alimentar la caldera cuando el regulador está cerrado, para lo cual la liberación de calor debe responder en cada instante a las necesidades. La reducción automática del aire que entra por el cenicero en condición de "encendida en reserva" es una importante medida contributiva a los fines expuestos.

La regulación de la bomba de agua estaría asegurada por cavitación mediante una admisión de vapor de escape controlada y conectada directamente a la admisión de agua. De este modo se provee de un cierto calentamiento inicial al agua y en consecuencia reduciendo la carga térmica impuesta al resto de los calentadores, que constituyen, además del economizador Franco, un sistema que incorpora dos calentadores alimentados con vapor de escape.

Estos calentadores a vapor de escape podrían ser de un diseño normal cualquiera, tal como el Knorr o el Elesco, con una superficie de calefacción de unos 10 m<sup>2</sup>. A fin de mantener la máxima presión de vapor de escape en el primer calentador, se instala una válvula Hörbiger en el caño de alimentación de vapor que viene del escape. De ese modo, el calentador es conectado al escape solamente cuando se produce el "puff", cerrando la válvula en forma inmediata. El segundo calentador colocado en serie con el primero estaría alimentado del mismo modo, pero a una presión mayor, dando así el conjunto una temperatura del orden de los 130°C.

Esto es posible porque se manda vapor a los calentadores solamente conectándolos a la cañería de vapor de escape en el momento en que la presión corresponde al inicio del avance de escape.

Se considera que la provisión de una amplia cámara de agua entre las posiciones "nivel lleno" y "nivel mínimo" es esencial para una correcta operación del conjunto del sistema, al trabajar así la caldera como amortiguador de las inevitables oscilaciones que no podrán ser controladas. Apreciarse así la importancia de conseguir un diseño de caldera en el que no existan, en el cuerpo cilíndrico, áreas muertas inútiles, que no sirven para acomodar tubos haciendo así máxima la sección de paso de gas, ni tampoco para intervenir en el juego de acumular-agua-en-la-caldera-durante-la-marcha para-no-tener-que-alimentar-agua-fría-a-regulador-cerrado.

##### 5. Características de tracción de la locomotora.

Se considera en esta sección la performance de la locomotora en cuanto a máquina de transformación de energía. La sección siguiente trata del comportamiento como máquina de producir tráfico.

La importancia de lograr favorables características en orden al proceso de transformación de la energía debe ser aquí destacada, dado que a menos que la misma pueda ser predicha dentro de un estrecho margen de error de cálculo y mantenida en la práctica del servicio diario con todas las contingencias que conspiran en su contra, poco es lo que se habrá logrado. De no verificarse estas dos premisas, el resultado será una potencia disminuida y un incremento en el consumo de combustible a tal punto que la atracción de un simple diseño 0-6-0- o 0-8-0- se esfuma.

Dado que el presente diseño difiere sensiblemente con respecto a los modelos clásicos, aún los más recientes, no puede aceptarse que una predicción de la performance pueda estar basada o considerada en relación con curvas características o procedimientos que responden a esquemas perfectamente restringidos en su ámbito de aplicación.

Es experiencia del autor que, incorporando ciertas características al diseño estudiadas con todo detalle, es posible predecir, en base al cálculo, el comportamiento de los distintos elementos que componen la locomotora. Para ello el diseño debe prever un manejo no técnicamente perfecto y una operación en condiciones climatéricas desfavorables. También el reducir el margen de error de tal pronóstico lleva implícito considerar la organización de adecuadas condiciones de mantenimiento, las que sin embargo no siempre se darán y en consecuencia ya desde la oficina técnica deben preverse los medios tendientes a asegurar una buena performance a pesar de ello, p. ej. colocando muchos aros en los pistones, de modo que una incorrecta ejecución de los mismos no incida sensiblemente

te en los resultados de consumo y potencia.

### 5.1. Características en marcha.

Las cifras dadas más abajo se refieren a marcha continua fuera del período de calentamiento, presentación similar a la que se dá en los ensayos ingleses o alemanes, pero no franceses, dado que estos últimos incluyen una salida "en frío" en la realización de cada prueba. Este período de calentamiento y también la operación en condiciones no uniformes en general están lejos de carecer de importancia en la práctica de la tracción a vapor. Mas adelante están considerados los elementos de juicio sobre el particular así como las medidas técnicas adoptadas para reducir su desfavorable incidencia a un mínimo. Naturalmente han sido incluidas al calcular la eficiencia térmica total anual.

### 5.2. Perfomance de la caldera.

El apéndice A dá el resultado de los cálculos de pronóstico de comportamiento. A diferencia de la normal presentación de los ensayos, se ha incluido allí todas las contingencias de limpieza de fuego, etc., y que, en la operación clásica, representan un gasto considerable que no aparece en los estudios técnicos. Las cifras indicadas no son precisamente las más favorables obtenibles en ensayo, ya que se han incluido factores que contemplan un manejo no ideal.

Es posible en consecuencia que los resultados obtenibles en condiciones ideales puedan ser todavía algo mejores, pero se insiste en que, si bien ello tiene sentido académico y como elemento de información para estudios que conduzcan al progreso de la tecnología, lo que cuenta en último término es la perfomance diaria, para la cual se han hecho todos los esfuerzon imaginables a fin de que su diferencia con la "teórica" sea la mínima posible. En esto, el autor cree tener experiencia.

La absorción de calor está calculada en basa a los más modernos criterios de transmisión de calor, pero debe aquí destacarse que el sistema de combustión a la gasógena elimina un importante factor de incertidumbre dado que los tubos permanentemente están limpios.

El conjunto de la caldera con su combustión ciclónica ciertamente dará una eficiencia mayor que los diseños clásicos, principalmente por la total emisión de carbón no quemado a la chimenea, factor este último que incide desfavorablemente en la performance a los regímenes máximos. En ese sentido, la provisión de una amplia superficie de parrilla es contributoria a una mejor performance.

### 5.3. Combustible.

Un combustible típico, de calidad considerada no precisamente de primera, podría ser carbón de Río Turbio "de segunda" y cuyas características serían las que siguen:

- Tamaño: 40% por debajo de 6 mm. y 20% por debajo de 3 mm.
- Poder calorífico inferior (secado al aire) 5500/5000 Cal/Kg. (El valor inferior ha sido tenido en cuenta en los cálculos)
- Humedad (secado al aire) : 8%
- Cenizas (sobre seco) : 15 a 16%.
- Propiedades cokizantes: cero.
- Estabilidad mecánica: muy friable.

Merece notarse que en la actualidad se están haciendo ensayos con resultados satisfactorios empleándose mixtos con 35% de ceniza, solo 4000 Cal/Kg. como Pci y una granulometría en la cual 60% es inferior a 2 mm.

El tipo de ceniza de tal carbón de Río Turbio IIa, y más aún el mixto descartado en el proceso de lavado, dá lugar a fuertes escoriaciones en el fuego en la combustión usual a pesar de todas las precauciones. Se trata, pues, de un carbón que, como se ha dicho, no alienta esperanza de eficiente comportamiento en un servicio de tracción establecido según la técnica clásica, la que tradicionalmente ha demandado combustibles de primera clase expresada ésta por su índice de coquización, granulometría, bajo contenido de cenizas y carencia de tendencias a la formación de escorias. Tal carbón de selección es hoy prácticamente inobtenible en razón de la peor calidad que se dá en virtud de los procesos de mecanización de las minas.

También es posible utilizar leña de mala calidad en el concepto y acepción usual de la palabra. El sistema de combustión a la gasógena ha probado ser en extremo eficiente en tal sentido y constituye un desarrollo de ideas que se iniciaran en los ferrocarriles del Vietnam bajo iniciativa y dirección de la FAO (5).

#### 5.4. Performance del motor.

Esta depende de dos factores fundamentales:

- a) El ciclo de vapor, que define los límites termodinámicos teóricos dentro de los cuales ineludiblemente debe trabajar la máquina real. Estos límites a su vez dependen de las presiones y temperaturas del vapor y en par-

ticular muy especialmente de la contrapresión al escape.

- b) El grado en que la máquina se realiza en su ideal de acercarse a la máquina termodinámicamente definida por el ciclo teórico de vapor.

Tal como se ha explicado anteriormente, una performance máxima solo es posible con la aplicación simultánea de todos los recursos conocidos a tiempo que las soluciones deben guardar compatibilidad con las necesidades de carácter mecánico.

Un factor de importancia es el que se refiere a la cuestión del aerodinamismo interno y la reducción de pérdidas por laminaciones innecesarias en todo el circuito de vapor. Muchos diseños en el pasado han pecado contra esta fundamental regla por causa de inadecuadas secciones de paso de vapor a través de conductos, válvulas y otros órganos, reduciéndose así la performance particularmente en las locomotoras compound, mal comprendidas y peor interpretadas. La obra gigantesca de Chapelon no puede ser ignorada aquí.

El autor estima que aún pueden darse mejoras todavía con respecto a los diseños logrados por Chapelon y en consecuencia consiguiéndose eficiencias internas ligeramente superiores gracias a la provisión de pasos de vapor más amplios y, principalmente, en razón de la considerable reducción de efectos secundarios negativos que procura el recalentamiento intermedio en relación con la evolución del vapor en el cilindro de baja presión. Una perfecta aislación que mantenga en el servicio sin necesidad de atención especial de las fuerzas de mantenimiento es asimismo eficaz en ese sentido.

El consumo de vapor por caballo-hora no puede sin embargo considerarse una adecuada base de comparación ya que puede determinarse sea en condiciones "máquina caliente" o comprendiendo el período de arranque. Es así que las cifras alcanzadas por Chapelon, que descienden hasta 5Kg/HP<sub>ih</sub> deben todavía reducirse en un 10% (a 4,5 Kg/HP<sub>ih</sub>) si se quiere referir, como aquí se trata, al estado "máquina caliente".

Una tal performance solamente puede alcanzarse si no se da, en el diseño, ninguna posibilidad para que el maquinista trabaje la locomotora conforme a su estilo personal. Así, la provisión de un regulador del tipo Servo, usado en el FCGR, obliga siempre a trabajar con toda la máxima presión de caldera en los cilindros; análogamente no se preve ningún ajuste entre las posiciones recíprocas de las admisiones del cilindro de alta y del de baja presión, con lo cual la marcha se convierte en una equivalente a la de una locomotora de simple expansión.

La figura 7 muestra la evolución del vapor en condiciones medias de trabajo y mantenimiento.

### 5.5. Pérdidas de rendimiento. Resistencia propia.

Mejorado el ciclo teórico en todo lo posible, llevada la eficiencia indicada al mejor valor compatible con una adecuada realización mecánica, resta por reducir al mínimo la importancia de las pérdidas inherentes al proceso de llevar la energía mecánica desde la cara del pistón hasta el gancho de tracción.

Una reducción en éstas pérdidas es de la máxima importancia especialmente en la zona de la alta velocidad y las siguientes medidas son contributorias a tal objetivo:

- a) Con respecto a la resistencia del aire, una reducción general del tamaño de la máquina y su tender (esto último, beneficio indirecto de una reducción en el consumo específico de combustible) y el mejor aerodinamizado posible compatible con la máxima accesibilidad y sin recurrir a la presencia de ningún carenado especial.
- b) El uso de aros de pistón de pequeña altura axial.
- c) El uso de cojinetes montados en rodamientos.
- d) Una apreciable rigidez mecánica del bastidor, contributoria a una reducción de las pérdidas mecánicas inherentes a deformaciones, juegos y desplazamientos que se acentúan en algunos diseños tradicionalmente flexibles.

### 5.6. Esfuerzo en el gancho.

El apéndice B, da un resumen de los cálculos justificativos de las curvas de esfuerzo en el gancho; el cálculo ha sido hecho, para un trabajo preliminar como este, solo para una condición dada de toda la gama abarcable en la operación usual de la locomotora, pero cabe suponer que el trazado de las curvas en esa gama obedece a las leyes generales de similitud.

El extremo caliente estaría abulonado o soldado al bloque caldera-cilindros, haciéndose la expansión hacia atrás mediante las usuales placas de dilatación.

