

## Capítulo tercero

Segundo tema de la tesis

Segundo tema de la tesis: "Como deberían ser las máquinas de vapor de la época venidera y particularidades más esenciales de su proyecto."

Las máquinas marinas propulsoras tienen por objeto vencer la resistencia al movimiento que producen y que es sensiblemente proporcional al cuadrado de la velocidad.

De ahí que las potencias aplicadas sean sensiblemente proporcionales a los cubos de las velocidades y que los consumos de combustible lo sean al producto de los cuadrados de las velocidades por las distancias.

Se tienen pues las relaciones

$$F = k_1 V^2$$

$$W = k_2 V^3$$

$$C = k_3 V^2 \cdot D$$

y a igualdad de distancias

$$C = k_4 V^2$$

Estas especiales condiciones hacen que no sean posibles las grandes velocidades que se dan en tierra y que una amplia zona de las altas posibles no sean económicamente aconsejables.

Al tratarse de especulaciones sobre máquinas marinas es indispensable considerar los diagramas típicos de consumos y velocidades, un ejemplo de los cuales se

da en la figura 4, así como la lista de gastos que se ha puesto a continuación.

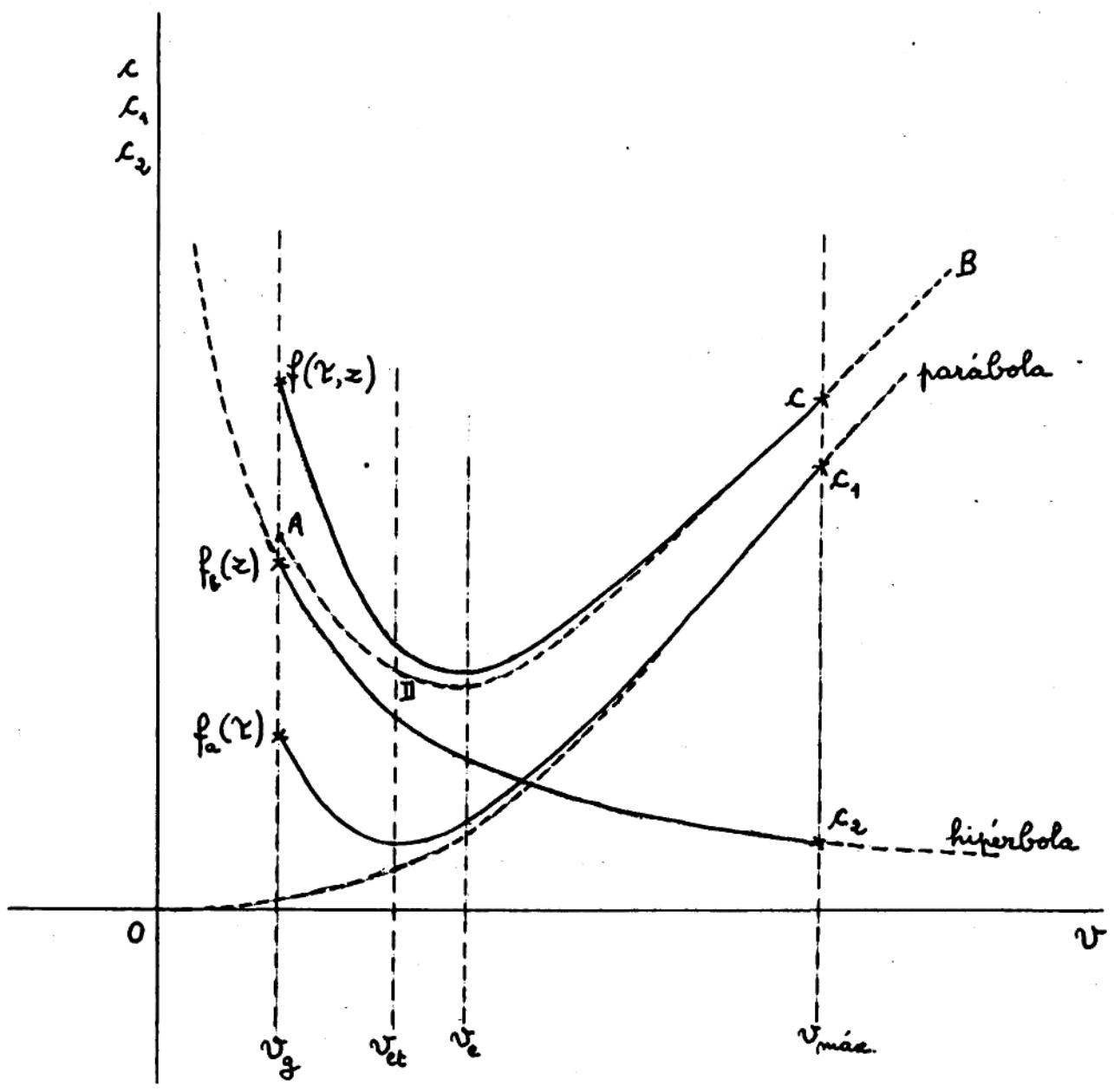
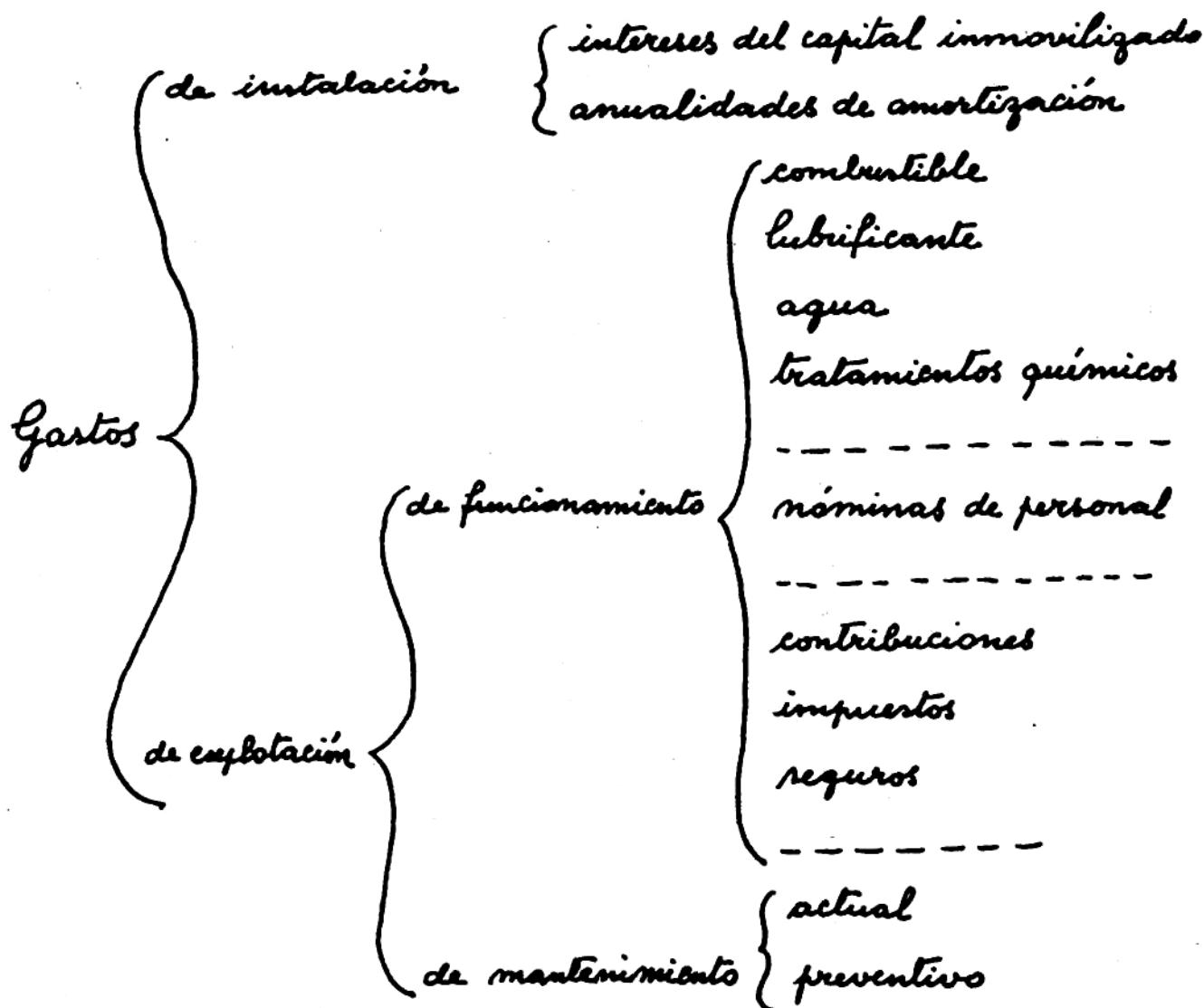


