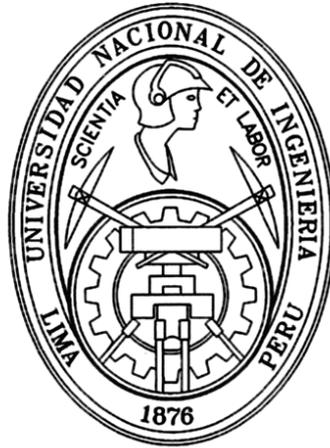


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“DISEÑO DE UNA TURBINA DE VAPOR
MÚLTIPLE PARA UNA CENTRAL
TERMoeLECTRICA”**

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

MAXIMO SIMON HUAMAN ESTEBAN

PROMOCION 1988-II

LIMA-PERU

1999

A mis padres por su gran
esfuerzo y sacrificio.

INDICE

CAPITULO I

1. INTRODUCCIÓN	3
Ciclo térmico de la turbina de vapor	3
Clasificación de las turbinas de vapor	8
Clasificación de los escalones de la turbina	10

CAPITULO II

2. OPTIMIZAR EL CICLO ENERGÉTICO	16
2.1 Cambios termodinámicos en el ciclo térmico	16
2.1.1 Cambios de temperatura y presión	16
2.1.2 Temperatura inicial del vapor	19
2.1.3 Presión inicial del vapor	20
2.1.4 Ciclo con recalentamiento	21
2.1.5 Ciclo regenerativo	23
2.1.6 Recalentamiento con regenerador	25
2.1.7 Eficiencia del condensador	25
2.1.8 Ciclo reversible con recalentamiento	27
2.2 Esquema de la Planta Térmica	28

CAPITULO III

3. FUNDAMENTOS DE CRITERIOS DE DISEÑO	37
Criterio de elección de una turbina múltiple	37
Funcionamiento de la turbina de vapor múltiple	40
3.2.1 Ventajas de una turbina de vapor múltiple	44
3.2.2 Desventajas de una turbina de vapor múltiple	46
Premisas de Diseño	47
3.3.1 Coeficiente de retorno de calor	47

CAPITULO IV

4. CALCULO TERMOFLUIDO DE LA TURBINA	56
4.1 Parámetros principales de la turbina	56
4.2 Evaluación preliminar del rendimiento de la turbina	58
4.2.1 Cálculo del rendimiento absoluto de la instalación	60
4.2.2 Cálculo del rendimiento con recalentamiento Regenerativo	63
4.2.3 Cálculo del rendimiento interno absoluto con regeneración.....	66
4.2.4 Cálculo del salto térmico interno de la turbina	66
4.2.5 El consumo de vapor en la turbina	67
4.2.6 El consumo de vapor en las turbinas de accionamiento de las bombas de alimentación	68
4.2.7 Evaluación de los rendimientos de las secciones de la turbina	71
4.3 Cálculo detallado de la Turbina	86
4.3.1 Cilindro de alta presión	86
4.3.2 Cilindro de media presión	142
4.3.3 Cilindro de baja presión	144
4.4 Tablas de Resultados	190

CAPITULO V

5. ENVEJECIMIENTO Y MANTENIMIENTO DE LOS PERFILES DEL ESCALÓN	197
5.1 Desgaste de las paletas	197
5.2 Prevención del efecto erosivo	201
5.2.1 Métodos activos	201
5.2.2 Métodos pasivos	203
5.2.3 Separación de humedad	204

CAPITULO VI

6. COSTOS Y DISTRIBUCIÓN DE PLANTA	213
6.1 Características técnicas	215
6.2 Características de ubicación de una central a vapor	216
6.3 Características económicas	220
6.3.1 Costos de inversión	220
6.3.2 Costos de operación y mantenimiento	221
6.3.3 Costos de combustible	221
6.3.4 Cronograma de gastos	222
CONCLUSIONES	234
BIBLIOGRAFÍA	236
APENDICE	238

PROLOGO

El contenido de este trabajo consta de seis capitulos, los mismos que a continuacion hacemos una descripcion breve:

CAPITULO I .- Enfoca el objetivo y las limitaciones del tema, asi mismo presenta los conceptos basicos generales de las turbinas de vapor.

CAPITULO II .- Aquí se presenta el estudio del mejoramiento de las condiciones térmicas del vapor para optimizar el ciclo energético.

CAPITULO III .- Explica en que los fundamentos de criterios de diseño se basan en la performance del proceso gasotérmico en el interior de la turbina.

CAPITULO IV .- Presenta los cálculos termofluidos de la turbina con una secuencia de los principios que gobierna la termodinámica y la Mecánica de fluidos.

CAPITULO V .- Nos hace mención de que el envejecimiento y mantenimiento de los perfiles del escalón, deben tomarse en cuenta a fin de alcanzar el tiempo de vida económica, lo que justifique el costo-beneficio.

CAPITULO VI.- Nos indica que los costos que se presentan son de carácter netamente referencial y la distribución de planta permite el mejor aprovechamiento del espacio disponible concatenado óptimo de los componentes.

CAPITULO I

1. INTRODUCCION

El presente proyecto ha sido desarrollado con el objetivo de presentar un modelo energético, para el cálculo térmico de una turbina de vapor para una central termoeléctrica, de tal manera de lograr un dimensionamiento inicial básico, que servirá como base para el dimensionamiento por resistencia y la elección de materiales constitutivos de la turbina. Para luego poder continuar con el aspecto constructivo seguido de la evaluación respectiva, así como la realización de pruebas a régimen variable.

Para ello hemos limitado nuestro estudio a la necesidad de optimizar el ciclo energético a fin de obtener el máximo rendimiento, al mismo tiempo lograr el mejor aprovechamiento del combustible a través de su energía almacenada.

1.1.CICLO TERMICO DE LA TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor es un tipo de motor, que constituye uno de los elementos fundamentales de una central térmica, que funciona según el ciclo Rankine o según alguna modificación del mismo.

El esquema principal de la instalación termoenergética está mostrada en la

Fig. 1-1. Los cambios de estado del vapor en el ciclo Rankine al pasar por los diferentes componentes de la instalación se ilustra en la Fig. 1-2, mostrándose además los efectos de las variaciones de la presión y de la temperatura del vapor sobre el trabajo y el rendimiento de los ciclos.

El diagrama presión-volumen, Fig. 1-2.a, el diagrama temperatura-entropía, Fig. 1-2.b, y el diagrama entalpía-entropía o diagrama de Mollier Fig. 1-2.c nos muestran los cambios que se producen en ciertas propiedades de 1 Kg de vapor.

ab – compresión del agua líquida con la bomba de alimentación, adiabático;

bc - calentamiento del agua de alimentación en el calentador (economizador) y la caldera, isobárico;

cd - vaporización de agua en la caldera; proceso isobárico;

de - sobrecalentamiento del vapor en el sobrecalentador, isobárico;

ef - expansión del vapor en la turbina, adiabática;

fa - condensación del vapor de escape en el condensador, isobárica;

La línea bc en el diagrama P-V y la línea a-b en los diagramas T-S e $i-s$ han sido exageradas para que sean visibles.

El ciclo ideal es reversible por ser cada uno de los procesos que lo constituyen. Por consiguiente, el área encerrada por el ciclo en el sistema P-V es equivalente al trabajo mecánico expresado en kg-m; y el área

encerrada por el ciclo en el sistema T-S representa el trabajo mecánico pero expresado en unidad térmicas.

En la Fig. 1-3 la distancia $i_o - i_{ct}$ denominada energía utilizable (salto térmico disponible= H_o), representa la variación reversible en la turbina y, restándole una pequeña variación de entalpía correspondiente a la bomba de alimentación, es igual el trabajo del ciclo por kg de vapor.

La distancia $i_o - i_c$ (salto térmico utilizado = H_i) es el trabajo que un kg de vapor produce dentro de la turbina.

El rendimiento absoluto de la instalación ideal η_t del ciclo ver Fig. 1-1 esta expresado por:

$$\eta_t = \frac{L_T - L_B}{q_l} = \frac{(t_o - t_{ct}) - (t_{aa} - t'_c)}{t_o - t_{aa}}$$

Donde: L_T = trabajo de la turbina; L_B =trabajo de la bomba.

Despreciando el trabajo de la bomba, el rendimiento se escribe en forma más simple como:

$$\eta_t = \frac{t_o - t_{ct}}{t_o - t'_c} = \frac{L_t G}{q_l G} = \frac{P_o}{Q_l} \quad 1.1$$

Donde G es el flujo de vapor.

Así mismo las potencias en el turbogenerador (turbina más generador eléctrico) son:

$P_o = GH_o =$ Potencia disponible.

$G =$ Flujo de vapor.

$P_i = GH_i =$ Potencia Interna

$P_e =$ Potencia al eje (Salida de la Turbina).

$P_{el} =$ Potencia eléctrica (Bornes del Generador eléctrico).

La relación entre la potencia interna y la potencia disponible se llama rendimiento interno relativo η_{ri} .

$$\eta_{ri} = \frac{P_i}{P_o} \quad 1.2$$

La potencia efectiva que la turbina desarrolla en el acoplamiento que une su árbol con el de la máquina accionada es menor que la potencia interna y es igual a:

$$P_e = P_i - \Delta P_m \quad 1.3$$

Donde ΔP_m es la potencia debido a las pérdidas mecánicas.

La relación entre la potencia efectiva y la interna se llama rendimiento mecánico η_m .

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad 1.4$$

La relación entre la potencia efectiva y la potencia disponible se llama rendimiento efectivo relativo η_{re} .

$$\eta_{re} = \frac{P_e}{P_o} = \eta_{ri} \times \eta_m \quad 1.5$$

La relación entre la potencia efectiva y el calor que se consume en el generador de vapor Q_1 , se denomina rendimiento efectivo absoluto η_e .

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_1} = \eta_t \times \eta_{re} \quad 1.6$$

La potencia eléctrica P_{el} tomada en los bornes del generador es menor que la potencia efectiva (P_e) de la turbina en la magnitud de las pérdidas $\Delta P_{g,el}$

$$P_{el} = P_e - \Delta P_{g,el} \quad 1.7$$

La relación entre la potencia eléctrica en los bornes del generador y la potencia efectiva de la turbina que se consume para girar el rotor del generador se llama rendimiento del generador eléctrico ($\eta_{g,el}$).

$$\eta_{g,el} = \frac{P_{el}}{P_e} \quad 1.8$$

La relación entre la potencia eléctrica y la de la turbina ideal se llama rendimiento eléctrico relativo ($\eta_{r,el}$)

$$\eta_{r,el} = \frac{P_{el}}{P_o} = \eta_{re} \eta_{g,el} = \eta_{ri} \eta_m \eta_{g,el} \quad 1.9$$

El rendimiento eléctrico absoluto η_{el}

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_1} = \eta_g \eta_{g,el} = \eta_t \eta_{ri} \eta_m \eta_{g,el} \quad 1.10$$

El rendimiento absoluto neto de la instalación de la turbina:

$$\eta_{el}^{neto} = \frac{P_{el} - P_B}{Q_1} \quad 1.11$$

Donde P_B = Potencia de las bombas.

El consumo específico de vapor C_{ev} .

$$C_{ev} = \frac{G}{P_{el}} \quad 1.12$$

Donde G: Flujo de vapor.

1.2. CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Las turbinas de vapor en general, pueden clasificarse de la siguiente forma:

- A. De acuerdo con la forma de los canales comprendidos entre las paletas o álabes por donde circula el vapor en la turbina:
 - a. De acción o impulso.
 - 1. De un salto de velocidad (Laval).
 - 2. Con dos saltos de velocidad (curtis).
 - b. De reacción (Pasons).
 - c. De reacción y de acción.

- B. Con respecto al diseño interno y a la secuencia del flujo:
 - a. De flujo simple.
 - b. De doble flujo.

- c. De flujo dividido.

- C. Con respecto a la división del flujo de vapor relativa al plano de rotación.
 - a. De flujo axial.
 - b. De flujo radial
 - c. De flujo tangencial

- D. Con respecto a la repetición del flujo de vapor a través de los álabes:
 - a. De un solo paso.
 - b. De flujo repetido.

- E. Con respecto a la velocidad de rotación.
 - a. Para generadores de 60 Hz.
 - b. Para generadores de 50 Hz.
 - c. Para generadores de 25 Hz.
 - d. Para unidades de acoplamiento directo o con engranajes, o para el accionamiento de unidades eléctricas marinas sin exigencias especiales de velocidad.

- F. Con respecto al movimiento relativo del rotor o de los rotores.
 - a. De movimiento simple, monorotatoria.
 - b. De movimiento doble, birotatoria.

G. Con respecto a las condiciones de empleo.

- a. De alta presión con condensación.
- b. De alta presión sin condensación.
- c. De contrapresión.
- d. De superposición.
- e. De dos presiones.
- f. Regenerativa.
- g. De extracción simple.
- h. De extracción doble.
- i. Con sobrecalentamiento o recalentamiento.
- j. De baja presión.

1.3 CLASIFICACION DE LOS ESCALONES DE LA TURBINA.

Los escalones de las turbinas de condensación se pueden clasificar en cuatro grupos:

- a. El escalón de regulación que se utiliza en turbinas con distribución del vapor por válvulas.
- b. Escalones que funcionan en la zona donde se consumen pequeños volúmenes de vapor.
- c. Escalones intermedios, en los cuales los volúmenes de vapor son lo suficientemente grandes.

- d. Escalones de baja presión que funcionan en vacío, donde los volúmenes del vapor alcanzan una magnitud muy grande.

En el caso de distribución de vapor por estrangulación, no se emplea el escalón de regulación. En cuanto a los demás grupos, la clasificación citada es muy convencional. No obstante al calcular y construir estos escalones, existen varias particularidades que justifican semejante clasificación.

La elección del tipo de escalón de regulación (escalón de velocidad de una o dos coronas) se determina por la magnitud del salto térmico calculado por la potencia económica de la turbina. Los saltos térmicos de hasta 80-120 kJ/kg se transforman por el escalón de regulación de una corona. Si los saltos térmicos son mayores, se emplea el escalón de velocidad de dos coronas. El salto térmico del escalón de regulación, a su vez, se elige teniendo en cuenta las peculiaridades del funcionamiento de este escalón en el régimen variable de la turbina.

El rendimiento del escalón de regulación es más bajo que los escalones subsiguientes, razón por la cual el aumento del salto térmico en el escalón de regulación hace disminuir el rendimiento de la turbina que funciona con carga económica.

En la parte de alta presión de la turbina con el escalón de regulación de dos coronas resultará más sencillo y menos costosa. Además en las turbinas que consumen pequeños volúmenes del vapor ejerce una notoria influencia sobre el rendimiento de la turbina la fuga de vapor a través de la junta

terminal delantera. Cuanto más baja es la presión en la cámara del escalón de regulación tanto menos es esta fuga. Por eso para turbinas que consumen pequeños volúmenes de vapor, la disminución de la presión en la cámara del escalón de regulación y el aumento del salto térmico en este último que se debe a ello puede justificarse por la reducción de pérdidas de fugas de vapor a través de la junta terminal delantera. Por último en tales turbinas, al bajar la presión de la cámara del escalón de regulación, es más fácil asegurar la plena admisión del vapor en los escalones subsiguientes, siendo suficiente la altura de las coronas de paletas fijas y rotatorias.

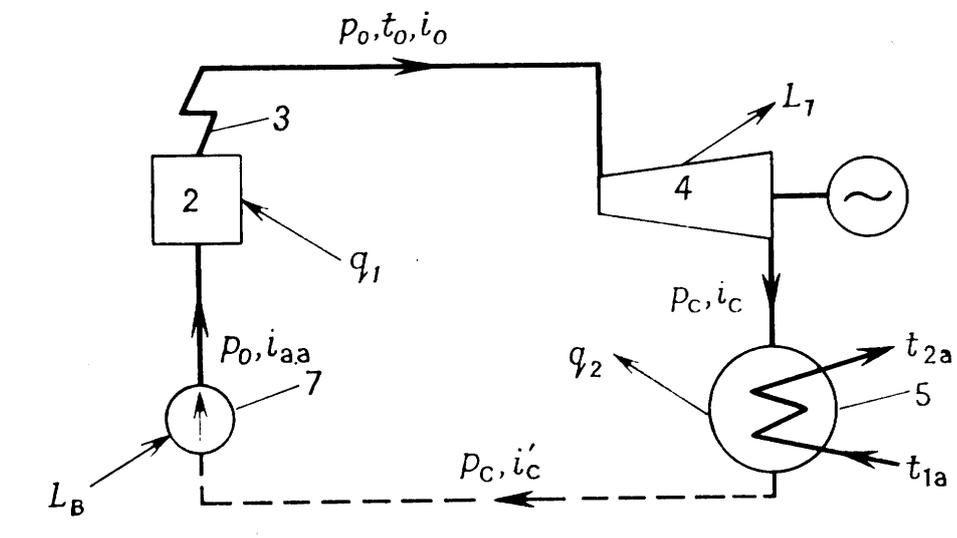


Fig. 1-1. Esquema principal de la instalación termoenergética. 1. Bomba de alimentación. 2. Generador de vapor. 3. Recalentador. 4. Turbina. 5. Condensador.

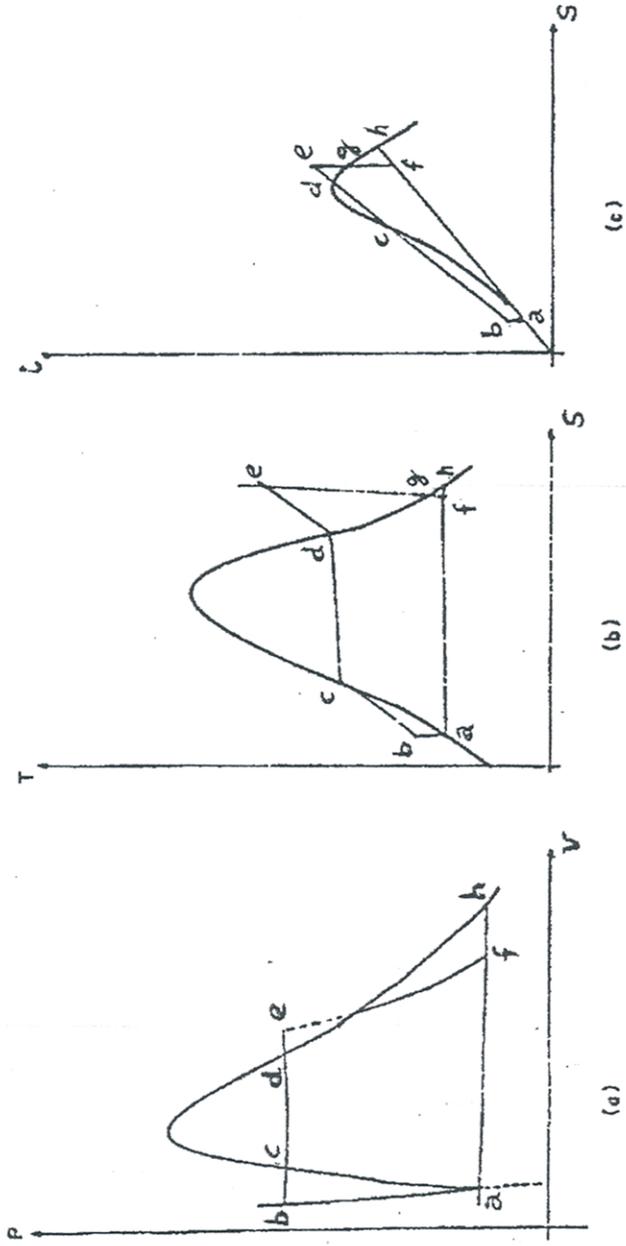


Fig. 1-2. Diagramas termodinámicos

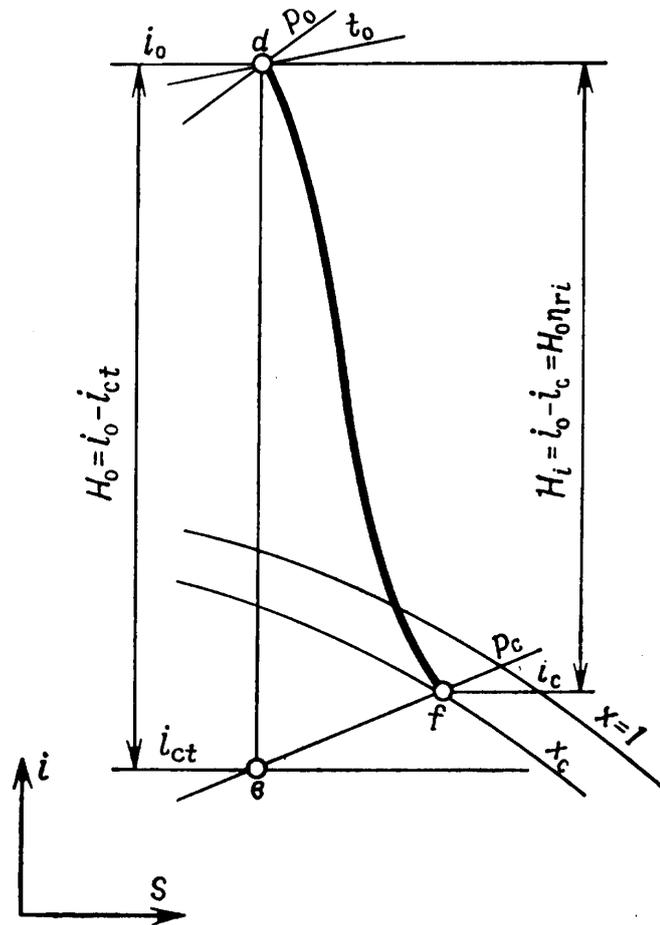


FIG. 1-3. Proceso de expansión del vapor en la turbina en el diagrama $i-s$

H_o = Salto térmico disponible

H_i = Salto térmico interno

CAPITULO II

2. OPTIMIZAR EL CICLO ENERGETICO

Las plantas eléctricas a vapor están destinadas a producir energía eléctrica al menos costo posible. El mejoramiento de los rendimientos de los diferentes componentes de una planta eléctrica se obtiene mediante el mejoramiento de las condiciones térmicas de vapor.

2.1 CAMBIOS TERMODINAMICOS EN EL CICLO TERMICOS.

2.1.1 CAMBIO DE TEMPERATURA Y PRESION.

Como se indica en la Fig. 1-2.b el área que representa el trabajo puede aumentar elevando la presión del vapor (desplazando "cde" hacia arriba) elevando la temperatura del vapor (alargamiento de "de" hacia arriba y desplazando "ef" hacia la derecha) o reduciendo la temperatura del condensador (desplazamiento hacia abajo de "ah"). Esta reducción es especialmente efectivo, desde que el calor que devuelve el ciclo (área por debajo de af) se reduce en una cantidad aproximadamente igual al aumento de trabajo, creciendo rápidamente el rendimiento. Las turbinas de vapor funcionan siempre con la presión de vapor de escape lo mas baja posible y, normalmente, se obtiene esto con el uso del condensador; el

funcionamiento sin condensador es económico solamente en ciertas condiciones excepcionales.

El efecto que produce el aumento de la presión inicial manteniendo constante la temperatura final puede verse en los diagramas t-s y i-s, Fig. 2-1. El rendimiento absoluto de la instalación ideal η_t crece en esas circunstancias lentamente a un máximo. Si el rendimiento absoluto de la instalación ideal de la máquina η_t fuese constante, el rendimiento interno relativo η_{ri} también aumentaría lentamente pero debido al fuerte aumento del contenido de humedad en el vapor, como consecuencia de su expansión desde presiones mayores (obsérvese el cambio de f1 a f4), y por aumentar la fracción de la expansión que tiene lugar en la región de vapor húmedo, el rendimiento η_t disminuye considerablemente, y como consecuencia de ello decrece el rendimiento interno relativo.

El efecto que produce sobre el ciclo el aumento de la temperatura inicial de vapor manteniendo constante su presión, es decir, aumentando el sobrecalentamiento puede observarse en la Fig. 2-2. El rendimiento del ciclo aumenta lentamente al crecer la temperatura del ciclo, pero simultáneamente se produce el rápido crecimiento del η_t de la máquina debido a que decrece la humedad contenida en el vapor así como también la magnitud de la expansión en la región del vapor húmedo. Por lo tanto, existe un rápido aumento del rendimiento interno relativo η_{ri} hasta el momento en que al final de

la expansión el vapor es saturado como ocurre en f_3 . Mas allá del punto f_3 , en la región sobrecalentada, el rendimiento térmico disminuye indicando que no existe ventaja el enviar el vapor sobrecalentado al condensador. En esa región, el consumo de calor de la central se reduce a un 3% por cada 55°C de aumento en la temperatura de vapor con que se alimenta la turbina, siempre que las presiones se mantengan invariables.

De lo manifestado, el final de la expansión debe producirse en un punto próximo al h de la Fig. 1-2; el valor de esa distancia está fijada por el máximo contenido de humedad que pueda admitirse en el vapor que pasa al escape. Por experiencia se puede fijar el máximo entre 10 y 12.5%.

En la Fig. 2-3 se ha trazado la vertical fe_4 , que parte de f, punto para el cual la calidad es $x= 0.875$, y que nos indica cual es la temperatura aceptable del vapor por admisión para cada presión.

En una turbina real la expansión no es isoentrópica, sino que se produce con cierto aumento en la entropía. La línea de puntos en la Fig. 2-3 que termina en f, muestra ese aumento de entropía para una expansión que empieza en e_4 . Una línea de ese tipo, trazada a través de una serie de puntos que representan el estado de vapor en cada etapa de una turbina de múltiples etapas, recibe el nombre de curvas de condición, que se trata de una línea quebrada constituida por las pequeñas expansiones de cada etapa. Su inclinación en cada presión depende ampliamente del rendimiento de cada etapa, que a

su vez dependen de varios factores. Sin embargo, empleando los métodos y datos disponibles perfectamente establecidos, es posible trazar la curva de condición para una turbina en estudio, para que al final de la expansión el grado de humedad del vapor no sea mayor del 12.5%. Elegida la presión inicial, la temperatura mínima del vapor de admisión estará dada por la intersección de la línea de presión correspondiente y la curva de condición. Si se emplea una temperatura menor, el contenido de humedad en el escape será excesivo; si se recurre a una mayor temperatura, el vapor de escape será más seco, lo cual es una ventaja aceptable con respecto al rendimiento pero con ciertas limitaciones.

2.1.2 TEMPERATURA INICIAL DEL VAPOR

Un factor importante en el aumento de temperatura en una planta real es el efecto en la eficiencia isoentrópica de la turbina (que en los ciclos ideales siempre es el 100%) cuando se reduce la humedad en las últimas etapas al incrementar la temperatura inicial del vapor. En la Fig. 2-4.a se indica la reducción de x_4 a x_4' . Esto produciría realmente una eficiencia isoentrópica más alta, y en consecuencia, una ganancia en la eficiencia del ciclo, adicional a la que se obtiene por el incremento de la temperatura media del ciclo T_B . De esto, se deduce que es más efectivo un incremento de temperatura.

Para condiciones típicas del vapor, se obtendría un mejoramiento real que se aproximaría al 7% al incrementar la temperatura inicial de

diseño desde 450°C hasta 550°C, y la ganancia con mayor incremento de temperatura sería una función aproximadamente lineal de la temperatura. Esto resulta excelente teóricamente, pero realmente no se puede permitir que la temperatura exceda los 565°C aproximadamente, sin introducir aceros auténticos de elevado costo que permitan soportar trabajo a altas temperaturas.

2.1.3 PRESION INICIAL DEL VAPOR

No se puede apreciar la ventaja en el aspecto termodinámico si se eleva la presión del vapor P_E a la entrada de la turbina; sin embargo, por debajo de la presión crítica un incremento en la presión va acompañado de un incremento en la temperatura de saturación. En la Fig. 2-4.b se muestra el efecto del aumento de presión cuando la temperatura inicial T_b y la temperatura del condensador T_A permanecen constantes. Es evidente que la temperatura media T_B de entrada térmica se incrementa y se aproxima a la temperatura más alta T_b . Existe, en consecuencia, un incremento en la eficiencia del ciclo ideal. Sin embargo en plantas reales hay que considerar otros factores.