En la misma línea de pensamiento ya expuesta respecto al tratamiento de aguas ( p. ej. TIA), una pequeña adición de hexametáfosfato de sodio eliminaría por "sequestering" la necesidad de limpiezas de incrustaciones, sean mecánicas o químicas, que han estado clásicamente asociadas a los calentadores de superficie, incluso el Franco; esto permitiría reducir la distancia entre tubos a unos 8 mm. en tanto que la enérgica acción self-cleaning que el escape Kylpor ha demostrado en la práctica

permitiría el uso de tubos de humo de pequeño diámetro (25 a 30 mm) con ambos extremos soldados a las placas. El tipo ex-PBA 30 utilizaba tubos con 29 mm. de diámetro equivalente

En el cuerpo del economizador se han dispuesto mamparos metálicos que efectivamente obligan a la corriente de agua a ir en contra de la de gases. Estas chicanas o mamparos faltan en el diseño Franco original.

Un escape Kylpor doble está previsto en cada una de las cajas de humos subsidiarias del economizador en la punta "fría". Estas también tienen las usuales puertas para acceso e inspección.

A fin de reducir la pérdida de presión entre la caja de humos principal y los economizadores se han previsto la colocación de placas guías estudiadas conforme a las más modernas normas estudiadas por la dinámica de fluidos, notándose que la velocidad de los gases es creciente en la dirección del movimiento facilitando de consiguiente el control de la capa límite.

Los siguientes puntos merecen atención:

- a) La curva de eficiencia de caldera en relación a la intensidad de la vaporización no caerá tan rápidamente como en los diseños normales, (efecto este determinado por el arrastre de carbón no quemado a la chimenea) en razón del sistema de combustión ciclónica.
- b) El máximo de potencia es, por supuesto, obtenible en las mejores condiciones de manejo. Los cálculos del apéndice B sin embargo, contemplan adecuadamente esta situación y también la incidencia de un mantenimiento imperfecto.
- c) Es esperable que la performance no descienda significativamente a medida que vaya pasando el kilometraje después de una reparación general, tal como ocurre en los diseños tradicionales y en medida no pequeña con las locomotoras diesel. Puede suponerse con fundamento que la diferencia no superará el 5%.

Con razonable seguridad puede anticiparse que la eficiencia térmica alcanzará a 15% en la zona de trabajo correspondiente a una potencia 75% de la máxima y una velocidad 80% de la máxima mecánicamente compatible con el diseño. Esto representa un consumo de fuel oil del orden de 0,4 Kg/HP<sub>e</sub>h incluyendo los auxiliares.



### 5.7. Comportamiento "arrancando a máquina fría" y "encendida-detenido".

Este importante aspecto del diseño de las locomotoras y de la explotación en general ha recibido muy poca atención hasta ahora. La eficiencia térmica en tales condiciones y el consumo de combustible a regulador cerrado son de relevancia en orden a la economía general de combustible y a aumentar el rendimiento térmico global anual de la conversión de la energía en trabajo útil. En esto, considérase que el campo es de mucha mayor amplitud que el que ofrece la termodinámica con sus ciclos especiales.

Los siguientes puntos, basados en la experiencia, muestran posibilidades de progreso en la materia y una performance mejorada a regulador cerrado:

- a) Mejora general de la disponibilidad e incremento en la confiabilidad de la locomotora en forma de reducir el número de horas improductivas bajo presión.
- b) El empleo de un moderno tratamiento de aguas que permite mantener la locomotora en presión por más de un mes. (Hay experiencias realizadas en que esa condición ha sido mantenida por más de seis meses).
- c) Dado que las pérdidas calóricas que se dan en la estada de la locomotora en galpón y otras similares condiciones, dependen del tamaño de la máquina, aparece aquí con toda claridad la relación potencia/masa de la locomotora como un medio de reducir tales pérdidas.

Contribuye a la economía de combustible a regulador cerrado:

- 1º) La grilla-grampa de cenicero practicamente hermética en su condición "cerrada", así como su operación automática.
- 2º) Una eficiente aislación de caldera.
- 3º) El empleo de prensaestopas de alta calidad, con ajuste automático, en todas las válvulas y llaves de paso, las que a su vez tienen asientos de acero inoxidable.
- 4º) El empleo de freno a vapor en la máquina y el tender con preferencia al freno al vacío o a aire comprimido.
- 5º) La introducción del agua del inyector en el economi-

zador Franco, diseñándose los conos de inyector para usar el mínimo de vapor vivo dando en consecuencia una temperatura de salida del agua de solo 35°C.

- 6º) En adopción de la más alta temperatura de vapor compatible con el diseño de los órganos que trabajan en vapor, los materiales de las piezas en fricción y la calidad de los aceites disponibles: esto se refleja en la economía general cuando la locomotora trabaja a regímenes muy por debajo de los habituales, como lo prueba la experiencia de la adopción de recalentador en las locomotoras de maniobra.
- 7º) La mejor calidad posible en la aislación de los cilindros y su efectivo mantenimiento en el servicio.

Algunos factores adicionales relativos a aspectos que hacen al hombre de conducción se consideran también contributorios a la economía:

- a) El diseño de las disposiciones mecánicas en forma tal que solo sea posible manejar la locomotora en la forma que es intención del constructor.
- b) El asegurarse que la forma de manejo más eficiente coincida con la línea del menor esfuerzo físico y psicológico (Este es un aspecto en que el autor tiene considerable experiencia y cuyo último objetivo debe ser conseguir que una locomotora sea tan fácil de manejar como un tranvía).
- c) Una amplia cámara de vapor y un amplio espacio de agua entre la condición "nivel lleno" y "nivel mínimo". Adopción de separadores de humedad estáticos, haciendo un conjunto que garantice contra todo arrastre de agua y aún contra pequeñas contaminaciones del vapor.
- d) Asegurar una fácil y amplia producción de vapor en todas las circunstancias.
- e) Alimentación de combustible mediante el stoker, complementado circunstancialmente con la pala.
- f) Operación del arenero a pedal.
- g) Una presión de caldera de 20 ate. de modo que aún cuando caiga a 15 o 16 ate. el ciclo no se resienta gran

cosa en su economía.

### 5.8. Consumo a regulador cerrado.

Los resultados experimentales muestran que este consumo, excluyendo toda demanda de auxiliares o calefacción de tren, es de alrededor de 20 Kg/h. de combustible para una máquina del tamaño de la aquí considerada (carbón de 5000 Cal/Kg), Esto representa un total anual de 100 t. en un plan promedio de intensidad de explotación.

Dado que el empleo de la usual turbina para iluminación incrementa este consumo en unas 40 t/año, se piensa que puede sustituirse con ventaja por un sistema de alimentación de corriente y faroles de cabeza usual en los automóviles.

El consumo que se dá en galpón o en maniobras para enganchar a tren puede estimarse, conforme a los resultados de la experiencia, en no más de 3 Kg. de combustible por kilómetro, o sea unas 30 t/año.

El consumo de combustible de una encendida ha sido establecido por la experiencia en unos 350 Kg. para una locomotora del tamaño del aquí considerado, lo que representa unas 7 t/año suponiendo 20 encendidas en el mismo tiempo.

A pesar de las disposiciones adoptadas en el diseño del sistema de calentamiento de agua, inevitablemente se deben considerar pérdidas resultantes de la introducción de agua en la caldera que no haya sido calentada por vapor de escape. Es posible diseñar conos de inyector que, consumiendo el mínimo de vapor vivo, den una temperatura de salida de sólo 35°C; y dado que la alimentación solo es posible a través del economizador Franco, que está dispuesto para operación en contracorriente, la temperatura de salida de los gases será sin duda mínima en tales circunstancias.

Esta situación se traduce en dos ventajas compensatorias con respecto a la situación normal en trabajo en que se alimenta con agua calentada por vapor de escape:

- a) La eficiencia de caldera aumenta como consecuencia del aumento en el salto final de temperatura disponible.
- b) Esta más baja temperatura de los gases significa un menor trabajo de bombeo de los gases y en consecuencia mejorando la performance del sistema de tiraje cuando la locomotora empieza su trabajo del día.

El efecto sobre el rendimiento de caldera por las razones dadas más arriba puede ser hasta de 4%. Si bien es difícil estimar cuanta

agua será finalmente introducida en el circuito sin estar previamente calentada por vapor de escape, estimase debe no sobrepasar del 20% del total con lo que las pérdidas por este concepto con relación a las condiciones ideales serán aproximadamente del orden de 3%.

En esto, la hermeticidad del paso de aire del cenicero es esencial, a fin de no obligar a alimentar la caldera a regulador cerrado "para que no sope". (Total anual 120 t/año)

#### 5.9. Pérdidas inherentes a la operación "con máquina fría".

Chapelon ha indicado que cada vez que una locomotora arranca en frío, el consumo adicional "de calentamiento" es del orden de 10% para un recorrido de una hora de duración. Se prefiere aquí indicar esa cifra en términos de una fija cantidad de combustible relacionado al tamaño de la locomotora, planteo que se supone más acorde con la realidad de la naturaleza del fenómeno y que muestra la importancia de la potencia masica elevada.

Para el diseño que aquí se propone, la cifra podría estar alrededor de 150 Kg. de combustible por arranque, en lo cual juega favorablemente la automática hermeticidad del cenicero inmediatamente al cierre del regulador, la mejor aislación de los cilindros y la capacidad de la locomotora para llegar rapidamente a la condición "caliente" dada la posición del recalentador.

La experiencia muestra que una temperatura de vapor de 350°C puede alcanzarse en un arranque "en frío" en no más de dos minutos.

#### 5.10. Consumo total de combustible.

Suponiendo una operación de 4000 h/año y una parada cada hora, el consumo total anual de combustible sería de 517 t/año (combustible de 5000 Cal/Kg.).

#### 5.11. Pérdidas por energía cinética y por marcha en rampa.

Estas se dan en acelerar la locomotora hasta la velocidad en que comienza el frenado y en subir su propia masa, la de su tender y la de un ocasional vagón tanque. Tomando una rampa media del trazado igual a 5 0/00, se han calculado estas pérdidas en el apéndice C.

### SECCION VI

#### 6.- Adherencia.

Una adherencia adecuada es esencial para cualquiera forma de tracción que se adopte en un ferrocarril. En la tracción eléctrica muchas veces se dice es posible reducir al mínimo el peso adherente gracias a

la uniformidad de la cupla, o simplemente que no cuesta gran cosa proporcionar un buen peso adherente mediante una tracción realizada sobre casi todos los ejes: a la postre, la complicación introducida es de tal magnitud que es preferible hacer que la cantidad de ejes motores sea mínima: la idea de una perfecta adherencia para hacer compatible una gran aceleración haciendo que todos los ejes sean motores (en un tren especial) es hoy considerada como demasiado simplista: el peso adherente es caro y difícil de mantener.

No escapa a esa regla la locomotora de vapor y en consecuencia el diseño debe tratar de conseguir satisfactorias condiciones de servicio y compatibles con las exigencias de éste y sus individuales características, dentro de una orientación tendiente hacia un mínimo.

En esto también juega la posibilidad mecánica, del maquinista, para controlar cualquier condición que comprometa la adherencia, y aún en no poca medida su habilidad personal.

A partir de la experiencia del autor y de los resultados que están arrojando las investigaciones que en todo el mundo se están haciendo en la materia (probablemente por primera vez atacada en forma científico técnica), el diseño incorpora las siguientes características contributorias a conseguir una buena adherencia, o mejor: la más alta posible adherencia compatible con el peso disponible.

- a) Una buena suspensión combinada.
- b) La eliminación de todos los juegos en las bielas acoplantes y cajas de eje. En esto, la adopción de rodamientos, va de suyo, traerá beneficios apreciables.
- c) Una ágil disposición de los areneros, que deben ser llenados con arena silíceo y actuados por el maquinista mediante pedales.
- d) Una máxima atención a prevenir contra el goteo de agua o aceite sobre las ruedas.

Puede anticiparse que las condiciones de adherencia serán satisfactorias y compatibles con el desarrollo de la máxima performance de la locomotora en la gama de operación que está por encima de los 40 Km/h.

En esta materia, por supuesto se dá que los Departamentos de Vía y Obras deben cumplir su parte evitando la contaminación de la superficie del riel con hojas, pasto, etc. Para ello, tienen también que tomar conciencia de la importancia del problema estudiándolo a la par del constructor de la locomotora y del Departamento Operativo.