figura 4

Al considerar esta última se hace evidente que hay dos clases de gastos; unos que, como los intereses del capital inmovilizado son una función  $f_e(z)$  del tiempo y otros que como el corte del combustible quemado son una función  $f(z)$  del trabajo realizado.



Sólo tomando en cuenta estas dos funciones se puede establecer un criterio justo en lo que se refiere a comparación y explotación de máquinas y barcos.

En los diagramas de la figura 4 se han tomado en ordenadas los consumos de combustible por milla marina recorrida y en abscisas las velocidades respecto al agua, es decir, de corredera; entre estas velocidades se distinguen, la velocidad de gobierno que es la mínima a la que, con mar y atmósfera totalmente encalmadas se puede mantener el rumbo dado a pesar de los esfuerzos transversales de la propulsión y de los vicios del casco; esta velocidad está representada por  $v_g$ ;

aparece a continuación  $v_e$  que es la velocidad económica térmica o sea aquella a la cual el consumo por milla es mínimo; se tiene después  $v_c$ , velocidad económica a la que corresponde un mínimo de gastos totales por milla y finalmente  $v_máx$  que es la velocidad máxima alcanzable.

En consecuencia a la fórmula de Froude ( $F=k, V^2$ ), los costes que dependen de  $f_a(z)$  son proporcionales al cuadrado de la velocidad; por lo tanto

$$C_1 = k' v^2 \quad (1)$$

mientras que los costes que dependen de  $f_t(z)$  son inversamente proporcionales a la velocidad; por lo tanto

$$C_2 = k'' \cdot \frac{1}{v} \quad (2)$$

La ecuación (1) nos dice que los gastos función del trabajo siguen una ley parabólica y la ecuación (2) que los gastos función del tiempo siguen una ley hiperbólica.

Por consiguiente  $k'$  es el factor de proporcionalidad entre los gastos por milla que son función del trabajo y el cuadrado de la velocidad y  $k''$  es el factor de proporcionalidad inversa entre los gastos por milla que son función del tiempo y la velocidad.

Sumando las ecuaciones (1) y (2) obtenemos

$$C_1 + C_2 = k' v^2 + k'' v^{-1}$$

y siendo el primer miembro de esta expresión el coste o gasto total  $C$  por milla, se tiene que

$$C = k' v^2 + k'' v^{-1} \quad (3)$$

Derivando dos veces resulta

$$c' = 2k'v - k''v^{-2}$$

$$c'' = 2k' + 2k''v^{-3}$$

Igualando a cero la primera de estas dos igualdades obtenemos

$$2k'v - k''v^{-2} = 0$$

$$2k'v = k''v^{-2}$$

$$v^3 = \frac{k''}{2k'}$$

$$v = \sqrt[3]{\frac{k''}{2k'}}$$

$$v = 0'794 \sqrt[3]{\frac{k''}{k'}} \quad (4)$$

Por comilas  $c'$  y puesto que  $c''$  es siempre positiva, esta es la velocidad que hace mínima la función (3).

Se trata pues de la velocidad económica y se observa que esta velocidad varía en razón inversa (no proporcional) de los costes que son función del trabajo efectuado y en razón directa (no proporcional) de los costes que son función del tiempo.

En la figura 4 se observa además de las ya citadas  $f_a(z)$  y  $f_c(z)$ , la suma de ambas  $f(z, z)$ .

Utilizar las velocidades comprendidas entre  $v_g$  y  $v_{et}$  no es económico ni aún desde un punto de vista exclusivamente térmico pues más allá del mínimo de la curva  $F$ , existe otra velocidad mayor a la que corresponde igual coste por milla; la utilidad de las velocidades en cuestión está en necesidades de maniobra, cuando por razones de seguridad se requiere una lentitud inscrita en navegación.