En la Fig. 2-4.b se muestra que con un incremento en la presión inicial existe un incremento en la humedad del vapor en las últimas etapas de la turbina, lo que tiene efecto adverso en la eficiencia isoentrópica de la misma y, por lo tanto, en la eficiencia del ciclo de la

planta real. Por esto y otras razones, los cálculos para el ciclo ideal, subestimarán en gran medida la ganancia debido a un incremento dado de presión.

En la práctica una ganancia de la eficiencia obtenida incrementando la presión, está acompañado de un incremento en la temperatura final de alimentación de acuerdo con el diseño, debido a que se considere un regenerador con precalentamiento. El efecto que tiene un incremento en la presión inicial del vapor, cuando se acompaña de un incremento reducido y apropiado en la temperatura final de la alimentación.

Para condiciones típicas de vapor se podría obtener un mejoramiento efectivo en la eficiencia del ciclo de aproximadamente 3% al incrementar la presión inicial de diseño de 5 hasta 8 MN/m². No obstante con un incremento mayor en la presión, la ganancia ya no sería una función lineal de esta; un incremento mayor de 8 a 11 MN/m² en realidad daría una ganancia al 1.5%.

2.1.4 CICLO DE RECALENTAMIENTO

El contenido de humedad excesiva en el escape puede evitarse también sin recurrir al empleo de temperaturas iniciales extremadamente elevadas, que son necesarias cuando las presiones son grandes. En el ciclo con recalentamiento, después de haber sufrido una expansión parcial en la turbina, el vapor vuelve a la sala

de calderas. Aquí circula por un sistema especial de tuberías o recalentador donde se recalienta, generalmente hasta su temperatura inicial. Luego vuelve a la turbina y continúa expandiéndose hasta la presión de escape. El alto rendimiento resultante del empleo de elevadas presiones iniciales puede obtenerse así recurriendo al recalentamiento, sin necesidad de entrar a zonas de alta humedad en las últimas etapas de la turbina y sin necesidad de una temperatura inicial muy elevada. La línea e4-f en la Fig. 2-3 debe tomarse como base para decidir la conveniencia del empleo del recalentador. Si debido a la presión y temperaturas elegidas para el vapor, su estado inicial está representado por un punto ubicado a la derecha de e₄ - f, y con ello, el contenido de humedad en la salida no es excesivo, el recalentamiento no se justifica desde el punto de vista de disminuir el contenido de humedad. No obstante, el rendimiento puede aumentarse con mayores temperaturas lo que se justifica si el costo del combustible es alto.

Si se elige un punto inicial ubicado a la izquierda de e₄ - f el contenido de humedad en la última fase de expansión es excesivo, siendo necesario un estudio económico para establecer si el aumento del rendimiento debido al recalentamiento compensa el costo adicional de la instalación del recalentador.

Comparando turbinas con o sin recalentamiento que funcionan bajo las mismas condiciones con respecto a la presión y temperatura

inicial, vacío y disposiciones para el recalentamiento del agua de alimentación, se puede esperar una economía de calor del 4 a 6% empleando el recalentamiento. En una turbina de vapor debido al recalentamiento requiere que las secciones por donde deba fluir el vapor después de readmitirlo sean mayores, pero el menor consumo de calor compensa parcialmente este aumento de sección.

Algunas veces, la turbina está físicamente separada constituyendo dos unidades: turbina de alta presión y turbina de baja presión, produciéndose el recalentamiento entre ambas. El recalentamiento significa un aumento considerable en el costo total de instalación de una central, tanto en la sala de calderas como en el de las turbinas. Generalmente se considera que el recalentamiento resulta económico solo en unidades de gran capacidad y cuando la turbina es calentada por una única caldera.

2.1.5 CICLO REGENERATIVO

La cantidad total de calor suministrado a cada kilogramo de vapor, se emplea en calentar el agua de alimentación, evaporarla y sobrecalentar el vapor. A medida que crece la presión, la fracción de calor necesaria para calentar el agua aumenta, mientras que el calor latente de vaporización disminuye, de ahí que el calentamiento económico del agua es de vital importancia a elevadas presiones. El calentamiento regenerativo del agua de alimentación utilizando entre

el 20 a 30% de vapor que circula por la turbina extraído en distintos puntos de la misma, es una de las formas más económicas de realizar ese calentamiento, pues así se está más cerca de un proceso reversible. Además de su economía, otra enorme importancia de este proceso, es la de reducir la cantidad de vapor que llega al condensador, dado que la máxima potencia con que pueda construirse una turbina de vapor está limitada por la cantidad de vapor que pueda fluir por las paletas de la última etapa. El diámetro de la última rueda y la altura de sus paletas están limitadas por consideraciones de orden mecánico; esto determina las dimensiones del área del anillo a través del cual pasa el vapor, y por lo tanto la cantidad de vapor que puede pasar por él de acuerdo con las condiciones que reina en el escape de la turbina lo que en última instancia limita la capacidad de esta. Con el calentamiento regenerativo, el vapor extraído para calentamiento del agua ha realizado previamente cierta cantidad de trabajo por expansión parcial en la turbina, incrementando así la potencia total, pero sin pasar al condensador.

Es evidente que, en una turbina proyectada para el calentamiento generativo del agua de alimentación a la caldera, las secciones por donde fluye el vapor en la región de las bajas presiones serán menores que las que se requieren en otra donde todo el vapor pasa al condensador.

El recalentamiento puede emplearse conjuntamente con la regeneración y en esa forma la economía lograda con el recalentamiento se compensa con la disipada en la regeneración.

2.1.6 RECALENTAMIENTO CON GENERADOR.

Al incrementar la presión inicial al mismo momento que se mantiene constante la temperatura inicial, se incrementa la eficiencia del ciclo ideal al aproximarse la temperatura media \bar{T}_B de entrada térmica a la temperatura mas alta t_b . El precalentamiento regenerador es una alternativa para hacer lo mismo. El ciclo de Rankine aunque internamente es reversible, sufre por la baja temperatura a la que el agua de alimentación entra a la caldera, pues esto produce que el valor t_b sea mucho mas inferior que t_b' . Este defecto se puede remediar utilizando vapor para recalentar el agua de alimentación dentro del ciclo, elevando así la temperatura media de entrada térmica a partir de una fuente térmica externa e incrementándose, como consecuencia, la eficiencia del ciclo. La ventaja máxima se obtiene cuando esto se efectúa reversiblemente. Por tanto, primero se estudian los ciclos regeneradores, reversibles e ideales y en seguida los ciclos prácticos mas reales.

2.1.7 EFICIENCIA DEL CONDENSADOR.

Cuánto mas alto sea el vacío en el condensador, es decir, mientras mas baja sea la presión P_A de salida de la turbina, menor es la temperatura de saturación del vapor condensable dentro del condensador, ésta es la temperatura a la que se elimina calor en el ciclo, de manera que mientras mas alto sea el vacío, menor será la

temperatura de salida del calor, y como consecuencia, mayor es la eficiencia ideal del ciclo.

La temperatura de entrada del agua circulante y el tamaño económico del condensador establecen un límite menor a la temperatura de condensación; el diseño de la última etapa de la turbina también puede influir en la selección del vacío de operación a la carga de diseño. Se puede hacer que la temperatura de condensación se aproxime más a la temperatura de entrada del agua a proporcionar mayor área superficial para la condensación y un flujo mayor de agua en el condensador; lo primero que va a incrementar es la magnitud del capital inicial y lo último, los costos de operación. Se puede considerar una diferencia comprendida entre 11°C y 14°C como económicamente adecuada. Las torres de enfriamiento se utilizan para enfriar el agua cuando el suministro está restringido. Debido a que el agua se recircula de manera continua, la temperatura promedio de entrada durante el año es mayor que la del agua procedente de un río del mar y quizá sea de 21°C en vez de 13°C.

Para el intervalo normal de acuerdo en las condiciones de vapor de acuerdo con el diseño, se obtendrá una ganancia neta en eficiencia del 4 al 5% si la presión absoluta en el condensador se reduce desde 6.8 Km/m² hasta 3.4 Km/m² (correspondiendo esto en unidades inglesas a un incremento en el vacío del condensador desde 28 a 29 pulgs. de Hg). Esto es una ganancia excelente pero por las

condiciones ya expuestas, si es posible hay que ver la forma de mejorar este vacío.

2.1.8 CICLO REVERSIBLE CON RECALENTAMIENTO.

Para que sea reversible, la transferencia térmica desde el vapor hacia el agua dentro del ciclo se debe llevar a cabo a través de una diferencia infinitesimal de temperatura. En la planta hipotética que se describe a continuación, esto se logra al pasar el agua de alimentación procedente del condensador por un número infinito de serpentines; estos se colocan entre pares sucesivos de un número infinito de etapas de la turbina como se indica en el diagrama de la Fig. 2-5. El agua entra a la caldera a la temperatura $t_f = t_4$ en vez de t_2 , y la recepción térmica desde el exterior del ciclo ocurre entre t_f y t_b . La temperatura media de esta recepción es considerablemente más alta y no hay irreversibilidades que lo acompañen; en consecuencia, hay una ganancia en la eficiencia del ciclo. Entre los puntos 6 y 7 el vapor se expande alternadamente e isoentrópicamente en una etapa de la turbina y se condensa a temperatura constante en el exterior del calentador del serpentín. Fig. 2-5.b. La línea de expansión entre 6 y 7 se asemeja a una escalera. En el límite, con un número infinito de etapas, esta escalera se convierte en la línea suave 6-7, que es paralela la línea 2-3 del agua de alimentación ya que $\delta S_w = -\delta S_s$. Se puede apreciar que $(S_6 - S_7) = (S_3 - S_2)$, de manera que $(S_7 - S_1) = (S_6 - S_3)$. El calor rechazado es

$Q_A = T_A \cdot (S_7 - S_1) = T_A (S_5 - S_4)$ y la eficiencia exacta del ciclo esta dada por

$$\eta = \frac{Q_B - Q_A}{Q_B} = \frac{(t_5 - t_4) - T_A (S_5 - S_4)}{t_5 - t_4} \quad 2.1$$

2.2. ESQUEMA DE LA PLANTA TERMICA.

El esquema térmico de la turbina se representa en la Fig. 2-6. De acuerdo a este esquema se provee 7 tomas de vapor para el calentamiento regenerativo del agua de alimentación.

La turbina se proyecta de un árbol con cuatro cilindros, un cilindro de alta presión (CAP) de un flujo, de un cilindro de media presión (CMP) de dos flujos y dos cilindros de baja presión (CBP) de dos flujos cada uno, y esta destinada para el accionamiento bipolar.

Las turbinas de condensación de potencias pequeñas y mediana, aproximadamente de hasta 50MW tienen un cilindro. También las turbinas de mayor potencia de hasta 100-150MW pueden ser de un cilindro si se proyectan especialmente como máquinas de semipico. En este caso, generalmente, la turbina se calcula para un vacío mas bajo y los parámetros iniciales de vapor relativamente bajos. Debido a que no se presentan grandes exigencias en cuanto a su rendimiento, puede proyectarse con pérdidas elevadas en la velocidad de salida y por consiguiente, incluso siendo grande el consumo de vapor (G) no exigir la separación de los flujos de vapor, así como el de tener saltos térmicos de los escalones aumentados

en comparación con los óptimos y debido a ello un número menor de escalones.

Como regla las turbinas de un cilindro se acoplan con el generador eléctrico o la máquina de accionamiento del lado de la salida del vapor.

En las máquinas de un árbol de cilindros múltiples habitualmente se disponen por el flujo de vapor, o sea, primero los CAP, CMP (si existe) y uno o varios CBP, después de los cuales se instala el generador, Fig. 2-6.

Raramente se da otra disposición de cilindros. Por ejemplo, es posible un diseño en el que el cilindro de alta presión se ubique entre dos o cuatro CBP; de a uno y de dos por cada lado.

En la actualidad la mayoría de las máquinas de un árbol se diseñan con cuatro cilindros como máximo. En este caso la línea de ejes de la máquina, que se compone de los principales elementos el rotor de la turbina y el del generador, tiene cinco sectores principales.

En instalaciones muy potentes con turbinas de cinco elementos se dan líneas de ejes que tienen seis sectores. El aumento del número de cilindros, lógicamente está ligada con el aumento del número de apoyos (cojinetes) y uniones de rotores (acoplamientos), creando un espectro más denso de las frecuencias propias de la línea de ejes. En otros casos crecen las exigencias que se presentan a la precisión del montaje de la instalación, el equilibrado de los rotores, a la rigidez de los elementos y a otros factores, creando mayores dificultades para asegurar la fiabilidad de todo el turbogruppo.

La dirección de los flujos de vapor en la turbina de cilindros múltiples se determina por varios factores:

- a. Disminución de los esfuerzos que actúan sobre el cojinete axial.
- b. Reducción de los desplazamientos axiales recíprocos entre la línea de eje y el sistema de cuerpos.
- c. Disminución de las deformaciones térmicas.
- d. Disposición de las tuberías y de los órganos de distribución del vapor, y otros factores.

El primer cilindro del CAP puede ser de un flujo con suministro de vapor desde el extremo, así como con suministro de la parte media. En este último caso se agregan algunas pérdidas de energía en la parte fija (se pierde la energía de escape de vapor después de la primera sección, existiendo una pequeña pérdida de presión en la desviación), pero se reducen las pérdidas en las juntas terminales. Sin embargo la principal ventaja de semejante suministro radica en menores diferencias de temperatura en la caja del cilindro.

En algunas turbinas que consumen grandes volúmenes del vapor a la entrada del cilindro, no sólo el CBP puede ser de dos flujos idénticos e igual parte fija, sino también el CMP e incluso el CAP. En este caso los esfuerzos axiales se compensan por completo, mas el número de escalones en el cilindro y, por consiguiente, el largo del rotor crecen.

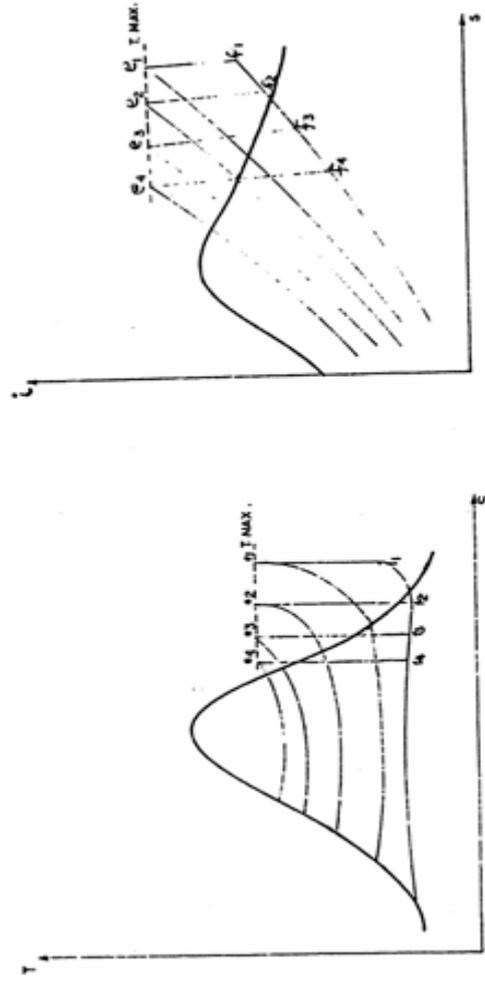


Fig. 2-1. Diagramas termodinámicos

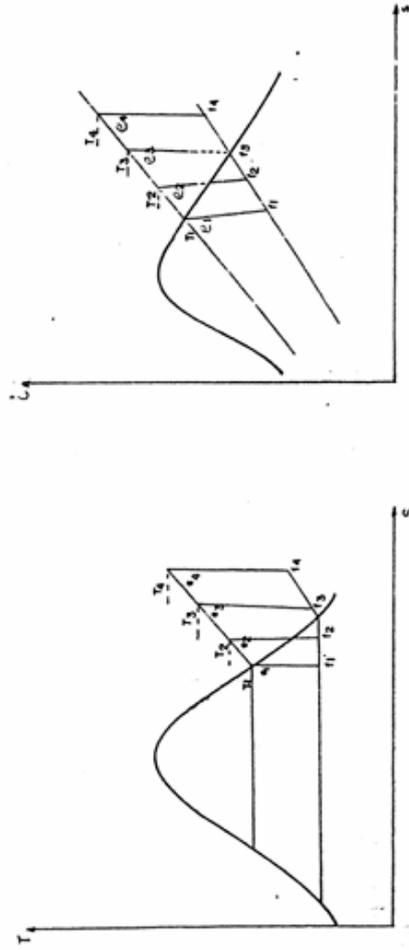


Fig. 2-2. Diagramas termodinámicos

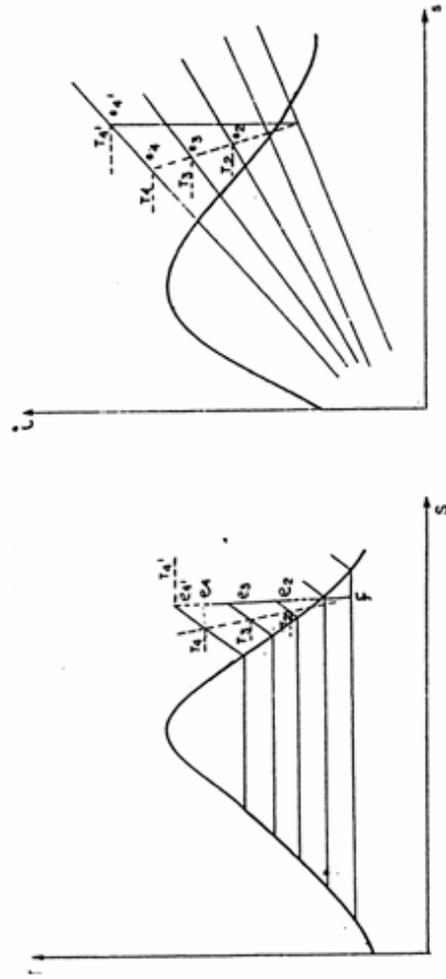


Fig. 2-3. Diagramas termodinámicos

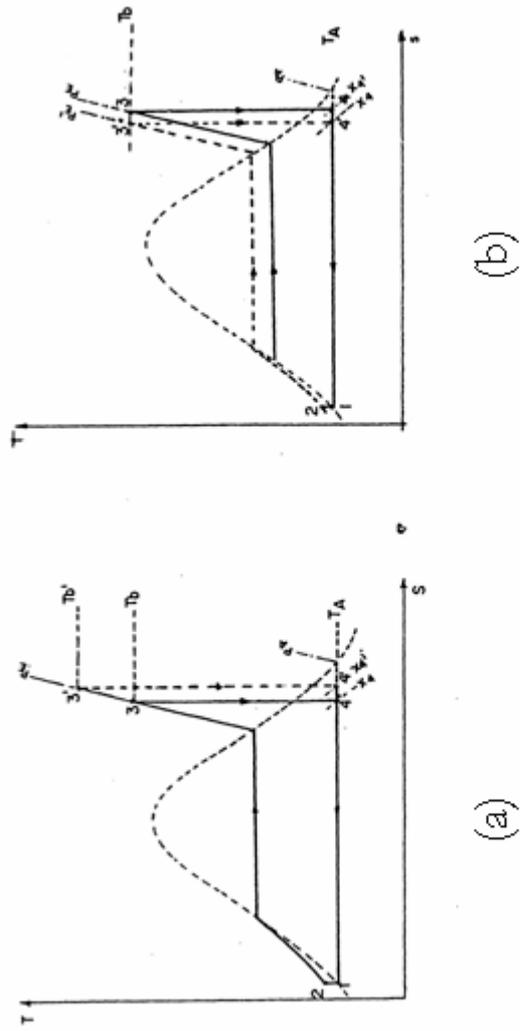
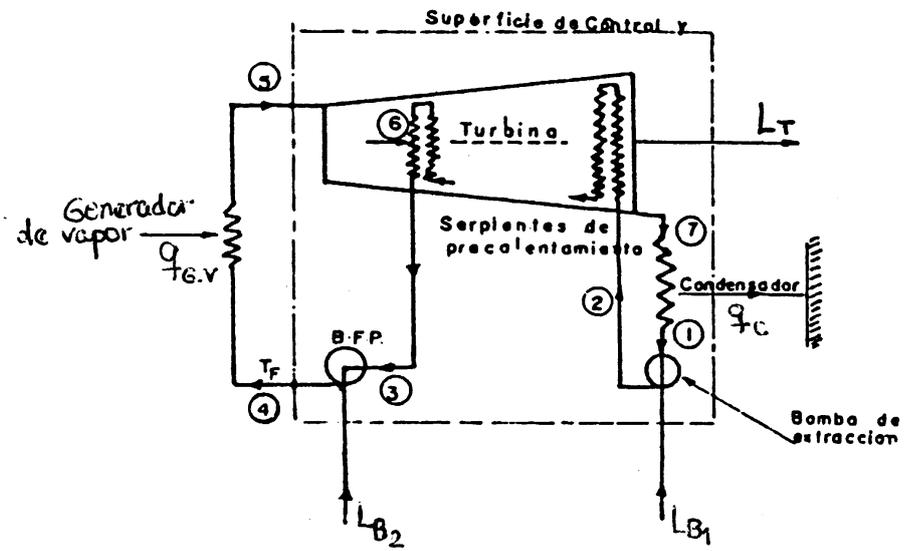
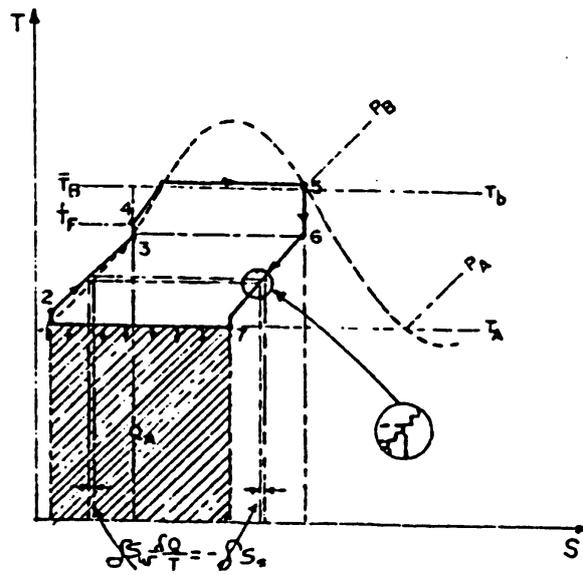


Fig. 2-4. Diagramas termodinámicos



a) DIAGRAMA DE FLUJO



b) DIAGRAMA DE TEMPERATURA-ENTROPIA

Fig. 2-5. Diagramas termodinámicos

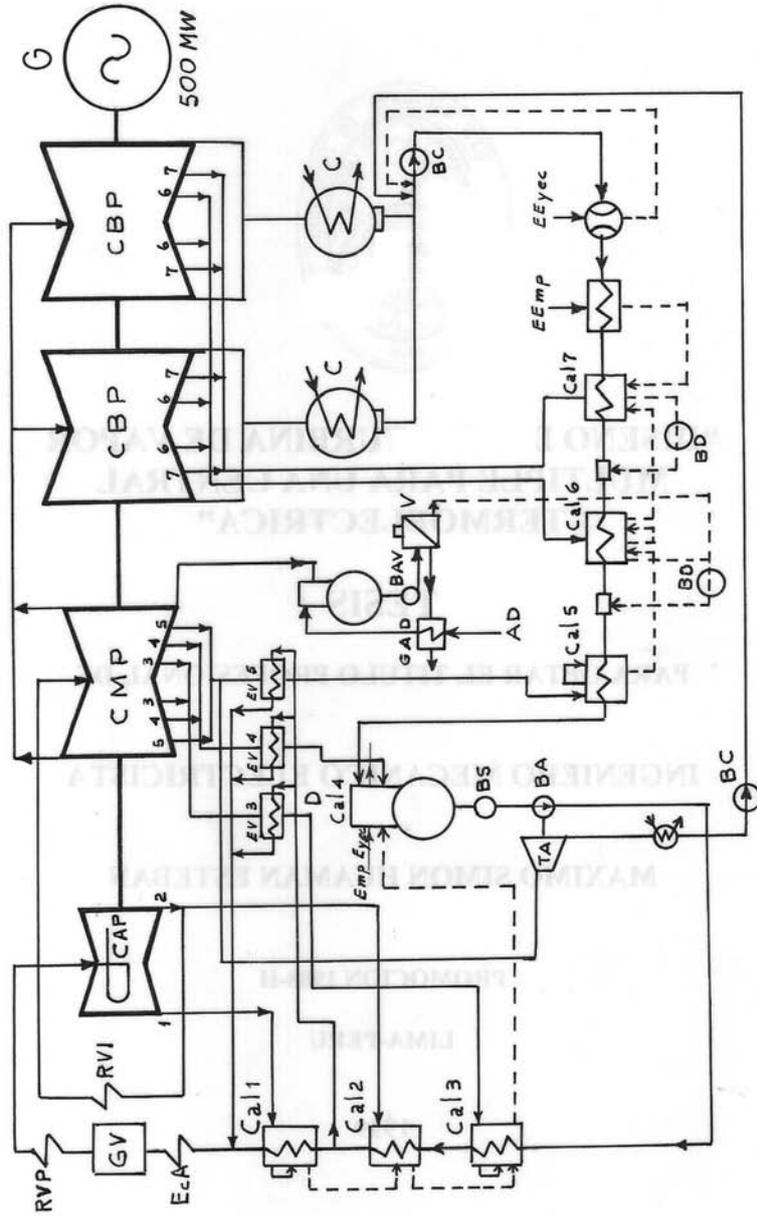


Fig.2-6 Esquema térmico de la instalación de turbina de 500MW

CAPITULO III

3. FUNDAMENTOS DE CRITERIOS DE DISEÑO

3.1. CRITERIO DE ELECCIÓN DE UNA TURBINA MULTIPLE

En algunos casos la elección se define cuando se efectúa los cálculos y se está proyectando un nuevo turbogruppo, para lo cual se requiere de ciertos parámetros iniciales. En otros casos se basa en la experiencia de turbinas construidas anteriormente y que han acreditado buen funcionamiento, que son tecnológicamente suficiente y cuya evaluación satisfagan las exigencias económicas. En otros casos especiales se elaboran variantes paralelas de fabricación de turbinas, eligiéndose las más acertadas.

Si las variantes elaboradas difieren en cuanto al costo y rendimiento, se prefiere la que asegure el gasto mínimo en la generación de energía eléctrica. Los datos que se deben dar son los siguientes: parámetros iniciales de vapor; presión calculada de vapor de escape; temperatura del vapor después del recalentador intermedio en el caso de recalentamiento intermedio; temperatura de recalentamiento del agua de alimentación y potencia nominal de la turbina.

El esquema térmico de la instalación se elige a base de la experiencia adquirida y la evaluación del aspecto económico de las variantes que se

emplean. En especial de elige la presión en el sistema de recalentamiento intermedio, el método de desaireación del agua de alimentación y la presión en el desaireador, el número de escalones de calentamiento regenerativo del agua de alimentación y de otros parámetros.

La potencia nominal es la potencia máxima, P_{nom} , que la turbina va a desarrollar prolongadamente con los parámetros nominales. La potencia nominal es la potencia de instalación de la central termo-eléctrica. Puesto que durante al funcionamiento, la turbina trabaja con carga variable, es conveniente proyectarla de modo que el mayor rendimiento se alcance con la carga más característica para las condiciones de uso.

La potencia de la turbina que responde a su mayor rendimiento se llama potencia económica, P_{econ} . Frecuentemente dicha potencia se elige de 0.8-0.9 de la potencia nominal.

$$P_{econ} = 0.8-0.9P_{nominal}$$

Para las turbinas de gran potencia y alta presión que se trata de explotar con cargas máximas, generalmente se elige la potencia económica entre los límites del 0.9-1.0 de la potencia nominal, y las turbinas de gran potencia para centrales nucleares, como regla se proyectan con:

$$P_{econ} = P_{nom}$$

La turbina y el generador acoplado a ella deben admitir el aumento de la potencia por encima de la nominal; este fenómeno surge, por ejemplo, como

resultado de la elevación natural del vacío durante el invierno. Las turbinas de condensación, es decir sin tomas de vapor regulables, aseguran la potencia máxima en ausencia de la toma de vapor para el consumo térmico exterior.