Con respecto a la operación en zonas en que se dá el pasto, se hace notar el efectivo dispositivo realizado por los ferrocarriles uruguayos y que supera largamente a los sistemas químicos para destrucción de hierbas.

### 7.- La condensación.

La fig. 11 dá una versión del diseño dispuesta en forma de máquina condensadora. En esto se ha tenido en cuenta el progreso que en la materia se ha alcanzado con el diseño de la serie 25C de los ferrocarriles Sud-africanos. No cabe aquí un detalle de los cálculos justificativos de la performance y solo se anotan algunos puntos de interés.

- a) Las pérdidas inherentes a la aceleración de la masa de aire refrigerante hasta la velocidad de la locomotora pueden reducirse si la descarga de los ventiladores del condensador es dirigida hacia atrás.
- b) El volúmen, tamaño y monto de inversión en el tender en relación a la potencia y performance de la locomotora es reducido si la economía general de calor de la locomotora en su conjunto es la más alta posible, criterio que se aplica a todos los elementos de volúmen apreciable tales como ventiladores, cañerías de vapor a condensador, etc.
- c) Se insiste en mantener la alimentación de agua de caldera a base de bomba de contravástago.
- d) Estímase que en ciertas circunstancias de operación es posible sacar ventaja de una operación del condensador a una presión por debajo de la atmosférica. Si bien siendo la máquina principal de diseño alternativo no se presta para óptima extracción de la caída de calor disponible en tales condiciones, la presencia de las turbinas de tiraje y de condensador ofrecen interesantes posibilidades para manejar adecuadamente los grandes volúmenes a que dá lugar el vapor expandido a presiones por debajo de la atmosférica.

Estas ventajas serían apreciables en líneas que operan a gran altura en clima frío (Transandino del norte).

### 8.- Conclusiones.

El presente trabajo ha dedicado mucho espacio a detalles mecánicos porque se estima necesario mostrar que el progreso en el diseño de

las locomotoras es posible no solamente en relación a los ciclos teóricos sino también que esos ciclos son traducibles en una realidad concreta. Quizá hubiera bastado con tratar solamente los aspectos que hacen al ciclo de vapor, pero para contrapesar un muy razonable escepticismo se ha considerado más conveniente mostrar algo concreto en lugar de solamente cálculos de termodinámica.

Puede argumentarse que el diseño es complicado. Sin embargo cabe distinguir entre una complicación intelectual y una complicación material. La primera implica un considerable esfuerzo en la oficina técnica, pero que se hace una sola vez; la segunda significaría una no feliz materialización de principios de teoría y cálculos como desgraciadamente ha ocurrido muchas veces en el pasado. Se tiene el firme convencimiento de que una simplicidad en lo concreto no está en conflicto con los mayores refinamientos del cálculo.

El trabajo ha puesto el máximo acento sobre la eficiencia térmica en las reales condiciones de la práctica diaria con sus mil inconvenientes, y esto porque los recursos energéticos del país y del mundo entero están siendo malgastados a una creciente y alarmante cadencia. El momento ha llegado en que la ingeniería del calor debe tocar también las modestas maquinarias con que la comunidad asegura el transporte. En esto y por encima de los criterios teóricos más allá de los cuales muchas veces no se avanza, lo que cuenta es la relación entre la energía que entra a un servicio y la que ese servicio demanda en forma de energía mecánica en el gancho de cabeza de tren.

Los rendimientos térmicos totales calculados en tales condiciones son los que siguen:

Tracción diesel hidráulica	0,208
Tracción eléctrica	0,162
Vapor	0,104

No se pretende concluir que la tracción a vapor debe reemplazar a la eléctrica o a la diesel, pero ciertamente las anteriores cifras y desde luego los costos involucrados en las mismas, pueden desplazar los límites de aplicabilidad aceptados corrientemente.

En materia de costos de combustibles, lo que cuenta realmente es el esfuerzo social que le cuesta a la comunidad proveer para efectuar las operaciones de transporte. Estímase que una maquinaria de tracción como la propuesta es acorde con las modernas tendencias de modernización de un mundo en desarrollo y en el cual más que las frías cifras de rendimiento termodinámico y térmico cabe la traducción de las mismas

en términos tales como:

(Rendimiento térmico puro) x (disponibilidades y precios).

El costo de construcción del diseño propuesto estaría alrededor de los 60.000 U\$S, cifra que, relacionada con los necesarios para la adquisición de una diesel equivalente de 1800 HP efectivos, parece atractiva, especialmente en orden a un plan de renovación del parque de tracción en la Argentina, país en el que el precio a pagarse por dinero para inversiones está lejos de ser bajo.

El costo de un prototipo, incluyendo el trabajo de oficina técnica y de ensayos de puesta a punto no sería más de 300.000 U\$S, cifra que se considera favorable frente a las potencialidades abiertas.

En relación con una producción en masa y que utilizara gran parte de la mano de obra en forma de operarios no calificados, merece la pena la lectura de un informe relativo a la construcción de las locomotoras alemanas de guerra (apéndice F) y que muestra la impresionantemente baja cifra de 8000 horas hombre para la construcción de una locomotora de 150 t de tamaño.

#### APENDICE A.

##### Datos relativos a la caldera.

Vaporización normal	11 t/h
Temperatura del agua de alimentación a la salida de los calentadores a vapor de escape	130 °C
Pérdidas de calor por radiación: caldera, economizador y caja de humos:	0,08 MCal/h
Temperatura de salida de los gases a la atmósfera (Base del cálculo)	200 °C
Temperatura de los gases en la caja de humos	430 °C
Poder calorífico del combustible adoptado como base de los cálculos: (inferior):	5000 Cal/Kg
Grado de dilución (exceso de aire)	1,3
Temperatura del aire secundario después del calentamiento con vapor de escape	100 °C



Temperatura del combustible (calentado por el flash de las purgas)	100 °C
Diámetro de la parrilla circular	1,8 m
Superficie de parrilla	2,54 m <sup>2</sup>
Liberación de calor por unidad de superficie de parrilla	3,17 MCal/h
Intensidad de la combustión real (combustible de 5000 Cal/Kg)	638 Kg/m <sup>2</sup> h
Intensidad de la alimentación de combustible en relación a la superficie de parrilla para tener en cuenta las pérdidas por limpieza de fuegos, etc.	671 Kg/m <sup>2</sup> h
Consumo total de combustible por hora	1710 Kg/h.
Vacío en la caja de humos del final del economizador	650 mmH <sub>2</sub> O
Contrapresión total en el vapor de escape	aprox. 0,40 ate.

Notas:

- 1.- La vaporización correspondiente a este cálculo es la que corresponde a la operación normal en tráfico y sirve para el trazado de horarios.
- 2.- El coeficiente de exceso de aire adoptado (1,3) permite una cómoda vaporización ya que permite una oscilación entre 1,2 y 1,4 sin la producción de humo. Permite además una liberación extra de calor del orden de 10% para una rápida normalización de la presión cuando hubiere caído por cualquier causa o simplemente para ser utilizada como reserva contra contingencia y fallas mecánicas.

APENDICE B.Datos del motor. Consumos específicos

Consumo específico indicado (marcha caliente)	4,68 Kg/CV <sub>i</sub>
Vapor disponible para la máquina principal:	10,70 t/h

Potencia indicada resultante	2280 CV <sub>i</sub>
Resistencia interna de la locomotora, incluyendo resistencia del aire a 110 Km/h y en vía a nivel	480 CV
Potencia efectiva resultante	1800 CV
Consumo de combustible total, (Pci 5000 Cal/Kg)	1400 Kg/h
Rendimiento térmico en el gancho resultante	0,13
0,132 =	$\frac{1800 \text{ CV} \cdot 632 \text{ Cal/CV}^{-1}\text{h}^{-1}}{1710 \text{ kg h}^{-1} \cdot 5000 \text{ Cal kg}^{-1}}$

en cifras redondas 0,13 con un máximo de 0,14 a 80 Km/h desarrollándose una potencia de 1500 CV<sub>e</sub>.

### APENDICE C.

#### Consumo anual de combustible (PCI 5000 Cal/kg).

#### Eficiencia térmica anual.

1.- Detenida <u>bajo presión</u> de vapor durante 4500h/año	100 t/año
2.- Recorrido a <u>máquina liviana.</u>	30 t/año
3.- Consumo en <u>encendidas:</u>	7 t/año
4.- Pérdidas por <u>operación transciente</u> (arranque en frío) Calculadas a razón de 130 Kg. por cada detención efectuada cada 100 Km. Recorrido anual 200.000 Km.	260 t/año
4.1.- Pérdidas por causa de <u>agua que no es calentada</u> con vapor de escape	120 t/año
Total anual	517 t/año
5.- <u>Pérdidas por marcha en rampa.</u>	

Suponiendo un recorrido anual de 200.000 Km. y una rampa media de 5 0/00 (condición que se juzga desfavorable); un peso de máquina de 150 t (incluyendo el tender y el tanque de agua) el esfuerzo extra en el gancho es de 750 Kg. Tomando 0,15 como rendimiento térmico en condiciones medias de marcha, el consumo adicional es:

$$\frac{1}{0,131} \frac{200.000 \text{ Km año}^{-1} \cdot 1000.000 \text{ Km}^{-1} \cdot 750 \text{ Kg}}{427 \text{ kgm Cal}^1 \cdot 5000 \text{ Cal kg}^{-1} \cdot 1000 \text{ kg t}^{-1}} = 540 \text{ t año}^{-1}$$

6.- Pérdidas por frenado. (Energía cinética).

Suponiendo un recorrido medio anual de 200.000 Km. y una velocidad media de 80 Km/h en el momento de aplicarse los frenos; paradas cada 100 Km., es decir 2000 paradas por año, el consumo de combustible será:

$$\frac{1}{0,15} \frac{150.000 \text{ kg} \cdot 22^2 \text{ m}^2 \text{ s}^{-2} \cdot 2000 \text{ año}^{-1} \cdot 1,10}{2 \times 9,8 \text{ m s}^{-2} \cdot 427 \text{ kg Cal}^{-1} \cdot 1000 \text{ kg t} \cdot 5000 \text{ Cal/Kg}^{-1}} = 29 \text{ t/año.}$$

El factor 0,15 tiene en cuenta el rendimiento térmico en condiciones ideales; el factor 1,10 la inercia de las masas rotativas.

7.- Consumo de combustible para el desarrollo de trabajo util en condiciones ideales.

Se suponen 2500 horas/año de marcha a regulador abierto desarrollándose una potencia media de 1800 CV<sub>e</sub> con una eficiencia térmica de 0,15.

$$\frac{1}{0,13} \frac{2500 \text{ h/año}^{-1} \cdot 1800 \text{ CV}_e \cdot 632 \text{ Cal/HP}^{-1} \text{ h}^{-1}}{5000 \text{ Cal/kg}^{-1} \cdot 1000 \text{ kg t}^{-1}} = 4370 \text{ t/año}^{-1}$$

8.- Consumo total anual. 4800 t/año

9.- Rendimiento térmico anual total referido a la potencia bruta en el gancho utilizada por el remolque.

$$0,15 \frac{4370 \text{ t/año}^{-1}}{4800 \text{ t/año}^{-1}} = 0,104$$

10.- Consumo medio anual por kilómetro.

$$4800 \text{ t año}^{-1} / 125 \text{ 000 km año}^{-1} = 27,4 \text{ kg/km.}$$

APENDICE D.Datos comparativos de una tracción eléctrica equivalente. (16)1.- Eficiencias.

Rendimiento anual de la caldera de la usina	0,88
Rendimiento del ciclo de vapor	0,45
Eficiencia interna y mecánica de la turbina	0,80
Eficiencia del Generador	0,95
Por consumo de auxiliares	0,92
Rendimiento de la transmisión hasta la subestación	<u>0,90</u>
Rendimiento total hasta la subestación	0,249
Conversión de la energía en la subestación	0,90
Rendimiento de la locomotora (17) hasta el gancho de tracción y desde el pantógrafo.	<u>0,75</u>
Eficiencia neta	0,168
Eficiencia hasta el pantógrafo	0,224

2.- Consumo de combustible equivalente (Pci 5000 Cal/Kg).