La velocidad económica térmica  $v_{et}$ , a pesar de que

no es de aplicación ordinaria, tiene gran interés en los casos en que durante una travesía el buque se halla escaso de combustible, sea por anomalías en el abastecimiento, en el manejo, en el gasto o por causa de mal tiempo; en tales casos hay que adoptar inmediatamente tal velocidad porque siendo así mínimo el consumo por milla, máxima será la distancia que se podrá recorrer con el combustible de que se dispone y, claro está, si con esta velocidad no se llega, menos se llegaría con otra.

La velocidad económica  $v_e$  es la que da el viaje más barato posible; no obstante, puede producir un más grande beneficio, adoptar una velocidad más alta que, como tal, permita un mayor número de viajes anuales siempre, claro está, que haya fletes lo bastante altos y en número suficiente, pudiendo incluso ocurrir, por causa de estas razones, que sea conveniente adoptar la velocidad máxima  $v_{\max}$  de que el buque es capaz.

En consecuencia a los parámetros en juego puede resultar que la velocidad económica térmica quede por debajo de la velocidad de gobierno; inútil parece añadir que en tal caso la velocidad económica térmica posible es la de gobierno.

La ecuación (4) y las consecuencias que de ella hemos obtenido, se refieren a una curva parabólica, a una hiperbólica y a la suma de ambas, que son las curvas de trazos de la figura 4; no obstante, tomando en cuenta que solamente tiene interés práctico lo que ocurre de la velocidad

Ves para arriba y, por lo tanto, del punto II hacia la derecha, resulta que las curvas teóricas (de trazos) y las reales (de línea continua) coinciden suficientemente para que las conclusiones alcanzadas sean también aplicables.

Consecuentemente a cuanto llevamos expuesto y también a razones que más adelante se darán y aún teniendo en cuenta que la simplicidad de mecanismos, bien aplicada, es un factor de buen rendimiento, seguridad y economía, creemos que una máquina de vapor propia para la época venidera, debería reunir las siguientes condiciones:

- 1) Potencia no superior a cinco mil caballos.
- 2) Vapor saturante a  $15 \text{ kg/cm}^2$  como máximo.
- 3) Caldera mixta de tubos de fuego y de tubos de agua.
- 4) Expansión fraccionada en dos saltos; tres a la rumbo.
- 5) Dos cilindros con los cigüeñales calados a  $180^\circ$ .
- 6) Distribuciones de alta y baja independientes y cilíndricas.
- 7) Aparatos de distribución, regulación de potencia y cambio de marcha del sistema Klug de suspensión inferior.
- 8) Empaquetados metálicos para los vástagos motores y de distribución.
- 9) Empaquetados correctos para émbolos y válvulas de distribución.
- 10) Corredoras simples de cruceta y contrapatinés.
- 11) Lubrificación fluida con bomba incorporada a la máquina.
- 12) Velocidad angular del eje de 120 rev/min.
- 13) Turbina de escape de acción-reacción con alternado trifásico.
- 14) Derivaciones de vapor a fines térmicos en todo lo posible.

- 15) Distantes suficientes y económicos.
- 16) Hélice de paso variable.

De acuerdo con las anteriores condiciones establecemos rápidamente un ejemplo de instalación calculando principalmente aquellas partes del proyecto que afectadas por nuestras proposiciones difieren en su proceso de los métodos generalmente aplicados y la figura 5 representa el conjunto de la instalación.

Las calderas allí citadas son del tipo representado en el esquema de la figura 6; son un notable perfeccionamiento de las antiguas calderas cilíndricas o escoceras de las que tienen la solida y volante de agua, sin los inconvenientes de las cajas de fuegos ni de la mala circulación que aquellas presentaban en las partes situadas debajo de los hornos; son aptas para la presión adoptada de  $15 \text{ Kg/cm}^2$  y los cuidados necesarios en funcionamiento, a parte la ordinaria conducción, se reducen a la toma en cuenta de pH, dureza, salinidad y composición de los gases de escape.

Procede ahora fijar la presión en el condensador y como en el caso que nos ocupa es una turbina la que le manda vapor, dos valores principales han de tomarse en cuenta, a saber: El calor llevado por el refrigerante, y por lo tanto perdido, que es el producto del calor de vaporización  $r$  por el título  $\tau$  del vapor que llega al condensador y la temperatura del agua refrigerante que es el agua del mar y que pone un límite inferior a la temperatura, y por lo tanto a la presión, reinante en el condensador; estas dos variables se

