

$$i_0 + \frac{V_0^2}{2gE} - \zeta \frac{l}{II_m} \cdot \frac{V_0^2}{2 \times 2gE} = i_1 + \frac{V_1^2}{2gE} + \zeta \frac{l}{II_m} \cdot \frac{V_1^2}{2 \times 2gE}$$

$$2gE i_0 + V_0^2 - \zeta \frac{l}{II_m} \cdot \frac{V_0^2}{2} = 2gE i_1 + V_1^2 + \zeta \frac{l}{II_m} \cdot \frac{V_1^2}{2}$$

$$2gE i_0 + \left(1 - \zeta \frac{l}{2II_m}\right) V_0^2 = 2gE i_1 + \left(1 + \zeta \frac{l}{2II_m}\right) V_1^2$$

$$V_1^2 = \frac{1}{1 + \zeta \frac{l}{2II_m}} \left[ 2gE (i_0 - i_1) + \left(1 - \zeta \frac{l}{2II_m}\right) V_0^2 \right]$$

$$V_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta \frac{l}{2II_m}}} \sqrt{2gE (i_0 - i_1) + \left(1 - \zeta \frac{l}{2II_m}\right) V_0^2}$$

Si tanto por ser  $V_0^2$  de menor cuantía respecto a  $2gE (i_0 - i_1)$ , como por venir todo ello bajo el signo radical, admitimos que, sin gran error, puede substituirse el último paréntesis, próximo a la unidad, por la unidad, la anterior expresión se reduce a

$$V_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta \frac{l}{2II_m}}} \sqrt{2gE (i_0 - i_1) + V_0^2}$$

El coeficiente de reducción de velocidad es pues

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta \frac{l}{2II_m}}} \quad (33)$$

$$V_1 = \varphi \sqrt{2gE (i_0 - i_1) + V_0^2} \quad (34)$$

Para la tobera-paleta y a lo largo de iguales razonamientos se obtendría

$$W_2 = \varphi \sqrt{2gE (i_1 - i_2) + W_1^2} \quad (35)$$

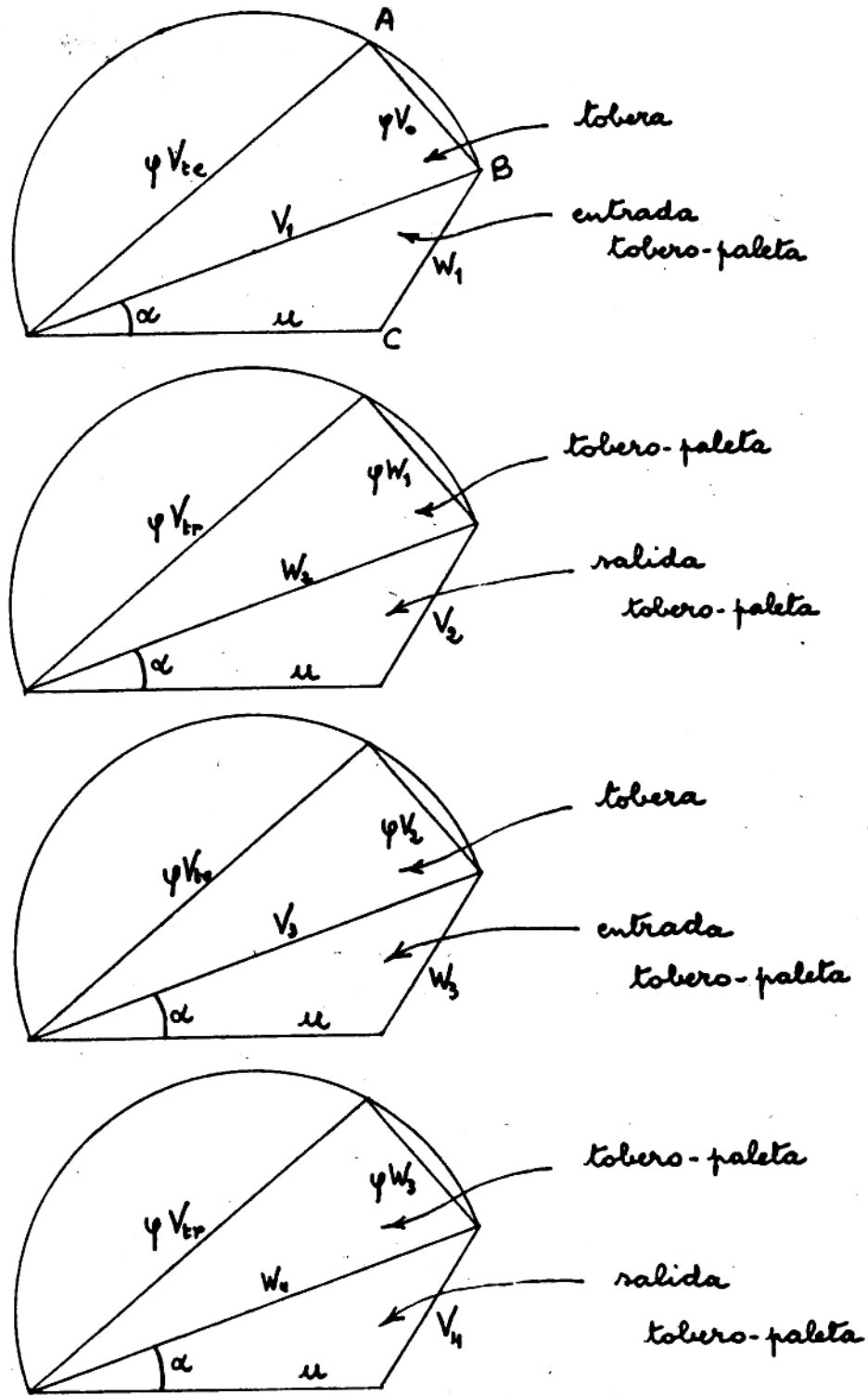


figura 25

En consecuencia a las ecuaciones (34), (35) y análogas los triángulos de velocidades pasan a ser los de la figura 25 y debe observarse que si  $V_0 \neq W_1$  a través de la misma conce-

tenación que en el caso de la turbina ideal se establecen las sucesiones monótonas crecientes y decrecientes de velocidades.