- a) Marcha liviana en depósito y a cabeza de tren, etc. suponiendo un 6,5 % del kilometraje recorrido a baja velocidad, es decir unos 13.000 km. con un consumo de 5 kWh/km 65.000 kWh/año.

$$\frac{1}{0,224} \frac{65.000 \text{ KWh/año}^{-1} \cdot 860 \text{ Cal (KWh)}^{-1}}{5000 \text{ Cal kg}^{-1} \cdot 1000 \text{ kg t}^{-1}} = 50 \text{ t de carbón/año.}$$

- b) Pérdidas por trabajo en contra de la gravedad en marcha en rampa:  
Se supone un recorrido anual de 200.000 km/año; una rampa media de 5 0/00; un peso de la locomotora en servicio de 40 t. Resistencia a agregar por efecto de la rampa: 200 kg.

- c) Pérdidas por energía cinética disipada en el frenado, suponiéndose una detención cada 100 km. y a partir de la velocidad de 80 Km/h (22 m/s).

$$\frac{1}{0,168} \frac{40.000 \text{ kg} \cdot 22^2_{\text{m}^2\text{s}^{-2}} \cdot 2000 \text{ año}^{-1} \cdot 1,30}{29,81 \text{ m}^5\text{s}^{-2} \cdot 427 \text{ kgm/Cal}^{-1} \cdot 1000 \text{ kgt}^{-1} \cdot 5000 \text{ Cal/kg}^{-1}} = 7 \frac{\text{t}}{\text{año}}$$

1,30, factor de inercia de las masas rotativas.

- d) Consumo en trabajo útil:

$$\frac{1}{0,168} \frac{2.500 \text{ h/año}^{-1} \cdot 1.800 \text{ CV}_e \cdot 632 \text{ Cal (CV}_e \text{ h)}^{-1}}{5000 \text{ Cal kg}^{-1} \cdot 1000 \text{ kg t}^{-1}} = 3380 \text{ t de carbón/año}$$

- e) Consumo total anual = 3548 t/año.

- f) Eficiencia total bruta combustible al gancho del tren:

$$0,168 \frac{3380 \text{ t/año}^{-1}}{3548 \text{ t/año}^{-1}} = 0,160$$

APENDICE E.Análisis comparativo con una tracción diesel hidráulica.

Base de la comparación: locomotora diesel hidráulica ML 3000 construida por Krauss-Maffei. Datos de performance s/Lampe (18). La máquina en su condición "nueva" (es decir sin desgastes en el motor) da una performance equivalente a la propuesta, a vapor, en el rango 50 a 120 km/h (fig. 8).

Peso de la locomotora: 103 t. Kilometraje anual: 200.000 km.

- a) Recorrido liviana, en depósito, a y de cabeza de tren, etc., suponiendo 6,5 % del kilometraje anual con un consumo de gasoil de 2 kg/km sobre 13.000 km/año.

Consumo anual de gasoil 26 t/año.

- b) Pérdidas por energía cinética y en marcha en rampa: Por simple proporcionalidad con los cálculos hechos para el ejemplo relativo a la tracción eléctrica y teniendo en cuenta un diferente coeficiente de inercia de las masas rotativas, se tiene:

$$\frac{0,168}{0,248} = (111 + 7) \text{ t/año}^{-1} \cdot \frac{103 \text{ t}}{40 \text{ t}} = 206 \text{ t/año}^{-1} \text{ (carbón)}$$

Cantidad que expresada en gasoil equivalente es:

$$206 \text{ t/año}^{-1} \cdot \frac{5000 \text{ Cal/kg}^{-1}}{10.100 \text{ Cal/kg}^{-1}} = 102 \text{ t/año (de gas-oil)}$$

- c) Pérdidas por marcha de los motores en vacío, 10% del consumo a plena carga durante 2000 h/año, 100 t/año.

Total de pérdidas, en consumo de gasoil 228 t/año

- d) Trabajo util.

Se supone a la locomotora trabajando durante 2500 h/año a una potencia en el gancho (neta) de 1800 CV<sub>e</sub> a 90 km/h. Conforme a la fig. 11 del trabajo de Lampe puede deducirse un consumo específico de gasoil de 4,80 kg/km, es decir

432 kg/h y también 0,240 kg/CV<sub>e</sub>h.

El consumo total anual será:

$$1,05 \cdot 1800 \text{ CV}_e \cdot 2500 \text{ h/año} \cdot 0,240 \text{ kg/CV}_e\text{h} = 1135 \text{ t/año (gasoil)}$$

El factor 1,05 tiene en cuenta que la performance del motor cae algo por efecto del desgaste de aros.

La eficiencia térmica correspondiente es:

$$\frac{1800 \text{ CV}_e \cdot 2500 \text{ h/año}^{-1} \cdot 632 \text{ Cal}(\text{CV h})^{-1}}{1135 \text{ t/año}^{-1} \cdot 1000 \text{ kg t}^{-1} \cdot 10.100 \text{ Cal kg}^{-1}} = 0,248$$

e) Consumo total anual de gasoil:

$$1135 + 228 = 1363 \text{ t/año.}$$

f) Rendimiento térmico total, combustible a trabajo bruto en el gancho de tracción:

$$0,248 \cdot \frac{1135}{1363} = 0,207$$

## Características principales

### Caldera

- 1 Cuerpo soldado, estays Trias
- 2 Hogar circular combustión ciclónica a la gasogena
- 3 Cámara de vapor de gran volumen
- 4 Stoker para leña y/o carbón, quemador para fuel gas
- 5 Lembrero de gran capacidad con grillas de fondo
- 6 Engrillado móvil
- 7 Recalentador Schmidt t<sub>max</sub>: 420°C
- 8 Escape Kypkor doble
- 9 Calentador Franco (contracorriente)
- 10 Calentador de aire s/vapor de escape

Tratamiento de agua T/A o similar

Superficies de calefacción (lado gas)	
Hogar	20 m <sup>2</sup>
Tubos chicos	22 .
Tubos grandes	35 .
Recalentador	61 . (A.P. 43 m <sup>2</sup> , D.P. 18 m <sup>2</sup> )
Economizador	75 .
	<u>214 .</u>

### Motor

- 11 Compound dos cilindros, sin válvulas de conversión
- 12 Válvula tipo Río Turbio
- 13 Sitheptenson al exterior. Barras cruzadas
- 14 Prensaestopos Fukuo
- 15 Embolos livianos s/o arros diesel'

### Alimentación

- 16 Bomba en contravástago A/P
- 17 Calentador de superficie x válvula Horbigger

### Mecanismo

- 18 Masas alternativas livianas
- 19 Cruzeta British Ry
- 20 Cajas de eje a rodamientos
- 21 Cigüeñal autobalancado

Máximo esfuerzo de pistón: 22 t  
Articulaciones a rodamientos

### Vehículo

- 22 Suspensión de tres puntos
- 23 Eje N°1 c/llamada Alco
- 24 Barra Goodall

### Tender

- 25 Caja autoportante
- 26 Bogue AAR

### Freno

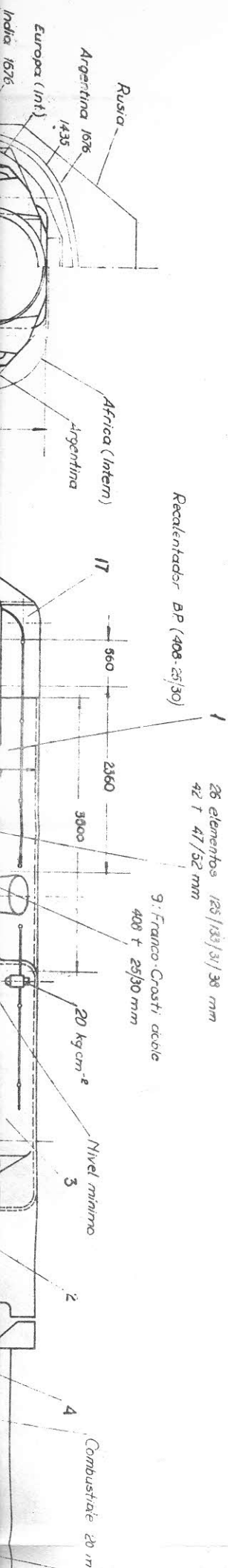
- 27 A vapor sin compensación

### Materiales

Normales

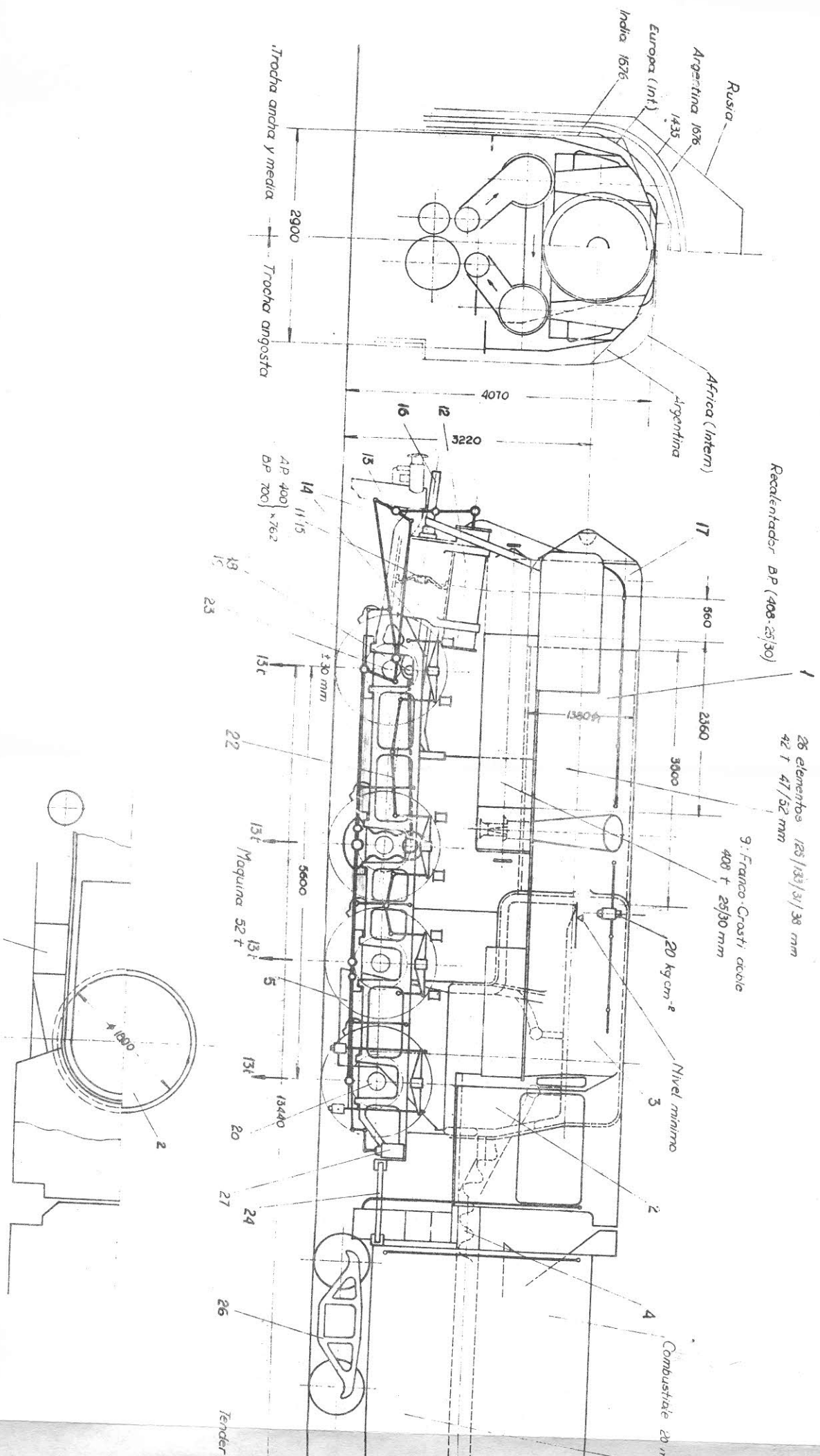
### Alternativas

- a) Dos cilindros simple expansión
  - 20% reducción en potencia
  - 25% incremento consumo específico
  - 25% menor autonomía
- b) Dos cilindros exteriores
  - 20% menor Um<sub>air</sub>