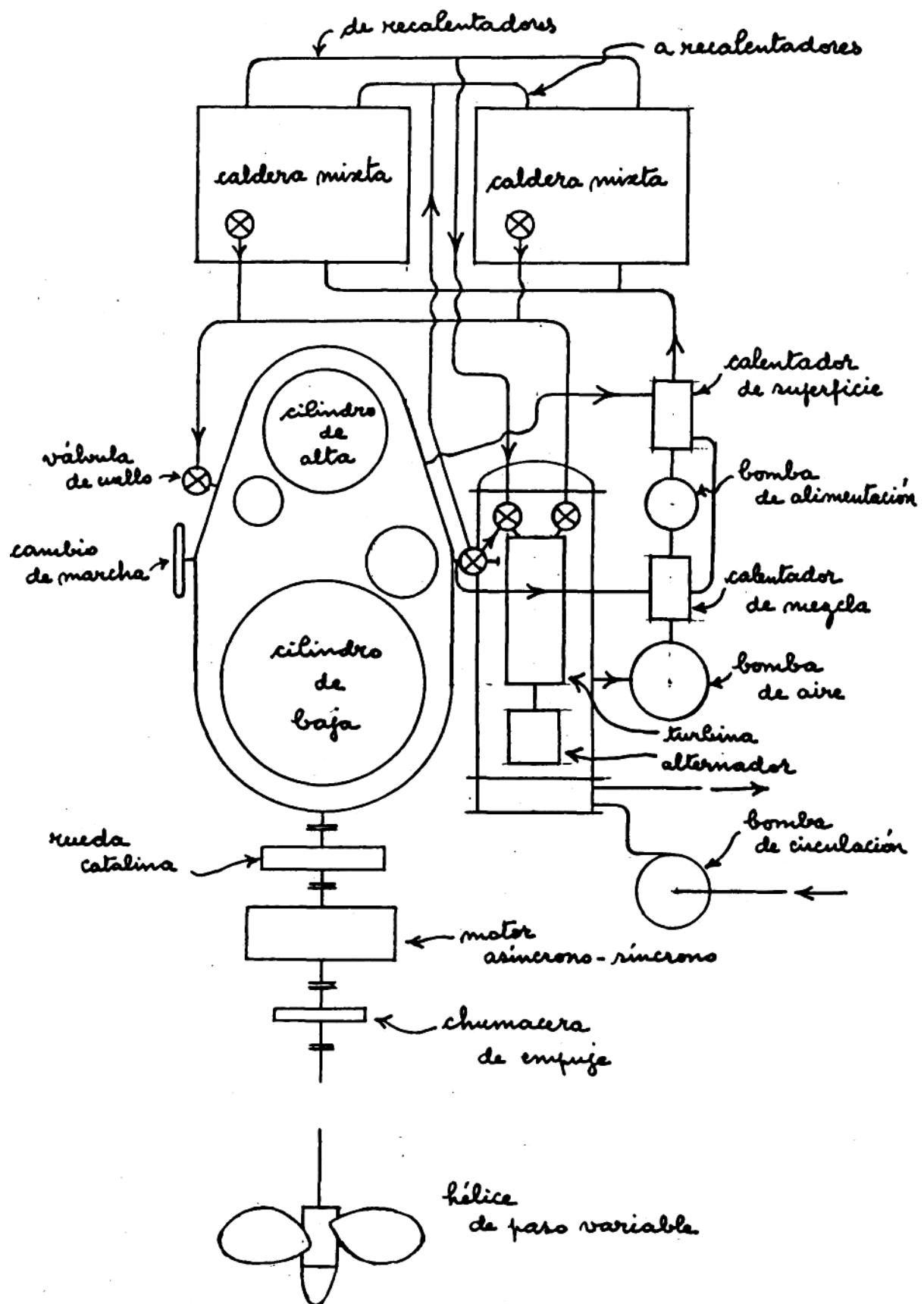


figura 5

hallan en la relación

$$P_v \cdot r \varphi = P_a (t_d - t_m) \quad (5)$$

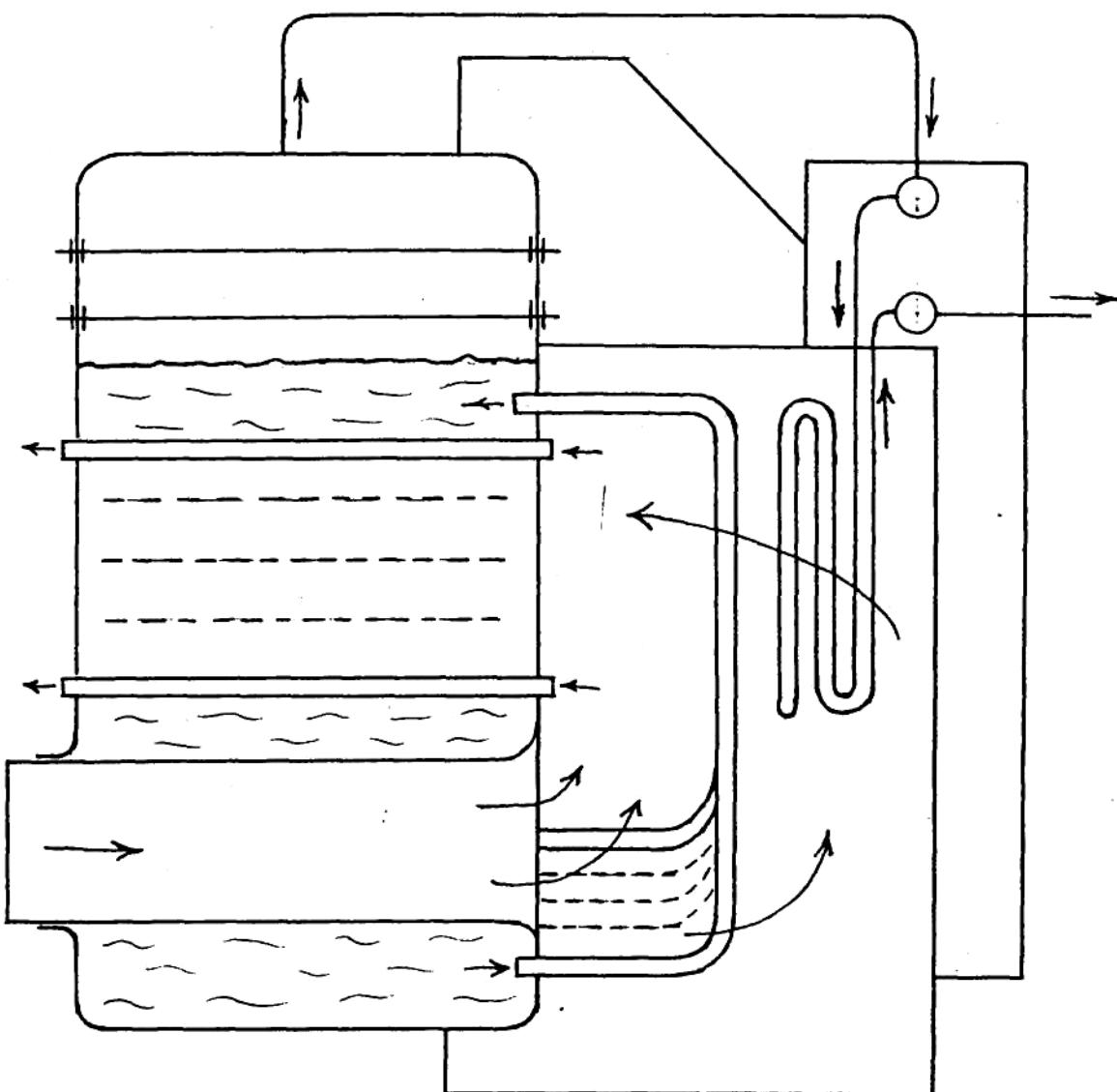


figura 6

en la que  $P_v$  es el peso horario de vapor a condensar,  $P_a$  el peso horario de agua refrigerante,  $t_d$  la temperatura de descarga, o sea, la del agua refrigerante a la salida del condensador y  $t_m$  la del mar.