Por el contrario si es  $V_0 = W_1$  ya no es AB igual a BC por causa del factor  $\varphi$ ; entonces a partir de los datos  $u$ ,  $\alpha$ ,  $V_0$  y  $\varphi$  la determinación de los triángulos puede hacerse por otro método gráfico o numéricamente.

Para la aplicación del método gráfico expuesto en la figura 26 se empieza por disponer la velocidad  $u$ , el ángulo  $\alpha$  y el arco de círculo que con centro en O empieza sobre la semirrecta OII y tiene por radio  $\varphi V_0$ ; se traza el segmento EC y a partir de C el haz de segmentos que terminan en la semirrecta OII; las rectas FH y JK son paralelas a OII y la primera de ellas corta a EC en un punto L tal que

$$\frac{EC}{EL} = \frac{1}{\varphi}$$

Desde los puntos que sobre OII ha determinado el haz arbitrario de segmentos rectilíneos (como el punto M por ejemplo) se trazan tangentes a la circunferencia O y se obtienen los puntos de contacto como el N; se busca por medición directa un punto de la semirrecta OII para el que la fracción de su distancia a C comprendida entre la semirrecta OII y la recta FH sea igual al segmento que une el punto en cuestión con el punto de tangencia sobre el círculo de centro O; así, en el ejemplo dibujado la condición se verifica para el punto G y entonces el triángulo de velocidades es el OGC

Se comprende que cuanto mayor es el dibujo, mayor es también la exactitud de las mediciones efectuadas sobre él

Para la resolución numérica recurrimos a la figura 25; sobre el requerido triángulo se verifica que

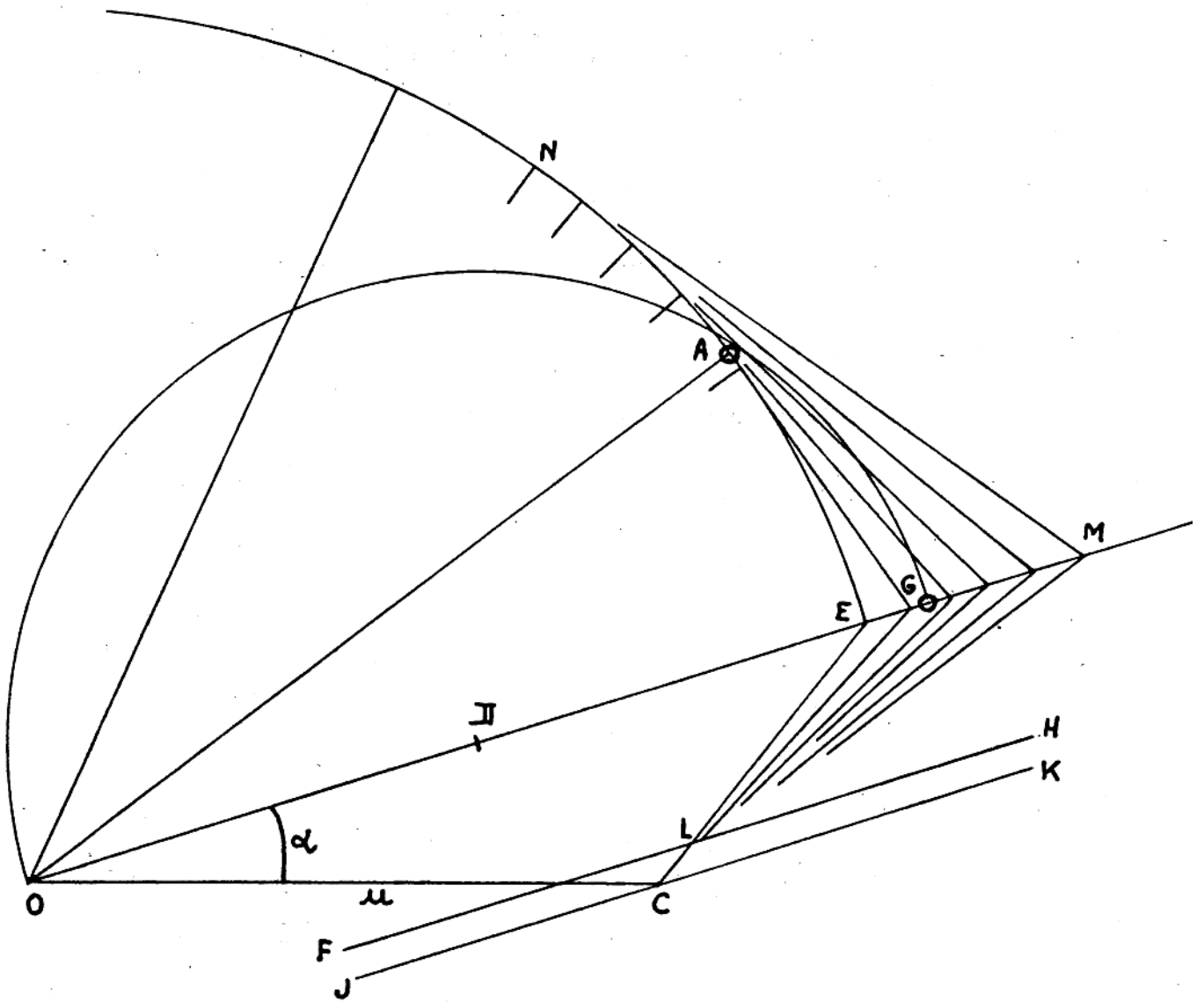


figura 26

$$V_2^2 = W_2^2 + u^2 - 2W_2 u \cos \alpha$$

y también que  $W_2^2 = \varphi^2 V_{tr}^2 + \varphi^2 W_1^2$

Introduciendo esta igualdad en la anterior resulta

$$V_2^2 = \varphi^2 V_{tr}^2 + \varphi^2 W_1^2 + u^2 - 2\sqrt{\varphi^2 V_{tr}^2 + \varphi^2 W_1^2} \cdot u \cos \alpha$$

Pero como existe la condición

$$V_2 = W_1$$

$$V_2^2 = \varphi^2 V_{tr}^2 + \varphi^2 V_2^2 + u^2 - 2\sqrt{\varphi^2 V_{tr}^2 + \varphi^2 W_1^2} \cdot u \cos \alpha$$

$$(1-\varphi^2) V_2^2 = \varphi^2 V_{tr}^2 + u^2 - 2u\varphi \cos\alpha \sqrt{V_{tr}^2 + V_2^2}$$

$$(1-\varphi^2) V_2^2 + 2u\varphi \cos\alpha \sqrt{V_{tr}^2 + V_2^2} = \varphi^2 V_{tr}^2 + u^2 \quad (36)$$

En esta ecuación la única incógnita es  $V_2$ ; dando a los parámetros sus valores numéricos, basta un breve tanteo para determinar el valor de  $V_2$  con la aproximación requerida.