Para lograr alto rendimiento, los escalones de la turbina deben calcularse para la relación óptima de las velocidades $\frac{\mu}{C_{fic}}$, además, es necesario evitar el suministro parcial de vapor en los escalones de la turbina y tratar de lograr suficiente altura de las coronas de paletas fijas y rotatorias.

La observación de estas exigencias hacen que las turbinas de vapor tengan un gran número de escalones. En un cilindro de alta presión se consigue, por regla general, ubicar de 20 a 25 escalones de acción, como máximo, y no más de 30 a 40 escalones de reacción en las turbinas con el rotor del tambor. Al aumentar el número de escalones, la distancia entre los apoyos crece tanto que los rotores resultan excesivamente flexibles tienen la frecuencia crítica demasiado baja; siendo posible el alabeo del cuerpo. Por eso, las turbinas de condensación frecuentemente tiene varios cilindros. Esto es indispensable cuando en la turbina de condensación de gran potencia hay que doblar los flujos de vapor en los escalones de baja presión, así como en las turbinas de recalentamiento intermedio del vapor, en las cuales son particularmente grandes los saltos térmicos disponibles y de acuerdo con ello es grande el número de escalones.

Al elegir el tipo de diseño hay que tener en cuenta que una turbina de muchos cilindros siempre resulta más costosa, razón por la cual turbinas

poco potentes (100MW) deben tener dos o más cilindros sólo en los casos en que esté acompañado con un aumento del rendimiento y esté justificado económicamente.

En las turbinas de reacción, el número de escalones es mucho mayor que en la de acción. La construcción del rotor del tambor de la turbina de reacción difiere considerablemente del diseño del rotor de disco de la turbina de acción, en el cual los discos de muchos escalones encajan en el árbol o se forjan solidarios a este.

De acuerdo al tipo de turbina que se constituye en la fabrica, se emplean los equipos, accesorios y dispositivos especializados.

3.2. FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE VAPOR MULTIPLE.

Las turbinas de vapor múltiple de varios escalones se utilizan en generadores eléctricos de gran potencia por ser altamente económicas. Este tipo de turbina esta constituida con escalones de acción en la parte de alta presión y con escalones de reacción en la parte de baja presión.

La división en turbinas de acción y en turbinas de reacción se realizan en función de las diferencias del diseño. No obstante, en las turbinas de acción existe también escalones que funcionan con un considerable grado de reacción.

La parte fija de una turbina múltiple de acción esta compuesta de un árbol en el cual van montadas varios discos que llevan en su periferia las paletas

rotatorias (1) Fig. 3-1. Los discos se encuentran separados por los diafragmas (2), en los cuales se encuentran colocadas las paletas fijas (3). En las coronas fijas se expande al vapor, el conjunto de la turbina compuesto de un diafragma, seguido de un disco con paletas rotatorias que forman la corona de paletas rotatorias es el escalón de la turbina de acción. Los diafragmas de dos escalones vecinos forman una cámara, encontrándose en el medio el disco portador de la corona de paletas rotatorias.

El escalón de regulación se emplea para regular la admisión del vapor mediante válvulas. Difiere de los escalones siguientes debido a que funciona con parcialidad variable. Cuando los saltos térmicos calculados son relativamente pequeños el escalón es de una corona y de acción, mientras que para saltos térmicos considerablemente grandes el escalón es de velocidad de dos coronas.

En una turbina múltiple, el salto térmico disponible total, desde el estado inicial del vapor hasta la presión en la tubuladura de escape, se distribuye en los escalones sucesivos de la turbina, transformando cada uno de los escalones solo una parte del salto térmico disponible total de la turbina.

En la Fig. 3-1 se muestra también las variables de la presión del vapor y de las velocidades del flujo de vapor en los diferentes escalones de la turbina de acción. El vapor que se suministra a la turbina pasa por las válvulas de retención y regulación, habiendo una pequeña pérdida de presión, de modo que la presión P_o delante de la corona de paletas fijas del escalón de regulación es menor (en un 4-6%) que la presión delante de la válvula de

retención de la turbina. En la corona de paletas fijas del primer escalón, el vapor se expande desde la presión p_0 hasta la presión p_1 , aumentando también su velocidad de C_0 a C_1 . Al pasar el flujo de vapor por la corona de paletas rotatorias del escalón de regulación gran parte de la energía cinética $\frac{C_2^1}{2}$ del flujo del vapor se transforma en energía de rotación del eje de la turbina siendo la velocidad del flujo de vapor al salir las paletas rotatorias c_2 .

En los escalones de alta y media presión en la turbina de acción, el grado de reacción no debe ser demasiado alto; en las turbinas de baja presión el grado de reacción aumenta.

También podemos observar que los momentos que transmiten los discos en cada escalón van sumándose con los momentos de rotación de los escalones precedentes, de tal manera que la magnitud del momento crece paulatinamente y el momento total M_t produce una potencia al eje P_e a una frecuencia angular ω .

$$P_e = M_t \omega (10^{-3}kw) \quad 3.1$$

La bomba de aceite funciona con un gasto de potencia extraída del extremo delantero del árbol.

En una turbina de acción múltiple el proceso de expansión del vapor se compone de procesos sucesivos que se operan en diferentes escalones Fig. 3-2. Los escalones de baja presión se construyen con reacción considerable en el diámetro medio.

El volumen específico va aumentando a medida que el vapor se expande y su presión disminuye, por lo que es necesario aumentar los diámetros de los escalones y las alturas de las paletas, aumentando de esta forma las secciones de paso de las paletas fijas y rotatorias.

Para turbinas con un número considerable de escalones se disponen de dos o varios cilindros.

En una turbina de reacción el primer escalón (de regulación) es de acción ya que se emplea una distribución por válvulas. En la Fig. 3-3 se representa el diseño esquemático de una turbina de reacción, donde se puede apreciar el escalón de regulación. Debido a que el escalón de regulación funciona con la admisión de vapor parcial, debe tener cierto grado de reacción.

Al escalón de regulación le siguen los de reacción, que siempre tienen la admisión completa del vapor. En las turbinas de reacción la admisión del vapor en los primeros escalones regulables es completa, no siendo así en las turbinas de acción de pequeña potencia donde es posible emplear la admisión parcial de vapor en los primeros escalones.

Las paletas rotatorias de los escalones se montan directamente en el tambor, mientras que las paletas fijas se sujetan en el cuerpo de la turbina o sus collares.

La disposición de las paletas fijas en diafragmas y las paletas rotatorias en disco provocarán grandes esfuerzos axiales sobre el rotor, aumentando las dimensiones axiales de la turbina y elevando su costo.

El número de escalones es mayor en las turbinas de reacción, debido a que transforma un menor salto térmico que las turbinas de acción.

La división del salto térmico total en diferentes escalones permiten lograr un alto rendimiento en las turbinas múltiples.

3.2.1 VENTAJAS DE UNA TURBINA DE VAPOR MULTIPLE

Las ventajas principales de la turbina múltiple de vapor son:

1. Empleando un gran número de escalones, se puede reducir saltos térmicos pequeños, logrando que los rendimientos de los escalones lleguen a su máximo debido a que las paletas rotatorias obtienen $\frac{\mu}{C_{fic}}$ óptimas, aún a modeladas velocidades periféricas.
2. La disminución de la velocidad de salida del vapor y la reacción del diámetro del escalón que se debe a ello, hacen aumentar la altura de las paletas fijas y rotatorias o el grado de parcialidad en los escalones que consumen pequeños volúmenes de vapor.

El logro de la parcialidad completa y de una altura suficiente de las paletas de los escalones no regulables de las turbinas múltiples es un factor importante que permite elevar el rendimiento de la turbina.

3. La energía cinética del flujo del vapor que sale del escalón de la turbina puede utilizarse parcial o totalmente en el escalón siguiente, de tal manera que va creciendo el salto térmico $(\bar{h}_o - h_o = \frac{c_o^2}{2})$ disponible de los escalones. Generalmente, la velocidad de salida se pierde por completo sólo en el escalón de regulación y en los últimos escalones de la turbina, al igual que en los cilindros.
4. Las pérdidas de energía en cada escalón de la turbina hacen subir la temperatura del vapor para los escalones siguientes. Por esta razón el salto térmico disponible real h_{on} para un escalón n , es algo superior al salto térmico de la línea isentrópica principal h'_{on} , entre dos isóbaras p' y p'' . de esta manera, las pérdidas en el escalón precedente originan el aumento del salto térmico en los escalones siguientes y pueden emplearse parcialmente en estos, lo cual, es una ventaja sustancial de la turbina múltiple.

Como resultado, la suma de los saltos térmicos reales en la turbina múltiple que funciona con pérdidas es mayor que el salto térmico disponible de la línea isentrópica principal, H_o , es decir :

$$\sum_{n=1}^{n=j} h_{on} > \sum_{n=1}^{n=j} h'_{on} \quad 3.2$$

5. En la turbina múltiple se pueden efectuar las tomas de vapor para el calentamiento regenerativo del agua de alimentación, aumentando considerablemente el rendimiento del ciclo térmico.

3.2.2 DESVENTAJAS DE UNA TURBINA DE VAPOR MULTIPLE

Las desventajas de una turbina de vapor múltiple son:

1. En la turbina múltiple existen pérdidas adicionales, que no existen en las turbinas simples o que son insignificativas. Por ejemplo, las fugas de vapor en el escalón de regulación. La presión es mayor a la atmosférica, y la parte del vapor que ha salido de los grupos de paletas fijas del escalón de regulación sale por la junta de la cámara y no toma parte en el funcionamiento de los siguientes escalones.
2. El vapor se escapa, también, por la junta del diafragma intermedio, de modo que no toda la cantidad de vapor pasa por las toberas del diafragma adquiriendo energía cinética.
3. En los escalones que trabajan a reacción, el vapor se escapa también por las holguras radiales de las paletas rotatorias. Estas fugas pueden afectar el rendimiento del escalón, así como a los demás escalones, por los cuales pasan pequeñas volúmenes de vapor. En el diseño se puede disminuir estas pérdidas

complementarias de energía, aumentando así el rendimiento de la turbina múltiple.

Para las turbinas de gran potencia se diseña teniendo en cuenta las desventajas en la elevación del rendimiento sobre el encarecimiento de su diseño; en las turbinas de pequeña potencia que se emplean para accionar diversos equipos, la cuestión del número de escalones que debe tener la turbina se resuelve teniendo como base los cálculos técnicos económicos.

3.3.PREMISAS DE DISEÑO

3.3.1 COEFICIENTE DE RETORNO DE CALOR

En la Fig. 3-4 mostramos el proceso de expansión del vapor en la turbina de condensación múltiple, representando en el diagrama T-S. El salto térmico disponible para toda la turbina es equivalente al área 1234 a 1 en el diagrama TS, y este salto térmico viene a considerarse como la suma de los saltos térmicos en la línea isoentrópica principal de los escalones.

$$H_0 = \sum_{n=1}^{n=k} h'_{0n} = h'_{01} + h'_{02} + h'_{03} + \dots \quad 3.3$$

Las pérdidas de energía en el primer escalón de la turbina esta representada por el área $a'4'55''a'$, produciendo una subida de la temperatura del vapor del segundo escalón.

Si consideramos las pérdidas existentes en cualquier escalón, entonces el salto térmico isoentrópico sería la suma.

$$h_{on} = h'_{on} + q_n \quad 3.4$$

Donde q_n es el incremento del salto térmico, debido a la transformación del calor de las pérdidas del escalón precedente. En el caso del escalón 2 tenemos

$$h_{o2} = h'_{o2} + q_2 \quad 3.5$$

$q_2 =$ es el área $4'55'4''4'$

$$h_{o3} = h'_{o3} + q_3 \quad 3.6$$

$q_3 =$ es el área $4'5'66'4''$

El área q_3 ha surgido como resultado del aumento de la entalpía del vapor delante del tercer escalón debido a las pérdidas de los escalones primero y segundo.

Los saltos térmicos disponibles de todos los escalones de la turbina estará representada en la Fig. 3-4 por:

$$\text{Area } 12344'55'66'77'1 = H_0 + Q \quad 3.7$$

La pérdida de todos los escalones de la turbina será el área.

$$a'4'55'66'77'bb'a' = Q + T_2 \Delta S \quad 3.8$$

El salto térmico aprovechable en toda la turbina será la diferencia entre el salto térmico disponible y las pérdidas de calor entregado al agua de refrigeración

$$(H_0 + Q) - (T_2 \Delta S + Q) = H_0 - T_2 \Delta S \quad 3.9$$

Donde:

$T_2 \Delta S$ = las pérdidas representadas en la zona de vapor húmedo.

El salto térmico aprovechable no depende del carácter del proceso de la turbina, determinándose solo por las entalpías inicial y final del vapor.

El salto térmico aprovechado de un escalón individual, h_i , es igual al producto del salto térmico disponible del escalón h_0 por su rendimiento

η_{ri}^{esc} , o sea

$$h_i = h_0 \eta_{ri}^{esc} \quad 3.10$$

El salto térmico aprovechado de la turbina se hallará como la suma de los saltos térmicos aprovechados de los escalones individuales:

$$H_i = \sum h_o \eta_{ri}^{esc} = \sum (h_o' + q) \eta_{ri}^{esc} \quad 3.11$$

Suponiendo que η_{ri}^{esc} es igual para todos los escalones, entonces:

$$H_i = \eta_{ri}^{esc} \sum h_o = \eta_{ri}^{esc} \sum (h_o' + q) \quad 3.12$$

$$H_i = \eta_{ri}^{esc} (H_o + Q) \quad 3.13$$

donde:

H_o = salto térmico disponible para toda la turbina tomado en la línea isoentrópica real. Area 1234a1 en el diagrama TS.

Q = la parte de las pérdidas del calor de los escalones de la turbina que se puede aprovechar en los escalones siguientes.

Luego:

$$H_i = H_o \eta_{ri} \quad 3.14$$

Donde:

η_{ri} = rendimiento de toda la turbina.

$$\eta_{ri} = \eta_{ri}^{esc} (1 + Q/H_o) = \eta_{ri}^{esc} (1 + q_{cal}) \quad 3.15$$

Donde:

q_{cal} = Coeficiente de retorno de calor, determina la cantidad de calor que puede utilizarse en los escalones siguientes de la turbina.

$$q_{cal} = Q/H_o \quad 3.16$$

El rendimiento η_{ri} nos indica que la turbina múltiple en su conjunto es mayor que el rendimiento de sus escalones por separado.

El coeficiente de retorno q_{cal} aumenta a medida que aumenta el número de escalones, ya que la línea quebrada se aproxima mas a la línea 4b, aumentando el calor de Q.

Para evaluar aproximadamente el coeficiente de retorno del calor se puede emplear la siguiente fórmula:

$$q_{cal} = k_{cal}(1 - \eta_{ri})H_o(z - 1)/z \quad 3.17$$

donde:

$k_{cal} = 4.8 \times 10^{-4}$ para expansión en zona de vapor recalentada.

$k_{cal} = 2.8 \times 10^{-4}$ para expansión en zona de vapor húmedo.

$k_{cal} = 3.2$ a 4.3×10^{-4} para expansión en zona de vapor recalentada a húmeda.

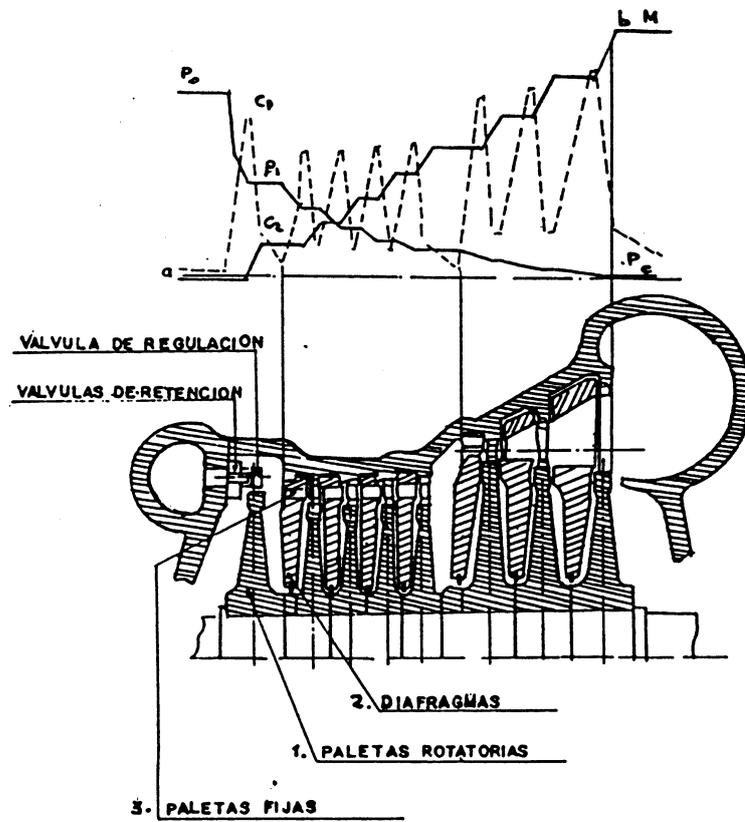


Fig. 3-1. Esquema de la parte fija de la turbina de acción

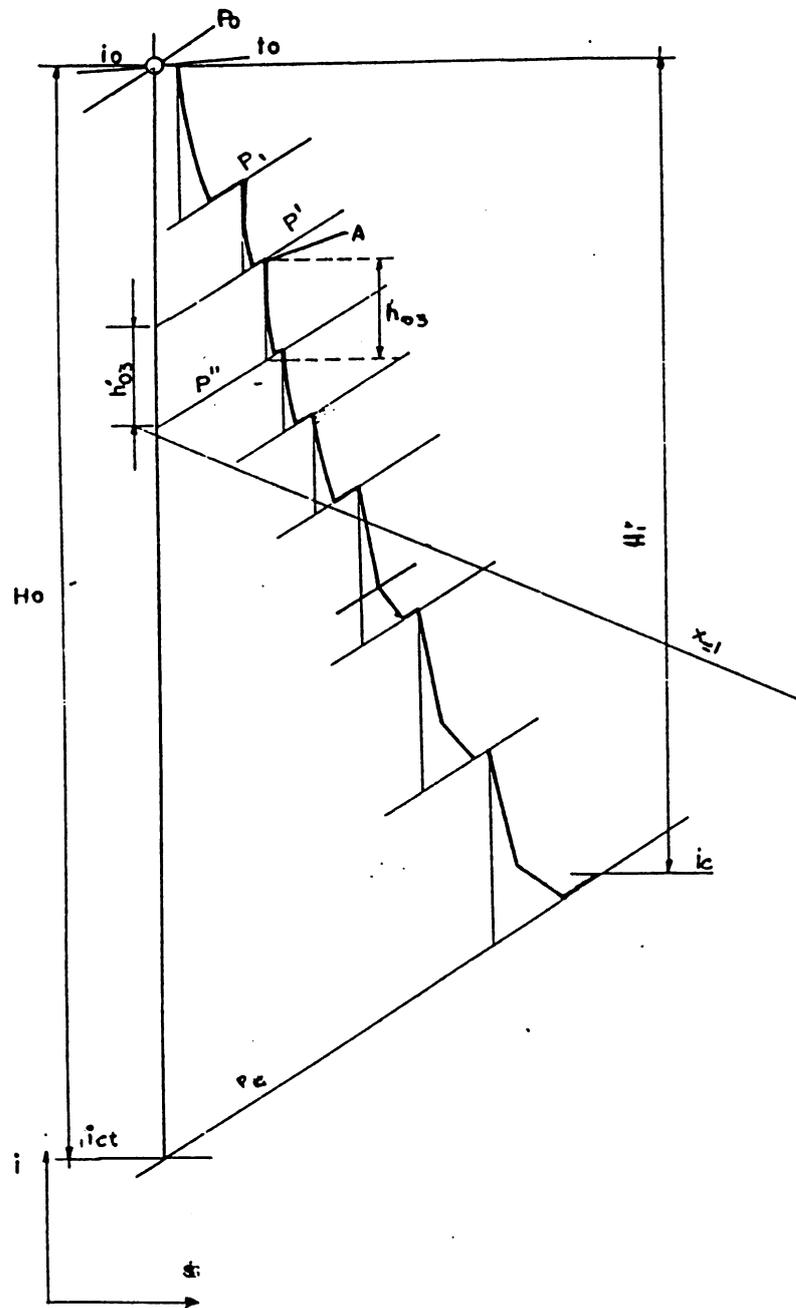


Fig. 3-2. Proceso de expansión del vapor en la turbina de acción múltiple, representado en el diagrama $i-s$

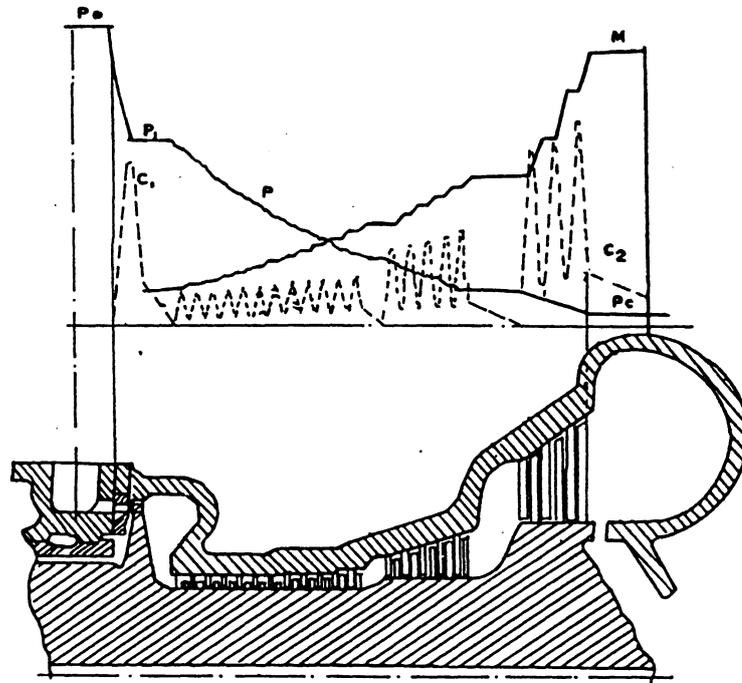


Fig. 3-3. Esquema de la parte fija de la turbina de reacción (cuyo escalón de regulación es de acción)

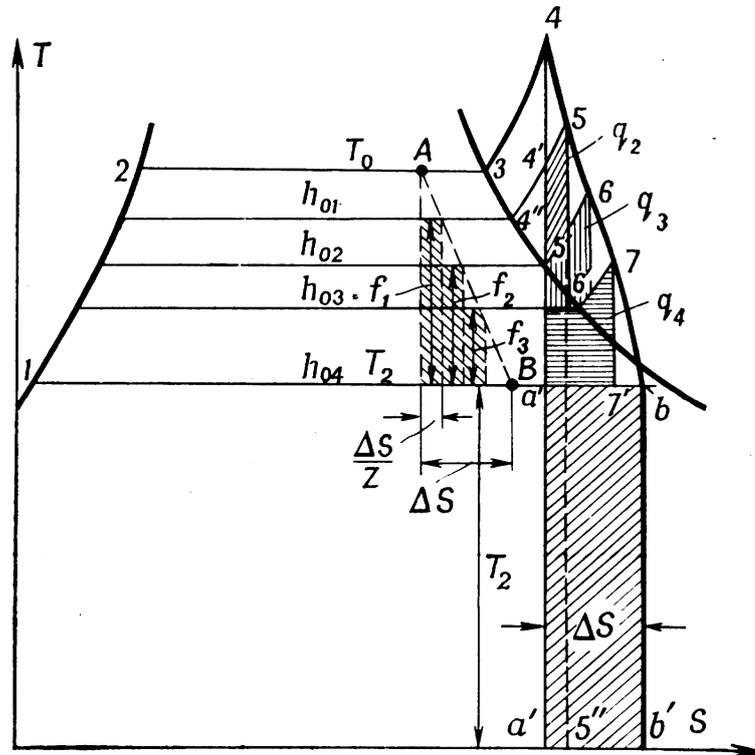


Fig. 3-4. Proceso de expansión del vapor en la turbina múltiple, representado en el diagrama t - s

CAPITULO IV

4. CALCULO TERMOFLUIDO DE LA TURBINA

Como ejemplo de calculo tomamos una turbina de condensación de 500 Mw, con recalentamiento intermedio de vapor destinada al accionamiento de un generador eléctrico, cuyas características y parámetros principales se dan a continuación.

4.1. PARAMETROS PRINCIPALES DE LA TURBINA.

Potencia nominal, MW	500
Potencia máxima, MW	525
Frecuencia de rotación, s ⁻¹	50
Presión inicial, MPa	16.3
Temperatura inicial, °C	525
Presión de recalentamiento intermedio, Mpa	3.7
Temperatura de recalentamiento intermedio, °C	535
Presión final, Kpa	5.9
Temperatura del agua de enfriamiento, °C	22
Temperatura del agua de alimentación, °C	250
Número de tomas de vapor regenerativas	7
Consumo de vapor, Kg/sg	430
Número de cilindros y flujos	1x1 + 1x2 + 2x2

Rendimiento de la instalación, %	44.3
Consumo específico de vapor, kg/Kw-h	3.1
Masa específica de la turbina, Kg/KW	1.89
Distribución del vapor vivo	Por válvula
Escalón de regulación	De 1 corona
Largo de la última paleta, mm	960

Los parámetros externos de los diferentes estados del vapor en el ciclo térmico son necesarios para poder determinarlos en el diagrama entalpía-entropía, así evaluar las caídas de presión de la parte fija, el rendimiento del escalón de regulación y de los demás escalones del CAP, del CMP y de los CBP; así como la pérdida debido a la velocidad de salida del último escalón,

Fig. 4-1

ESTADO	PRESION (Mpa)	TEMPER. (°C)	ENTALPIA (Kj/Kg)	ENTROPIA (Kj/Kg°K)
0	16.3	535	3390	6.4
1	4.07		3024.8	
1t	3.7		2975	6.4
r.i.	3.7	535	3530	7.23
a.a.		250	1087	2.79
c'	0.0059		1613	0.552
c _t	0.0059	38	2225	7.23

4.2. EVALUACION PRELIMINAR DEL RENDIMIENTO DE LA TURBINA

Primeramente, determinaremos la potencia de la turbina por la siguiente fórmula:

$$P_{el} = G \bar{H}_i \eta_m \eta_{g.e.l} \quad 4.1$$

donde:

G = consumo de vapor vivo

\bar{H}_i = el trabajo reducido de 1Kg de vapor suministrado en la turbina.

η_m = rendimiento mecánico.

$\eta_{g.e.}$ = rendimiento del generador eléctrico.

\bar{H}_i = se calcula como la suma de los productos de los saltos térmicos utilizados por la cantidad relativa de vapor que ha pasado por el escalón de la turbina, es decir,

$$\begin{aligned} \bar{H}_i = & H_{i^x} + (1 - \alpha^x) H_{i^{xx}} + (1 - \alpha^x - \alpha^{xx}) H_{i^{xxx}} + \dots \\ & \dots + (1 - \sum_{n=1}^{n=z-1} \alpha^n) H_i^n \end{aligned} \quad 4.2$$

donde

α^n = es la cantidad de vapor extraído, expresada en partes del consumo de vapor suministrado a la turbina.

El rendimiento eléctrico de la instalación es:

$$\eta_{el} = \frac{H_i \eta_m \eta_{g,el}}{(i_o - i_{a,a}) + (i_{r,i} - i_1) \left(1 - \sum_{i=1}^{i=m} \alpha_i\right)} \quad 4.3$$

donde

m = número de extracciones antes del recalentamiento intermedio.