Obriérese en la ecuación (5) que su primer miembro queda determinado al dar la máquina y que entonces  $P_a$

varía en razón inversa del paréntesis, de tal manera que tiende a infinito cuando el paréntesis tiende a cero. Por consiguiente, a menor presión en el condensador menor es  $t_d$  y mayor  $T_a$  que puede llegar a valores realmente antieconómicos. Teniendo en cuenta que podemos alcanzar el valor

$$t_m = 25^\circ\text{C}.$$

y que la diferencia del paréntesis ha de valer por lo menos  $5^\circ\text{C}$ . a fin de evitar valores excesivos de  $T_a$ , tomaremos

$$t_d = 30^\circ\text{C}.$$

y admitiremos que en estas condiciones la temperatura media de la cámara de vacío se podrá mantener a  $32^\circ\text{C}$ . a los que corresponde la presión

$$p_c = 0'05 \text{ kg/cm}^2$$

Con esto tenemos ya fijados los dos límites, superior e inferior del diagrama ficticio total.

Pasamos ahora a considerar los tres entre motores que son el cilindro de alta, el de baja y la turbina; en principio se debe pensar en el modo de distribuir las potencias; a este respecto los criterios aplicados han sido los de "saltos de entalpia semejantes o iguales", "saltos de temperaturas semejantes o iguales" y "grados de admisión iguales"; para el primero son primordiales los trabajos, para el segundo lo son las condensaciones en las paredes de los cilindros y para el tercero lo son la distribución del vapor y la regulación de la potencia.

Siguiendo el primero de estos criterios en lo posible y con la intención de evitar grados de admisión demasiado pequeños vamos al fragmento de diagrama entálpico o de Mollier

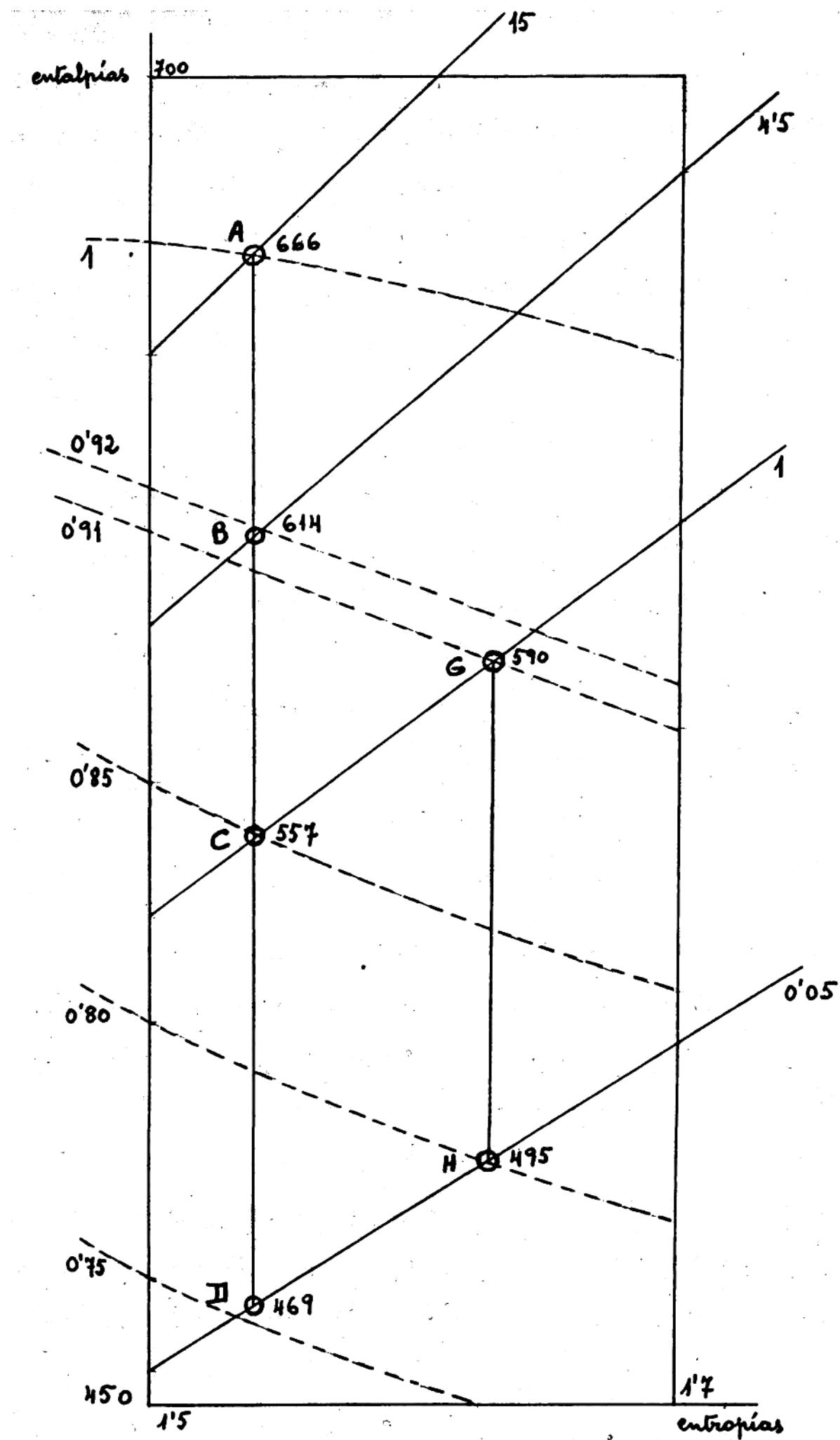


figura 7

de la figura 7 y partiendo de los puntos ya convenidos de presión inicial A de  $15 \text{ kg/cm}^2$  y de presión final II o bien H de  $0'05 \text{ kg/cm}^2$ , establecemos redondeando las presiones intermedias en  $4'5 \text{ kg/cm}^2$  y  $1 \text{ kg/cm}^2$  obtenemos los puntos intermedios B y C y el cuadro de valores más importantes correspondientes a las líneas llenas que son de presión constante y las de trazos que lo son de título constante mientras que los números situados al lado de cada punto dan la entalpía en aquel estado.

Entonces el punto A corresponde al vapor de admisión en el cilindro de alta, B al de evacuación de alta y admisión de baja, C al de evacuación de baja y admisión en la turbina y II al de evacuación de la turbina.