Las teorías expuestas las aplicamos al caso de la turbina que complementa la máquina alternativa establecida en este capítulo; los valores numéricos adoptados, algunos de los cuales ya fueron citados son los siguientes:

Salto térmico ideal	88 cal/Kg
" " real	78 "
Caudal de vapor	6835 Kg/hora
Potencia	843 C.V.
Título del vapor de admisión	0'85
Presión de admisión	1 Kg/cm <sup>2</sup>
Presión de evacuación	0'05 "
Grado de reacción	0'5
Ángulo de descarga	17°
Velocidad lineal (centro elementos)	120 m/seg
Coefficiente de reducción de velocidad	0'94
Velocidad angular del rotor	3000 rev/min.
Número de secciones	11
" " coronas	22

Bajo estas condiciones las velocidades térmicas son:

$$V_{tr}^2 = V_{te}^2 = 2 \times 9'8 \times 427 \times 4 = 33476$$

$$V_{tr} = V_{te} = 182'96 \text{ m/seg.}$$

Aplicando valores numéricos a la ecuación (36) es

$$0'1164 V_2^2 + 2'15'7424 \sqrt{33476 + V_2^2} = 43979$$

Después de breves tanteos a partir de un valor estimado gráficamente se obtiene

$$V_2 = 81'4 \text{ m/seg.}$$

Con este valor y algunos de los datos se pueden establecer los triángulos de velocidades, que son los de la figura 27.

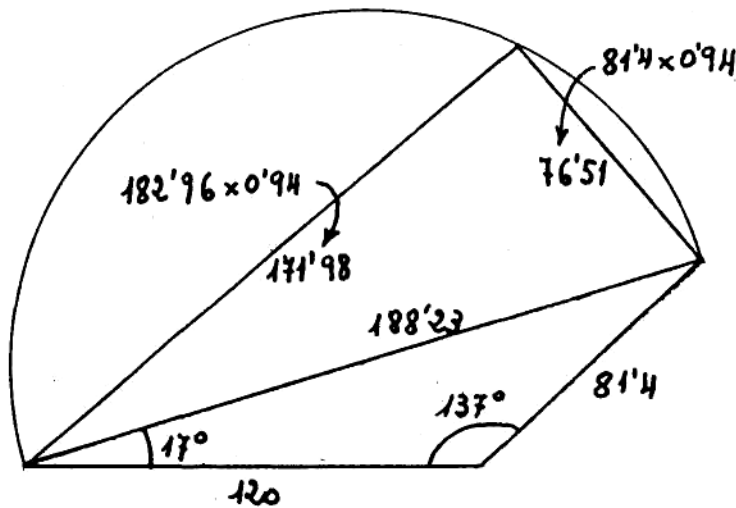


figura 27

Este triángulo se repite en todas las coronas, variando únicamente la dimensión radial de los elementos.

La "potencia en la periferia" representa el mismo papel que la "potencia indicada" en las máquinas alternativas y la calculamos por medio de la ecuación

$$W = \frac{F u}{270000 g} (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)$$

que para los valores actuales da

$$W_1 = \frac{6835 \times 120}{270000 \times 9'8} (188'23 \cos 17^\circ - 81'4 \cos 137^\circ)$$

$$W_1 = 0'3100 (188'23 \times 0'9563 + 81'4 \times 0'7368)$$

$$W_1 = 74'3907 \text{ C.V.}$$

y para las 11 secciones el total valdrá

$$W = 74'3907 \times 11$$

$$W = 818 \text{ C.V.}$$

valor que está dentro del margen previsto del diez por ciento.

Vamos ahora a establecer la forma y dimensiones de los elementos correspondientes a la primera sección a cuyo menester pueden aplicarse dos procedimientos uno analítico y otro gráfico.

Por el primero se considera un ideal la evolución adiabática del vapor y después se corrige el resultado de acuerdo con el coeficiente  $\varphi$  de reducción de velocidad.

Por el segundo se determinan directamente los volúmenes específicos del vapor y conocidas, como son, las velocidades se aplica la ecuación de continuidad y se obtienen las secciones y perfiles de los elementos así como sus longitudes.

Método analítico: Siendo de  $H$  calorías el salto térmico por corona,  $i_0$  la entalpía a la entrada de la tobera e  $i_1$  a la salida,

$$es \quad i_1 = i_0 - H$$

$$y \text{ para las entropías} \quad S_1 = S_0$$

Siendo el título del vapor inicial

$$\varphi_0 = 0'85$$

calculamos con ayuda de las tablas que

$$i_0 = 557'83 \quad \text{cal/Kg.}$$

$$S_0 = 1'5419 \quad \text{cal/Kg. } ^\circ\text{K.}$$

Q la salida de la tobera se verificará que

$$i_1 = i'_1 + r_1 \varphi_1$$

$$S_1 = S'_1 + \frac{r_1}{T_1} \varphi_1$$

de donde 
$$\varphi_1 = \frac{i_1 - i'_1}{r_1} = \frac{S_1 - S'_1}{r_1} \cdot T_1 = \frac{S_1 - S'_1}{r_1} (273'15 + t_1) \quad (36)$$

$$t_1 = \frac{i_1 - i'_1}{S_1 - S'_1} - 273'15$$

y para el caso particular que nos ocupa

$$t_1 = \frac{553'83 - i'_1}{1'5419 - S'_1} - 273'15 \quad (37)$$

Se busca en las tablas una presión para la cual los parámetros  $t_1$ ,  $i'_1$  y  $S'_1$  verifiquen la ecuación (37); en la misma línea aparecerán datos suficientes para calcular el título  $\varphi_1$  mediante la ecuación (36); todos los valores considerados se refieren, como sabemos, al estado ideal; para pasar al estado real debe aumentarse el salto de entalpía  $\Delta i$  en  $(1 - \varphi^2) \Delta i$

lo cual permitirá calcular el título real y el volumen específico.