Para trazar el proceso del paso de vapor en el diagrama i -s es indispensable evaluar las pérdidas de presión fuera de la parte fija, el rendimiento del escalón de regulación y de los demás escalones del CAP, así como de los escalones del CMP y CBP, y la pérdida con velocidad de salida del último escalón.

Considerando que la presión del vapor después del CAP es igual a 3.9Mpa, osea $P_{ri} = 3.7$ Mpa y $T_{ri} = 535^\circ\text{C}$, luego tomando como pérdida máxima en el generador de vapor con el recalentamiento intermedio.

$$\frac{\Delta P_{ri}}{P_{ri}} = 0.10 \quad 4.4$$

Si $\Delta P_{ri} = P_1 - P_{ri}$, reemplazando en la Ec. 4-4, obtenemos

$$\frac{P_1 - P_{ri}}{P_{ri}} = 0.10 \quad 4.5$$

$$\frac{P_1 - 3.7}{3.7} = 0.10$$

$$P_1 = 4.07 \text{ Mpa}$$

4.2.1 CALCULO DEL RENDIMIENTO ABSOLUTO DE LA INSTALACION

Como una primera aproximación para una turbina de potencia tan grande, tomamos un rendimiento interno relativo alto para el CAP,

$\eta_{ri}^{CAP} = 0.88$, mientras que para el resto CBP y CMP tomamos un

rendimiento de $\eta_{ri}^{CMP + CBP} = 0.85$.

El aumento del rendimiento de la instalación con recalentamiento intermedio, se debe no sólo al ciclo térmico más económico. una considerable ventaja adicional es determinada por el hecho de que gracias a la menor humedad en los últimos escalones, sus rendimientos relativos serán más elevados, lo que influye en el rendimiento interno relativo de toda la turbina.

El trabajo disponible en el ciclo con recalentamiento intermedio se escribe como la suma de los saltos térmicos disponibles, Fig. 4-1:

$$L_{Tt}^{ri} = H_o^{ri} = (i_o - i_{1t}) + (i_{r1} - i_{ct}) \quad 4.6$$

El consumo de calor del generador de vapor y del recalentador intermedio para 1Kg de vapor será:

$$q_1^{ri} = (i_o - i'_c) + (i_{ri} - i_{1t}) \quad 4.7$$

El rendimiento absoluto del ciclo ideal es

$$\eta_t^{ri} = \frac{L_{Tt}^{ri}}{q_1^{ri}} = \frac{(i_o - i_{1t}) + (i_{ri} - i_{ct})}{(i_o - i'_c) + (i_{ri} - i_{1t})} \quad 4.8$$

El rendimiento interno absoluto se puede escribir como:

$$\eta_i^{ri} = \frac{(i_o - i_{1t})\eta_{ri}^I + (i_{ri} - i_{ct})\eta_{ri}^{II}}{(i_o - i'_c) + (i_{ri} - i_1)} \quad 4.9$$

donde η_{ri}^I y η_{ri}^{II} son los rendimiento relativo de los cilindros de alta y de los cilindros de media y de baja presión de la turbina. Se puede observar que

$$\eta_{ri}^I = \frac{(i_o - i_1)}{(i_o - i_{1t})} \quad 4.10$$

de donde

$$i_1 = i_o - (i_o - i_{1t})\eta_{ri}^I \quad 4.11$$

reemplazando la Ec. 4.11 en el denominador de la Ec. 4.9, obtenemos:

$$\eta_i^{ri} = \frac{(i_o - i_{1t})\eta_{ri}^I + (i_{ri} - i_{ct})\eta_{ri}^{II}}{(i_o - i_{1t})\eta_{ri}^I + (i_{ri} - i_c')} \quad 4.12$$

ó

$$\eta_i^{ri} = \frac{(H_0 \eta_{ri}^{CAP}) + (H_0 \eta_{ri}^{CMP+CBP})}{(H_0 \eta_{ri}^{CAP}) + (i_{ri} - i_c')} \quad 4.13$$

Reemplazando

$$H_0^{CAP} = (i_o - i_{1t}) = 3390 - 2975 = 415 \text{ kJ/kg}$$

$$H_0^{CMP+CBP} = (i_{ri} - i_{ct}) = 3530 - 2225 = 1305$$

$$\eta_i^{ri} = \frac{415 \times 0.88 + 1305 \times 0.85}{415 \times 0.88 + 3530 - 161.3} = 0.395$$

4.2.2 CALCULO DEL RENDIMIENTO CON RECALENTAMIENTO REGENERATIVO.

El rendimiento absoluto de la instalación ideal, Fig. 4-2 que funciona sin pérdidas en la turbina, es decir, en el caso de la expansión isoentrópica del vapor, se expresa por la relación:

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(i_0 - i_{ct}) - (i_{aa} - i'_c)}{(i_0 - i_{aa})} \quad 4.14$$

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(i_0 - i_{ct}) - (i_{aa} - i'_c)}{(i_0 - i'_c) - (i_{aa} - i'_c)} \quad 4.15$$

Sin considerar el trabajo de la bomba

$$\eta_t = \frac{(i_0 - i_{ct})}{(i_0 - i'_c)} \quad 4.16$$

En un ciclo con recalentamiento intermedio el rendimiento absoluto está dado por la Ec. 4.17,

$$\eta_1^{ri} = \frac{(i_0 - i_{1t})\eta_{ri}^I + (i_{ri} - i_{ct})\eta_{ri}^{II}}{(i_0 - i'_c) + (i_{ri} - i_1)} \quad 4.17$$

La elevación del rendimiento económico, ξ , que puede alcanzarse en un ciclo regenerativo ideal con un número infinito de extracciones para una instalación con un solo recalentamiento intermedio es:

$$\xi_{reg}^{ri\infty} = -\frac{\Delta q}{q_t^{ri}} = 1 - \frac{\eta_t^{ri}}{\eta_{tr}^{ri\infty}} \quad 4.18$$

donde:

η_t^{ri} = el rendimiento absoluto del ciclo ideal,

$\eta_{tr}^{ri\infty}$ = es el rendimiento del ciclo regenerativo ideal con recalentamiento intermedio del vapor (hasta i_{ri} y S_{ri} , si la extracción superior se realiza a $p < p_{ri}$).

$$\eta_t^{ri} = 1 - \frac{T_c(S_{ri} - S_{c'})}{(i_0 - i_{c'}) + (i_{ri} - i_{1t})} \quad 4.19$$

$$\eta_{tr}^{ri\infty} = 1 - \frac{T_c(S_{ri} - S_{aa})}{(i_0 - i_{aa}) + \Delta_i^{ri}} \quad 4.20$$

Donde $\Delta_i^{ri} = (i_{ri} - i_{1t})$.

Reemplazando Ecs. 4.19 y 4.20 en Ec. 4.18, obtenemos la elevación del rendimiento económico, que es:

$$\xi_{reg}^{ri\infty} = 1 - \eta_t^{ri} = 1 - \frac{1 - \frac{T_c(S_{ri} - S_{c'})}{(i_0 - i_{1t}) + (i_{ri} - i_{c'})}}{1 - \frac{T_c(S_{ri} - S_{aa})}{(i_0 - i_{1t}) + (i_{ri} - i_{aa})}} \quad 4.21$$

donde:

T_c = temperatura del condensador en °K

Reemplazando valores tenemos:

$$\xi_{reg}^{ri\infty} = 1 - \frac{1 - \frac{(38 + 273)(7.23 - 0.552)}{(3390 - 2975) + (3530 - 161.3)}}{1 - \frac{(38 + 273)(7.23 - 2.790)}{(3390 - 2975) + (3530 - 1087)}}$$

$$\xi_{reg}^{ri\infty} = 0.127$$

Los valores relativos de $\xi^{ri} / (\xi^{ri\infty})^{max}$ en la ordenada y la magnitud $t_{aa}-t_c/t_o'-t_c$ en las abscisas están graficadas en la Fig. 4-3 para diferentes números de calentadores z.

t_o' , temperatura de saturación del generador de vapor.

De éste gráfico se obtiene para z=7 calentadores y para:

$$\frac{t_{aa} - t_c}{t_o' - t_c} = \frac{250 - 38}{348.92 - 38} = 0.6818, \text{ encontramos que } \xi_{reg}^{ri} / \xi_{reg}^{ri\infty} = 0.8$$

entonces :

$$\xi_{reg}^{ri} = 0.8 \times \xi_{reg}^{ri\infty} = 0.8 \times 0.1272 = 0.10176$$

4.2.3 CALCULO DEL RENDIMIENTO INTERNO ABSOLUTO CON REGENERACION .

El rendimiento interno absoluto de la instalación se determina por

$$\eta_{i,\text{reg}}^{\text{ri}} = \frac{\eta_i^{\text{ri}}}{(1 - \eta_{\text{reg}}^{\text{ri}})} = \frac{0.395}{(1 - 0.10176)}$$

$$\eta_{i,\text{reg}}^{\text{ri}} = 0.4397$$

4.2.4 CALCULO DEL SALTO TERMICO INTERNO DE LA TURBINA

El salto térmico interno de la turbina se calcula como la suma de los productos de los saltos térmicos de los escalones por la cantidad relativa de vapor que pasa,

$$\begin{aligned} \bar{H}_1 = & H_{i1} + (1 - \alpha^I)H_{iII} + (1 - \alpha^I - \alpha^{II})H_{iIII} + \dots \\ & \dots + (1 - \sum_{n=1}^{n=z-1} \alpha^n)H_i^n \end{aligned} \quad 4.22$$

$$\bar{H}_1 = \eta_{i,\text{reg}}^{\text{ri}} \cdot ((i_0 - i_{aa}) + (i_{ir} - i_1)) \quad 4.23$$

donde:

$$i_1 = i_0 - (i_0 - i_t)\eta_{ri}^{\text{CAP}} \quad 4.24$$

$$i_1 = 3390 - (3390 - 2975) \times 0.88 = 3024.8 \text{Kj/Kg}$$

Este salto térmico toma en consideración la disminución del consumo de vapor en los escalones a expensas de la extracción y suponiendo que todas las tomas de vapor se realizan después del recalentamiento intermedio.

$$\bar{H}_1 = 0.4397 \cdot ((3390 - 1087) + (3530 - 3024.8)) =$$

$$\bar{H}_1 = 1234.76 \text{Kj/Kg}$$

4.2.5 EL CONSUMO DE VAPOR EN LA TURBINA, G_1

El consumo de vapor vivo, sin considerar la fuga de vapor por las juntas terminales es

$$G_1 = \frac{P_{el}}{\bar{H}_1 \eta_m \eta_{g,el}} \quad 4.25$$

donde:

P_{el} = Potencia nominal de la turbina.

η_m = Rendimiento mecánico.

$\eta_{g,el}$ = Rendimiento del generador eléctrico.

El rendimiento mecánico es igual a

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_1} = 1 - \Delta \frac{P_m}{P_1} \quad 4.26$$

Donde

$P_e =$ Potencia efectiva que la turbina desarrolla en el
acoplamiento $= P_1 - \Delta P_m$.

$P_1 =$ Potencia Interna

$P_m =$ Pérdidas mecánicas de la turbina.

De la Fig. 4-4 de pérdidas mecánicas para una potencia de 500 MW

vemos que $\Delta \frac{P_m}{P_1} = 0.3\% \approx 0.003$, entonces

$$\eta_m = 1 - 0.003 = 0.997$$

El rendimiento del generador eléctrico, $\eta_{g,el}$ se obtiene de la tabla
4.1, donde $\eta_{g,el} = 0.9875$.

luego:

$$G_1 = \frac{500000}{(1324.77 \times 0.997 \times 0.9875)} =$$

$$G_1 = 411.3 \text{Kg/sg.}$$

4.2.6 EL CONSUMO DE VAPOR EN LAS TURBINAS DE ACCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS DE ALIMENTACION.

Las dos bombas de alimentación son accionadas por dos turbinas de vapor. Estas turbinas de accionamiento de contrapresión son

alimentadas con el vapor procedente de la línea de recalentamiento intermedio con los siguientes parámetros:

$$G_{ta} = \frac{(P_e)_{ta}}{H_0 \eta_{ri} \eta_m} \quad 4.27$$

La potencia aproximada de cada turbina es de 103000kw.

$$\begin{aligned} (P_e)_{ta} &= 2 \times 10300 = 20600 \text{Kw} \\ H_0 &= 3530 - 2240 = 1290 \text{Kj/Kg} \\ \eta_{ri} &= 0.81 \\ \eta_m &= 0.97 \end{aligned}$$

Reemplazando valores:

$$G_{ta} = \frac{20600}{1290 \times 0.81 \times 0.97} = 20.32 \text{Kg./sg.}$$

El consumo de vapor a la entrada de la turbina será igual a:

$$G_1 = \frac{P_{el}}{H_i \eta_m \eta_{g,el}} + G_{ta} \frac{(\bar{H}_i)_{3.7}}{H_i} \quad 4.28$$

donde $(\bar{H}_i)_{3.7}$ es el salto térmico reducido a partir de la presión de 3.7Mpa, es decir, de la presión de la toma de vapor para el accionamiento de la turbina hasta la línea de saturación.

$$(\bar{H}_i)_{3.7} = (3530 - 2690) = 840 \text{Kj/kg}$$

$$G_1 = 411.3 + 20.32 \times \frac{840}{1234.76}$$

$$G_1 = 422.5 \text{ Kg/sg.}$$

Es más conveniente evaluar la potencia de la turbina de un solo flujo en base a otras consideraciones. En base a los cálculos de la instalación de la turbina, dados los parámetros de vapor y del agua de alimentación, se haya determinado el rendimiento eléctrico absoluto $\eta_{el} = \eta_i \eta_m \eta_{g,el}$. El consumo de calor expresado en Kj/Kg por 1Kw, se determina por la magnitud adimensional $q_1 = \frac{1}{\eta_{el}}$ y la cantidad de calor entregado en el condensador al agua de enfriamiento por 1Kw será:

$$q_2 = \frac{1}{\eta_m \eta_{g,el}} \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \quad 4.29$$

Por otro lado, esta cantidad de calor también puede determinarse como el producto del consumo específico $\frac{G_c}{P_{el}}$ por la diferencia de entalpías entre el vapor que llega al condensador i_c y del agua a temperatura de saturación $i_{c'}$ que se extrae por la bomba de condensado.

$$q_2 = \frac{G_c}{P_{el}} (i_c - i_{c'}) \quad 4.30$$

La diferencias de entalpías de esta fórmula es una magnitud poco variable a diferentes condiciones del ciclo real; generalmente es de:

$$i_c - i_{c'} = 2200 \text{ a } 2300 \text{Kj/Kg.}$$

El consumo de vapor que llega al condensador y la potencia de la turbina, está dada por:

$$G_c = \frac{P_{el}}{(i_c - i_{c'}) \eta_m \eta_{g,el}} \left(\frac{1}{\eta_{ireg}^{r,i}} - 1 \right) \quad 4.31$$

reemplazando:

$$G_c = \frac{800000}{(2225 - 161.3)0.997 \times 0.9875} \left(\frac{1}{0.4397} - 1 \right)$$

$$G_c = 313.6 \text{Kg/sg}$$

4.2.7 EVALUACION DE LOS RENDIMIENTO DE LAS SECCIONES DE LA TURBINA.

a. Pérdidas a la entrada del vapor.

En los órganos de admisión del vapor, a partir del estado de vapor delante de la válvula de retención hasta la entrada en el primer escalón de la turbina:

$$\frac{\Delta p_0}{p_0} = \frac{p_0 - p_0'}{p_0} = 0.05$$

Por lo tanto la presión del vapor delante del primer escalón será:

$$p_0' = p_0 - 0.05p_0$$

$$p_0' = p_0 \times 0.95$$

$$p_0' = 16.3 \times 0.95 = 15.485 \text{ Mpa}$$

b. Escalón de regulación

Escogemos el escalón de velocidad de una corona puesto que el empleo de un escalón de velocidad de dos coronas reducirá el rendimiento de la turbina, lo que no es exactamente conveniente para una turbina de potencia tan grande. Tomamos el diámetro de regulación $d=1\text{m}$, y para bajar la temperatura del vapor en la cámara del escalón hasta unos 500°C , aproximadamente, es indispensable un salto térmico de $h_o= 80\text{Kj/Kg}$.

El rendimiento económico del escalón de regulación a frecuencia de rotación de 50Hertz y funcionamiento con el vapor recalentado, se determina principalmente por el área de la corona de paletas fijas, que, prácticamente, es proporcional a

$G/\sqrt{p_0/v_0}$ y por la relación de las velocidades μ/c_{fic} y puede evaluarse por la fórmula:

b.1 Para el escalón de regulación de una corona

$$(\eta_{ri}^I)^{esc.reg} = K_{\mu/c}^I (0.83 - \frac{2 \times 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0/v_0}) \quad 4.32$$

b.2 Para el escalón de dos coronas

$$(\eta_{ri}^{II})^{esc.reg} = K_{\mu/c}^{II} (0.83 - \frac{2 \times 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0/v_0}) \quad 4.33$$

donde G se mide en Kj/Kg; Po en Pa y v, en m³/Kg.

El coeficiente $K_{\mu/c}$ se halla de la Fig. 4-5.

Por consiguiente, para el escalón de una corona el rendimiento será:

$$(\eta_{ri}^I)^{esc.reg} = K_{\mu/c}^I (0.83 - \frac{2 \times 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0'/v_0'}) \quad 4.34$$

En todas las fórmulas anteriores están referidos a un solo flujo.

Entonces para obtener una temperatura un poco menor de 500°C es necesario por lo menos de un salto térmico de $h_o=80$ Kj/Kg.

La velocidad periférica de las paletas rotatorias U, será:

$$U = \pi \cdot d \cdot N = \pi \times 1 \text{m} \times 50 / \text{sg} = 157.1 \text{m/s}$$

El salto térmico disponible del escalón $h_o = 80 \text{ KJ/Kg}$, calculando de esto la velocidad C_{fic}

$$C_{fic} = \sqrt{2000 \cdot h_o}$$

Reemplazando valores tenemos

$$C_{fic} = \sqrt{2000 \cdot 80} = 400 \text{m/sg.}$$

Entonces la relación de velocidades será:

$$\mu / C_{fic} = \frac{157.1}{400} = 0.3931$$

En la Fig. 4-5 de corrección del rendimiento del escalón de regulación, tomamos una relación de velocidades (μ / C_{fic}) mas baja que la óptima $(\mu / C_{fic})_{opt} = 1$, debido ha que esto conduciría a un aumento del diámetro, lo que dificultaría la manufactura del forjado de la pieza.

Tomando un valor de

$$\frac{\mu/C_{fic}}{(\mu/C_{fic})_{opt}} = 0.8 \quad 4.35$$

Obtenemos de la Fig. 4-5, $k_{v/c'} = 0.96$.

Además para $Po' = 15.485 \times 10^{-6}$ Pa, se tiene

$V_o = 0.0211778 \text{ m}^3/\text{kg}$ (volumen específico)

$G_1 = 422.5 \text{ kg}/\text{sg.}$ (consumo de vapor a la entrada de la turbina)

Entonces el rendimiento del escalón de regulación será:

$$\eta_{ri}^{esc.reg} = 0.96 \left(0.830 - \frac{2 \times 10^{-4}}{422.5} \sqrt{15.485 \times 10^{-6} \times 0.0211778} \right)$$

$$\eta_{ri}^{esc.reg} = 0.797$$

c. Primera sección del CAP

Para vapor recalentado y una frecuencia de 50 Hz. El rendimiento del grupo de escalones se calcula por la fórmula

$$\eta_{ri}^{v.r} = \left(0.924 - \frac{0.4}{G_{med} V_{med}} \right) \left(1 + \frac{H_0^{gr} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{vs}) \quad 4.36$$

Donde:

G_{med} = Consumo medio del vapor en el grupo de escalones.

v_{med} = Volumen específico medio del vapor en el grupo de escalones, m^3/kg .

V_1 = El volumen específico del vapor delante del grupo de escalones, m^3/kg .

V_2 = El volumen específico del vapor detrás del grupo de escalones, m^3/kg .

H_0^{gr} = El salto térmico disponible del grupo de escalones.

z = El número de escalones en el grupo.

El consumo medio del vapor es

$$G_{\text{med}} = \sqrt{G_1 \cdot G_2} \quad 4.37$$

Y el volumen específico medio es

$$V_{\text{med}} = \sqrt{V_1 \cdot V_2} \quad 4.38$$

La ventaja relativa de la velocidad de salida esta dada por:

$$\xi_{\text{vs}} = \frac{1}{z \text{Sen}^2 \alpha_1} \quad 4.39$$

Asumiendo que en las dos secciones el salto térmico disponible de los escalones se divide mas o menos por partes iguales. Es decir,

$$H_0^1 = H_0^2 = \frac{(H_{15.425} - 80) - H_{4.07}}{2} \quad 4.40$$

$$H_0^1 = H_0^2 = \frac{(3390 - 80) - 3024.8}{2}$$

$$H_0^1 = H_0^2 = 143.6 \text{Kj/Kg}$$

A la entrada de la primera sección tenemos:

$$p_1 = 13 \text{Mpa}, \quad T_1 = 490^\circ\text{C} \quad i_1 = 3310 \text{kJ/kg}$$

A la entrada de la segunda sección:

$$p_1 = 8.1 \text{Mpa}, \quad T_1 = 430^\circ\text{C} \quad i_1 = 3167.4 \text{kJ/kg}$$

De las tablas de vapor obtenemos para la entrada de la primera sección:

$$V_1 = 0.02429 \text{m}^3/\text{kg} \quad \text{y} \quad V_2 = 0.02874 \text{m}^3 / \text{kg}$$

Reemplazando en la Ec. 4.40 el volumen específico medio es

$$V_{med} = \sqrt{0.02874 \times 0.02429}$$

$$V_{med} = 0.02642 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Sin datos experimentales, a $M_{1t} < 1$ se puede utilizar la expresión

$$\text{sen } \alpha_1 = M_1 \text{sen } \alpha_{1e} \quad 4.41$$

Para muchos casos, el contornear la coronas perfectas modernas con pequeñas pérdidas de energía, $M_1 \approx 1$ y $\text{sen } \alpha_1 = \text{sen } \alpha_{1e}$ desde el punto de vista de la aerodinámica.

En las coronas de paletas fijas α_{1e} varia entre 8° y 25° , tomando un valor de $\alpha_{1e} = 13^\circ$

La ventaja relativa de la velocidad de salida con $z=4$, es

$$\xi_{vs} = \frac{1}{z \text{sen}^2 \alpha}$$

$$\xi_{vs} = \frac{1}{z \text{sen}^2 13^\circ} = 0.01265$$

$$\xi_{vs} = 0.01265$$

Entonces el rendimiento del grupo de escalones de CAP, será:

$$\eta_{ri}^{ICAP} = \left(0.925 - \frac{0.4}{422.5 \times 0.02642} \right) \left(1 + \frac{142.6 - 600}{20000} \right) (1 - 0.01265)$$

$$\eta_{ri}^{ICAP} = 0.8578$$

d. **Segunda sección de CAP**

El consumo medio del vapor es

$$G_{\text{med}} = 422.\text{kg} / \text{sg}.5$$

y los volúmenes específicos medios de las tablas de vapor para:

$$\begin{aligned} p_1 &= 8.1\text{Mpa}, & T_1 &= 430^\circ\text{C} \\ p_2 &= 4.07\text{Mpa}, & T_2 &= 370^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Son:

$$V_1 = 0.02874\text{m}^3/\text{kg} \quad \text{y} \quad V_2 = 0.06954\text{m}^3 / \text{kg}$$

El volumen específico medio es

$$V_{\text{med}} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}$$

$$V_{\text{med}} = \sqrt{0.02874 \times 0.06954} =$$

$$V_{\text{med}} = 0.0447\text{m}^3 / \text{sg}.$$

Tomando el mismo ξ_{vs} que la primera sección del CAP. O sea:

$$\xi_{\text{vs}} = 0.01265$$

Y utilizando la misma ecuación que en la primera sección para el rendimiento, obtenemos

$$\eta_{ri}^{ICAP} = \left(0.925 - \frac{0.4}{422.5 \times 0.0447} \right) \left(1 + \frac{142.6 - 600}{20000} \right) (1 - 0.01265)$$

$$\eta_{ri}^{ICAP} = 0.8719$$

e. Cilindro de media presión

El rendimiento del cilindro de media presión, CMP, la calculamos mediante la ecuación:

$$\eta_{ri}^{CMP} = \left(0.925 - \frac{0.4}{G_{med} V_{med}} \right) \left(1 + \frac{H_0^{CMP} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{vs}) \quad 4.42$$

Como : $\Delta P_{ri}/P_{ri} = 0.1$ y $P_{ri} = 3.7$ Mpa entonces

$$\frac{\Delta P_{ri}}{P_{ri}} = \frac{P_1 - P_{ri}}{P_{ri}} = 0.1$$

de donde:

$$P_1 = P_{ri} + 0.1P_{ri}$$

$$P_1 = (1 + 0.1)P_{ri}$$

$$P_1 = 1.01P_{ri} = 1.01 \times 3.7$$

$$P_1 = 4.07 \text{ Mpa}$$

Para : $P_{ri} = 3.7 \text{ Mpa}$, $T_{ri} = 535^\circ\text{C}$ y $i_1 = 3530 \text{ kJ/kg}$

De las tablas de vapor $V_{ri} = 0.09806 \text{ m}^3/\text{kg}$

La presión detrás del CMP es igual a $P = 0.27 \text{ Mpa}$.

Esta presión se ha tomado por analogía para la turbina de 500Mw, y permite transformar el salto térmico de CBP en cinco escalones aproximadamente. Un número mayor de escalones puede presentar dificultades para construir el cilindro y asegurar el rotor la resistencia a la vibración. En cambio un número menor de escalones puede resultar insuficiente para garantizar el rendimiento admisible del cilindro de baja presión debido al pequeño salto térmico y la imposibilidad de aumentar el número de escalones del CMP.