-25% menor autonomia  
 b) Dos cilindros exteriores  
 -20% menor Umaz



-25% menor autonomia  
 b) Das cilindros exteriores  
 -20% menor Vmax

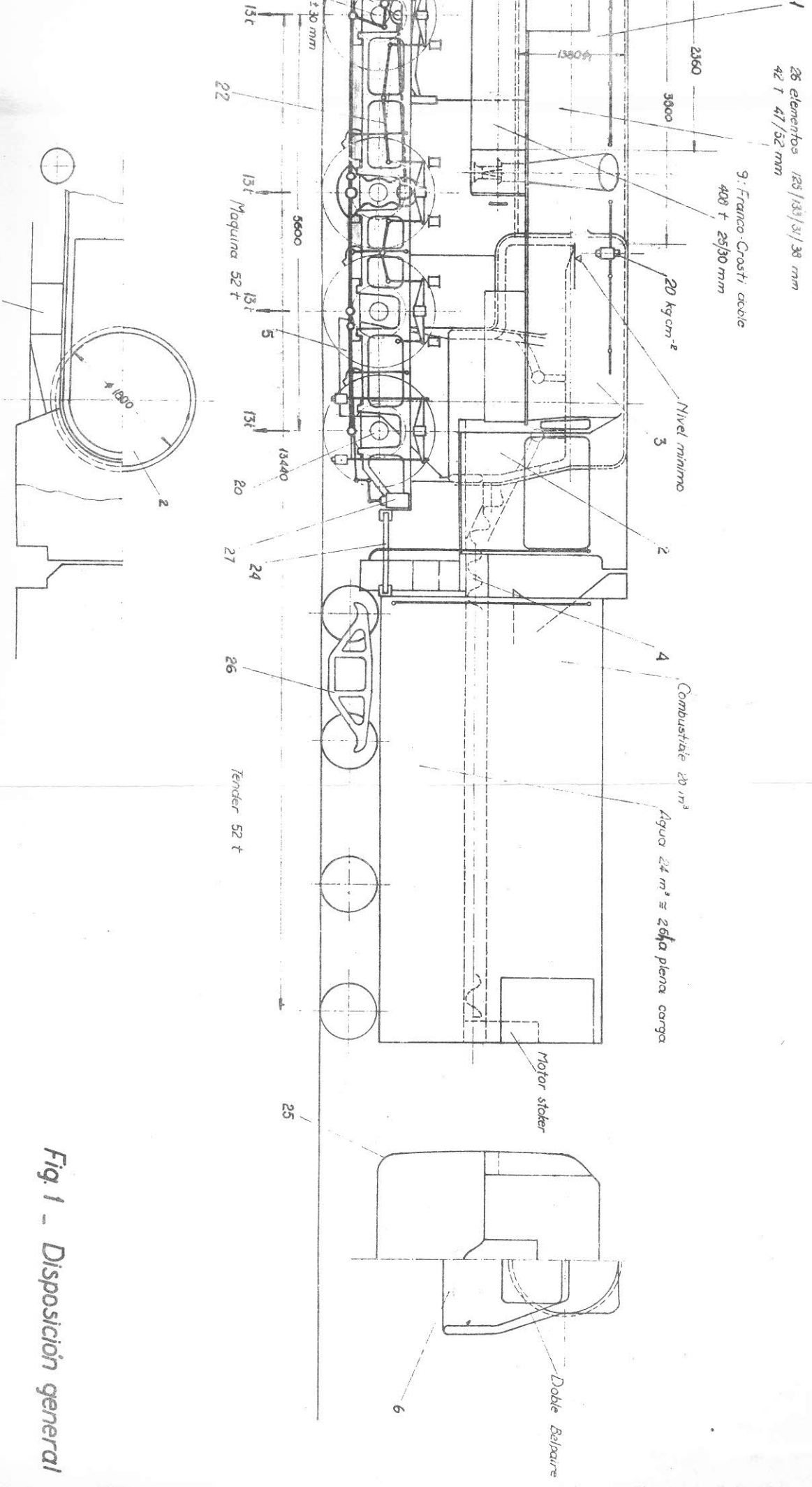
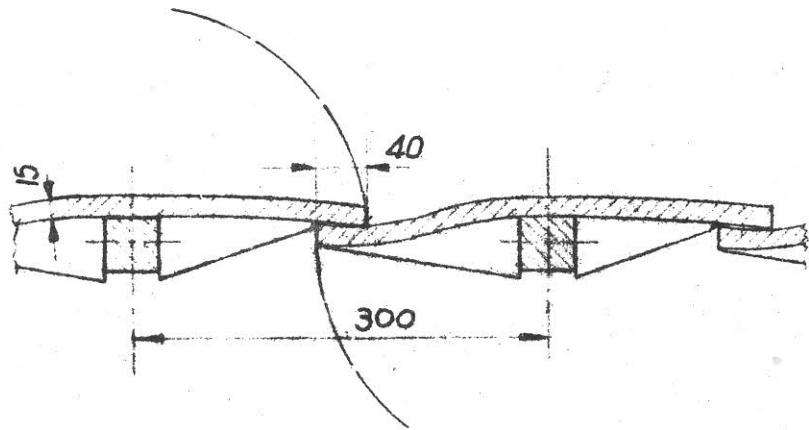


Fig 1 - Disposicion general



*Fig.2-Grilla de fondo de cenicero*

Cámara de vapor

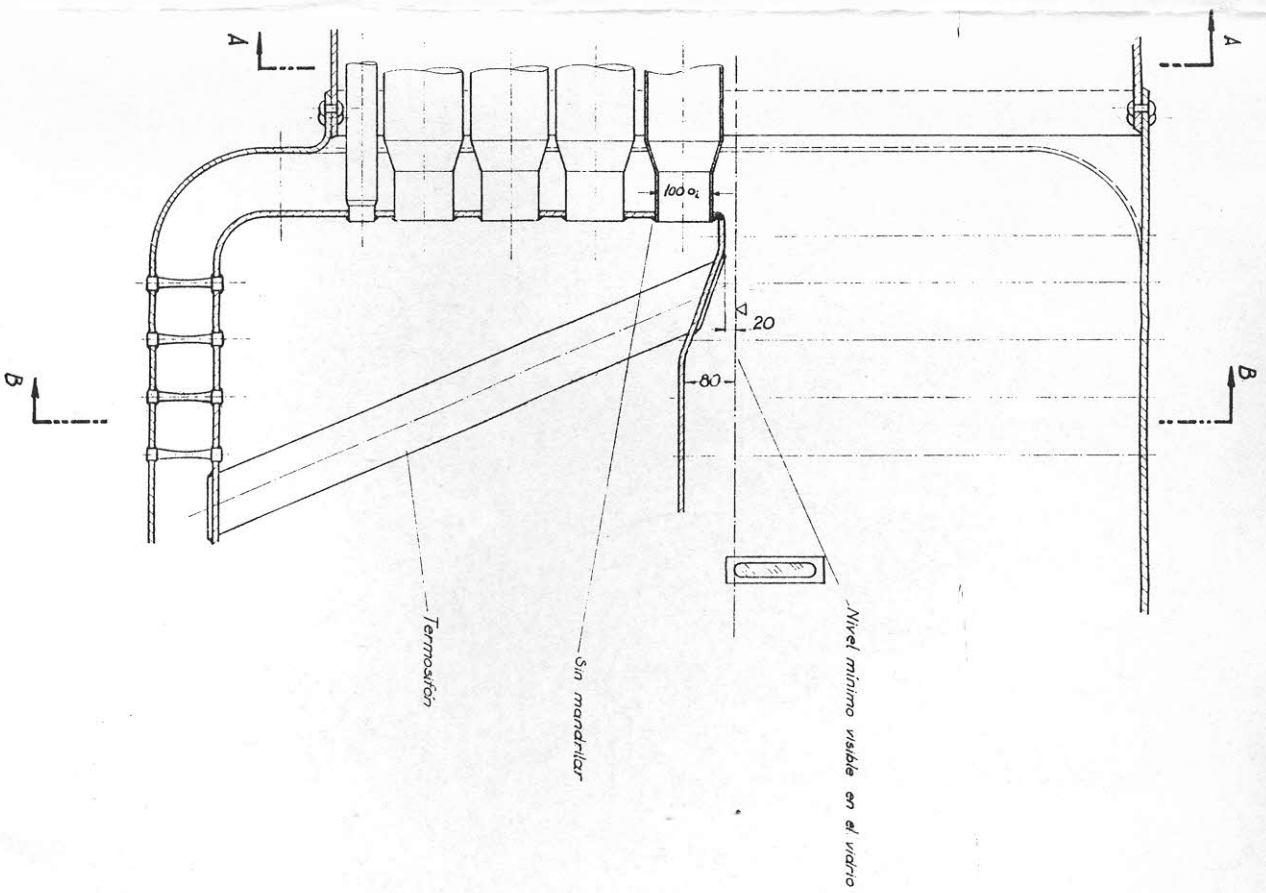
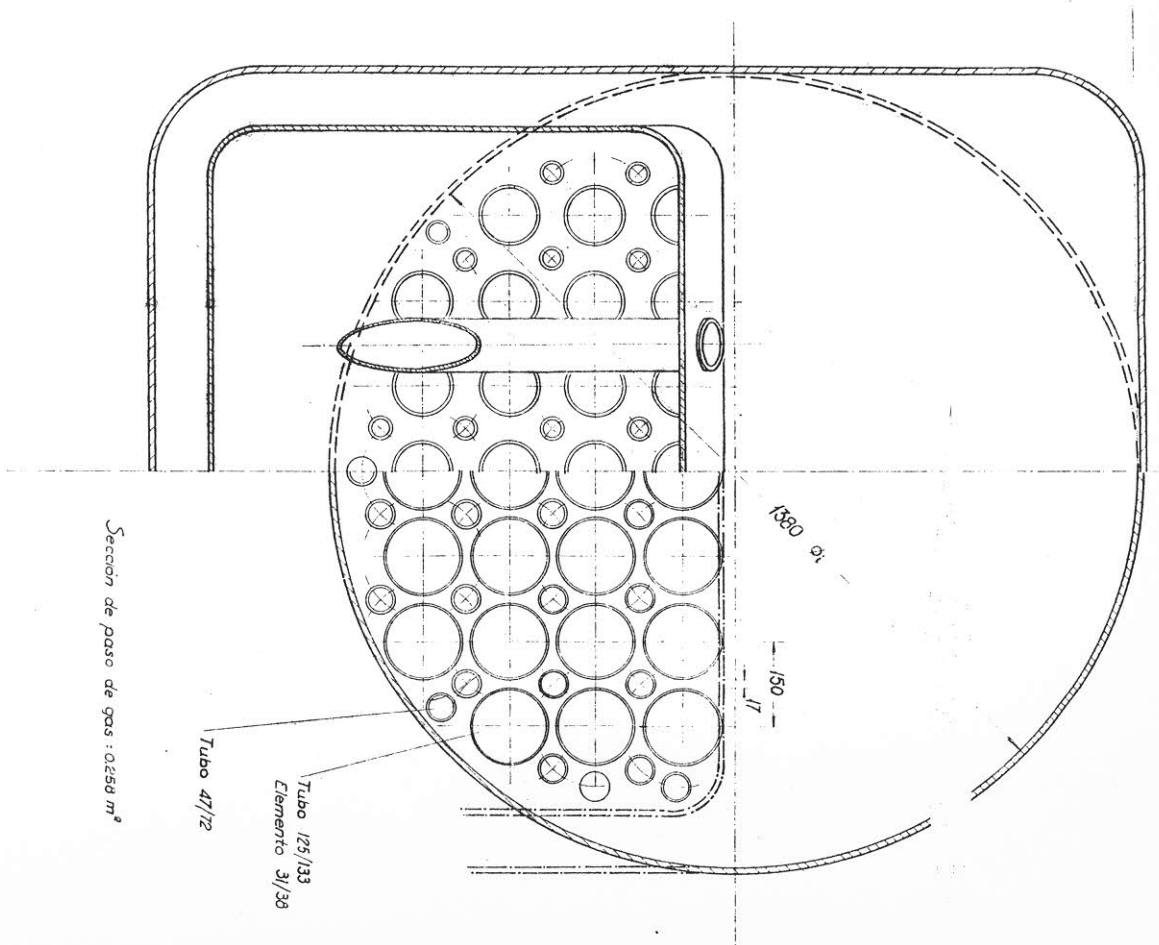