Si no se dispone de tablas con intervalos de argumento muy pequeños, el procedimiento es bastante laborioso por causa de las interpolaciones necesarias.

Método gráfico: Conviene en aplicar el diagrama de Mollier, imagen de las tablas de vapor, que si se tiene en escala grande dará resultados suficientemente aproximados. En la figura 28 se ha representado la pequeña parte de él en que está comprendida la evolución que nos ocupa, con el haz de líneas de volumen específico constante, la



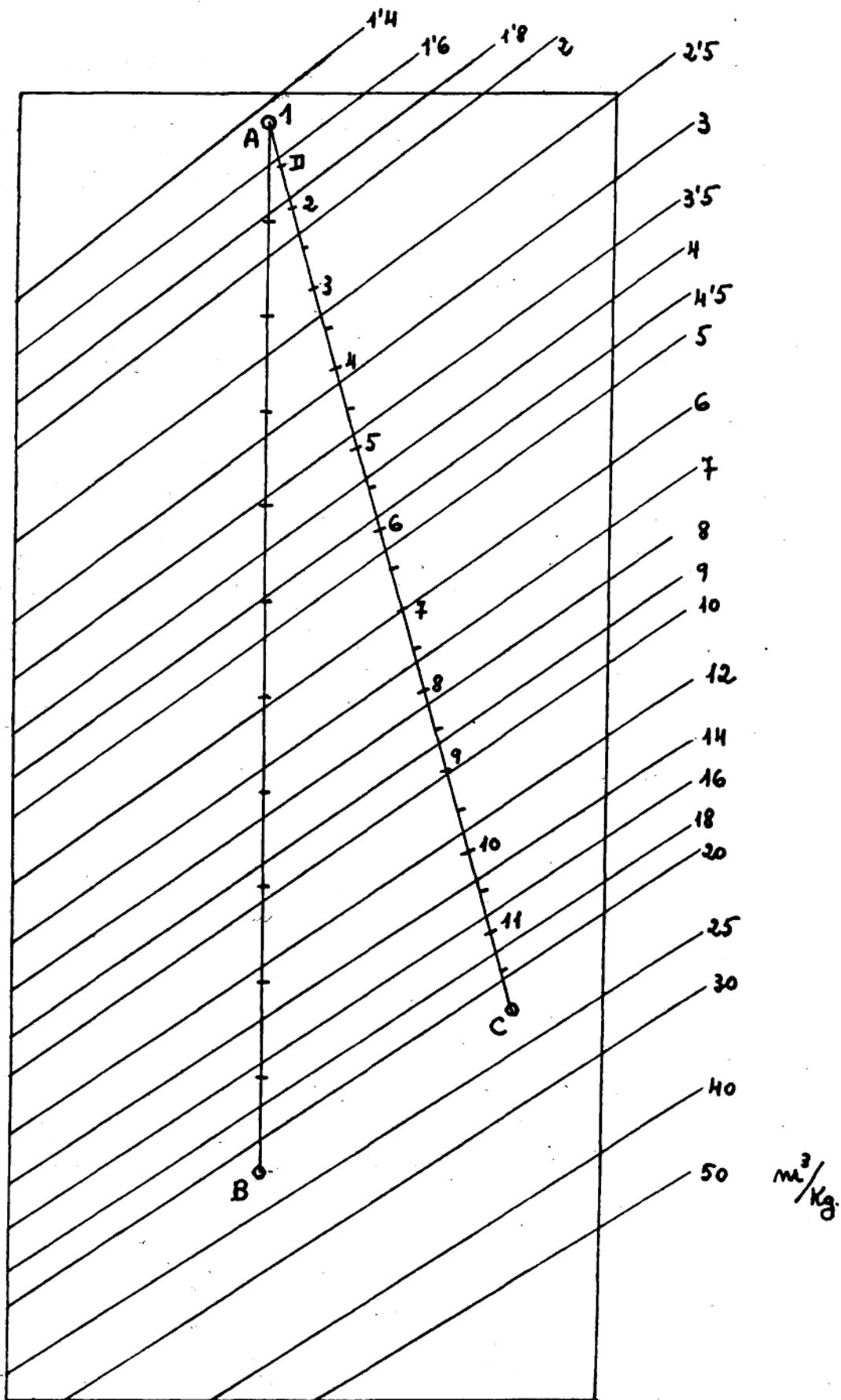


figura 28

adiabática ideal AB del vapor en toda la turbina y la adiabática real correspondiente AC establecida de acuerdo con el coeficiente de reducción de velocidad  $\varphi = 0'94$  que, como sabemos, reduce todo salto térmico  $\Delta i$  a

$$\varphi^2 \Delta i = 0'94^2 \cdot \Delta i = 0'8836 \cdot \Delta i$$

Los números dispuestos sobre AC son los de orden de las once secciones de que consta la turbina y están contiguos al punto que da el estado a la entrada de la tobera, mientras que el punto intermedio, no numerado, da el estado del vapor a la salida.

Para la primera corona de toberas con vapor de entrada en el estado A (figura 28) y de salida en el estado II, aplicando la ecuación de continuidad

$$\sigma = \frac{F \cdot v_e}{V} \quad (38)$$

y tomando en cuenta la figura 27, así como la 28, se tiene para la entrada de la tobera 1

$$\sigma_{1e} = \frac{6835 \times 1'466}{3600 \times 81'40} = 0'034194 \text{ m}^2$$

y para la salida  $\sigma_{1s} = \frac{6835 \times 1'633}{3600 \times 188'23} = 0'016472 \text{ m}^2$

y la relación de secciones vale

$$\frac{\sigma_{1e}}{\sigma_{1s}} = 2'075886$$

Si para la descarga de la tobera elegimos un ancho de 6 mm., la razón anterior nos da para la entrada un ancho que vale  $6 \times 2'075886 = 12'45$  en el bien entendido de que la altura de elementos la hacemos constante.