Para: $P_2 = 0.27 \text{ Mpa}$, $T_2 = 175^\circ\text{C}$ y $i_2 = 2820 \text{ kJ/kg}$ obtenemos las tablas de vapor: $V_2 = 0.7538 \text{ m}^3/\text{kg}$.

$$G_{med} = 422.5 \text{ kg / sg},$$

$$V_{med} = \sqrt{V_1 \cdot V_2}$$

$$V_{med} = \sqrt{0.09806 \times 0.7538}.$$

$$V_{med} = 0.2718 \text{ m}^3 / \text{sg}$$

Evaluando el rendimiento con $z=10$, $\alpha = 13^\circ$

$$\xi_{vs} = (1/z) \text{sen}^2 \alpha$$

$$\xi_{vs} = (1/10) \text{sen}^2 13^\circ =$$

$$\xi_{vs} = 0.00506$$

$$H_0^{\text{CMP}} = 3530 - 2820 = 710 \text{ kJ/kg,}$$

$$\eta_{ri}^{\text{CMP}} = \left(0.925 - \frac{0.4}{422.5 \times 0.2718} \right) \left(1 + \frac{710 - 600}{20000} \right) (1 - 0.0050)$$

$$\eta_{ri}^{\text{CMP}} = 0.9220$$

f. Cilindro de baja presión

En el recipiente de paso entre el CMP y el CBP, es decir a partir del estado de vapor a la salida del último escalón del CMP hasta la entrada en el primer escalón del CBP; sin recalentamiento intermedio, la separación y las válvulas reguladoras y de corte

$$\frac{\Delta P_{\text{recip}}}{P_{\text{recip}}} = 0.02$$

$$P_{\text{recip}}$$

$$\frac{\Delta P_{\text{recip}} - P'}{P_{\text{recip}}} = 0.02$$

$$P_{\text{recip}}$$

$$P_{\text{recip}} = 0.27 - 0.27 \times 0.02 = 0.2646$$

Para el cálculo de las pérdidas con velocidad de salida, para la que tomamos para el último escalón $d_{2r} = 1.85\text{m}$, $l_2 = 0.95\text{m}$, es decir, el área anular de las paletas del último escalón es:

$$\Omega = \pi(d_{2r} + l_2)l_2 \quad 4.43$$

$$\Omega = \pi(1.85 + 0.95)0.95 = 8.36\text{m}^2$$

Y la relación $\theta_z = d_2 / l_2 = 1.85 / 0.95 = 1.94$

La pérdida de la velocidad de salida

$$\Delta h_{vs} = \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{G_c V_c}{i\Omega} \right)^2 \left(1 + \frac{0.1}{\theta_z - 1} \right) \quad 4.44$$

El consumo de vapor es: $G_c = 313.6\text{kg/sg}$

La presión del agua agotado es 5.9 Kpa ó 0.0059Mpa, siguiendo la línea isoentrópica obtenemos:

$$T = 38^\circ\text{C}$$

$$i = 2225\text{kJ/kg},$$

$$S = 7.23\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$X_c = 0.86$$

$$vc = 19.73\text{m}^3 / \text{sg}$$

$$i = 4 \text{ (número de flujos de los CBP)}$$

Reemplazando valores en la ecuación de pérdida de velocidad de salida:

$$\Delta h_{vs} = \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{313.6 - 19.73}{4 \times 8.36} \right)^2 \left(1 + \frac{0.1}{1.94 - 1} \right)$$

$$\Delta h_{vs} = 61.84 \text{ kJ/kg}$$

El rendimiento se evalúa por la siguiente fórmula

$$\eta_{ri}^{CBP} = 0.870 \left(1 + \frac{H_0^{CBP} - 400}{10000} \right) - \frac{\Delta h_{vs}}{H_0^{CBP}} \quad 4.45$$

$$\xi_{vs}^{CBP} = \frac{\Delta h_{vs}}{H_0^{CBP}} \quad 4.46$$

El salto disponible en el CBP es:

$$H_0^{CBP} = i_{2t} - i_{ct} = 2820 - 2225 = 595 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ri}^{CBP} = 0.870 \left(1 + \frac{595 - 400}{10000} \right) - \xi_{vs}^{CBP}$$

$$\xi_{vs}^{CBP} = \frac{\Delta h_{vs}}{H_0^{CBP}} = \frac{61.84}{595} = 0.1039$$

Entonces

$$\eta_{ri}^{CBP} = 0.8869 - 0.1039 = 0.783$$

Si el proceso de expansión del vapor se opera total o parcialmente por debajo de la curva de saturación, los rendimientos del escalón de regulación $\eta_{ri}^{esc.reg}$, del grupo de escalón de alta y de media presión y de la parte fija de baja presión o toda la turbina de condensación, sin tener en cuenta las pérdidas con velocidad de salida se reducen, lo que se toma en consideración por el coeficiente de corrección $K_{hum} < 1$.

La corrección se refiere solamente al rendimiento de los escalones que trabajan con vapor húmedo;

$$K_{hum} = 1 - a_{hum} \frac{y_1 + y_2}{2}$$

Donde Y_1 y Y_2 son las humedades al principio y al final del proceso de expansión, respectivamente, suponiendo que el vapor se halla en estado de equilibrio, sin tener en cuenta el secado de éste en la parte fija. Se supone que en la turbina se aplica un deficiente sistema de eliminación de la humedad que se toma en consideración por el coeficiente a_{hum} . Si no se dispone de los datos detallados del diseño de la parte fija y del sistema de eliminación de la humedad que se utiliza en esta, se puede tomar un valor $a_{hum} = 0.8$. Entonces siendo:

$$y_1 = 0, y_2 = 0.14$$

$$k_{\text{hum}} = 1 - 0.8 \left(\frac{0 + 0.14}{2} \right) = 0.944$$

$$H_0^{\text{hum}} = i_{v,\text{sat}} - i_{\text{ct}} = 2690 - 2225 = 465 \text{ kJ/kg}$$

y hallamos:

$$\eta_{\text{ri}}^{\text{CBP}} = \eta_{\text{ri}}^{\text{CBP}} \left[1 - (1 - k_{\text{hum}}) \frac{H_0^{\text{hum}}}{H_0^{\text{CBP}}} \right] - \xi_{\text{vs}} \quad 4.48$$

$$\eta_{\text{ri}}^{\text{CBP}} = 0.783 \left[1 - (1 - 0.944) \frac{465}{595} \right] - 0.1039$$

$$\eta_{\text{ri}}^{\text{CBP}} = 0.7442$$

4.3. CALCULO DETALLADO DE LA TURBINA

4.3.1 CILINDRO DE ALTA PRESION

a. ESCALON DE REGULACION DEL CAP

Luego de haber elegido el diámetro del escalón $d=1.1\text{m}$, $h_0=80$

Kj/Kg , $\rho=0.05$ obtenemos la relación de velocidades:

$$\frac{\mu}{c_{\text{fic}}} = \frac{\pi d N}{\sqrt{2000 h_0}} \quad 4.49$$

$$\frac{\mu}{c_{\text{fic}}} = \frac{\pi \times 1.1 \times 50}{\sqrt{2000 \times 80}} = 0.3927$$

Un salto térmico tan grande, como se ha señalado anteriormente, se determina por la necesidad de bajar la temperatura del vapor que baña el rotor de la turbina, reducir el número de escalones del CAP y disminuir en menor grado el rendimiento de la turbina, al variar el régimen de funcionamiento.

Los parámetros delante del primer escalón son:

$$P_o=15.485\text{Mpa}$$

$$T_o=530^\circ\text{C}$$

$$i_o=3390\text{kJ/kg}$$

$$G=422.5\text{kg/sg.}$$

Conocemos que:

$$C_{it} = \sqrt{2h_{o_f}} \quad y \quad 4.50$$

$$C_{it} = \sqrt{2(1-\rho)h_o} \quad 4.51$$

Igualando obtenemos

$$h_{o_f} = (1-\rho)h_o \quad 4.52$$

Reemplazando se obtiene

$$h_{o_f} = (1-0.05)80 \quad 4.53$$

$$h_{o_f} = \rho h_o$$

$$h_{of} = 0.05 \times 80 = 4 \text{ kJ/kg}$$

Del diagrama de Mollier:

$$i_{1t} = i_o h_{of}$$

$$i_{1t} = 3390 - 76 = 3314 \text{ kJ/kg}$$

Donde:

$$P_0 = 12.2 \text{ Mpa}$$

$$T_{1t} = 495^\circ\text{C}$$

$$v_{1t} = 0.0251 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El número de mach esta definido como $M_1 = c_1 / a_1$, o sea la velocidad del flujo expresada en partes de la velocidad del sonido.

En el caso de la expansión isoentrópica, la ecuación de Mach es

$$M_{1t} = \sqrt{\left(\frac{2}{k-1}\right)(\varepsilon_1^{1-k} - 1)} \quad 4.54$$

$$\varepsilon_1 = \text{Relación de Compresión} = \frac{P_1}{P_0}$$

Si en el proceso de expansión, la velocidad del flujo alcanza la del sonido $c_1 = a_1 = a^*$, esta velocidad y los parámetros que le corresponden se denominan **críticos**. La velocidad crítica M es

igual a 1. Reemplazando en la Ec. Anterior, obtenemos la relación crítica de las presiones:

$$\varepsilon^* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 4.55$$

Y la velocidad crítica del flujo es

$$a^* = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} = \sqrt{\left(\frac{2k}{k+1} \right) p_0 v_0} \quad 4.56$$

La relación de presiones a la presión del flujo de frenado, es \bar{p}_0

$$\varepsilon = \frac{p}{\bar{p}_0} \quad 4.57$$

El tipo de flujo para el primer tramo de vapor recalentando, será

$$\varepsilon = \frac{p_1}{\bar{p}_0} = \frac{12.2}{15.485} = 0.7878$$

La relación crítica de las presiones para vapor recalentado como medio fluyente es $\varepsilon^* = 0.5457$.

Como $\varepsilon_1 > \varepsilon^*$ el flujo es subsónico. Además el número de Mach

$$M_{1t} = \frac{C_{1t}}{kp_1} = 0.6327 < 1; \text{ lo que muestra que es un flujo}$$

subsónico.

El área de salida de las coronas de paletas fijas es:

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu C_{1t}} \quad 4.58$$

Donde:

$$C_{1t} = \sqrt{2000h_{of}}$$

$$C_{1t} = \sqrt{2000 \times 80} = 400 \text{ cm/sg.}$$

El coeficiente de consumo μ_1 depende de los parámetros geométricos y de los del régimen de la corona, de acuerdo a la Fig. 4-6 tomando como primera aproximación $\mu = 0.96$, obtenemos

$$F_1 = \frac{422.5 \times 0.0251}{0.96 \times 400} = 0.0276 \text{ cm}^2$$

Para calcular el grado de parcialidad, que es el largo del área ocupado por la corona de paletas fijas con respecto a toda la periferia,

$$e = \frac{F_1}{l_1 \pi d_1 \sin \alpha_{1e}} = \frac{z_1 t_1}{\pi d_1} \quad 4.59$$

El ángulo de escape efectivo α_{1e} se debe establecer teniendo en cuenta que, de un lado, es conveniente disminuir α_{1e} , a fin de elevar la altura de las paletas y elevar el rendimiento del escalón (puesto que la pérdida con velocidad de salida es aproximadamente proporcional a $\sin^2 \alpha_1$ pero por otro lado, la disminución de α_{1e} hace crecer las pérdidas por perfil en las coronas de paletas y aumentar el camino $\frac{\delta_a}{\sin \alpha_1}$ del flujo del vapor por la holgura axial entre las coronas de paletas fijas y rotatorias, que es acompañado del desvío del flujo hacia la periferia y del crecimiento de pérdidas en la holgura. Para los escalones de acción se escoge valores entre 11° a 16° . Escogiendo $\alpha_{1e} = 13^\circ$ determinamos.

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1e}} \quad 4.60$$

$$el_1 = \frac{0.0276}{\pi \times 1 \times \sin 13}$$

$$el_1 = 0.03905\text{m}$$

De la fórmula simplificada para escalones de una sola corona la parcialidad óptima está representada por:

$$e_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{1 + 7ib_2/d}{b_1 + 0.6b_2}} \times \sqrt{el_1} \approx 0.5\sqrt{el_1} \quad 4.61$$

$$e_{\text{opt}} = 0.5\sqrt{3.905} = 0.9881$$

La altura de la paleta fija es:

$$l_1 = \frac{el_1}{e_{\text{opt}}} = \frac{3.902}{0.9881} = 3.95\text{cm.}$$

El perfil se elige con los siguientes datos,

$$M_{1t} = 0.6327$$

$$\alpha_0 = 90$$

$$\alpha_{1e} = 13^\circ$$

de la tabla 4.2 del apéndice se escoge el perfil C-90-15-A, Fig. 4-

7 cuyas características son las siguientes:

$$\alpha_{1e}, \beta_{2e} = 13 - 17$$

$$b_1 = 5.15\text{cm}$$

$$\alpha_{0\text{cal}}, \beta_{\text{cal}} = 70 - 120$$

$$f_1 = 3.3\text{cm}^2$$

$$\bar{t}_{\text{opt}} = 0.70 - 0.85$$

$$J_{\text{min}} = 0.36\text{cm}^4$$

$$M_{1t}^{\text{opt}}, M_{2t}^{\text{opt}} = \text{hasta } 0.85$$

$$W_{\text{min}} = 0.45\text{cm}^3$$

La cuerda del perfil de la corona b_1 se elige de modo que asegure la resistencia necesaria de la paleta y la rigidez del diafragma en el régimen de funcionamiento más duro. Generalmente, para los escalones de acción esta magnitud se halla entre los límites de $b_1 = 40-80\text{mm}$. Para los escalones de reacción, la cuerda de las paletas fijas a menudo es igual a la cuerda de las paletas rotatorias, siendo de 20 a 60mm.

Eligiendo un perfil $b_1=50\text{mm}$, Fig. 4-11, el paso relativo de la corona varía de 0.7 a 0.85 por lo que tomamos

$$\bar{t}_1 = 0.80$$

Entonces el número de paletas fijas es

$$Z_1 = \frac{\pi d e}{b_1 \bar{t}_1} \quad 4.62$$

$$Z_1 = \frac{\pi \times 1 \text{m} \times 0.90881}{0.0515 \times 0.73} = 82.56 \text{m}$$

Escogemos un número entero y par, entonces $Z_1 = 84$. el cambio del paso relativo de la corona de las paletas $\bar{t} = \frac{t}{b}$ influye en la forma del canal entre las paletas, en la distribución de las presiones y en el carácter de la capa límite sobre el perfil. Por consiguiente las pérdidas por razonamiento y las del borde

dependen de \bar{t} . La magnitud del coeficiente de pérdidas de borde ξ_{bord} cambia principalmente debido a la variación del espesor relativo del borde de escape.

$$\frac{\Delta_{\text{bord}}}{\Omega} = \frac{\Delta_{\text{bord}}}{b\bar{t} \text{sen } \beta_{2e}} \quad 4.63$$

Al aumentar el paso, empeora algo del contorno de la espalda del perfil de la corona de paletas fijas: crece el largo relativo de la espalda del perfil en el corte oblicuo y, por consiguiente, aumenta la extensión de la zona divergente en el sector de la espalda. Al disminuir el paso, el diafragma de presiones se hace más favorable, pero siendo el paso muy pequeño pueden surgir sectores divergentes, puesto que el canal a la salida se hace menos convergente.

Además al disminuir \bar{t} , crece las pérdidas de borde, razón por la cual el coeficiente de pérdidas por el perfil para la corona de paletas fijas tiene el valor mínimo a un paso óptimo determinado, Fig. 4-8, $\bar{t}_{\text{opt}} \approx 0.7-0.85$.

El ángulo efectivo α_{1e} se encuentra en función del paso y del ángulo de montaje, tal como se muestra en la Fig. 4-10.

Para $\alpha_{1e} = 13^\circ$, $\bar{t}_1 = 0.73$ se obtiene un ángulo de montaje

$$\alpha_m = 36^\circ$$

El coeficiente de pérdidas de energía, que se ha obtenido a base de los datos de investigaciones estáticas de las coronas planas en las condiciones del flujo regular no turbulento a la entrada a $Re > Re_{ant}$ se halla de las siguientes expresiones;

$$(\xi_f)_{atlas} = \xi'_{perf} k_{\alpha_1}^{perf} k_{entr}^{perf} k_{bord}^{perf} + \left(\xi'_{term} \frac{l}{b} \right) \frac{b_1}{l_1} k_{\alpha_1}^{term} k_{entr}^{term} \quad 4.64$$

Se debe tener en cuenta para aprovechar los datos de las investigaciones estáticas de las coronas planas, al calcular los escalones, que es necesario introducir correcciones que tienen en cuenta las condiciones reales de contorno de paletas en la turbina, o sea

$$\xi_f = \xi_{atlas} + 0.01 \quad a \quad 0.03 \quad 4.65$$

Tomando un valor de 0.02

$$\xi_f = \xi_{atlas} + 0.02 \quad 4.66$$

La altura relativa $\bar{l}_1 = l_1 / b_1$ es igual a

$$\bar{l}_1 = \frac{39.5}{50} = 0.79$$

Y la variación del borde de escape

$$\bar{\Delta}_{\text{bord}} = \frac{\Delta_{\text{bord}}}{\Omega_1} = \frac{\Delta_{\text{bord}}}{b_1 \bar{t}_1 \text{sen } \alpha_{1e}}$$

$$\bar{\Delta}_{\text{bord}} = \frac{0.8}{50 \times 0.73 \times \text{sen } 13^\circ} = 0.0974$$

De la Fig. 4-11 hallamos un $k_{\text{bord}} = 1.2$ luego de la Fig. 4-12 para $M_{1t} = 0.6327$ para un perfil C-90-15A, obtenemos

$$\xi'_{\text{perf}} = 0.018$$

De la Fig. 4-13 para $\alpha_{1e} = 13^\circ$, obtenemos $k_{\alpha 1} = 1.05$. Luego de la Fig. 4-14 obtenemos $k_{\text{entr}} = 1$.

Reemplazando

$$(\xi)_{\text{atlas}} = \left(0.018 \times 1.05 \times 1 \times 1.2 + \frac{0.018 \times 50 \times 1.05 \times 1}{39.5} \right)$$

$$(\xi_f)_{\text{atlas}} = 0.0466$$

Reemplazando en la ecuación 4.66 se obtiene:

$$(\xi_f) = 0.0466 + 0.02$$

$$(\xi_f) = 0.0666$$

El coeficiente de velocidad ϕ , es:

$$\phi = \sqrt{1 - \xi_f} \quad 4.67$$

$$\phi = \sqrt{1 - 0.0666} = 0.97$$

Con la altura relativa de las coronas de paletas fijas

$$\bar{I} = \frac{l_1}{b_1} = \frac{39.5}{50} = 0.79, \left(\frac{b}{l} = 1.27\right) \text{ obtenemos de la Fig. 4-16}$$

un $\mu=0.976$. Este valor obtenido para el coeficiente de consumo μ difiere del asumido por lo que se debe recalcular con $\mu=0.976$.

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu C_{1t}}$$

$$F_1 = \frac{427.5 \times 0.0251}{0.976 \times 400} = 0.027 \text{ cm}^2$$

Tomando $\alpha_{1e} = 13$

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \text{ sen } \alpha_{1e}}$$

$$el_1 = \frac{0.02736}{\pi \times 1 \times \text{sen } 13^\circ}$$

$$el_1 = 0.0386 \text{ m}$$

De la fórmula simplificada, la parcialidad óptima para escalones de una sola corona

$$e_{\text{opt}} = 0.5\sqrt{el_1} \quad 4.68$$

$$e_{\text{opt}} = 0.5\sqrt{0.0386} = 0.09823$$

La altura de la paleta fija es:

$$l_1 = \frac{el_1}{e_{\text{opt}}} = \frac{0.386}{0.09823} = 0.3929\text{m}$$

$$\frac{b_1}{l_1} = \frac{50}{39.29} = 1.27 \text{ (Valor confirmado)}$$

Por lo que $\mu=0.976$ para los cálculos ajustados. Para obtener el coeficiente de velocidad nos remitimos a la Fig. 4-17 con

$$\frac{b_1}{l_1} = 1.27, \text{ con } \alpha_{1e} = 13^\circ \text{ obtenemos } \phi_1 = 0.965$$

Luego el ángulo de salida será

$$\text{sen } \alpha_1 = \text{sen } \alpha_{1e} \frac{\mu_1}{\phi_1}$$

$$\text{sen } \alpha_1 = \frac{\text{sen } 13 \times 0.976}{0.965} = 0.2275$$

$$\alpha_1 = 13.15^\circ$$

La velocidad absoluta de salida es

$$c_1 = \phi c_{1t} = 0.965 \times 38.87 = 376.22 \text{ m/s.}$$

a.1 Triángulo de velocidades de salida.

Las paletas fijadoras en el disco forman la corona de paletas rotatorias y giran junto con el disco a velocidad angular w . De esta manera, la velocidad periférica de la corona de paletas rotatorias es $u = wd/2$ (donde d es el diámetro del escalón). El flujo de vapor precedente de la corona de paletas fijas a velocidad c_1 se dirige a la corona de paletas rotatorias, respecto a la cual posee velocidad relativa w_1 .

Esta última se determinan como diferencia de los vectores c_1 y u , Fig. 4-18 y forma el ángulo β_1 con la dirección de la velocidad periférica u .

La dirección de la velocidad relativa w_2 del vapor a la salida del canal entre las paletas se determinan por el ángulo de escape de la corona de paletas rotatorias β_2 .

La magnitud de la velocidad relativa w_2 puede ser menor o mayor que la de w_1 . Bajo la influencia de la expansión del vapor en la corona de paletas rotatorias se produce la

aceleración del flujo de vapor en su movimiento relativo. Por otro lado, las pérdidas al contornear la corona de paletas rotatorias originan la reducción de la velocidad w_2 .

En el escalón puramente activo a $\rho=0$ la velocidad w_2 siempre es menor que la w_1 , puesto que el vapor no adquiere velocidad, mientras que se producen pérdidas.

La velocidad absoluta de la salida del vapor de los canales entre las paletas receptoras se determina como la suma de los vectores de la velocidad w_2 y de la velocidad periférica μ y se designa con c_2 . Gráficamente la velocidad c_2 se obtiene por el triángulo de velocidades de salida, como se muestra en la Fig. 4-18.

El viraje y la aceleración del chorro de vapor en los canales curvilíneos de la corona de paletas rotatorias se producen bajo la influencia de los siguientes esfuerzos que actúan sobre el chorro de vapor: primero, el chorro de vapor sufre el esfuerzo de reacción de las paredes del canal formando por las paletas receptoras; segundo, el vapor que llena el canal experimenta la diferencia de presiones $p_1 - p_2$ a la entrada y a la salida del canal. Si se designa con R' la resultante de los esfuerzos con los cuales las paletas actúan sobre el chorro de vapor, este último desarrollaría en las paletas el esfuerzo igual, pero directamente contrario al esfuerzo R' Fig. 4-19.

La velocidad periférica de la corona de paletas rotatorias es:

$$u = \pi dn = \pi \times 1 \times 50 = 157.08 \text{ m/sg.}$$

Aplicando la formula de los triángulos oblicuángulos, obtendremos. Fig. 4-21.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + \mu^2 - 2\mu c_1 \cos \alpha_1} \quad 4.69$$

$$w_1 = \sqrt{376.22^2 + 157.08^2 - 2 \times 376.22 \times 157.08 \times \cos 13.15}$$

$$w_1 = 226.10 \text{ m/sg.}$$

$$\beta_1 = \text{sen}^{-1} \left(\frac{c_1 \text{sen} \alpha_1}{w_1} \right) =$$

$$\beta_1 = \text{sen}^{-1} \left(\frac{376.22 \times \text{sen} 13.15}{226.10} \right) =$$

$$\beta_1 = 22.24^\circ$$

La pérdida de energía en las paletas fijas es igual al coeficiente de pérdidas de energía por el salto h_{of} .

$$\Delta h_f = h_{of} \cdot \xi_f \quad 4.70$$

$$\Delta h_f = 76 \times 0.0666 = 5.0616 \text{ kJ/kf}$$

De donde la entalpía para el punto 1 es:

$$\begin{aligned} \dot{i} &= \dot{i}_t - \Delta h_f \\ h_1 &= 3314 + 5.0616 \\ h_1 &= 3308.93 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Del diagrama de Mollier Obtenemos:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{1t} = 12.2 \text{Mpa} \\ t_{1t} &= 497^\circ\text{C} \\ v_{1t} &= 0.02244 \text{m}^3 / \text{kg} \end{aligned}$$

En la corona de paletas rotatorias

$$\begin{aligned} \dot{i}_{2t'} &= \dot{i}_t + h_{0r} \\ \dot{i}_{2t'} &= 3319.06 - 4 = 3315.06 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

De las tablas de vapor:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_{2t'} = 12.2 \text{Mpa} \\ t_{2t'} &= 490^\circ\text{C} \\ v_{2t'} &= 0.02632 \text{m}^3 / \text{kg} \end{aligned}$$

Así mismo para el punto 2t' de las paletas rotatorias calculamos:

$$\begin{aligned} \dot{i}_{2t} &= \dot{i} - h_{or} \\ h_{2t} &= 3319.06 - 4 = 3315.06 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Siendo $S_{2t} = S_1 = 6.43 \text{ kJ/kg}$

De las tablas de vapor para:

$$p_2 = p_{2t} = 12 \text{ MPa}$$

$$S_{2t} = 6.43 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Obtenemos:

$$v_{2t} = 0.02639 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t_{2t} = 492^\circ\text{C}$$

La velocidad relativa teórica de salida del vapor de la corona de paletas rotativas, w_{2t} es igual a

$$w_{2t} = \sqrt{2000 \rho_1 \bar{h}_0 + w_1^2} \quad 4.71$$

$$w_{2t} = \sqrt{2000 \times 0.05 \times 80 + 226 \cdot 10^2}$$

$$w_{2t} = 243.14 \text{ m/s.}$$

El número de Mach, M_{2t} es igual a:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{kp_2 v_{2t}}} \quad 4.72$$

$$M_{2t} = \frac{243.14}{\sqrt{1.327 \times 12 \times 106 \times 0.02639}} = \frac{243.14}{648.25} = 0.375$$

El área de salida de la corona de paletas rotatorias para el régimen subcrítico, es decir a $M_{2t} = 0.3751$ menor que 1, se calcula por:

$$F_2 = \frac{GV_{2t}}{\mu_2 W_{2t}}$$

Tomando como primera aproximación $\mu_2 = 0.93$

$$F_2 = \frac{422.5 \times 0.02639}{0.93 \times 243.14} = 0.0493$$

Tomando como recubrimiento $\Delta_1 = l_2 - l_1 = 3\text{mm}$

$$l_2 = l_1 + \Delta_1$$

$$l_2 = 39.28 + 3 = 42.28\text{mm}$$

El ángulo de escape efectivo de la corona de paletas rotativas es:

$$\text{sen } \beta_{2e} = \frac{F_2}{\pi d_2 e l_2} \quad 4.73$$

Donde

$$d_2 = d_m + l_2$$

$$d_2 = 1 + 0.04228 = 1.04228\text{m}$$

Reemplazando:

$$\text{sen } \beta_{2e} = \frac{0.0493}{\pi \times 1.04228 \times 0.04228} = 0.356$$

$$\beta_{2e} = 20.86^\circ$$

Con

$$M_{2t} = 0.3922 \quad \beta_{2e} = 20.86^\circ \quad \text{y} \quad \beta_1 = 22.24^\circ$$

Elegimos el perfil p-23-14-A, Fig. 4-22 con las siguientes características: dadas en la tabla 4-2.

$$\begin{aligned} \bar{t}_{\text{opt}} &= 0.6 - 0.75 & J_{\text{min}} &= 0.43\text{cm}^4 \\ b_1 &= 2.59\text{cm} & W_{\text{min}} &= 0.39\text{cm}^3 \\ f &= 2.44\text{cm}^2 \end{aligned}$$

Tomando como valor de $\bar{t} = 0.67$ $b_2 = 50\text{mm}$ calculamos el número de paletas z_2 .