En estas condiciones los saltos de entalpía ideales son:

$$\text{Cilindros de alta} \quad \Delta i_a = 52 \text{ cal/kg.}$$

$$\text{Cilindros de baja} \quad \Delta i_b = 57 \text{ cal/kg.}$$

$$\text{Turbina} \quad \Delta i_t = 88 \text{ cal/kg.}$$

Pero no todo este calor se transforma en trabajo útil; existen laminaciones, acción térmica de las paredes, expansiones incompletas, etc... y las inevitables pérdidas de carga.

Al fin de establecer la relación existente entre los saltos adiabáticos  $\Delta i_a$  y  $\Delta i_b$  y los diagramas dinámicos ficticios, pasamos a la figura 8 en la que el salto adiabático tiene lugar entre N y R y le corresponde el trabajo representado por la figura NRZS, mientras que el diagrama dinámico ficticio a que aludimos es el MNRF.

Si la evolución NR fuera una isotermia de gas

perfecto se tendría que

$$MN \cdot NS = PR \cdot RZ \quad (5)$$

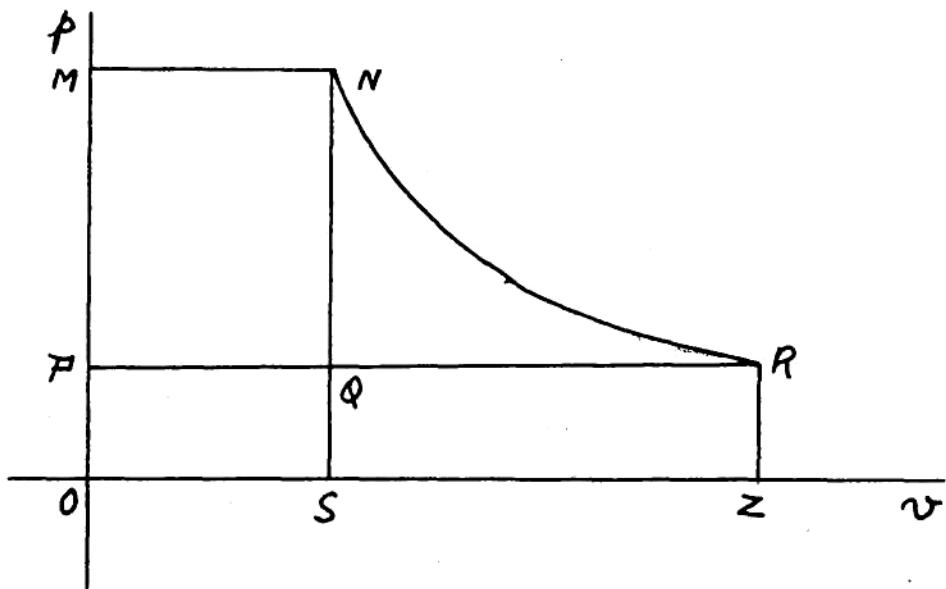


figura 8

en virtud de la ley de Boyle-Mariotte, pero al tratarse de una adiabática de vapor saturante, viene regida por la Ley de Zemmer, según la cual el exponente adiabático vale

$$\kappa = 1'035 + 0'1 \gamma \quad (6)$$

que cuando el título  $\gamma$  es igual a la unidad se reduce a

$$\kappa = 1'135$$

y a valores inferiores para títulos más bajos.

Resulta entonces que la línea NR es aproximadamente la misma para cualquiera de los casos considerados.

Admitiendo pues la igualdad (5) tenemos que la expansión adiabática del vapor régim NR produce el trabajo NRZS; si de dicha igualdad restamos la identidad

$$PQ \cdot QS = PQ \cdot QZ$$

$$\text{superficie } (MNQP) = \text{superficie } (QRZS)$$

Por lo tanto, como

$$\text{superficie (NRZS)} = \text{superficie (NRQ)} + \text{superficie (QRZS)}$$

$$\text{también } \text{superficie (NRZS)} = \text{superficie (NRQ)} + \text{superficie (MNQF)}$$

$$\text{superficie (NRZS)} = \text{superficie (MNRP)}$$

y así como NRZS es el trabajo absoluto de la adiabática, MNRP en el diagrama ficticio de la máquina correspondiente representando MN el periodo de admisión, NR el de expansión y RP el de vacuación.

En consecuencia a esta conclusión y de acuerdo con las presiones y demás valores anteriormente fijados establecemos el doble diagrama ficticio de la figura 9.