De acuerdo con los valores conocidos se han dibujado los perfiles y conductos de la figura 29; sobre ella se observa que debe verificarse

$$AB + \epsilon_0 = CI + \epsilon_1$$

advertiendo que estos segmentos, que lo son de circunferencia, los tomaremos como rectilíneos ya que el error así cometido queda muy por debajo del máximo admisible.

$$\text{Entonces } \frac{AG}{\cos 43^\circ} + \epsilon_0 = \frac{HC}{\sin 17^\circ} + \epsilon_1$$

$$\text{Si hacemos } \epsilon_1 = 2 \text{ mm.}$$

como  $AG = 12'45 \text{ mm.}$  y  $HC = 6 \text{ mm.}$  queda

$$\frac{12'45}{0'7313} + \epsilon_0 = \frac{6}{0'2923} + 2$$

$$\text{de donde } \epsilon_0 = 5'50 \text{ mm.}$$

El número de toberas deberá ser tal que sobre la circunferencia media se verifique

$$\left( \frac{AG}{\cos 43^\circ} + \epsilon_0 \right) N = \pi d$$

$$\left( \frac{12'45}{0'7313} + 5'5 \right) N = 764 \pi$$

procediendo el valor 764 de las condiciones de velocidad lineal de 120 metros por segundo a la velocidad angular de 3000 revoluciones por minuto.

De la anterior igualdad se desprende que

$$N = 106'55 \approx 106$$

La sección de entrada en esta corona de toberas sabemos ha de valer  $34194 \text{ mm}^2$  y siendo  $h$  la longitud del elemento por fuera y por dentro de la circunferencia media se verificará

$$12'45 \times 2h \times 106 = 34194$$

$$h = 12'955 \approx 13$$

$$2h = 26 \text{ mm.}$$

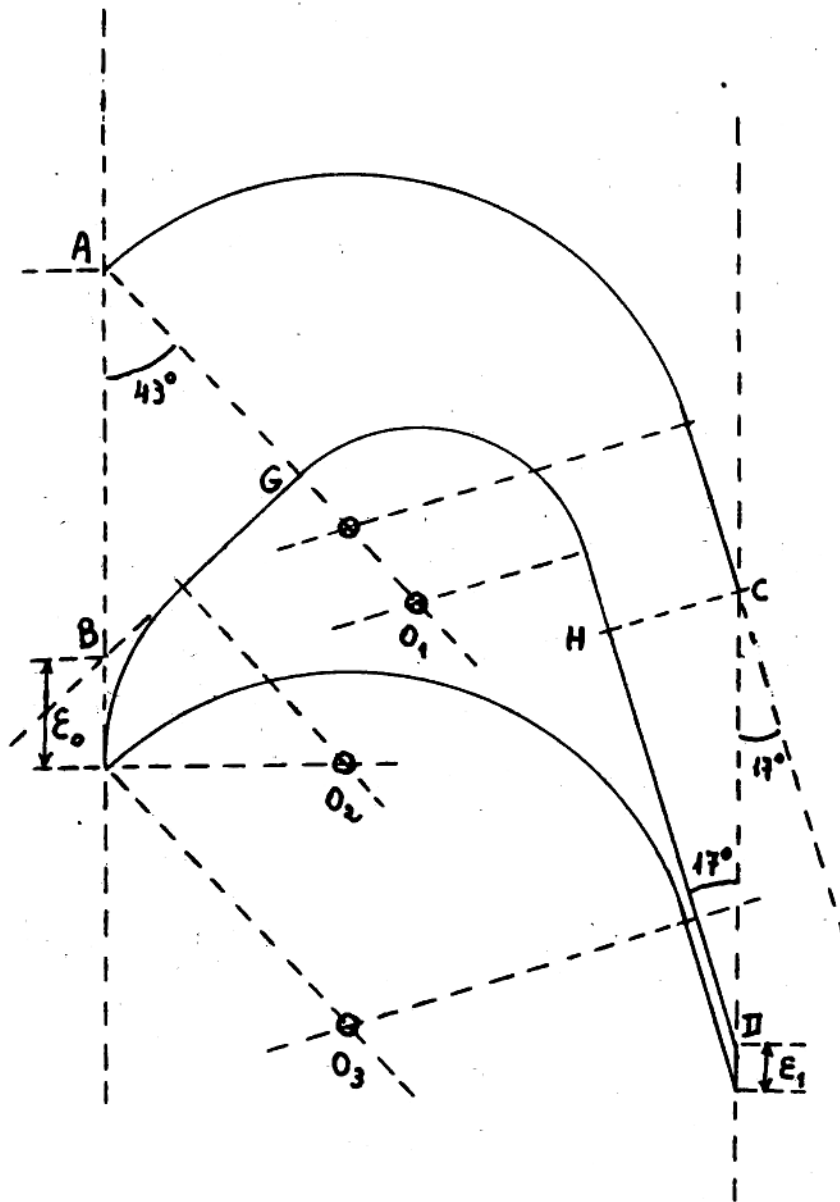


figura 29

Del dibujo a escala de la figura 29 y en consecuencia a los valores introducidos se desprende que el ancho  $a$  de la corona ha de ser

$$a = 28 \text{ mm.}$$

La corona de tobero-paletas siguiente recibe el vapor.

a la velocidad de 81'40 m/seg con un volumen específico de 1'633 m<sup>3</sup>/kg, y la sección de entrada conforme a la ecuación (38) valdrá

$$\sigma_{12} = \frac{6835 \times 1'633}{3600 \times 81'40} = 0'038089 \text{ m}^2$$

Para obtener esta mayor sección respecto a la tobera aumentamos solamente la longitud del elemento, según la proporción

$$\frac{0'034194}{0'038089} = \frac{26}{2h}$$

$$2h = 28'96 \approx 29 \text{ mm.}$$

En pro de una mayor regularidad en el par motor y de una menor posibilidad de vibración, y aún de resonancia, dotamos a la corona de tobero paletas de un elemento más, es decir, de 107; de esta manera se evita que los máximos y mínimos en la vena de vapor producidos por los cambios de posición de los flancos  $\epsilon_0$  y  $\epsilon_1$  ocurran simultáneamente en todos los elementos; entonces con 106 elementos el ancho de entrada, según la ecuación

$$\left( \frac{AG}{\cos 43^\circ} + \epsilon_0 \right) N = \pi d$$

vale  $AG = 12'53 \text{ mm}$

que respecto al valor exacto de 12'45 presenta una diferencia por exceso que vale

$$\Delta = 12'45 - 12'53 = -0'08 \text{ mm.}$$

mientras que con 107 elementos y según la misma ecuación es

$$AG = 12'38$$

y la diferencia, ahora por defecto vale

$$\Delta = 12'45 - 12'38 = +0'07 \text{ mm.}$$

y es igualmente aceptable.