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 t_2} = \frac{\pi \times 1}{0.50 \times 0.67} = 93.77$$

$$z_2 = 94 \text{paletas.}$$

Recalculamos \bar{t}_2

$$\bar{t}_2 = \frac{\pi d}{z_2 b_2} = \frac{\pi \times 1}{94 \times 0.05} = 0.668$$

$$\bar{t}_2 = 0.668$$

De la Fig. 4-23 calculamos el ángulo de montaje β_m :

$$\beta_m = 77.3 = 77^\circ 18'$$

El espesor del borde de salida, $\Delta_{\text{borde}} = 0.8\text{mm}$,

$$\bar{\Delta}_{\text{bord}} = \frac{\Delta_{\text{bord}}}{O_2} \quad 4.74$$

$$\bar{\Delta}_{\text{bord}} = \frac{0.8}{b_2 t_2 \text{ sen } \beta_{2e}} \quad 4.75$$

$$\bar{\Delta}_{\text{bord}} = \frac{0.8}{50 \times 0.668 \times \text{sen } 20.86^\circ} = 0.067$$

El coeficiente de pérdidas de energía, obtenido en base a observaciones se halla por:

$$\xi_r = \xi_{\text{perf}} + \xi_{\text{term}} + 0.04 \quad 4.76$$

$$\xi_{\text{perf}} = \xi'_{\text{perf}} k_{\Delta\beta}^{\text{perf}} k_{\text{bord}}^{\text{perf}} k_{\text{entr}}^{\text{perf}} \quad 4.77$$

$$\xi_{\text{term}} = \left(\xi_{\text{perf}} \frac{l_2}{b_2} \right) \frac{b_2}{l_2} k_{\Delta\beta}^{\text{term}} k_{\text{entr}}^{\text{term}} \quad 4.78$$

Los valores lo obtenemos de la siguiente manera:

Con $M_{2t} = 0.3751$ y perfil P-23-14-A obtenemos

$$\xi_{\text{perf}}' = 0.06$$

Con $M_{2t} = 0.3751$ y

$$\Delta_{\beta} = 10 - (\beta_1 + \beta_{2e}) = 180 - (22.24 - 20.86) = 136.9^\circ \text{ en}$$

la Fig. 4-24 obtenemos $k_{\Delta\beta}^{\text{perf}} = 1.16$

Con $\Delta_{\text{bord}} = 0.067$ de la Fig. 4-25 obtenemos $k_{\text{bord}}^{\text{perf}} = 1$

Con $M_{2t} = 0.3751$ de la Fig. 4-26 obtenemos

$$\xi_{\text{term}}' \frac{l_2}{b_2} = 0.06$$

Con $M_{2t} \leq 0.50$ y $\Delta_{\beta} = 138.5^\circ$ de la Fig. 4-24 obtenemos

para las coronas tipo A, $k_{\Delta\beta}^{\text{term}} = 1.4$

De la Fig. 4-27 obtenemos para $\frac{b_2}{l_2} = \frac{50}{42.28} = 1.182$ un

valor $k_{\text{entr}}^{\text{term}} = 1.2$

Reemplazando valores:

$$\xi_{\text{perf}} = 0.06 \times 1.16 \times 1 \times 1 = 0.0696$$

$$\xi_{\text{term}} = 0.06 \times 1.182 \times 1.4 \times 1.2 = 0.1191$$

$$\xi_r = 0.0696 + 0.1191 + 0.04 = 0.2287$$

De la Fig. 4-28 obtenemos para un $\Delta_\beta = 138.5^\circ$ y una altura

relativa $\frac{b_2}{l_2} = 1.182$ un coeficiente de consumo $\mu_2 = 0.942$

Como el coeficiente de consumo calculado $\mu_2 = 0.942$ no difiere demasiado del coeficiente asumido no es necesario recalcular f_2 y l_2

El coeficiente de velocidad ψ_2 la obtenemos de la Fig. 4-29

con $\Delta_\beta = 138.5$, $\frac{b_2}{l_2} = 1.182$ y

$$\theta = d/l = 1000 / 42.28 = 23.65 > 10 \text{ donde } \psi_2 = 0.94.$$

La velocidad relativa de salida del vapor, w_2 es

$$w_2 = \psi_2 w_{2t} = 0.94 \times 243.14 = 228.55$$

Con los valores obtenidos trazamos el triángulo de velocidades de la salida, Fig. 4-30.

$$w_2 = 228.55, \mu_2 = \mu_1 = 157.08, \beta_2 = 19.89^\circ$$

$$\frac{w_2}{\text{sen } \alpha_2} = \frac{c_2}{\text{sen } \beta_2}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2w_2 \cos \beta_2}$$

$$c_2 = \sqrt{157.8^2 + 228.55^2 - 2 \times 157.8 \times 228.55 \times \cos 19.89}$$

$$c_2 = 96.90 \text{ m/sg.}$$

Reemplazando en:

$$\frac{228.55}{\text{sen } \alpha_2} = \frac{96.90}{\text{sen } 19.89}$$

$$\alpha_2 = 53.36^\circ$$

La pérdida de energía, Δh_r en la corona de paletas rotatorias

se calcula por la fórmula:

$$\Delta h_r = \frac{w_{2t}^2}{2} \xi_r = \frac{w_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad 4.79$$

$$\Delta h_r = \frac{243.14^2}{2} (1 - 0.94^2) = 3.44 \text{ kJ/kg}$$

Las pérdidas por velocidad de salida Δh_{vs} esta dado por:

$$\Delta h_{vs} = \frac{c_2^2}{2000} = \frac{96.90^2}{2000} = 4.69 \text{ kJ/kg}$$

Los parámetros del punto 2 de salida son:

$$i_2 = h_{2t} + \Delta h_r \quad 4.80$$

$$h_2 = 3315.06 + 3.44 = 3318.50 \text{ kJ/kg}$$

$$p_2 = 12 \text{ Mpa}$$

$$T_2 = 493^\circ\text{C}$$

$$V_2 = 0.0264 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$S_{2t} = 6.45 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

El rendimiento periférico relativo del escalón es la relación del trabajo del escalón L_u que desarrolla 1kg de vapor a su energía disponible E_0 :

$$\eta_{r,p} = L_u / E_0 \quad 4.81$$

El concepto de energía disponible para un escalón es hasta cierto punto convencional. La energía cinética, con la que el vapor sale del escalón de la turbina, puede considerarse como pérdida provocada por el funcionamiento imperfecto del escalón dado. Al mismo tiempo, en las turbinas múltiples la energía cinética del flujo de vapor que abandona el escalón dado, generalmente se aprovecha (totalmente o parcialmente) en el escalón siguiente. En este caso no hay fundamentos para incluir en la magnitud de la energía disponible del escalón aquella parte de la energía cinética del flujo de vapor de escape que se utilizará en el escalón siguiente. Por esto,

se representa la energía disponible del escalón por la siguiente expresión:

$$E_0 = \bar{h}_0 - \gamma_{vs} \frac{c_2^2}{2} \quad 4.82$$

Donde $\bar{h}_0 = \frac{c_0^2}{2} + h_0$, es el salto térmico disponible del escalón, calculado a partir de los parámetros del frenado \bar{p}_0 e \bar{i}_0 , Fig. 4-31, mientras que $\gamma_{vs} = \frac{c_2^2}{2}$, es la parte de la energía cinética del flujo de vapor que sale del escalón y se aprovecha en el escalón siguiente.

El coeficiente γ_{vs} puede oscilar entre los límites desde cero hasta la unidad. En los casos cuando la energía cinética del flujo de vapor de escape no puede aprovecharse, el coeficiente γ_{vs} será igual a cero; por el contrario, si el diseño permite aprovechar totalmente la energía cinética del flujo de escape en el escalón siguiente, el coeficiente γ_{vs} se toma igual a la unidad.

El rendimiento relativo de las paletas del escalón, calculado como la relación del trabajo del vapor en las paletas a la energía disponible se escribirá como

$$\eta_{r.p} = \frac{L_{\mu}}{E_0} = \frac{L_{\mu}}{\bar{h}_0 \gamma_{vs} \frac{c_2^2}{2}} = \frac{\bar{h}_0 - \Delta h_f - \Delta h_r - \Delta h_{vs}}{\frac{c_0^2}{2} + h_0 - \gamma_{vs} \frac{c_2^2}{2}} \quad 4.83$$

ó

$$\eta_{r.p} = \frac{\bar{h}_0 - (\Delta h_f + \Delta h_r + \Delta h_{vs})}{E_0} \quad 4.84$$

Para el escalón de regulación que funciona aparte, tenemos que $\gamma_{vs} = 0$ o sea que:

$$E_0 = \bar{h}_0 = 80 \text{ kJ/kg}$$

El rendimiento periférico relativo del escalón:

$$\eta_{r.p} = \frac{80 - (4.758 + 1.8746 + 5.59)}{80}$$

$$\eta_{r.p} = 84.725\%$$

El rendimiento interno relativo del escalón se ha calculado como:

$$\eta_{r.i} = \eta_{r.p} - \xi_{roz} - \xi_{parc} - \xi_f - \xi_{hum} \quad 4.85$$

Pérdidas por rozamientos

$$\xi_{\text{roz}} = k_{\text{roz}} \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{\mu}{C_{\text{fic}}} \right)^3 \quad 4.86$$

Pérdidas por admisión parcial

$$\xi_{\text{parc}} = \xi_v + \xi_{\text{segm}} \quad 4.87$$

Pérdidas por ventilación es ξ_v

Pérdidas por segmentación, ξ_{segm}

$$\xi_{\text{segm}} = k_{\text{segm}} \frac{B_2 l_2 + 0.6 B_2' l_2'}{F_1} \left(\frac{\mu}{C_{\text{fic}}} \right) \times \eta_{\text{rp}} \quad 4.88$$

Pérdidas por fugas, ξ_f es:

$$\xi_f = \xi_{\text{jd}} + \xi_{\text{jp}} + \xi_{\text{jr}} \quad 4.89$$

Donde las pérdidas de diafragma, ξ_{jd} es:

$$\xi_{\text{jd}} = \frac{\mu_1 F_1 k_1}{\mu_1 F_1 \sqrt{Z_1}} \times \eta_{\text{rp}} \quad 4.90$$

Y las pérdidas por fugas encima de las paletas rotatorias, ξ_{jp}

es:

$$\xi_{jp} = \frac{\pi d_p \delta_{equiv}}{F_1} \sqrt{\frac{\rho^p}{1 - \rho'_{med}}} \eta_{rp} \quad 4.91$$

Donde:

$$\delta_{equiv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(\delta_a^p)^2} + \frac{1.5z_r}{(\delta_r)^2}}} \quad 4.92$$

Las pérdidas por humedad no existe por encontrarse en zona recalentada, $\delta_{hum} = 0$

El coeficiente experimental $k_{roz} = f(R_{eu}, s/rd)$ varia entre los límites de 0.45×10^{-3} a 0.8×10^{-3} , elegimos $K_{roz} = 0.5 \times 10^{-3}$ y reemplazando en:

$$\xi_{roz} = k_{roz} \frac{d_2}{f_1} \left(\frac{\mu}{C_{fic}} \right)^3 \quad 4.93$$

$$\xi_{roz} = 0.5 \times 10^{-3} \times \frac{1^2}{0.0273} \times \left(\frac{157.08}{400} \right)^3$$

$$\xi_{roz} = 1.089 \times 10^{-3}$$

Para calcular la pérdida de admisión parcial, ξ_{parc} asumimos la constante $k_v = 0.065$; en el caso que la admisión de vapor sea por toda la circunferencia $e=1$, y en caso de una admisión

parcial $e=0.4$, asumimos $e=0.9881$. La reducción de la relación de las velocidades óptimas a cuenta de las pérdidas por rozamiento del disco y de la admisión parcial, obtenemos

$$\frac{\mu}{c_{fic}} = \frac{157.08}{400} = 0.3927$$

El número de coronas en el escalón de velocidad $m=1$, entonces

$$\xi_v = \frac{k_v}{\text{sen } \alpha_{ie}} \times \frac{1-e}{e} \left(\frac{\mu}{c_{fic}} \right)^3 m \quad 4.94$$

$$\xi_v = \frac{0.065}{\text{sen } 13.15} \times \frac{1-0.9881}{0.9881} (0.3927)^3 \times 1$$

$$\xi_v = 2.1 \times 10^{-4}$$

Las condiciones indicadas a la entrada y a la salida del arco del segmento de paletas fijas hacen que los canales extremos de ese segmento, el flujo se altere en un grado considerable en comparación con el flujo principal, lo que acarrea el crecimiento de pérdidas en ellos. Los fenómenos que tienen lugar en los extremos de los segmentos de paletas fijas son muy complejos, y la división de las pérdidas en componentes separados, tienen un carácter convencional. En los cálculos prácticos efectuados para evaluar las pérdidas que surgen en

los extremos de los arcos de admisión del vapor, se puede emplear la fórmula semiempírica.

$$\xi_{\text{segm}} = k_{\text{segm}} \frac{B_2 l_2 + 0.6 B_2' l_2'}{F_1} \left(\frac{\mu}{C_{\text{fic}}} \right) i x \eta_{\text{rp}} \quad 4.95$$

Donde B_2 , B_2' y l_2 , l_2' son el ancho y el alto de la primera y de la segunda filas (en el escalón de velocidad) de las paletas rotatorias; i , el número de los pares de los segmentos de paletas fijas (número de los grupos de las toberas).

Si el escalón se realiza con la admisión del vapor por toda la circunferencia ($e=1$), se debe considerar que $\xi_{\text{segm}} = 0$, es decir, que en los extremos de los segmentos no hay pérdidas.

Se puede tomar $k_{\text{parc}} = 0.25$

Para el escalón de una corona, en el numerador de la expresión 4.95 queda solo el primer sumando o sea:

$$\xi_{\text{segm}} = \frac{k_{\text{segm}} B_2 l_2}{F_1} \left(\frac{\mu}{C_{\text{fic}}} \right) i x \eta_{\text{rp}} \quad 4.96$$

De esta manera, en el caso de la admisión parcial del vapor, el rendimiento del escalón disminuye en la magnitud:

De esta manera, en el caso de la admisión parcial del vapor, el rendimiento del escalón disminuye en la magnitud:

$$\Delta \eta = \xi_{\text{parc}} = \xi_v + \xi_{\text{segm}} \quad 4.97$$

Reemplazando

$$i=1$$

$$l_2=42.28\text{mm}$$

$$F_1=0.0273\text{m}^2$$

$$B_2=b_2 \text{sen } \beta_m = 50\text{mm} \times \text{sen } 77.3 = 48.77\text{mm}$$

Obtenemos:

$$\xi_{\text{segm}} = \frac{0.25 \times 48.77 \times 10^{-3} \times 42.28 \times 10^{-3} \times 0.3927 \times 1 \times 0.8472}{F_1 \times 0.0273} =$$

$$\xi_{\text{segm}} = 6.28 \times 10^{-3}$$

Luego:

$$\xi_{\text{parc}} = \xi_v + \xi_{\text{segm}} \quad 4.98$$

$$\xi_{\text{parc}} = 2.1 \times 10^{-4} + 6.29 \times 10^{-3} = 6.49 \times 10^{-3}$$

El flujo de vapor que ha penetrado en la cámara del escalón fluye por los orificios de descarga, otra parte fluye por la junta

del diafragma, mientras que otra parte de esta es arrastrada por el flujo que sale de las coronas de paletas fijas, Fig. 4-33

La disminución del rendimiento del escalón debido a las fugas en éste se determina por un lado por el hecho de que cierta cantidad de vapor, pasando fuera de la corona de paletas rotatorias, no efectúa en éste trabajo útil, y por el otro, que en las coronas de paletas rotatorias penetra el vapor que no tiene velocidad del flujo principal ni su dirección y en cierto grado frena este último y altera el carácter normal del contorneo de la corona.

Dividiendo convencionalmente esta influencia por el rendimiento del escalón, se puede representar las pérdidas por fugas en el escalón de acción (con diafragma) como la suma de tres componentes.

$$\xi_j = \xi_{jd} + \xi_{jp} + \xi_{jr} \quad 4.99$$

La primera componente, ξ_{jd} se debe al hecho que una parte del vapor pasa por la junta del diafragma, sin entrar en la corona de paletas fijas. Cuando toda la fuga por la junta del diafragma, ΔG_{jd} pasa por los orificios de descarga, sin penetrar en los canales de la corona de paletas rotatorias. Se tendrá.

$$\xi_{jd} = \frac{\mu_1 F_1 k_1}{\mu_1 F_1 \sqrt{z_j}} \eta_{rp} \quad 4.100$$

Donde $F_i = \pi d_1 \delta_1$ es el área de la holgura de la junta. De la Fig.

4-34 para un valor de $\delta / \Delta = 3$ obtenemos $\mu_i = 0.685$

asumimos una holgura radial $\delta_i = 0.3\text{mm}$, de donde:

$$\Delta = 0.3/3 = 0.1\text{mm}$$

$$F_1 = \pi \times 1000 \times 0.3 = 9.42 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

De la Fig. 4-35, para un número de anillos, $z=20$ y para un paso de los anillos de la junta $s=6\text{m}$, donde

$$\frac{\delta_1}{s} = \frac{0.3}{6} = 0.05\text{mm} \quad \text{obtenemos } k_1 = 1.75 \quad \text{calculamos la}$$

pérdida por junta del diafragma, reemplazando valores en la ecuación 4.100

$$\xi_{jd} = \frac{0.685 \times 9.42 \times 10^{-4} \times 1.75 \times 0.8472}{0.976 \times 0.0273 \times \sqrt{20}} =$$

$$\xi_{jd} = 8.02 \times 10^{-3}$$

Las fugas por encima de las llantas depende de las dimensiones de las holguras representadas en la Fig. 4-36

δ_a^p = holgura axial abierta entre el diafragma y la llanta.

δ_r = holgura radial por encima de la llanta.

Y de los coeficientes de consumo por estas holguras. Las holguras indicadas pueden reducirse a una holgura equivalente δ_{equiv} con la misma magnitud de la fuga.

$$\frac{1}{\delta_{\text{equiv}}} = \sqrt{\frac{1}{\mu_a^2 (\delta_a^p)^2} + \frac{z_r}{\mu_r^2 k_j^2 \delta_r^2}} \quad 4.101$$

Donde

μ_r = coeficiente de consumo en la holgura radial.

z_r = número de anillos radiales.

μ_a = coeficiente de consumo de la holgura axial.

Si tomamos $\mu_a = 0.5$, $\mu_r = 0.8$ y $k_j = 1$ entonces

$$\delta_{\text{equiv}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(\delta_a^p)^2} + \frac{1.5z_r}{(\delta_r)^2}}} \quad 4.102$$

Asumiendo $\delta_a^p = 1.5\text{mm}$, $\delta_r = 1.25\text{mm}$ y $z_r = 2$,

Entonces:

$$\delta_{\text{equiv}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(1.5)^2} + \frac{1.5 \times 2}{(1.25)^2}}} = 0.52 \times 10^{-3}$$

Las pérdidas por fugas encima de las paletas rotatorias

$$\xi_{jp} = \frac{\pi d_p \delta_{equiv}}{F_1} \sqrt{\frac{\rho_p}{1 - \rho_{med}}} \eta_{rp} \quad 4.103$$

El grado de reacción periférica ρ_p es igual a:

$$\rho_p = 1 - (1 - \rho_{med}) \left(1 - 1.8 \frac{l_1}{d_p} \right) \quad 4.104$$

$$d_p d + \frac{l_1}{2} = 1 + \frac{39.28 \times 10^{-3}}{2} = 1.01964 \text{m}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \rho_p &= 1 - (1 - 0.05) \left(1 - 1.8 \times 39.28 \times 10^{-3} / 1.01964 \right) \\ \rho_p &= 0.1158 \end{aligned}$$

Y reemplazando valores en ecuación 4.103 se obtiene:

$$\begin{aligned} \xi_{jp} &= \frac{\pi \times 1.0964 \times 0.52 \times 10^{-3}}{0.0273} \sqrt{\frac{0.1158}{1 - 0.05}} \times 0.8472 \\ \xi_{jp} &= 0.0193 \end{aligned}$$

Las pérdidas por arrastre producido por la holgura de la raíz

esta dado por, ξ_{jr}

$$\xi_{jr} = \frac{\pi d_p \delta_{equiv}}{F_1} \sqrt{\frac{1 - \rho_p}{1 - \rho_{med}}} \eta_{rp} \quad 4.105$$

Las pérdidas por arrastre depende de la forma del perfil y del canal de la zona de raíz de la corona de paletas rotatorias. Cuando menor es el grado de reacción $\rho_0 = 1 - (1 - \rho_{med})(1 - 1.8 \frac{l}{d})$, es decir cuanto menor es la convergencia de la corona de paletas rotatorias, tanto mayores son los grado de sensibilidad de la corona al cambio de las condiciones de entrada y la influencia del arrastre $\Delta G_{ji} > 0$ son singularmente desventajosos los escalones calculados para la reacción negativa $\rho_r < 0$.

$$\rho_r = 1 - (1 - 0.08)(1 - 1.8 \times 39.5 \times 10^{-3} / 1) = -0.0175$$

Las pérdidas por arrastre son aproximadamente proporcionales a la magnitud del valor arrastrado $\Delta G_{jr} / G_1$. Siendo $\rho_r = 0$ y la reacción del arrastre radial.

$$\xi_{jr} = \frac{\Delta G_{jr}}{G_1} = 0.021 \quad 4.106$$

Por lo tanto

$$\eta_{ri} = 0.8472 - 1.089 \times 10^{-3} - 6.49 \times 10^{-3} - 0.021 =$$

$$\eta_{ri} = 0.8186$$

El salto térmico utilizado, h_1 es igual a:

$$h_i = \eta_{ri} \times h_0 \quad 4.107$$

$$h_i = 0.8186 \times 80$$

$$h_i = 65.488 \text{ kJ/kg}$$

La potencia interna del escalón esta dado por:

$$p_i = G h_i \quad 4.108$$

$$p_i = 422.5 \times 65.488 =$$

$$p_i = 27668.68 \text{ KW}$$

b. Primera sección del C.A.P.

Para empezar el calculo de la primera sección del cilindro de alta presión, calculamos la fuga de vapor por la junta entre el escalón de regulación y la segunda sección del CAP, donde utilizamos la relación:

$$\Delta G_j = \mu_j F_j \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z_j}} \quad 4.109$$

De la Fig. 4-34 tomamos para $\frac{\delta}{\Delta} = 0.70$ y $\mu_j = 0.75$

siendo; d_j el diámetro de la junta del laberinto.

$$d_j = 0.55\text{m}$$

La holgura radial de la junta de laberinto.

$$\delta_j = 0.0005\text{m}$$

Y el área de la holgura de la junta es:

$$F_j = 0.55 \times 0.0005 \times \pi = 8.64 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

El número de anillos de la junta $z_j = 70$ y los parámetros del vapor detrás de la junta es igual a la que existe delante de la segunda sección y es igual aproximadamente, a la mitad de la presión del vapor en la cámara del escalón de regularización o sea $\varepsilon = 0.5$. sabiendo que:

$$p_0 = 12\text{Mpa}$$

$$T_0 = 493^\circ$$

$$V_0 = 0.0264\text{m}^3 / \text{kg}$$

Entonces:

$$\Delta G_j = 0.75 \times 8.64 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{12 \times 10^6}{0.0264} \times \frac{(1 - 0.5^2)}{70}}$$

$$\Delta G_j = 1.43 \text{ kg/sg}$$

De esta manera el consumo de vapor a la entrada en la primera sección del CAP es:

$$G = 422.5 - 1.43 = 421.07 \text{ kg/sg}$$

El salto térmico de la primera sección del CAP es 142.6 KJ/KG, por cálculos anteriores tenemos que el número de escalones en la sección es $z=4$, entonces el salto térmico de cada escalón, H_{oz} , será aproximadamente.

$$(h_o)_{med} = \frac{H_{oz}}{4} = \frac{142.6}{4} = 35.65 \text{ kJ/kg}$$

$$h_o = c_{fic}^2 / 2000$$

$$c_{fic} = \sqrt{2000 \times h_o} = \sqrt{2000 \times 35.65} = 267.02 \text{ m/sg}$$

Asumiendo el diámetro, $d=0.9$ m, $\rho_{med} = 0.2$ y $\alpha_{ie} 13^\circ$,

entonces:

$$U = \pi d N = \pi \times 0.9 \times 50 = 141.37 \text{ m/sg, y}$$

$$\frac{U}{c_{fic}} = \frac{141.37}{267.02} = 0.53$$

Los salto térmicos de los escalones esta dada por:

$$(h_0)_i = \frac{c_{fic}^2}{2} (1 - \chi_0 (1 - \rho) \sin^2 \alpha_1) = \frac{c_{fic}^2}{2} k_0 \quad 4.110$$

Reemplazando: $c_{fic} = \frac{u}{c_{fic}}$

$$h_0 = 12.3k_0 \frac{d^2}{(\mu/c_{fic})^2} \times \left(\frac{n}{50}\right)^2, \text{kJ/kg} \quad 4.111$$

Para el primer escalón de la sección $x_0 = 0$ y $k_0 = 1$ y para los escalones intermedios $k_0 = 0.92$ a 0.96 , recalculamos d ,

$$35.65 = \frac{12.3 \times 1 \times 0.9^2}{(0.53)^2} \times d^2 \times \left(\frac{50}{50}\right)^2$$

$$d = 0.9023\text{m}$$

Entonces $U = \pi d N = \pi \times 0.9023 \times 50 = 141.37\text{m/sg}$.

que es la misma calculada inicialmente.

Para el primer escalón, del gráfico 4-37 y de las tablas de vapor:

$$v_1 = 0.0264 \text{ m}^3 / \text{sg}$$

$$v_{2t} = 0.0285 \text{ m}^3 / \text{sg}$$

La altura de la parte fija, l_1 es

$$l_1 = \frac{Gxv_{2t}}{20nd^2 \operatorname{tg}_{\alpha^{1e}}(1 - \rho_{\text{med}})} \quad 4.112$$

$$l_1 = \frac{421.07 \times 0.0285}{20 \times 50 \times 0.9023^2 \operatorname{tg} 13^\circ (1 - 0.2)}$$

$$l_1 = 0.08 \text{ m}$$

Si el recubrimiento $l_2 - l_1 = 4 \text{ mm}$, por consiguiente la altura de la paleta rotatoria será

$$l_2 = l_1 + 4 = 0.084 \text{ m}$$

Y el diámetro de la raíz que se mantendrá constante para toda la sección es:

$$d_r = d - l_2 = 0.9023 - 0.084 = 0.8183 \text{ m}$$

$$d_r = 0.8183 \text{ m.}$$

La magnitud del diámetro medio para el último escalón de la sección se evaluará utilizando la ecuación de

continuidad. Para hacer el cálculo es necesario conocer el valor del volumen específico V_{2z} detrás del último escalón de la sección. De la tabla obtenemos:

$$V_{2t} = 0.0381\text{m}^3 / \text{sg} \quad (l_2)_2 = 0.084\text{m}$$

$$V_{2t2} = 0.0285\text{m}^3 / \text{sg} \quad (d_2)_2 = 0.9023\text{m}$$

Aplicando la ecuación de continuidad hallamos la relación:

$$(l_2 d_2)_m = (l_2 d_2)_2 \frac{V_{2t_m}}{V_{2t_2}}$$

$$(l_2 d_2)_m = (l_2 d_2)_2 \frac{(V_{2t})_m}{(V_{2t})_2}$$

$$(l_2 d_2)_m = 0.084 \times 0.9023 \times \frac{0.0381}{0.0285}$$

$$(l_2 d_2)_m = 0.1013\text{m}^2$$

$$(l_2)_m = 0.105\text{m} \quad \text{y} \quad (d_2)_m = 0.965\text{m}$$

El salto térmico isoentrópico, h_0 para todos los escalones menos para el N° 2, esta dado por:

$$h_0 = \bar{h}_0 - \frac{c_0^2}{2} = \bar{h}_0 [1 - \text{sen}^2 \alpha_1 (1 - \rho)] \quad 4.113$$

Reemplazando:

$$h_0 = \bar{h}_0 \left[1 - \sin^2 13^\circ (1 - 0.2) \right] = 0.96 \bar{h}_0$$

$$h_0 = 0.96 \times 36.65 = 34.21 \text{ kJ/kg}$$

Sabiendo que $h_{\text{med}} = 35.65 \text{ KJ/Kg}$, es necesario verificar el coeficiente de calor con la siguiente fórmula:

$$q_{\text{cal}} = k_{\text{cal}} (1 - \eta_{ri}) \left(\frac{z-1}{z} \right) \quad 4.114$$

Donde el coeficiente k_{cal} para las turbinas que solo funcionan en la zona de vapor recalentado ha de tomarse $k_{\text{cal}} = 4.8 \times 10^{-4}$ si línea de proceso se halla en la zona de vapor húmedo se toma $k_{\text{cal}} = 2.8 \times 10^{-4}$ y para las turbinas que pasan de la zona de vapor húmedo, k_{cal} sería entre 3.2 a 4.3×10^{-4} . Entonces el coeficiente de calor es.

$$q_{\text{cal}} = 4.8 \times 10^{-4} (1 - \eta_{ri}) H_0 \left(\frac{z-1}{z} \right) \quad 4.115$$

Reemplazando:

$$q_{\text{cal}} = 4.8 \times 10^{-4} (1 - 0.86) 142.6 \left(\frac{4-1}{4} \right)$$

$$q_{\text{cal}} = 7.18 \times 10^{-3}$$

El número de escalones es:

$$z = \frac{H_0(1 - q_{\text{cal}})}{(h_0)_{\text{med}}} = \frac{142.6(1 + 0.00718)}{35.65}$$

$$z = 4$$

b.1 Consideraciones generales para el cálculo de los escalones.