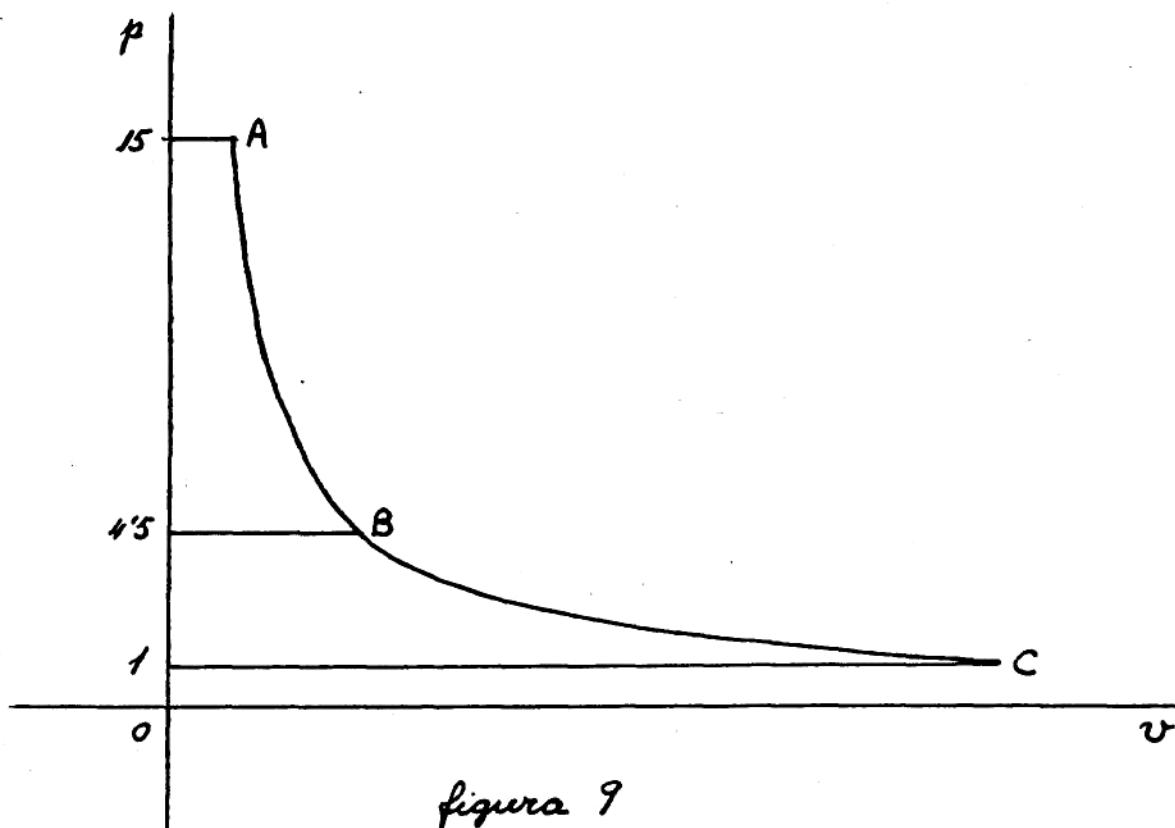


figura 9

Pero no todo el trabajo que ellos representan se va a obtener, es decir, los diagramas reales van a ser menores que los ficticios y la relación entre los trabajos representados por aquéllos y por éstos se llama grado de totalización o de rankeación y este valor tomado de estadística es el método

más seguro para determinar el trabajo real.

Se tiene pues que

$$g_{ra} = \frac{\gamma_r}{\gamma_f}$$

y el valor numérico de  $g_{ra}$ , que para máquinas bien dispuertas está comprendido entre 0'70 y 0'80, lo tomaremos igual a 0'73.

Los saltos térmicos reales en los dos cilindros valdrán

$$\Delta i_A = 52 \times 0'73 = 37'96 \approx 38 \text{ cal/kg.}$$

$$\Delta i_B = 57 \times 0'73 = 41'61 \approx 42 \text{ cal/kg.}$$

Respecto a la turbina, para tomar en cuenta el rozamiento del vapor a su paso por ella, recurrimos al coeficiente de reducción de velocidad que para toberas y tobero-paletas es  $\varphi$  y vale

$$0'90 \leq \varphi \leq 0'95$$

Tomamos  $\varphi = 0'94$

Como toda energía cinética  $\frac{V^2}{2g}$  se reduce a

$$\frac{(V\varphi)^2}{2g} = \varphi^2 \cdot \frac{V^2}{2g}$$

y ha de verificarse la ley de Graashof según la cual "en todo caso la variación de energía cinética es igual a la de entalpía", en la misma forma y cuantía se reducirá el salto entálpico de que esta energía procede.

Por lo tanto

$$\Delta i_c = 88 \times 0'94^2 = 77'75 \approx 78 \text{ cal/kg.}$$

En consecuencia a cuanto antecede los movimientos de vapor y de agua de alimentación se harán de acuerdo con la figura 10; en ella se observa que el vapor pasa de

la caldera al cilindro de alta donde efectúa el trabajo correspondiente y a la salida se bifurca en dos partes, una mayor que va al cilindro de baja y otra menor  $T_1$  que va al calentador de

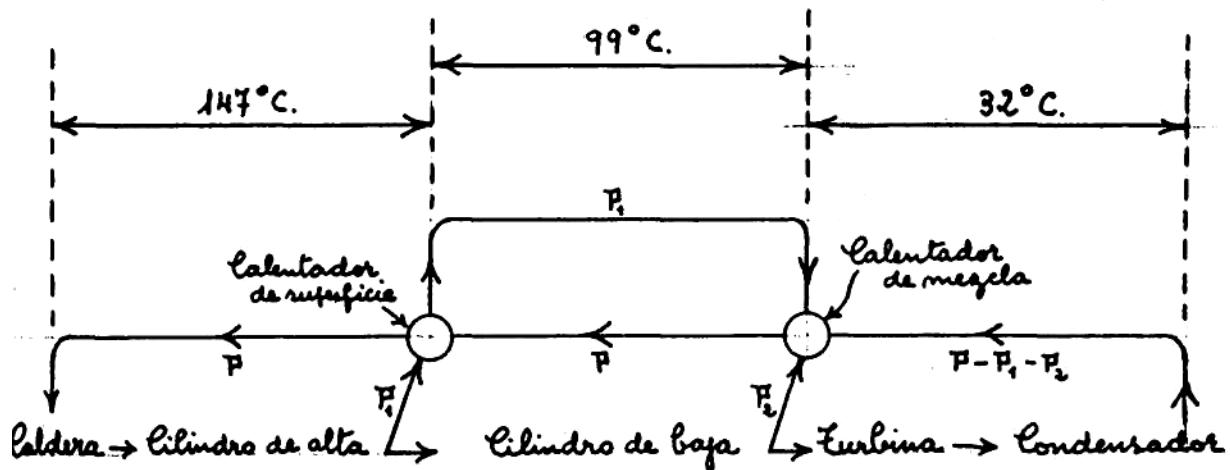


figura 10

de superficie; este calentador en forma de lag tubular es atravesado por el agua de alimentación, mientras el vapor  $T_1$  rodea los tubos, cede el calor de vaporización y se condensa, siendo el todo retomido por una purga automática que sólo deja escapar el líquido; éste a su vez pasa al calentador de mezcla donde se incorpora al agua de alimentación.

El vapor que ha trabajado ya en el cilindro de baja se divide también en dos partes, una mayor que va a la turbina y una menor  $T_2$  que va al calentador de mezcla; allí se reúnen pues  $T_1$ ,  $T_2$  y el caudal  $T - T_1 - T_2$  que viene del condensador, dando el total  $T$  que recogido por la bomba de alimentación es injectado, a través del calentador de superficie y de la válvula de retención, a la caldera.