Con esto quedan determinados en forma y dimensiones los elementos de la primera sección y la figura 29 los representa a la escala

$$e = \frac{18}{6} \text{ mm./mm.}$$

como se desprende del hecho de que el ancho de salida o descarga que es de 6 mm. tenga en el dibujo 18 mm.

Las siguientes secciones serán crecientes en la forma que a continuación se expone

Secciones 2 y 3 - ancho de salida = 7 mm - escala =  $\frac{18}{7}$  mm./mm.

" 4 y 5 - " " " 8 " - " =  $\frac{18}{8}$  "

" 6 y 7 - " " " 9 " - " =  $\frac{18}{9}$  "

" 8 y 9 - " " " 10 " - " =  $\frac{18}{10}$  "

" 10 y 11 - " " " 11 " - " =  $\frac{18}{11}$  "

y por lo tanto sus dimensiones se podrán deducir de la figura 29.

Todos los cálculos relativos a estas secciones son simple repetición de los aplicados a la primera y con ellos terminan los que deben formar parte de este trabajo.

En las figuras 5 y 6 se representaron la instalación propulsora y sus calderas con recalentadores de vapor que en las explicaciones y cálculos que siguieron no se volvieron a mencionar; y fue así por la razón de que, siempre que sea posible es mejor no utilizarlos a pesar de que en la planta que proponemos funcionan sólo como calentadores, sin llegar a producir vapor recalentado.

De la figura 7 (página 34) se desprende que si se utilizan los recalentadores se produce un gasto suplementario de

$590 - 557 = 33$  calorías que al ser aplicadas a la transformación de trabajo dan una ventaja de sólo  $(590 - 495) - (557 - 469) = 95 - 88 = 7$  calorías; sin embargo, es necesario someter el vapor a este proceso, cuando se corre el riesgo de condensaciones demasiado abundantes, fenómeno muy posible, porque el vapor lo expandimos hasta casi un título de 0'75 que está ya en los límites de lo utilizable.

De manera que a efectos económicos debe limitarse el empleo de estos recalentadores al caso de presentarse condensaciones lo cual es seguro que ocurrirá cuando se trabaje a potencias sensiblemente reducidas; pero entonces debe considerarse que los recalentadores pueden intervenir plenamente o parcialmente, es decir, pasando a través de ellos todo el vapor que va a la turbina, o sólo una parte de él que después irá a reunirse con el resto antes de la válvula de cuello.

Los recalentadores pueden pues trabajar con caudal de vapor total o parcial, o también hallarse aislados, fuera de servicio, en cuyo caso es necesario protegerlos del fuego haciendo circular por ellos agua de alimentación, o de la caldera.

Como ya hemos dicho, cada kilogramo de vapor que pasa por los recalentadores debe recibir sólo 33 calorías que significan un total de  $33 \times 6835 = 225.555$  calorías/hora por lo que se les puede ubicar en lugar poco caldeado.

En una instalación como la que proponemos, el cambio de marcha de la máquina alternativa tiene poca importancia en sí, puesto que la hélice es de paso variable y puede asumir las funciones de aquél; pero ya sabemos que el cambio de marcha

es también, y sobretodo, aparato de regulación de potencia y como tal no puede ser sustituido ni suprimido; no obstante, en el caso de un buque hecho para navegar a una potencia determinada, o a otras muy próximas a ella, podría suprimirse el cambio de marcha, conectando directamente la válvula de distribución a una excéntrica única, lo cual simplificaría mucho la distribución; en tal caso las pequeñas variaciones de potencia tendrían que hacerse por laminación de vapor con las pérdidas de rendimiento que esto supone, pequeñas como las variaciones en cuestión; de todas maneras es más seguro y perfecto disponer a un tiempo del cambio de marcha y de la hélice de paso variable.

Al tratar de la máquina alternativa consideremos la trascendencia del punto límite de la expansión, del cual dependen seis valores determinantes de la máquina y fijamos, por medio del concepto de presión de las resistencias pasivas, una situación de este punto que satisficiera a las ecuaciones (10) de la página 48 y (11) de la página 49, todo ello de acuerdo con las figuras 12 y 13; pero ahora  $p_3$  tiene que cumplir con una ecuación más, a fin de que la pérdida en el condensador sea mínima; vamos pues a establecer una ecuación que permita determinar los valores  $p_r$ ,  $v_2$  y  $p_3$  que la verifiquen de acuerdo con las tablas de vapor.

En el diagrama de la figura 30 se han indicado, el punto 1 en que termina la admisión, la curva de expansión adiabática que se extiende entre 1 y el punto incógnita 2, la laminación o expansión isentálpica entre 2 y 3 y finalmente