1. Todos los escalones de la sección se calcularán con el consumo de vapor $G = 421 \text{ Kg/sg}$.
2. En las partes fijas se toma el ángulo de entrada $\alpha_{1e} = 13^\circ$ constante por la altura para todos los escalones de la sección.
3. Las paletas rotatorias se fabrican cortándolas en la periferia y con lo mismo el ángulo β_{1e} en el diámetro medio disminuye algo de escalón a escalón. Perfilar el cálculo del último escalón y de acuerdo con la variación del diámetro medio tomar el ángulo β_{2e} partiendo de los datos de este escalón.
4. Para todos los escalones de la sección se han tomado constante las cuerdas de los perfiles de las paletas fijas y rotatorias, $b_1 = 160\text{mm}$ y $b_2 = 70\text{mm}$, respectivamente.

Estos datos se aprovechan conforme a la Fig. 4-37 y 4-38, los coeficientes de consumo de velocidad.

5. Todos los escalones se constituyen con la altura cilíndrica de cinta en las paletas rotatorias y con el recubrimiento $l_2 - l_1 = 4\text{mm}$. Aunque los recubrimientos junto a la periferia y la raíz se toman diferentes, al hacer cálculo no tendremos en cuenta diferentes valores de los diámetros medios de las coronas de paletas fijas y rotatorias, las alturas de las paletas se determinan con la precisión de hasta 0.5mm.
6. El grado de reacción de la raíz se mantendrá constante igual a $\rho_1 = 0.06$ para todos los escalones de la sección, que asegure, incluso con cierta desviación de las dimensiones de las ciertas, el flujo convergente para toda la altura de la corona de paletas rotatorias.
7. El grado de reacción media, ρ_{med} se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{1 - \rho_r}{1 - \rho_{\text{med}}} = 1 + 1.8 \frac{z}{d_2} \quad 4.116$$

8. El grado de reacción periférica, ρ_p se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{1 - \rho_p}{1 + \rho_{med}} = 1 + 1.8 \frac{l_2}{d_2} \quad 4.117$$

9. En todos los escalones excepto el último, se presupone el pleno aprovechamiento de velocidad de salida C_2 en el escalón siguiente, lo que a $80^\circ < \alpha_2 < 100^\circ$ y suave contorno de la paleta fija es absolutamente realizable. De esta manera, en todos los escalones, excepción del último, la energía disponible es igual a:

$$E_0 = h_0 - \Delta h_{vs} \quad 4.118$$

10. Para el último escalón:

$$E_0 = \bar{h}_0$$

11. Los triángulos de velocidades de los escalones de la sección están representados en la Fig. 4-39. Como demuestra el cálculo, en todos los escalones la desviación de la velocidad de salida de la dirección axial, es decir del ángulo $\alpha_2 = 90^\circ$ no es grande, siendo en el peor de los casos 3° de desviación.

12. El rendimiento relativo de la paleta del escalón está determinado por:

$$\eta_{r.p.} = \frac{-\mu(W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2)}{E_0} \quad 4.119$$

donde se utiliza en el cálculo de los escalones el diámetro medio. La reacción en la periferia se toma en cuenta sólo al calcular las fugas.

13. Las pérdidas por fugas en la junta del diafragma, ξ_{jd} está dada por:

$$\xi_{jd} = \frac{\mu_j F_j k_j}{\mu_1 F_1 \sqrt{z_j}} \eta_{r.p} \quad 4.120$$

El término $\frac{\mu_j F_j}{\sqrt{z_j}} = \frac{0.75 \times 8.64 \times 10^{-4}}{70} = 0.77 \text{cm}^2$

es igual para todos los escalones.

14. La pérdida por fuga por encima de las paletas rotatorias se ha calculado por la siguiente fórmula:

$$\xi_{jp} = \frac{\pi d_p \delta_{equiv}}{F_1} \sqrt{\frac{\rho_p}{1 - \rho_{med}}} \cdot \eta_{rp} \quad 4.121$$

Donde: $d_p = d - l_2$, varía de escalón a escalón.

$$\xi_a^p = \text{holgura axial} = 2\text{mm}$$

$$\xi_r = \text{holgura radial} = 1.5\text{mm}$$

$$z_r = \text{número de anillos} = 2$$

$$\delta_{\text{equiv}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(\delta_a^p)^2} + \frac{1.5z_r}{\delta_r^2}}} \quad 4.122$$

$$\delta_{\text{equiv}} = 0.65\text{mm}$$

15. Las pérdidas por rozamiento del disco, está dado por:

$$\xi_{\text{roz}} = k_{\text{roz}} \left(\frac{d^2}{F_1} \right) \left(\frac{\mu}{c_{\text{fic}}} \right)^3 \quad 4.123$$

Donde k_{roz} se determina de la Fig. 4-40. En turbinas potentes, estas pérdidas por rozamiento no son grandes y en ninguna parte superan $\xi_{\text{roz}} = 0.1\%$

16. El rendimiento interno relativo del escalón viene a estar dado por

$$\eta_{ri} = \eta_{rp} - (\xi_{jd} + \xi_{jp} + \xi_{roz}) \quad 4.124$$

17. El salto térmico utilizado en el escalón es:

$$h_i = E_o \eta_i \quad 4.125$$

18. La potencia interna del escalón es:

$$p_i = Gh_i \quad 4.126$$

19. La entalpía delante del siguiente $n+1$ ésimo escalón se determina por:

$$(i_0)_{n+1} = (i_0)_n + \left(\frac{c_0^2}{2}\right)_n - (h_i)_n - \left(\frac{c_0^2}{2}\right)_{n+1} \quad 4.127$$

20. La entalpía de vapor a la salida de la sección es:

$$(i_2)_z = (i_0)_z + \left(\frac{c_0^2}{2}\right)_z - (h_i)_z \quad 4.128$$

21. Se ha tomado la cuerda de las paletas fijas bastante grandes ($b_1=160\text{mm}$) debido a la necesidad de asegurar la fiabilidad de los diafragmas ya que se hallan bajo la acción de un considerable salto de presiones, y el de las paletas rotatorias ($b_2=70\text{mm}$) debido a la alta potencia de la sección.

22. El valor de la constante $\frac{c_0^2}{2}$ es:

$$\bar{h}_0 = h_0 + \frac{c_0^2}{2} = 0.96\bar{h}_0 + \frac{c_0^2}{2}$$

$$\frac{c_0^2}{2} = 0.04\bar{h}_0 = 0.04 \times 35.65 = 1.426 \text{ kJ/kg}$$

Valor que se toma para todos los escalones de esta sección excepto para el escalón No. 2 en el

$$\text{que } \frac{c_0^2}{2} = 0$$

23. Se supone que después del escalón No. 2, en todos los escalones se aprovecha totalmente la energía de velocidad por lo tanto $x_{vs} = 1$.

24. Se mantiene el diámetro de la raíz constante hallado en el escalón No. 2 para todos los escalones restantes, donde estos variarán su diámetro medio para cada escalón.

c. Segunda sección del C.A.P.

El consumo de vapor en la sección lo encontraremos teniendo en cuenta la admisión del vapor que pasa por la junta intermedia entre las secciones, hallada

anteriormente como $\Delta G = 1.43 \text{ kg/sg}$ y la fuga de vapor por la junta terminal detrás del quinto escalón ΔG_j

$$F_j = \pi d_j \delta_j$$

$$F_j = \pi 0.6 \times 0.56 \times 10^{-3}$$

$$F_j = 1.06 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{para : } d_j = 0.6 \text{ m}$$

$$\delta_j = 0.56 \text{ mm}$$

Asumimos con número de anillo de la junta $z_1=50$ $\mu_j=0.73$ y la relación de presiones

$$\varepsilon = 0.5, \quad p_0 = 6.33 \text{ Mpa} \quad \text{y} \quad v_0 = 0.043 \text{ m}^3 / \text{sg} . \text{ Luego}$$

el consumo de vapor es

$$\Delta G_1 = \mu_j F_j \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z_j}} \quad 4.129$$

$$\Delta G_1 = 0.73 \times 1.06 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{6.33 \times 10^{-6}}{0.043}} \times \sqrt{\frac{1-0.5^2}{50}}$$

$$\Delta G_1 = 1.16 \text{ kg/sg}$$

Luego el consumo de vapor que pasa por la sección es:

$$G = 421.7 + 1.43 - 1.16 = 421.34 \text{ kg/sg}$$

La presión del vapor delante del primer escalón de la sección es igual a: $p_0 = 7.94 \text{ Mpa}$.

La presión ha sido calculada por la ecuación mezcla, tomando en consideración el calentamiento del flujo principal por el vapor de alta temperatura que pasa por la junta intermedia (la entalpía es igual a la del vapor en la cámara del escalón de regulación):

$$i_0 = \frac{3216.545 \times (421.07 - 1.16) + 3338 - 65 \times 1.43}{(421.07 + 1.43 - 1.16)}$$

$$i_0 = 3216 \text{ kJ/kg}$$

Para el cálculo de los valores geométricos se efectúa en forma análoga al realizado en la primera sección, es decir

$$\text{tomamos } \alpha_{1e} = 13, p_{\text{med}} = 0.3, \frac{\mu}{C_{\text{fic}}} = 0.55 \quad \text{y}$$

$$d = 0.936 \text{ m.}$$

El salto térmico medio, $h_{0\text{med}} = 35.65 \text{ kJ/kg}$ entonces calculamos la altura de la paleta fija:

$$l_1 = \frac{Gv_{2t}}{20nd^2 \text{tg} \alpha_{1e} (1 - \rho_{\text{med}})} \quad 4.130$$

$$l_1 = \frac{421.34 \times 0.0423}{20 \times 50 \times (0.936)^2 \text{tg} 13 (1 - 0.3)}$$

$$l_1 = 0.1258 \text{ m}$$

Teniendo en cuenta el recubrimiento $l_2 - l_1 = 4 \text{ mm}$ la altura de la paleta rotatoria será:

$$l_2 = l_1 + 4\text{mm}$$

$$l_2 = 0.1258 + 0.004 = 0.1298\text{m}$$

Siendo constante el diámetro de la raíz:

$$d_r = d - l_2$$

$$d_r = 0.936 - 0.1298 = 0.8062\text{m}$$

Para el cálculo del último escalón

$$(l_2 d_2)^9 = (l_2 d_2)^6 \frac{(v_2)^9}{(v_2)^6}$$

$$(l_2 d_2)^9 = (0.1298 \times 0.936) \frac{(0.0623)}{(0.0423)}$$

$$(l_2 d_2)^9 = 0.1789$$

Para: $(l_2)^9 = 180\text{mm}$, $(d_2)^9 = 0.9938\text{m}$ el

coeficiente de retorno de calor es:

$$q_{\text{cal}} = k_{\text{cal}} (1 + \eta_{ri}) H_0 \left(\frac{z-1}{z} \right) \quad 4.131$$

$$q_{\text{cal}} = 4.8 \times 10^{-3} (1 - 0.86) 142.6 \left(\frac{4-1}{4} \right)$$

$$q_{\text{cal}} = 0.0955 \text{kJ/kg}$$

El número de escalones es:

$$z = \frac{H_0(1 + q_{\text{cal}})}{(H_0)_{\text{med}}} = \frac{142.6(1 + 0.0955)}{35.65} = 4.38$$

$z = 4.38$ ó 4 escalones.

c.1 Consideraciones generales para la segunda sección del CAP.

1. Puesto que los escalones en la segunda sección son más flabeleados que en la primera ($\theta = 6.9$ a 5.0), para calcular el grado de reacción se utiliza la fórmula:

$$\frac{1-p}{1-p_r} = \left(\frac{r}{r_r} \right)^{-1.9} \quad 4.132$$

la reacción de raíz $\rho_r = 0.07$ es constante.

2. Para todas las coronas de paletas fijas se ha elegido $\alpha_{ie} = 140^\circ$ =constante, y el ángulo $\beta_i = 140^\circ$ disminuye algo en el diámetro medio de escalón a escalón.

3. El recubrimiento en todas las partes es igual a $l_2 - l_1 = 4\text{mm}$. Las cuerdas de los perfiles $b_1 = 50\text{mm}$ y $b_2 = 80\text{mm}$.

4. Para el cálculo de las pérdidas por fugas se ha

tomado en las juntas del diafragma $\frac{\mu_j F_j}{\sqrt{z_j}} = 2.7 \text{cm}^2$ y

en las juntas encima de la llanta $\delta_a = 2.5 \text{mm}$,

$\delta_r = 2 \text{mm}$ y $z_r = 2$ es decir la holgura equivalente:

$$\delta_{\text{equiv}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(\delta_a^p)^2} + \frac{1.5z_r}{(\delta_r)^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{(2.5)^2} + \frac{1.5 \times 2}{(2)^2}}}$$

$$\delta_{\text{equiv}} = 0.848$$

5. La presión final del vapor detrás del CAP es $p=3.7 \text{Mpa}$.

6. El rendimiento de la segunda sección del CAP es:

$$\eta_{ri}^{\text{ICAP}} = 0.8719$$

7. El salto térmico utilizado, h_i es igual a

$$h_i = \eta_{ri} x h_0 = 0.8179 \times 143.6 = 125.20 \text{kJ/kg}$$

8. La potencia interna es:

$$p_i = Gh_i = 421.34 \times 125.20 = 52753 \text{KW}$$

4.3.2 CILINDRO DE MEDIA PRESION (CMP)

El consumo de vapor en el CMP teniendo en cuenta la toma de vapor y las fugas es $G=388\text{kg/sg}$, entonces en cada cámara habrá un flujo de 194kg/sg . Con la finalidad de poder bajar la temperatura hasta menos de 500°C , tomamos entonces $h_o= 100\text{kJ/kh}$ para el primer

escalón (No. 12) . Los demás escalones se calculan para $\left(\frac{U}{C_{\text{fic}}}\right)_{\text{opt}}$.

Tomemos el diámetro del primer escalón $d=1.3\text{m}$ y α_{1e} y $\rho_{\text{med}} = 0.2$, hallamos la altura de la paleta fija:

$$l_1 = \frac{Gv_{2t}}{20nd^2 \text{tg} \alpha_{1e} (1 - \rho_{\text{med}})} \quad 4.133$$

$$l_1 = \frac{194 \times 0.1393}{20 \times 50 \times 1.3^2 \text{tg} 13^\circ (1 - 0.2)}$$

$$l_1 = 0.08662\text{m}$$

$$l_2 = l_1 + 0.004 = 0.08662 + 0.004$$

$$l_2 = 90.62\text{m}$$

El diámetro de la raíz, d_r es constante

$$d_r = d - l_2 = 1300 - 90.62 = 1209.38\text{mm}$$

$\frac{\mu}{C_{fic}}$ varía de 0.53 a 0.58 a partir del segundo escalón hasta el último.

La altura disponible es de $H=3530-2820=710\text{kJ/kg}$, la presión del vapor detrás del CMP es de 0.27Mpa .

Los escalones se fabrican con paletas de perfil variable. Para el primer escalón $h_0 = 100\text{kJ/kg}$ y para las restantes $h_0 = 61\text{kJ/kg}$

El número de escalones es igual a $z=11$.

$$h_0 = 10 \times 61 + 100 = 710\text{kJ/kg}$$

Para el primer escalón $\alpha_{1e} = 14^\circ$, y la cuerda de paleta fija $b_1 = 110\text{mm}$, aquí es posible disminuir la cuerda debido a que las paletas fijas no se disponen en el diafragma, sino en el cuerpo que es más rígido. En los demás escalones $\alpha_{1e} = 17^\circ$ y $b_1 = 140\text{mm}$.

Las paletas rotatorias se calculan para $b_2 = 60\text{mm}$.

La reacción de raíz en todos los escalones se ha tomado $\rho_r = 0.08$.

El aumento del grado de reacción en los escalones del CMP , igual que en los CMP , no es peligroso desde el punto de vista del esfuerzo axial , debido a que cada uno de los dos cilindros es de dos flujos ; al mismo tiempo , a medida que crece , va mejorando el contorno de la corona de paletas rotatorias . Sin embargo en los escalones del diafragma , la reacción mayor aún haría alargar inadmisiblemente el rotor del CMP, y por cuanto al mayor grado de reacción le corresponde el menor salto térmico disponible y por consiguiente, el mayor número de escalones.

La determinación de las reacciones media y periférica en los primeros escalones del CMP se efectúa por las fórmulas:

$$\frac{1 - \rho_p}{1 - \rho_{med}} = 1 - \frac{1}{d} \quad 4.134$$

$$\frac{1 - \rho_r}{1 - \rho_{med}} = 1 + \frac{1}{d} \quad 4.135$$

Y en los escalones siguientes, por:

$$\frac{C_{1t}^2}{(C_{1t})_{con}^2} = \left(\frac{r}{r_{con}} \right)^{-2\phi^2 \cos^2 \alpha_1} \quad 4.136$$

Las tomas de vapor se tomarán después del tercer (No. 13), del quinto (No. 15) y del séptimo (No. 17).

4.3.3 CILINDRO DE BAJA PRESION

- El flujo de vapor en cada flujo del CBP constituye la cuarta parte, teniendo en cuenta la toma de vapor y la fuga, es igual a $G = 73.6 \text{ kJ/kg}$.

- Las tomas de vapor se efectúan después del segundo escalón del CBP y antes del último escalón.

La relación de velocidades varía entre 0.58 a 0.68.

- Tomamos como diámetro inicial $d=1.600\text{m}$.
- El salto disponible es de $h_o=2820-2240=580\text{kJ/kg}$.
- El grado de reacción de raíz del escalón es de $\rho_r = 0.3$ y para los demás escalones será de 0.2.
- El número de escalones es de 5.
- El último escalón $h_o=200\text{kJ/kg}$.
- Los demás escalones $h_o =95\text{kJ/kg}$.
- El área equivalente de las juntas diafragma es de $\frac{\mu_j F_j}{\sqrt{z_j}} = 10\text{cm}^2$.
- Tomamos $\delta_{\text{equiv}} = 0.8\text{mm}$
- Los cuatro últimos escalones trabajan con vapor húmedo donde;

$$\xi_{\text{hum}} = 2 \frac{\mu}{C_{\text{fic}}} (0.9y_0 + 0.55(y_2 - y_0)) \quad 4.137$$

Y_0 = grado inicial de la humedad.

- En el primer escalón de ángulo $\alpha_1 = 10^\circ$, con esto se consigue disminuir la longitud de las paletas a su difícil proceso de fabricación pero es desfavorable debido a que ocasiona pérdidas en el contorno. Para las demás se da un ángulo progresivo.

Para el cálculo de las demás escalones de la turbina se sigue en forma análoga los mismos pasos, cuyos valores obtenidos se muestran en las tablas de resultados (4-3) al final de este capítulo.

Así mismo trazamos en forma aproximada en el diagrama i-s, Fig. 4-41 todo el proceso de expansión del vapor en la turbina.

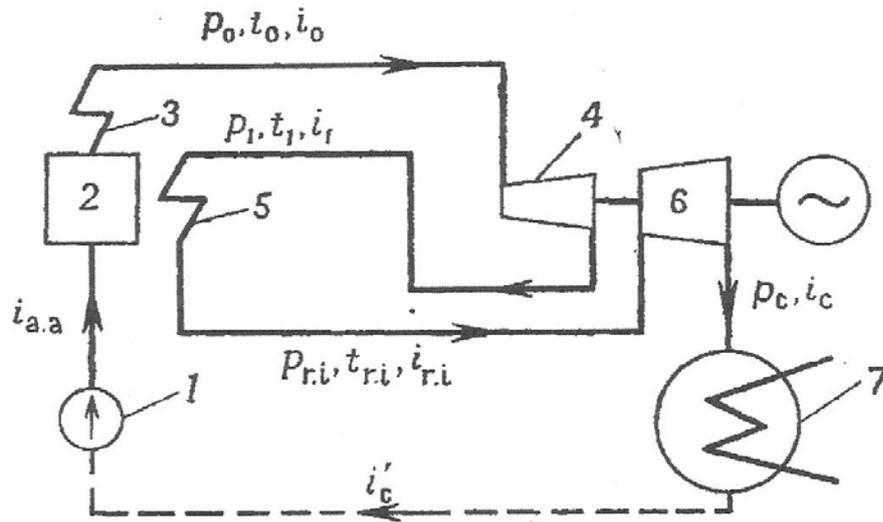


Fig. 4-1 Esquema principal de la instalación termoenergética con recalentamiento intermedio del vapor.
 1, bomba de alimentación; 2, generador de vapor; 3, recalentador; 4, parte alta de la turbina; 5, recalentador intermedio; 6, parte de baja presión de la turbina; 7, condensador.

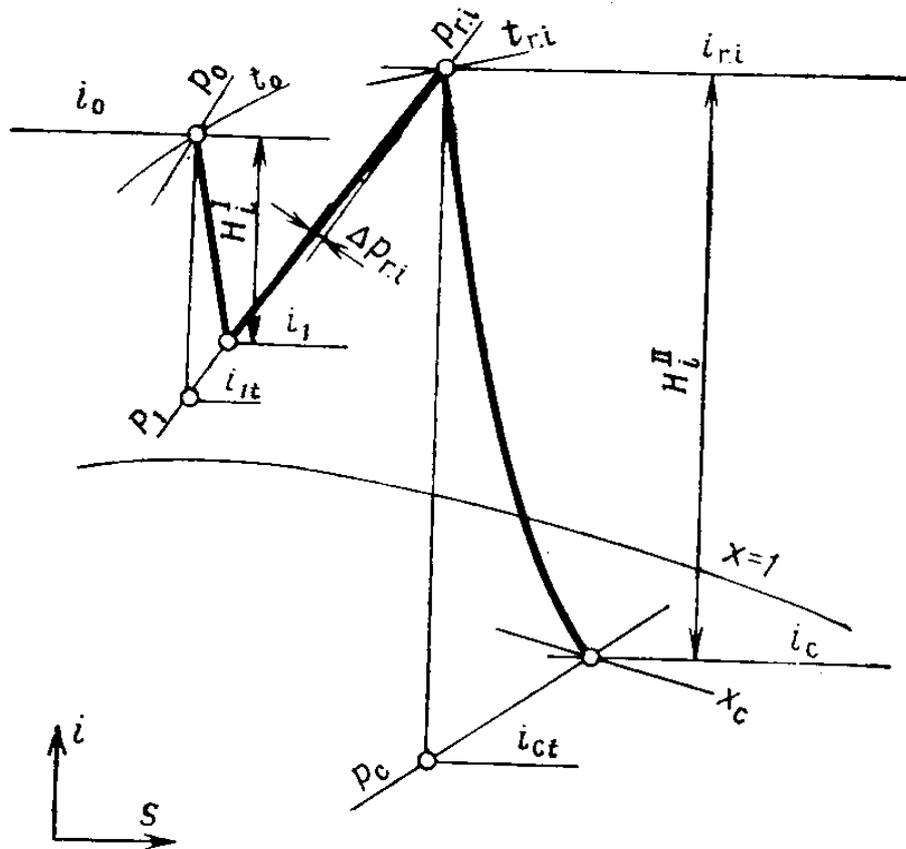


Fig. 4-2. Proceso de expansión del vapor en el diagrama i - S para la turbina con recalentamiento intermedio del vapor. Con una pérdida en el conducto no mayor del 10%, P_{ri}

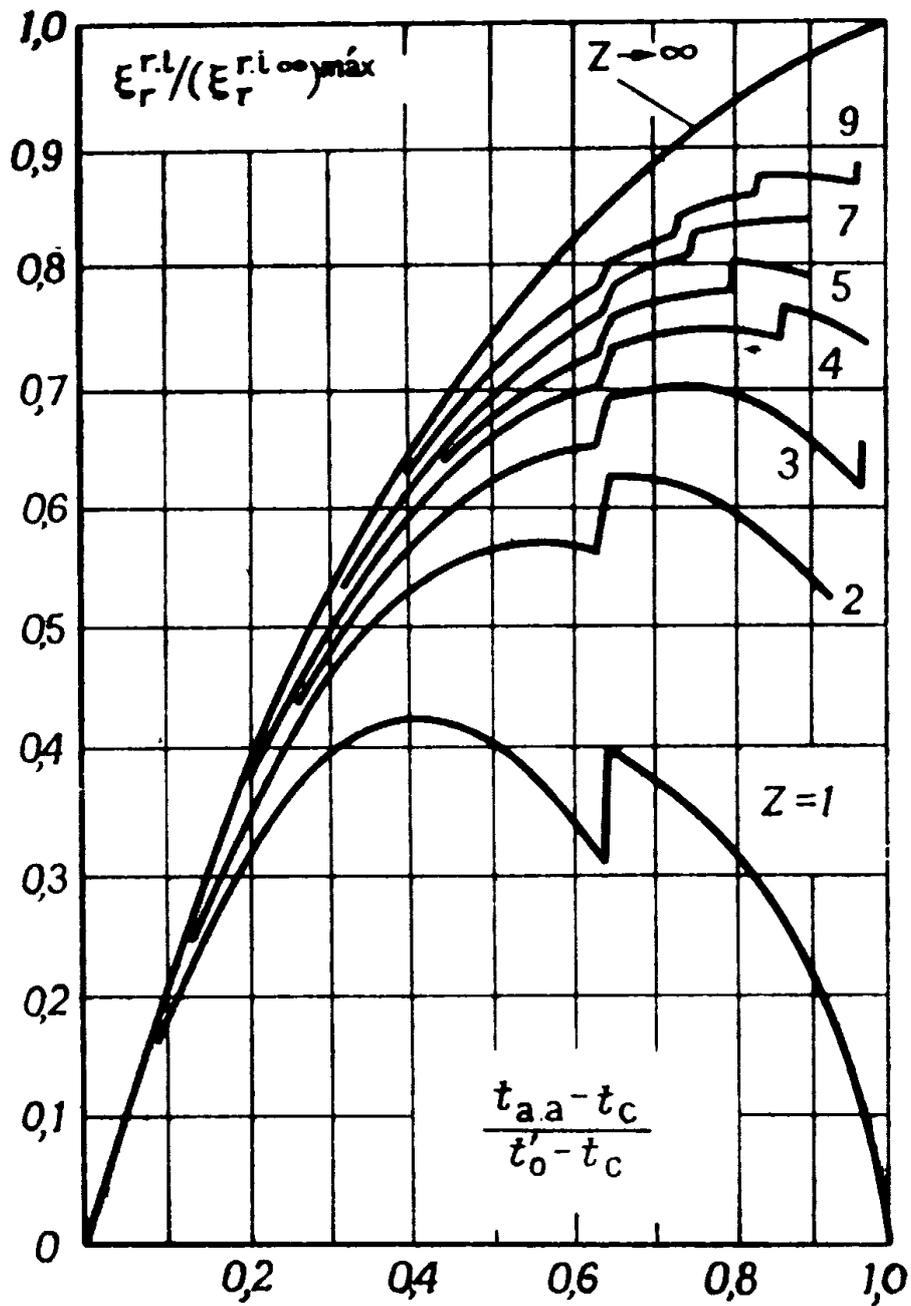


Fig. 4-3. Ventaja relativa en el consumo de calor específico ζ_r , en comparación con la ventaja máxima posible, siendo infinito el número de tomas de vapor, en función de la temperatura del agua de alimentación para la instalación con recalentamiento intermedio del vapor.