Fig. 3. Cámara de combustión en hogar doble Belpaire

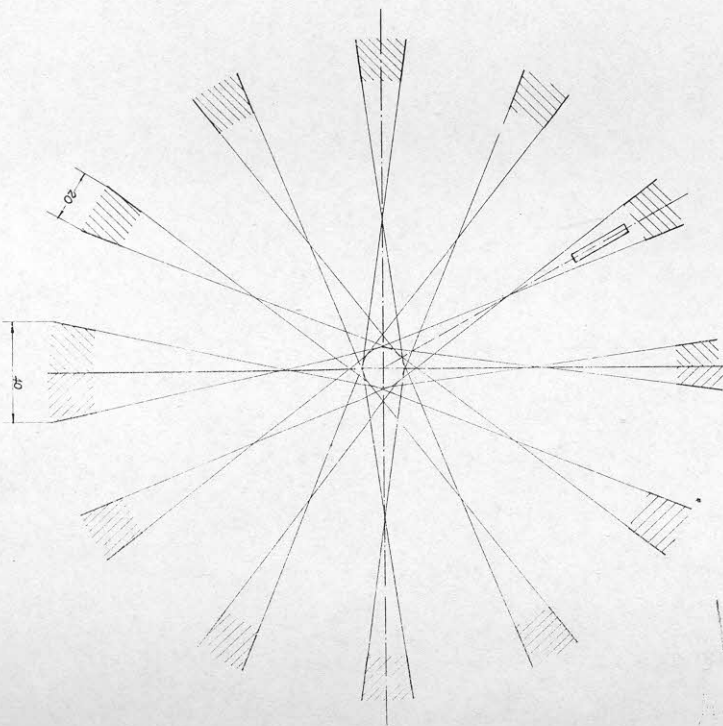
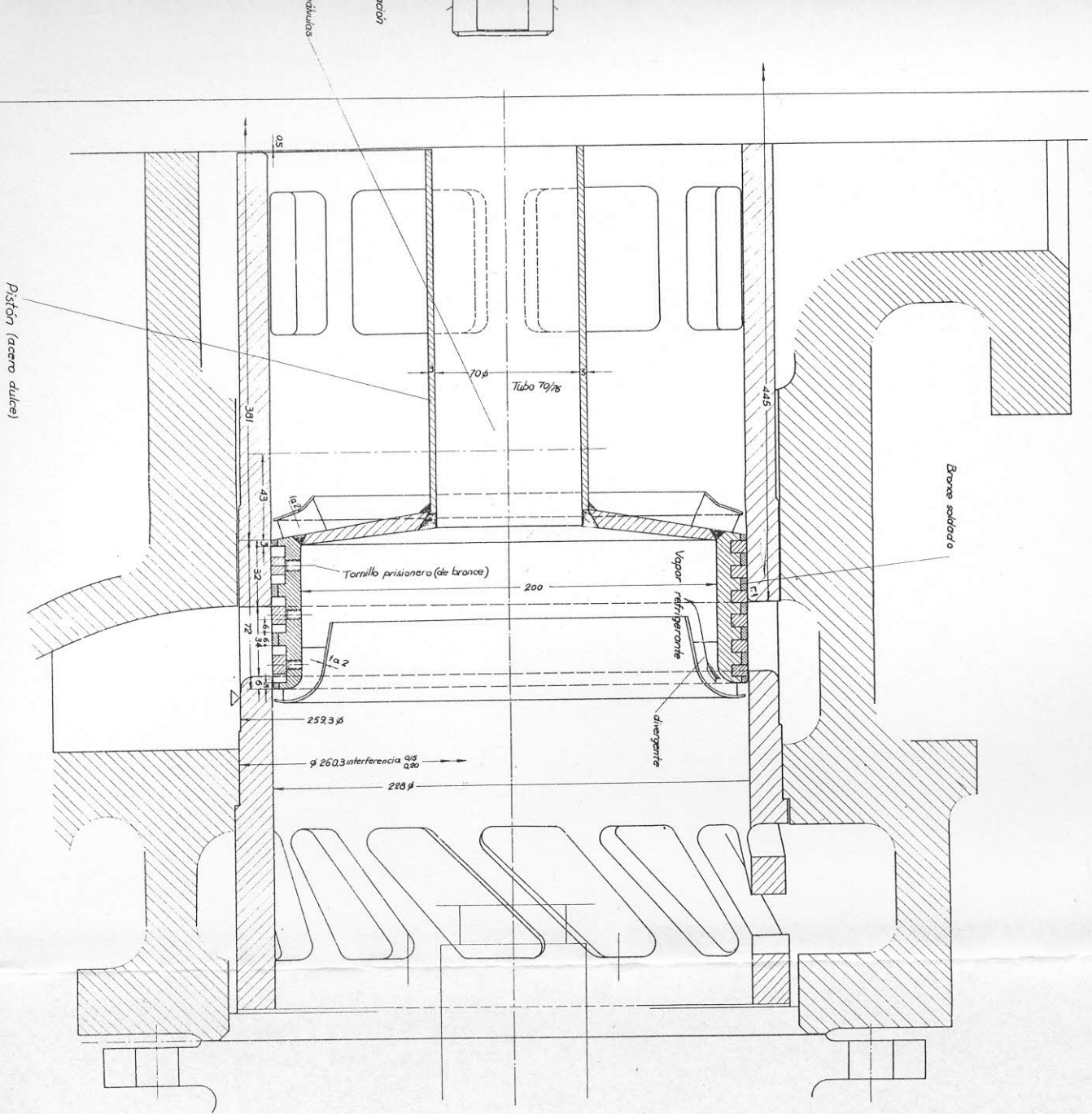
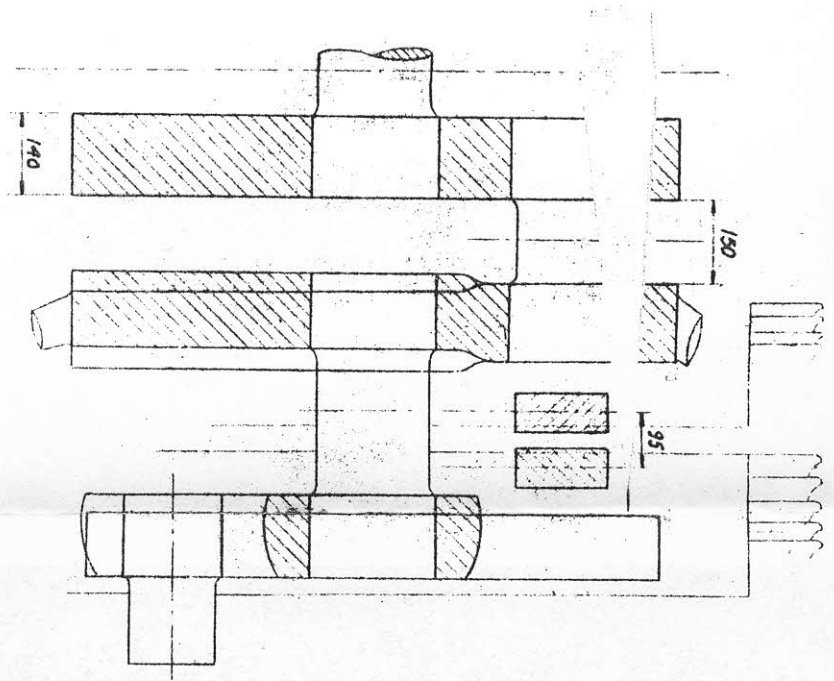


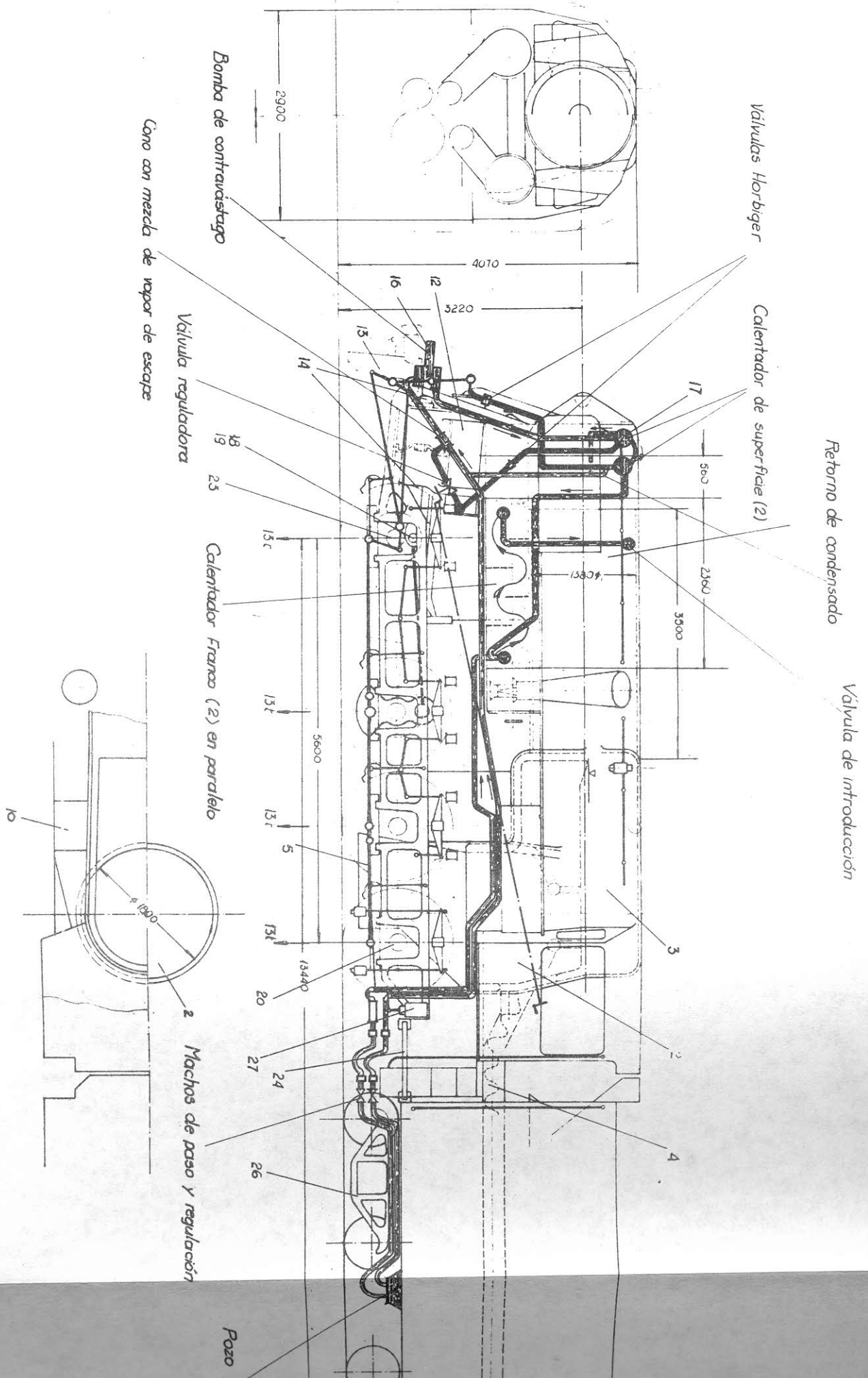
Fig. 4. Válvula de distribución tipo Rio Rio Turbina





Colombia	Angola	Filipinas	914	1435	Europa, Canada, U.S.A., China, Turquía, Argentina, etc.
Libia, Eritrea			960	1524	Rusia
Argentina, Africa, India, Rusia			1000	1600	Brasil, Australia, Irlanda
Sudáfrica, Mozambique, Indonesia			1067	1676	Argentina, India, España, etc.
Trochas angostas				Trochas anchas	