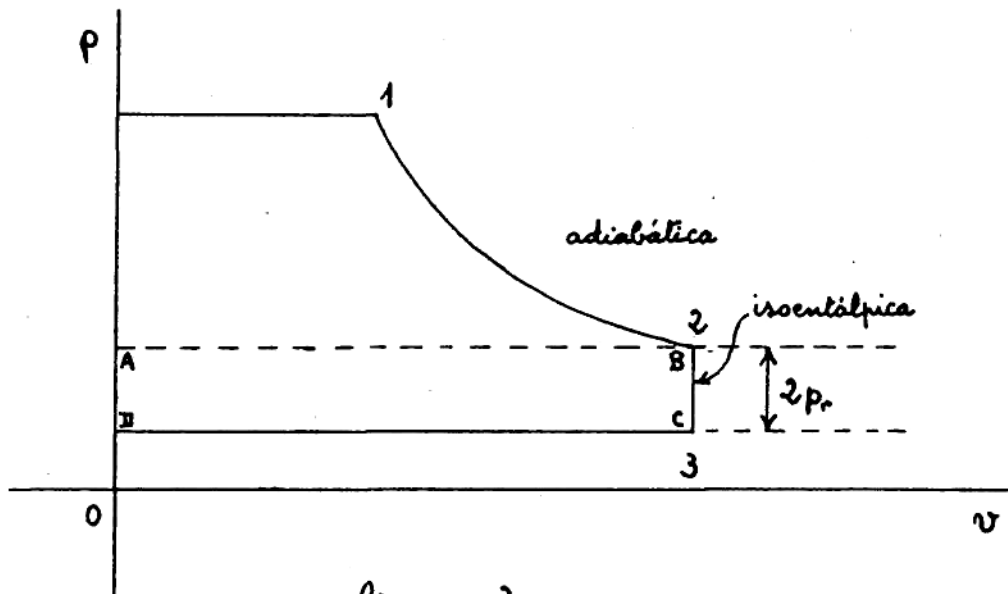


figura 30

la evacuación del vapor entre 3 y II.

Para la adiabática se verifica que

$$S'_1 + \frac{r_1}{T_1} \varphi_1 = S'_2 + \frac{r_2}{T_2} \varphi_2$$

de donde 
$$r_2 \varphi_2 = (S'_1 - S'_2 + \frac{r_1}{T_1} \varphi_1) T_2 \quad (39)$$

El primer miembro de esta igualdad es el calor llevado por el agua de circulación si el vapor para al condensador en el estado 2, cosa no aconsejable; es en el estado 3 que tiene lugar el principio de la evacuación y para la laminación previa se tiene que

$$i'_2 + r_2 \varphi_2 = i'_3 + r_3 \varphi_3$$

y por lo tanto 
$$r_3 \varphi_3 = r_2 \varphi_2 + i'_2 - i'_3$$

que de acuerdo con la igualdad (39) se transforma en

$$r_3 \varphi_3 = (S'_1 - S'_2 + \frac{r_1}{T_1} \varphi_1) T_2 + i'_2 - i'_3 \quad (40)$$

Esta pérdida, mayor que la dada por la ecuación (39), se atenúa por el hecho de que la laminación, por la caída de

presión que origina, aumenta la superficie de trabajo en el rectángulo ABCD, de manera que la pérdida  $\Delta$  en el escape vale

$$\Delta = v_3 v_3 - \frac{\text{Trabajo ABCD}}{427}$$

$$\Delta = (S'_1 - S'_2 + \frac{v_2}{T_1} v_1) T_2 + i'_2 - i'_3 - (v'_2 + u_2 v_2) \cdot \frac{2p_r}{427} \quad (41)$$

Esta ecuación con las ya citadas

$$v_2^k = \frac{p_r v_1^k}{2p_r + p_3} \quad (42)$$

$$y \quad \frac{p_r}{(2p_r + p_3)^{\frac{1}{k}}} = \frac{60 \times 75 (1 - p_0) W_i}{2 m p_1^{\frac{1}{k}} v_1} \quad (43)$$

El cálculo de  $p_r$ ,  $v_2$  y  $p_3$  por medio de estas ecuaciones se inicia con los valores del estado 1 y una estimación de  $p_3$ ; la ecuación (43) da el valor de  $p_r$  y la (42)  $v_2$ ; con estos valores se puede calcular  $\Delta$ ; variaciones de  $p_3$  en uno y otro sentido permitirán acercarse al mínimo de  $\Delta$  con la aproximación requerida.

El rendimiento térmico de la instalación propuesta alcanza los siguientes valores:

Entalpía del vapor a la salida de la caldera	666 cal./kg.
Entalpía del agua de alimentación	148 "
Calor consumido (tomado del combustible)	
	$666 - 148 = 518 \text{ cal./kg.}$

y como la producción de vapor es de 9046 kg/hora el calor consumido en este tiempo es de

$$518 \times 9046 = 4,685,828 \text{ cal.}$$

El salto térmico ideal en el cilindro de alta es de

52 cal/kg, en el de baja de 57 cal/kg y en la turbina de 88 cal/kg; de acuerdo con los caudales de vapor correspondientes:

Energía utilizada en el cilindro de alta	$52 \times 9046 = 470.392$	cal/hora
id. en el de baja	$57(9046 - 942) = 461.928$	"
id. en la turbina	$88(9046 - 942 - 1269) = 601.480$	"
Energía utilizada total	$= 1,533.800$	"

Rendimiento termodinámico ideal

$$\rho_i = \frac{1,533.800}{4,685.828} = 0'327$$

Al considerar las pérdidas que tienen lugar, admitimos que el salto térmico real en el cilindro de alta sería de 38 cal/kg, en el de baja de 42 cal/kg y en la turbina de 78 cal/kg; de acuerdo con los caudales de vapor correspondientes:

Energía utilizada en el cilindro de alta	$38 \times 9046 = 343.748$	cal/hora
id. en el de baja	$42 \times 8104 = 340.368$	"
id. en la turbina	$78 \times 6835 = 533.130$	"
Energía utilizada total	$= 1,217.246$	"

Rendimiento termodinámico real

$$\rho_r = \frac{1,217.246}{4,685.828} = 0'259$$

La instalación propuesta presenta las siguientes ventajas:

- 1) La marcha a plena potencia se puede mantener indefinidamente pues todos los parámetros de los que depende son sumamente moderados.
- 2) El alternador presenta margen suficiente para proporcionar

corriente eléctrica a todos los fines auxiliares.

3) A las potencias no máximas se conserva la velocidad angular del eje propulsor por causa de la disminución adecuada del paso de la hélice y entonces sigue siendo posible la utilización del alternador para la propulsión y también para fines auxiliares puesto que se conservan la tensión y la frecuencia.

4) La lubricación de los cojinetes sigue siendo óptima de acuerdo con las leyes de la variable de Sommerfeld puesto que se conserva  $N$  en la ecuación correspondiente

$$X = \frac{\mu N}{p_m} \left( \frac{r}{a} \right)^2$$

y solamente en algunos cojinetes disminuye  $p_m$ .