Las características de los vapores  $T_1$  y  $T_2$  son como sigue:

$$T_1 \rightarrow p = 4.5 \text{ kg/cm}^2, \gamma = 0.91, r = 507 \text{ cal/kg}, q = 148 \text{ cal/kg}, t = 147^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 \rightarrow p = 1 \text{ kg/cm}^2, \gamma = 0.85, r = 540 \text{ cal/kg}, q = 99 \text{ cal/kg}, t = 99^{\circ}\text{C}$$

En el calentador de superficie el vapor  $T_3$  cede su calor de vaporización  $507 \times 0'91$  y queda a su propia temperatura de  $147^{\circ}\text{C}$ . ya en estado líquido elevando la temperatura del caudal de alimentación  $T$  desde  $99^{\circ}$  hasta aproximadamente los mismos  $147^{\circ}\text{C}$ . ; se verifica pues que

$$507 \times 0'91 T_3 = (147 - 99) T \quad (7)$$

En el calentador de mezcla el vapor  $T_2$  cede su calor de vaporización  $540 \times 0'85$ , y el líquido  $T_1$  el correspondiente al salto de temperaturas  $147 - 99$ , mezclándose ambos con el caudal  $T - T_1 - T_2$  que llega a la temperatura de  $32^{\circ}\text{C}$ . para elevarla a  $99^{\circ}\text{C}$ . ; se verifica que

$$540 \times 0'85 T_2 + (147 - 99) T_1 = (99 - 32)(T - T_1 - T_2) \quad (8)$$

Por otra parte, de acuerdo con todo lo dicho y con la figura 10 el calor efectivamente transformado en trabajo en el tiempo de una hora valdrá

$$38P + 42(P - P_1) + 78(P - P_1 - P_2)$$

y como la potencia ha de ser de  $1750 \text{ C.V.}$ , el calor transformado en trabajo es, con un margen en exceso de  $10\%$ ,

$$\frac{270.000 \times 1750 \times 1'4}{427} = 1,217.213$$

Igualando este resultado con la expresión anterior obtenemos  $38P + 42(P - P_1) + 78(P - P_1 - P_2) = 1,217.213 \quad (9)$

Las ecuaciones (7), (8) y (9) constituyen un sistema que permite calcular los caudales  $P$ ,  $P_1$  y  $P_2$  previas las transformaciones siguientes:

$$461 P_1 = 48 P$$

$$459 P_2 + 48 P = 67 P - 67 P_1 - 67 P_2$$

$$158 P - 120 P_1 - 78 P_2 = 1217213$$

De la primera de estas ecuaciones deducimos que

$$P_1 = 0'104121 P \quad (10)$$

equivalencia que introducida en las demás da

$$459 P_3 + 4'997808 P = 67 P - 6'976107 P - 67 P_2$$

$$158 P - 12'494520 P - 78 P_2 = 1217213$$

De la primera de estas dos ecuaciones resulta ser

$$392 P_2 = 55'026085 P$$

$$P_2 = 0'140373 P \quad (11)$$

valor que llevado a la segunda da finalmente

$$158 P - 12'494520 P - 10'949068 P = 1217213$$

$$134'556412 P = 1217213$$

$$P = 9046 \text{ Kg}$$

y en virtud de las igualdades (10) y (11)

$$P_1 = 942 \text{ Kg.}$$

$$P_3 = 1269 \text{ Kg.}$$

y

Estos valores verifican efectivamente la ecuación (9) y entonces las potencias respectivas de las tres máquinas son, de acuerdo con sus saltos térmicos y caudales de vapor:

Cilindros de alta

$$\frac{9046 \times 38}{632} = 543 \text{ C.V.}$$

Cilindros de Baja

$$\frac{(9046 - 942)42}{632} = 538 \text{ C.V.}$$

Turbina

$$\frac{(9046 - 942 - 1269)78}{632} = 843 \text{ C.V.}$$

La suma de estas potencias da 1924 C.V. que son los 1750 C.V. puestos más el margen del diez por ciento.

Procede ahora determinar las cilindradas; para ello vamos al diagrama ficticio de la página 37 figura 9 en la que los puntos A, B y C dan, por embolada, los volúmenes de admisión en el cilindro de alta, en el de baja y en la turbina; el volumen de admisión en alta, que representaremos por  $v_1$ , vale

$$v_1 = \frac{9046 \times 0'1342}{60 \times 120 \times 2} = 0'084304 \text{ m}^3$$

$$v_1 \approx 84'3 \text{ litros}$$

puesto que 9046 es el caudal, 0'1342 el volumen específico, 120 la velocidad angular y que la máquina es de doble efecto.

Como la línea de expansión adiabática sigue la ley de Zemmer por la que  $\rho_1 v_1^{\kappa} = \rho_2 v_2^{\kappa} = \rho_3 v_3^{\kappa}$

sería

$$v_2 = 84'3 \sqrt[1/3]{\frac{15}{4'5}}$$

$$v_2 = 84'3 \times 2'8885$$

$$v_2 = 243'5 \text{ litros}$$

$$v_3 = 84'3 \sqrt[1/3]{\frac{15}{1}}$$

$$v_3 = 84'3 \times 10'8693$$

$$v_3 = 916'2 \text{ litros}$$

Pero los volúmenes  $v_2$  y  $v_3$  son ver los de admisión en el cilindro de baja y en la turbina, no conviene sean los de evacuación de los cilindros de alta y de baja, porque la expansión completa daría cilindradas demasiado grandes, grados de admisión demasiado pequeños y pérdidas de tracción bajas.

Es pues necesario determinar el punto en que

debe limitarse la expansión, lo cual es de gran importancia en los cilindros de baja, sobretodo cuando estos evacuan al condensador, ya que de tal punto dependen:

- 1) La pérdida triangular de primer orden
- 2) La cilindrada
- 3) El grado de admisión, que es fundamental para el proyecto de la distribución.
- 4) Las características del vapor de escape, las cuales permiten calcular el trabajo realizable con este vapor si va a otra máquina, o la pérdida a que da lugar si va al condensador.
- 5) El caudal del agua de refrigeración.
- 6) La presión óptima en el condensador, es decir, la que da una pérdida mínima.

Para la fijación de este punto se han requerido dos criterios que son:

- 1) Consideración exclusiva del tamaño del cilindro con el objeto de evitar los demasiado grandes o con el de darle uno que cumpla con otro fin por ejemplo en el caso de las máquinas en que se hace la cilindrada de baja doble de la de alta para después dividirla en dos y tener así tres cilindros iguales, con las consiguientes ventajas en la construcción, en el equilibrado y en la cuestión del material de roseto.
- 2) Consideración de los grados de admisión más convenientes, elegándose a darlos iguales a todos los cilindros lo cual es ventajoso en lo que se refiere