Fig. 5 - Cigüeñal y bastidor





ensado

Válvula de introducción

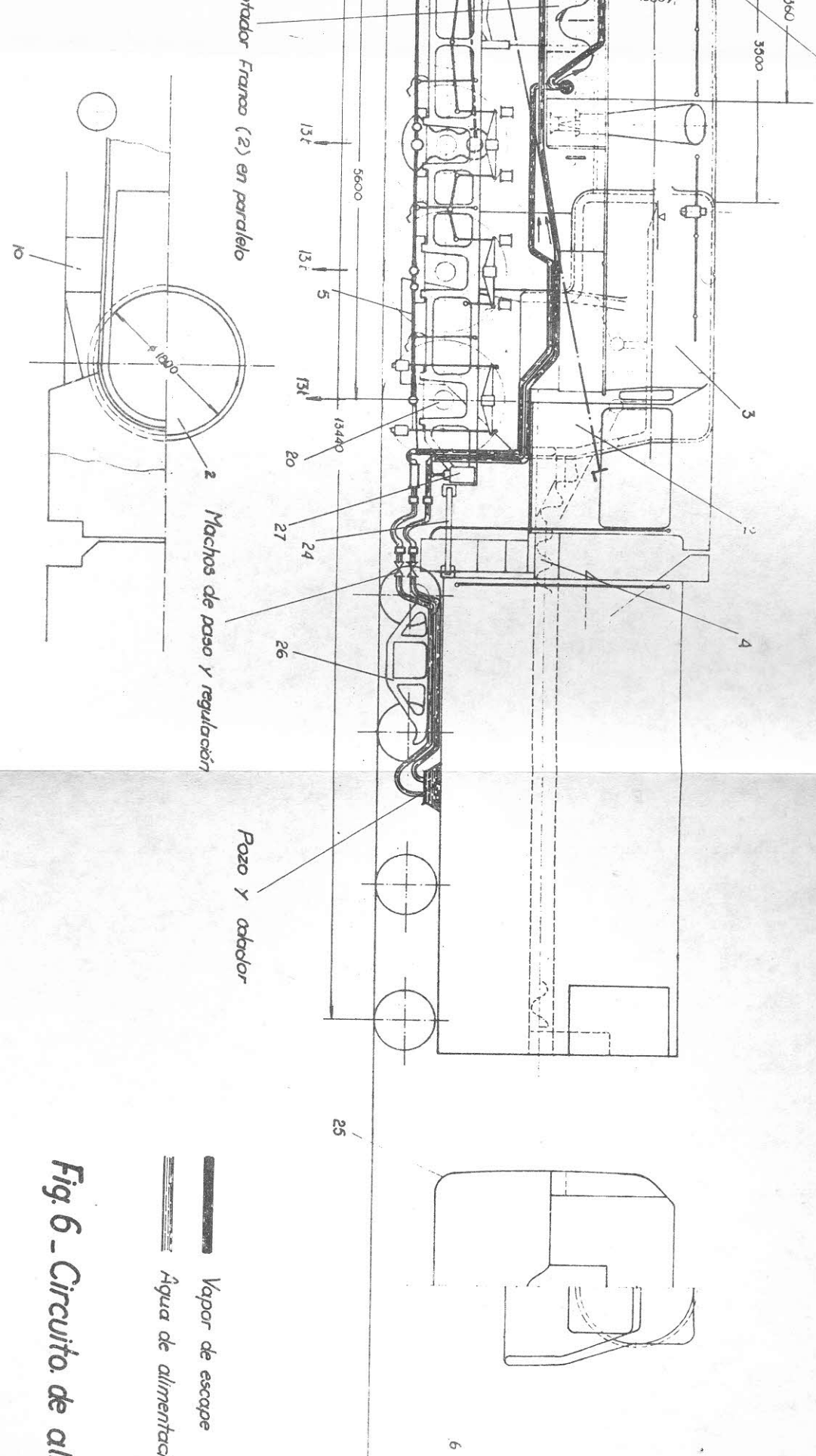
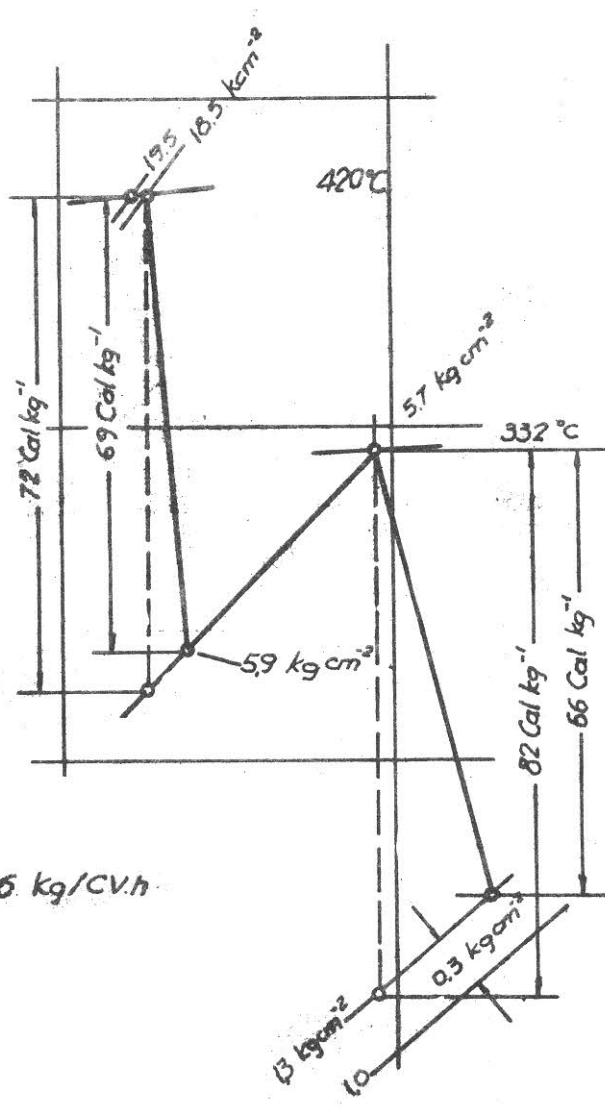


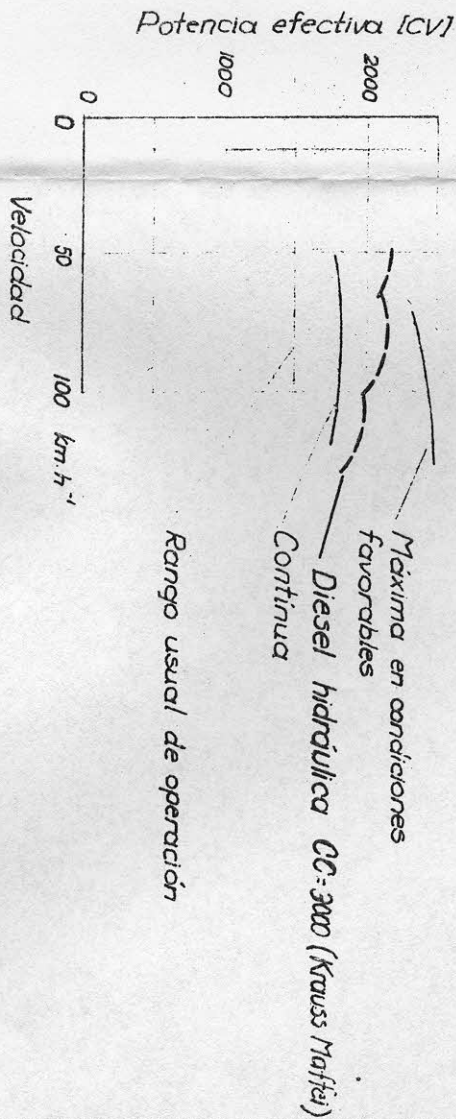
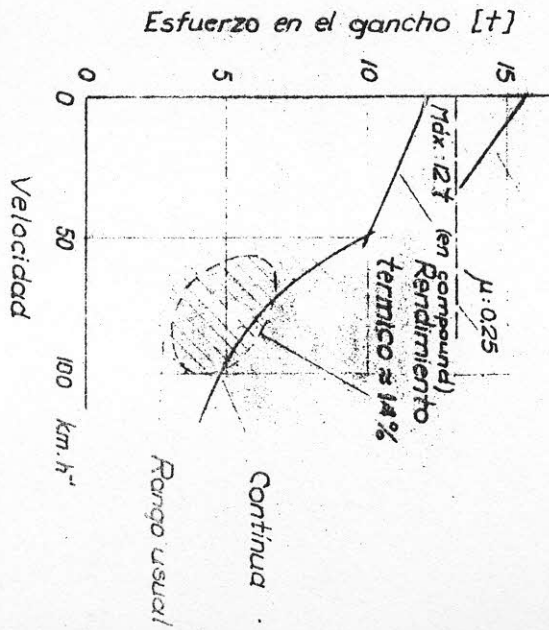
Fig. 6 - Circuito de alimentação



$$C_1 = \frac{532}{69+66} = 486 \text{ kg/CV.h}$$

**Fig.7. Evolución del vapor**

3/4 carga, 110 km h<sup>-1</sup>



**Fig. 8 - Características de tracción**

Combustible : leña 3000 Cal kg<sup>-1</sup> mínimo  
 carbón 4500 " " "  
 Fuel Oil  
 gas licuado