5) En caso de ser necesario parar la máquina alternativa o la turbina, la que permanece en servicio, puede conservar su velocidad de giro normal y por lo tanto desarrollar toda su potencia, en cuyo caso la velocidad alcanzable  $V_2$  y la máxima  $V_1$  se hallan, aproximadamente, en la relación

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{V_1}{V_2}$$

siendo  $W_1$  la potencia total de máquina alternativa y turbina y  $W_2$  la de la máquina restante.

Las posibles y, a nuestro criterio, aconsejables instalaciones a vapor destinadas a los fines ya dichos de propulsión marina, en potencias no superiores a 5000 C.V. son, dando en primer lugar la ya desarrollada, las siguientes:

Instalación 1. - La máquina es de doble expansión con dos cilindros, admite el vapor a  $15 \text{ Kg/cm}^2$  y lo evacua a la turbina a  $1 \text{ Kg/cm}^2$ , la cual a su vez lo evacua al condensador a  $0'05 \text{ Kg/cm}^2$

La máquina va acoplada directamente a la hélice que es de paso variable, mientras que la turbina dispuesta independientemente mueve un alternador trifásico que manda su corriente, en parte principal al motor montado sobre el eje y en parte menor al cuadro de distribución eléctrica.

El rendimiento termodinámico ideal vale  $0'327$

Instalación 2. - La máquina es de triple expansión, con tres o cuatro cilindros, recibe el vapor a  $15 \text{ Kg/cm}^2$  y lo evacua a  $0'2$  a la turbina, la cual a su vez lo evacua a  $0'05 \text{ Kg/cm}^2$ .

La máquina va acoplada directamente a la hélice que puede ser de paso fijo o variable, mientras que la turbina, dispuesta independientemente, mueve un alternador que manda su corriente al cuadro de distribución eléctrica exclusivamente.

Puesto que el salto térmico es de  $53 \text{ cal/Kg}$  para el cilindro de alta,  $53$  para el de media y  $52$  para el de baja, siendo de  $37$  para la turbina y los caudales respectivos son  $9046 \text{ Kg/hora}$ ,  $8104$ ,  $6835$  y  $6835$  por las mismas razones que en "Instalación 1", las energías ideales utilizadas serán:

En el cilindro de alta	$9046 \times 53 = 479438$	cal./hora
" " " " media	$8104 \times 53 = 429512$	"
" " " " baja	$6835 \times 52 = 355420$	"

En la turbina

$$6835 \times 37 = 252895 \text{ cal./hora}$$

Total

$$1,517.265 \text{ cal./hora}$$

$$\text{Energía consumida } (666-148) \times 9046 = 4,685.828 \text{ cal./hora}$$

$$\text{Rendimiento termodinámico ideal} = 0'323$$

Como la máquina alternativa utiliza

$$479438 + 429512 + 355420 = 1264370 \text{ cal./hora}$$

y la turbina 252895 cal./hora la relación de potencias vale

$$\frac{W_t}{W_m} = \frac{252895}{1264370}$$

$$W_t = 0'20 W_m.$$

La instalación es conveniente cuando este veinte por ciento de la potencia total destinado a fines auxiliares sea necesario, sino siempre, con frecuencia tal que lo justifique; en los periodos de menor necesidad, parte del vapor que procede de la máquina alternativa ha de pasar directamente al condensador, enviado por el regulador de la turbina.

Esta instalación es más sencilla y barata que la anterior y del mismo rendimiento, pero no las mismas prestaciones tanto del punto de vista del servicio, como de la seguridad.

Instalación 3. La máquina es de doble expansión con dos cilindros; admite vapor en el cilindro de alta a la presión de 7 Kg/cm<sup>2</sup> y lo pasa al de baja a 1'4 Kg/cm<sup>2</sup> el cual lo evacua directamente al condensador a 0'2 Kg/cm<sup>2</sup>.

El salto térmico total es de 130 calorías y por lo tanto corresponden 65 a cada cilindro; el vapor procedente

del cilindro de alta se divide en dos partes, una que va al cilindro de baja y otra a un calentador de superficie para aumentar la temperatura del agua de alimentación hasta  $108^\circ$ .

Llamamos  $F$  al caudal de vapor que recibe la máquina y  $F_1$  al que después del cilindro de alta se deriva hacia el calentador; este último tiene una presión de  $1'4 \text{ Kg/cm}^2$  y un título de  $0'91$ ; el calor que, por hora cederá al agua de alimentación valdrá

$$533'4 \times 0'91 \cdot F_1$$

siendo el primer factor el calor de vaporización; por otra parte el calor recibido por el agua de alimentación es

$$(108 - 59'6) F$$

siendo  $59'6^\circ$  la temperatura del agua en el condensador; luego deberá verificarse que

$$533'4 \times 0'91 F_1 = (108 - 59'6) F$$

de donde  $F_1 = 0'0997 \approx 0'1 F$

Entonces la energía utilizada es

$$\begin{aligned} 65 F + 65 (F - 0'1 F) &= 65 F + 65 \times 0'9 F \\ &= 123'5 F \end{aligned}$$

La energía consumida en producir el vapor a  $F \text{ Kg/cm}^2$  es

$$(659'5 - 108) F = 551'5 F$$

luego el rendimiento termodinámico ideal vale

$$\rho_{ti} = \frac{123'5 F}{551'5 F} = 0'223$$

Se trata sin duda de un caso de rendimientos menor, pero de una gran simplicidad y de una lista de gastos muy pequeña, excepto en lo que al combustible se refiere si no se quema carbón.

La caldera, o calderas, son las de la figura 6 pero sin recalentadores ya que el vapor utilizado es saturante seco y en su expansión no alcanza títulos tan bajos que requieran un calentamiento; son por lo tanto calderas robustas, sencillas y con gran volante de agua.

La máquina está equilibrada estáticamente con los dos cigüeñales calados a  $180^\circ$  y los dos émbolos con igual peso a pesar de su diferente diámetro; la tendencia a parar en posición determinada es muy pequeña y sobretodo en el punto muerto por causa del período de compresión del vapor.

Con esta planta se tienen buenas ventajas en lo relativo a todo lo orgánico y el mantenimiento es simple, no exigiendo nunca, exceptuado el caso de avería, reparaciones importantes; en resumen, se tienen en ella las principales cualidades que son características de la máquina de vapor.