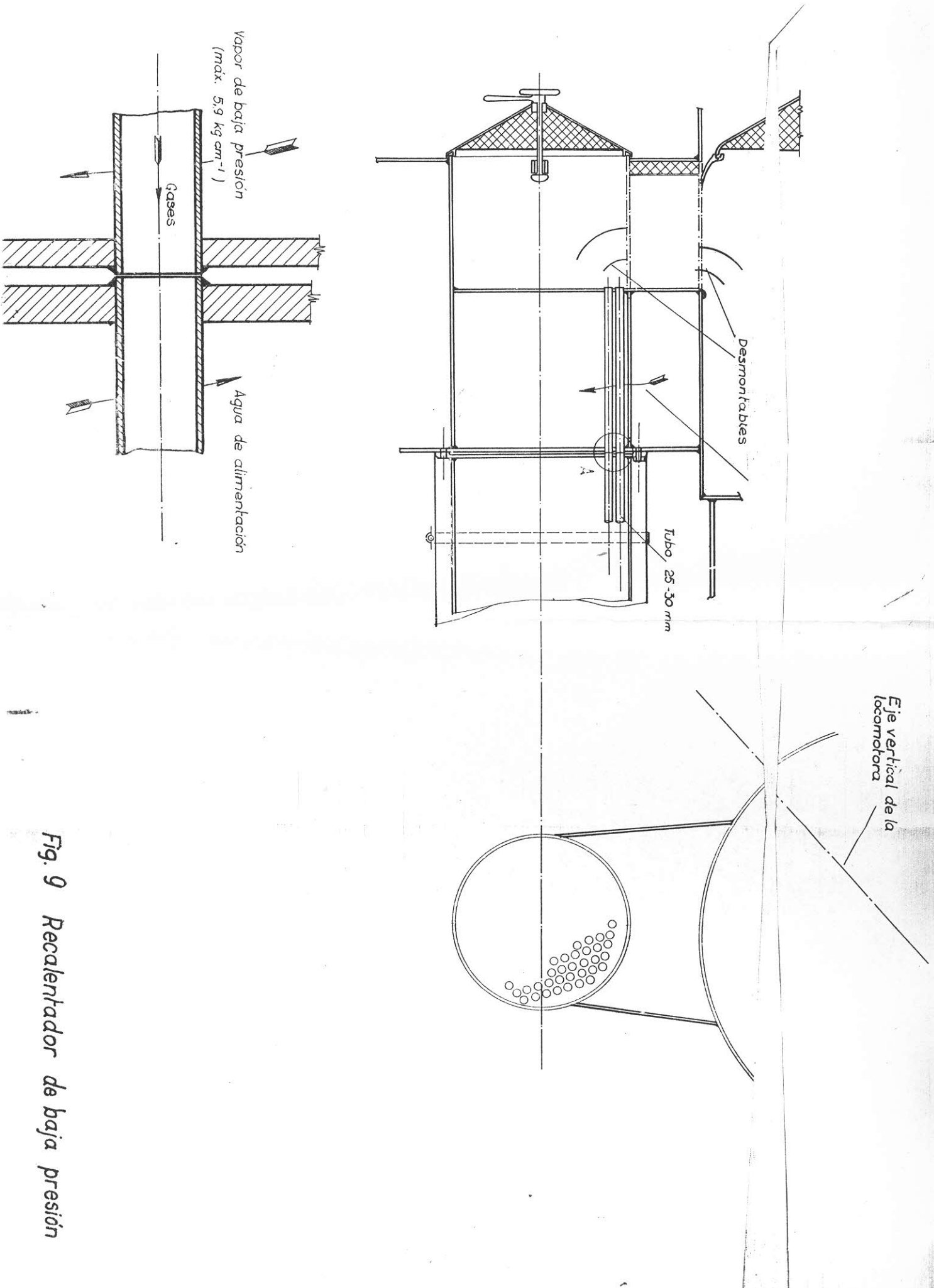


Fig. 9 Recalentador de baja presión



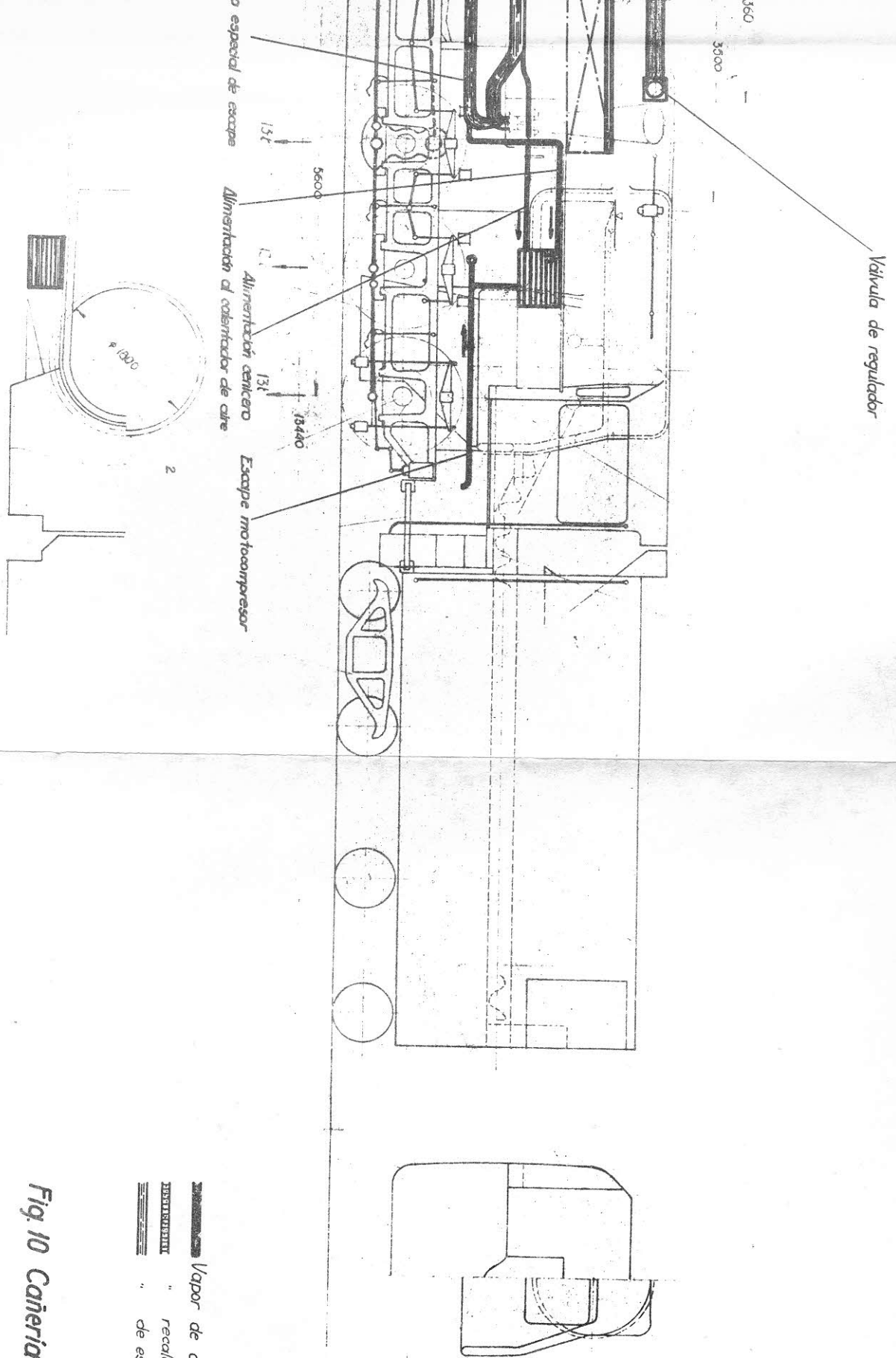
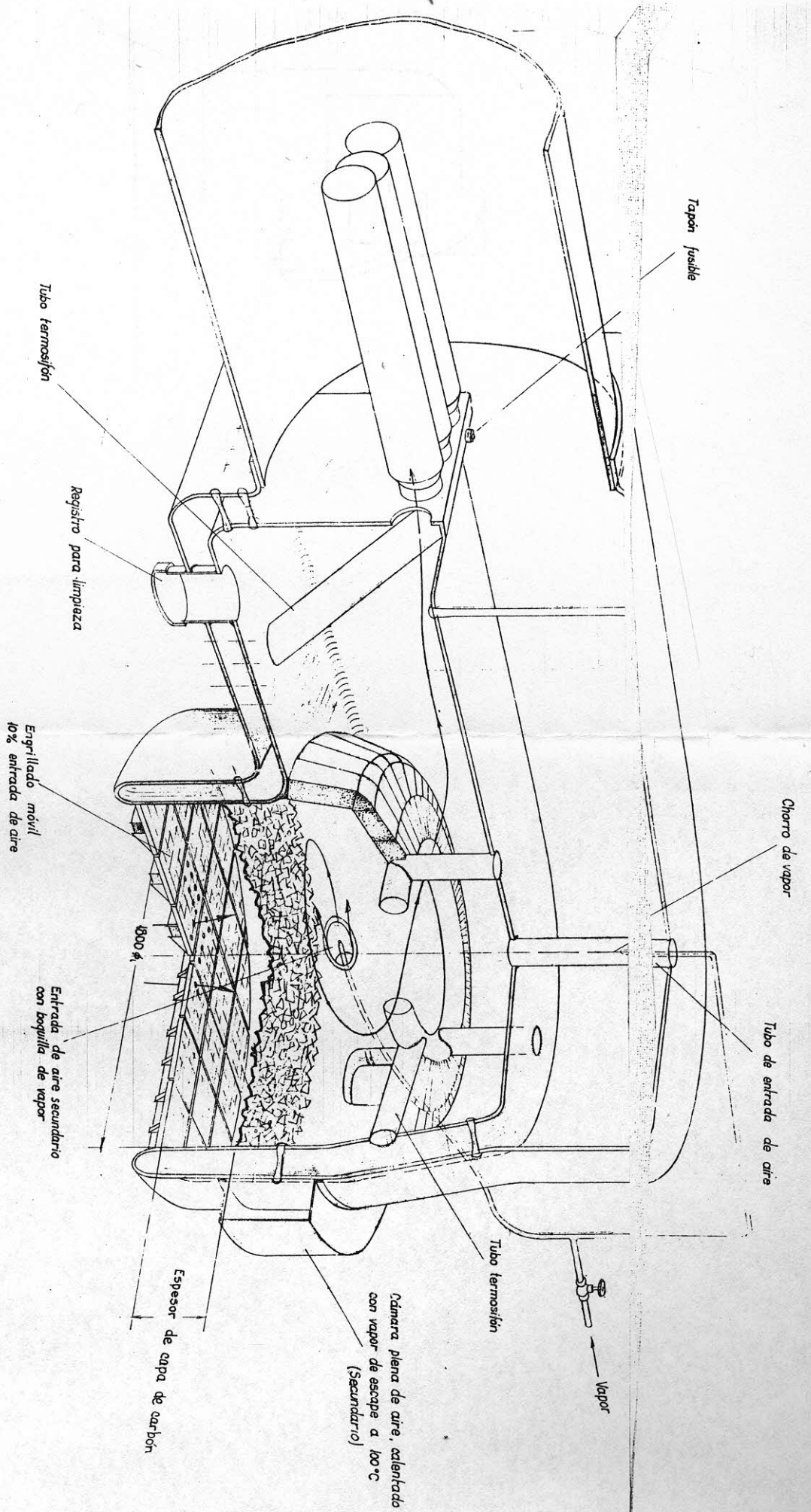


Fig. 10 Cañerías principales de vapor



Combustión ciclónica / parrilla  
 Parrilla circular  
 Cámara de combustión dobla





ales

Alimentación de vapor al compresor (vapor saturado)

Comando para 3

Llave del maquinista

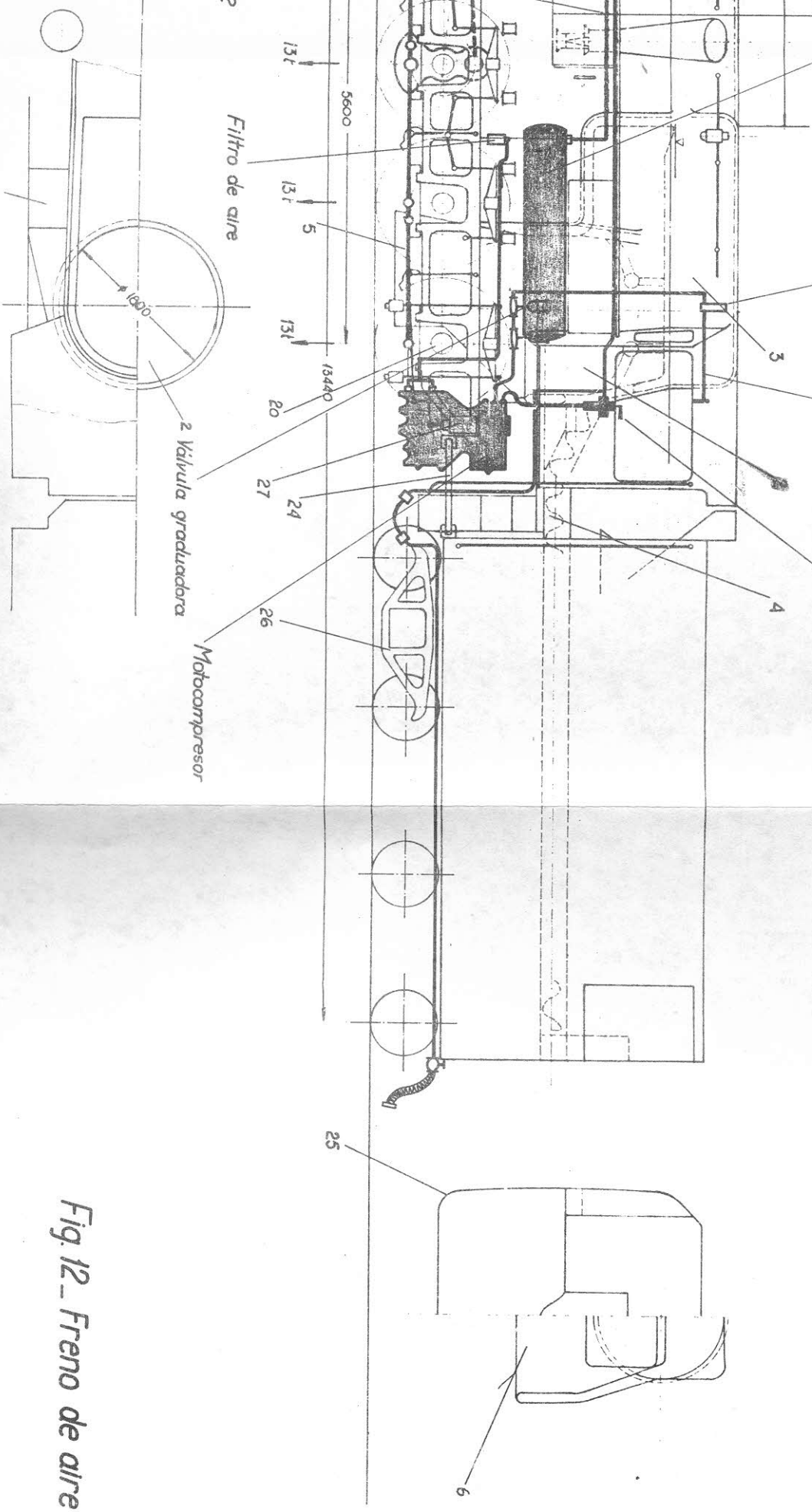


Fig. 12. Freno de aire comprimido