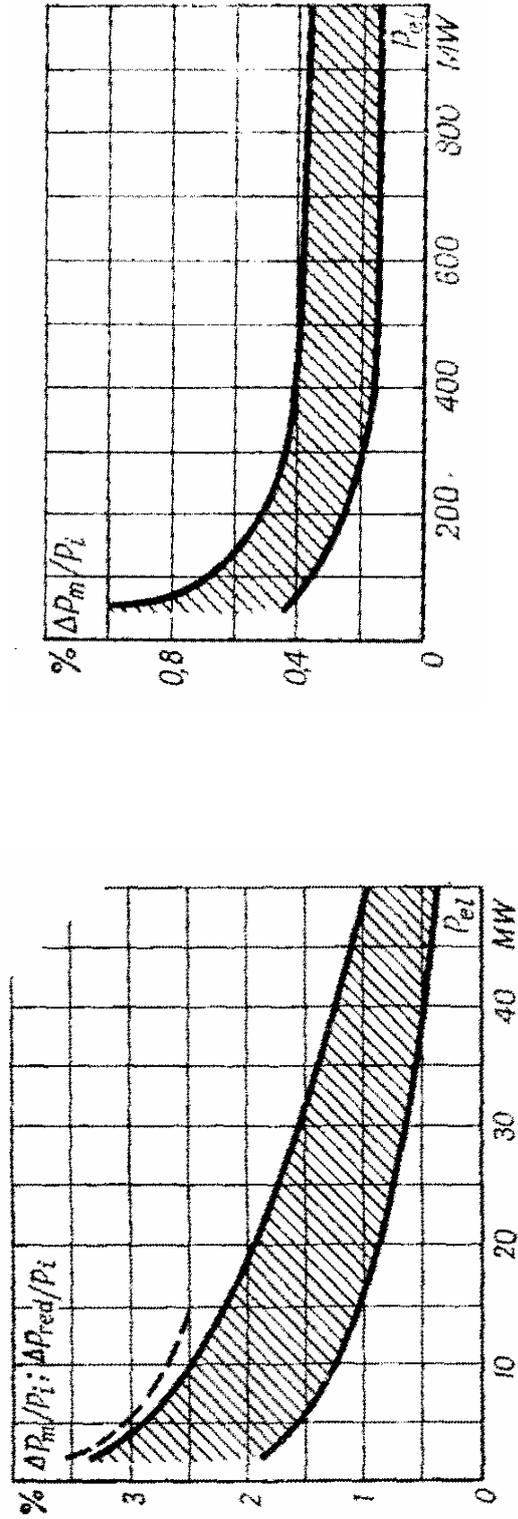


Fig. 4-4. Pérdidas mecánicas en el turbogruppo.
 ----- Pérdidas en el reductor

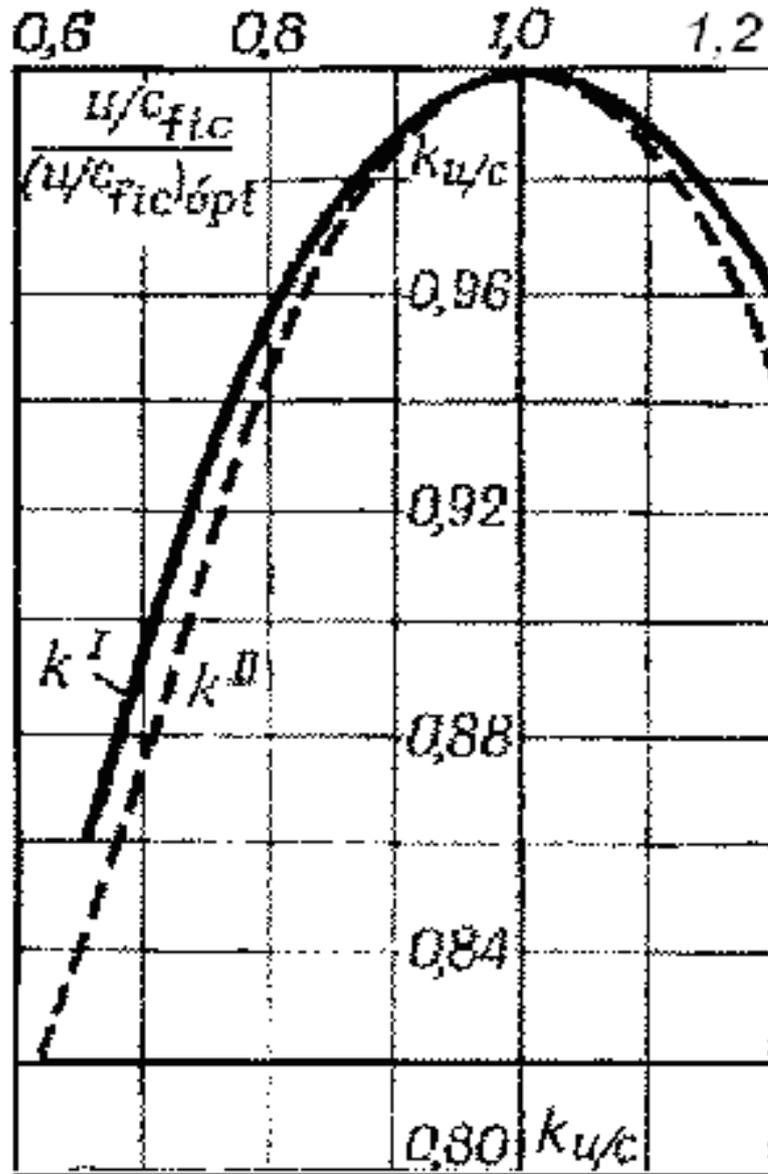


Fig. 4-5. Corrección del rendimiento del escalón de regulación, al desviarse la relación de las velocidades u/c_{fic} del valor óptimo.

k^I , para escalones de una corona; k^{II} , para escalones de velocidad de dos coronas.

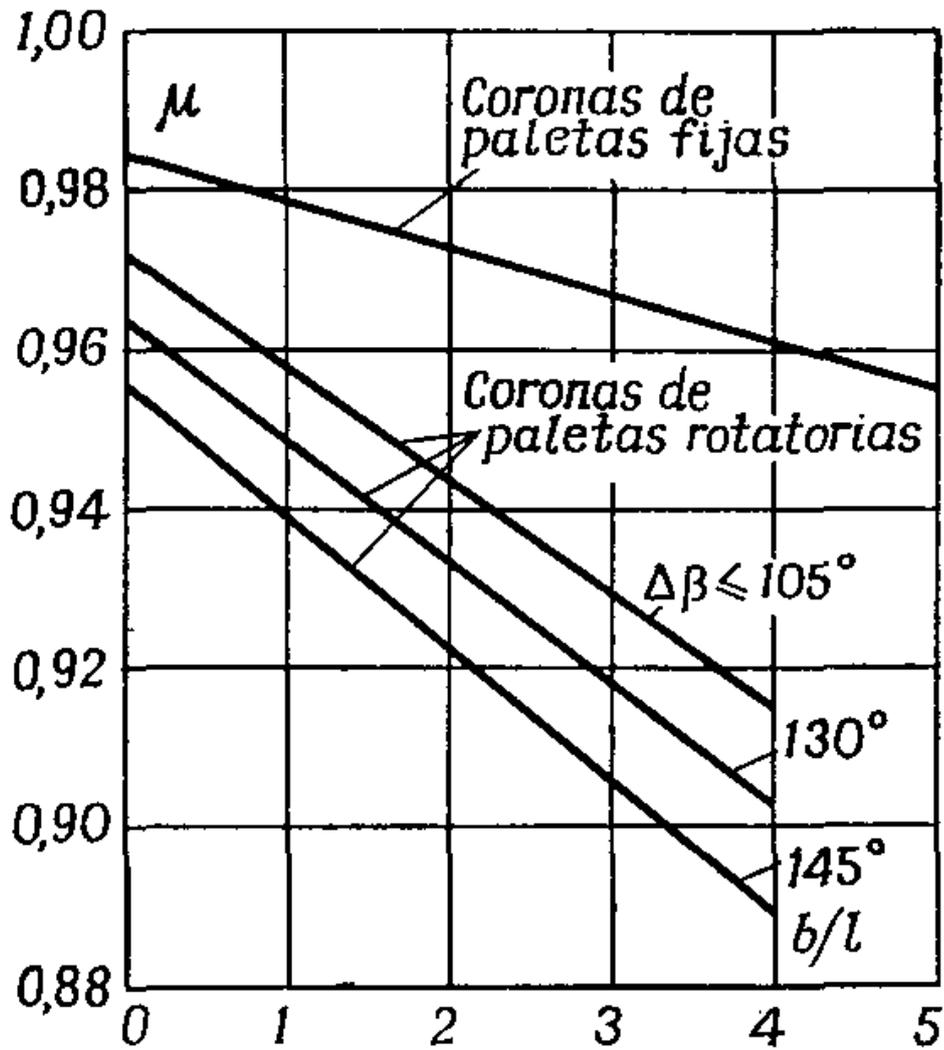


Fig. 4-6. Coeficientes de consumo para las coronas de paletas anulares de turbina μ_1 y μ_2 en función de la altura relativa de las coronas de paletas $1 = 1/b$ y del ángulo de viraje del flujo

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 \text{ y } \beta_{2e}).$$

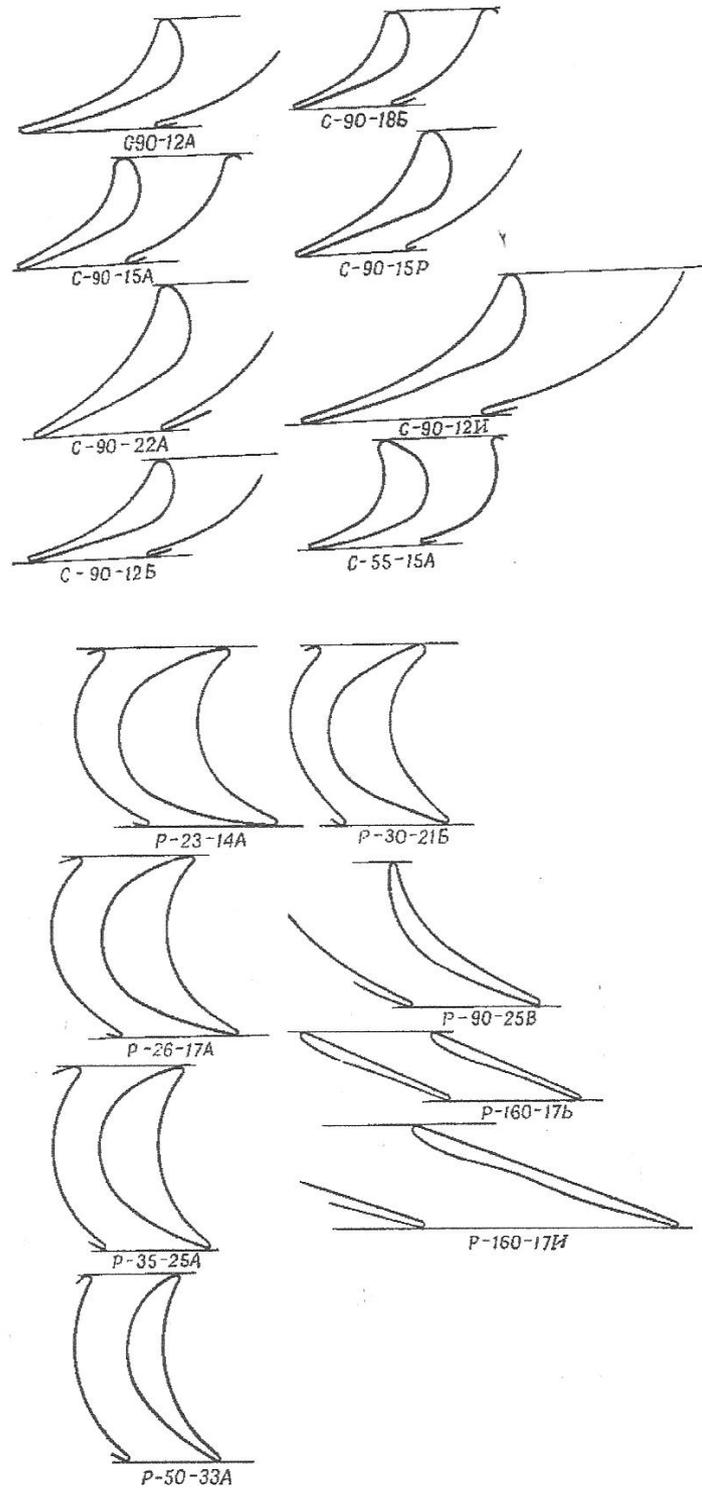


Fig. 4-7. Los perfiles más difundidos, elaborados en el MEI

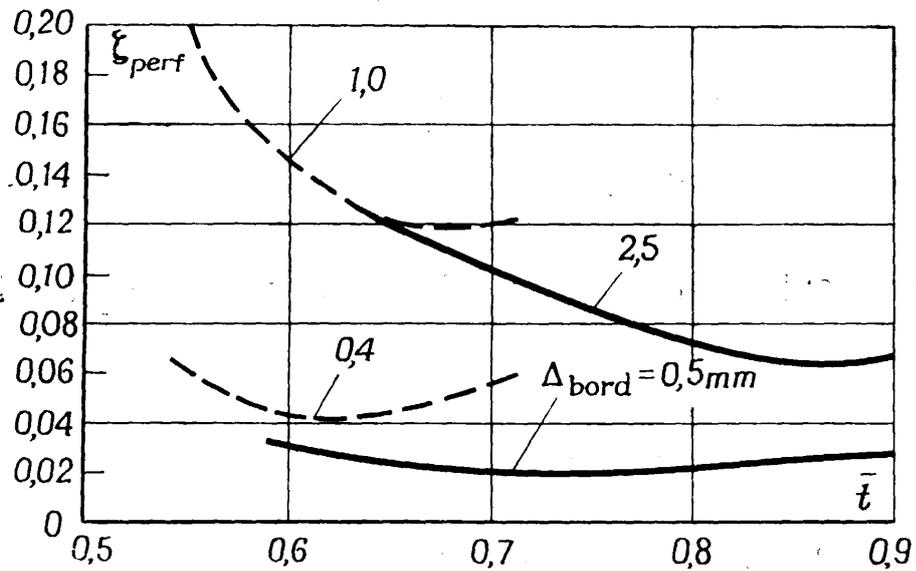


Fig. 4-8. Coeficiente de pérdidas por perfil en función del paso relativo de la corona de paletas \bar{t} y del espesor del borde de escape Δ_{bord} , _____ para la corona de paletas fijas C-90-15A con $b_1 = 50 \text{ mm}$; ---- para la corona de paletas rotatorias P-30-21A con $b_2 = 25 \text{ mm}$.

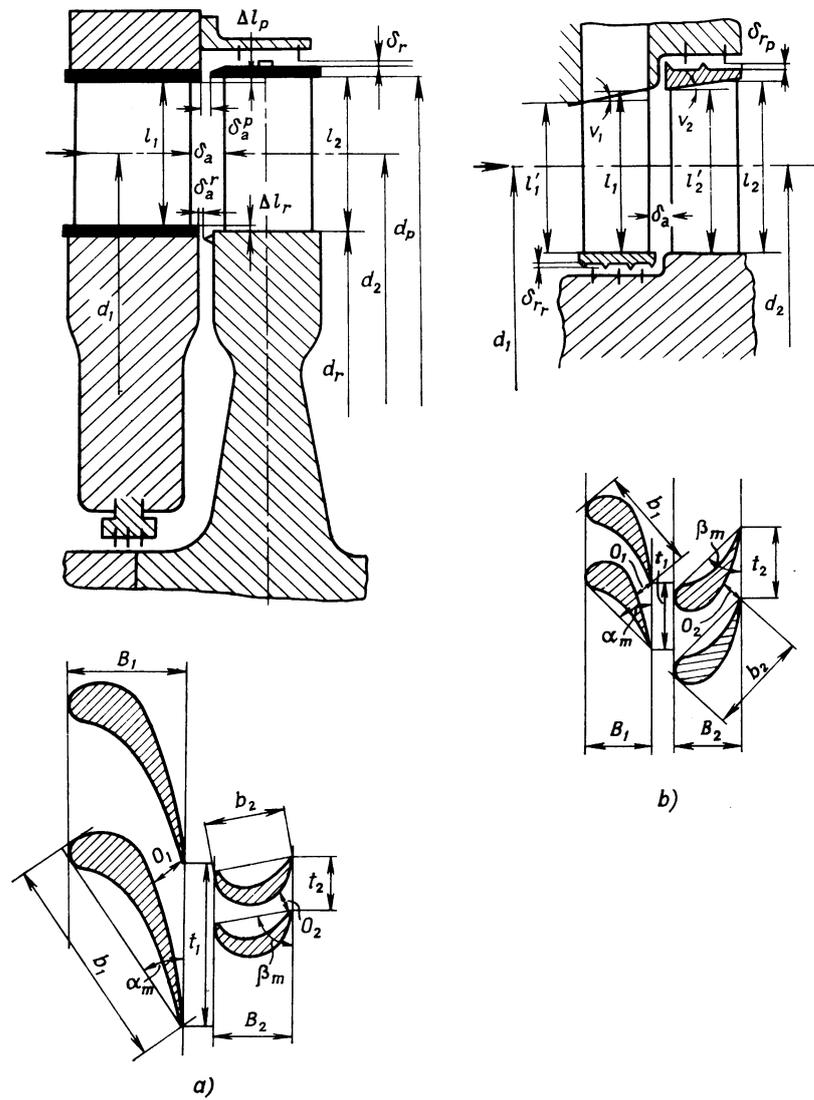


Fig. 4-9 partes fijas y perfiles de las coronas de paletas del escalón de la turbina a). de acción b). de reacción.

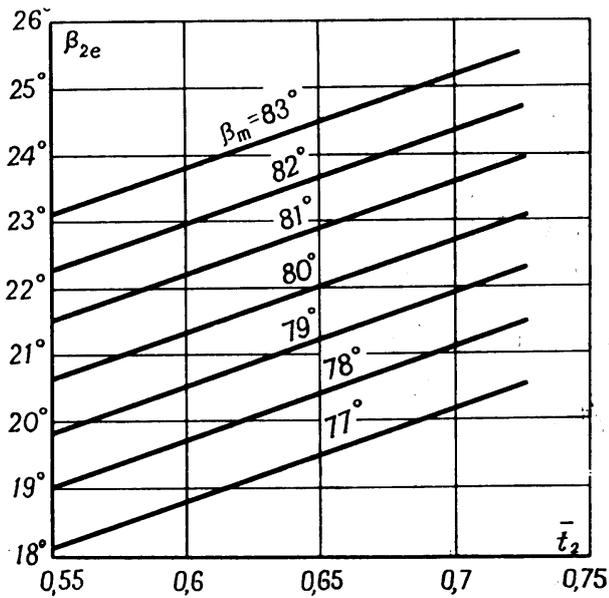
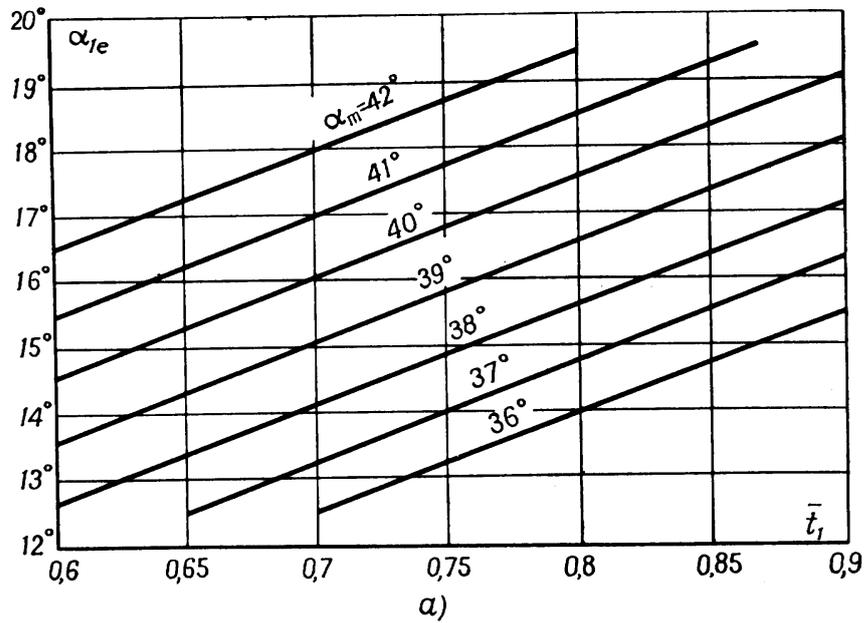


Fig. 4-10. Angulo efectivo de la corona de paletas en función del paso relativo t y del ángulo de montaje α_m (β_m). a. corona de paletas fijas C-90-15 A; b, para la corona de paletas rotatorias P-30-21 A.

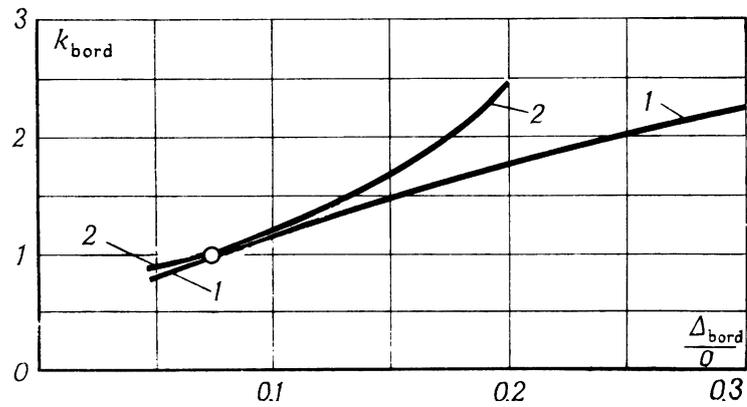


Fig. 4-11. Coeficiente de corrección K_{bord} para coeficientes de pérdidas por la desviación del espesor relativo del borde bord respecto al para $\text{bord} / \delta = 0.075$. _____, para las pérdidas por perfil; 1, para las coronas de paletas fijas; 2, para las coronas de paletas rotatorias.

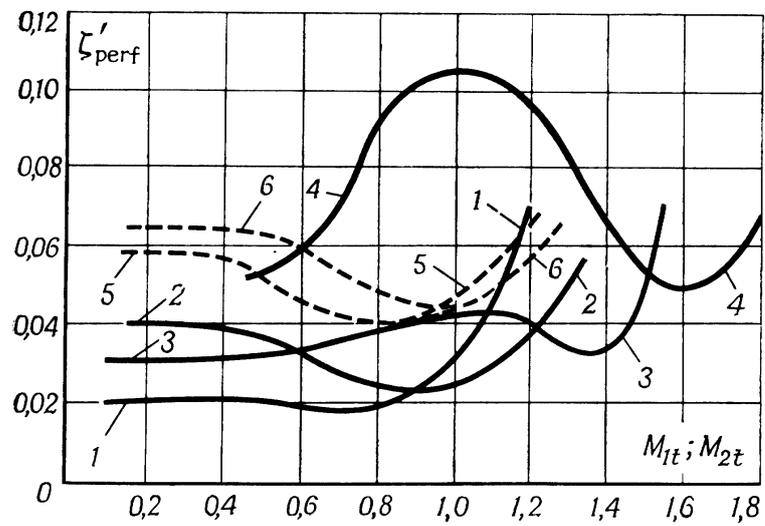
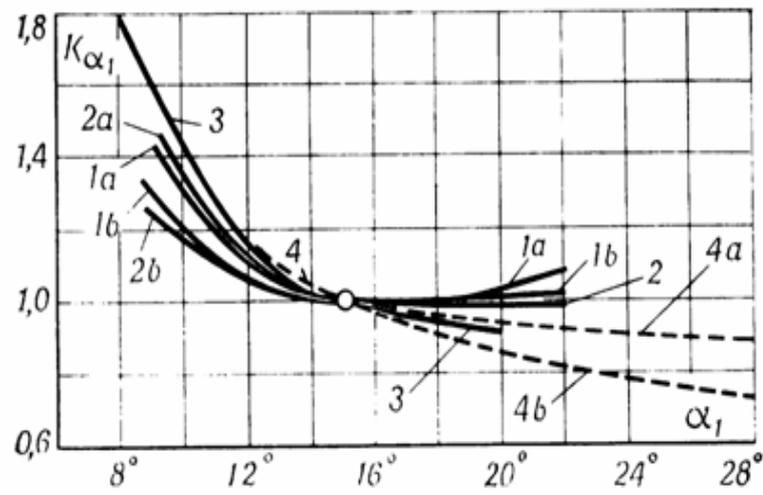


Fig. 4-12 curvas iniciales para el coeficiente de pérdidas por perfil ξ'_{perf} en función del número teórico calculando M_t a la salida de la corona de paletas. 1. Para la corona C-90-15 A; 2. C-90-15 B; 3. C-90-15 B 4.C-90-15P($aF_1/ F_{\text{min}}=1,13$); 5. P-30-21 A;6. P-30-21 B.



Coeficiente de corrección k_{α_1} para los coeficientes de pérdidas de las coronas de paletas fijas en función del ángulo α_{1e} .
 ---, idem para el coeficiente de pérdidas por perfil; - - - -, idem para el coeficiente de pérdidas terminales; 1, para las coronas tipo A; 2, tipo B; 3, tipo И; 4, tipo A, B, И; a, para $M \leq 0,5$; b, para $M \geq 1,0$.

FIG. 4-13

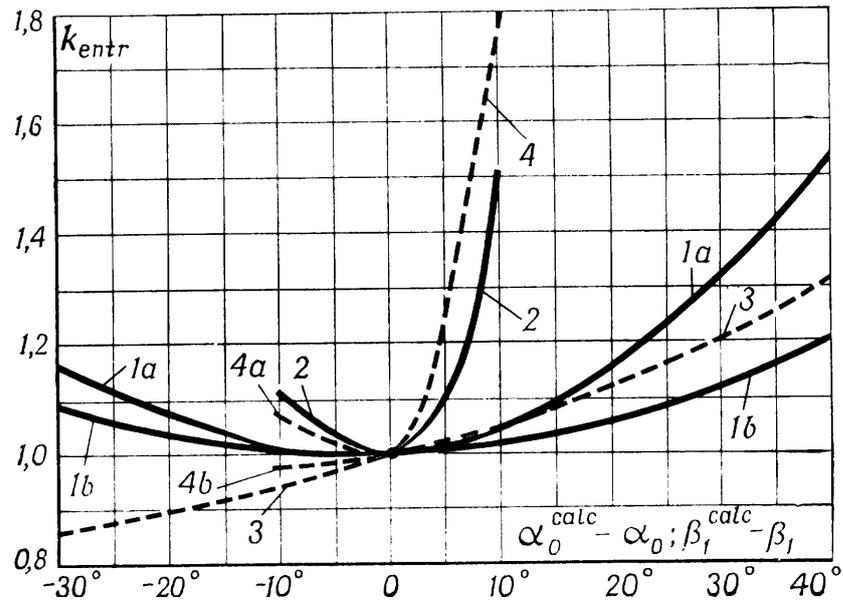


Fig. 4-14. Coeficiente de corrección K_{entr} para los coeficientes de pérdidas por la desviación del ángulo de entrada α_0 (β_1) respecto al ángulo óptimo señalado por una corona concreta en la tabla del apéndice, es decir, respecto a $(\alpha_0^{calc} - \alpha_0)$ ó $(\beta_1^{calc} - \beta_1)$. — para las pérdidas por perfil; ----, para las pérdidas terminales; 1 y 3, para las coronas de paletas fijas; 2 y 4, para las coronas de paletas rotatorias; 1 a, $M_{1t} \leq 0.5$; 1b, $M_{1t} \geq 1.0$; 4 a, $\beta_1^{calc} \leq 35^\circ$; 4 b, $\beta_1^{calc} \geq 50^\circ$.

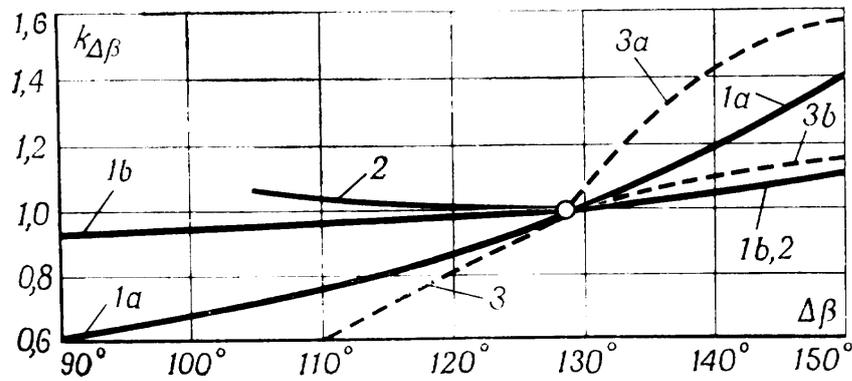


Fig. 4-15. Coeficiente de corrección $K_{\Delta\beta}$ para los coeficientes de pérdidas de las coronas de paletas rotatorias. —, para las pérdidas por perfil; ----, para las pérdidas terminales; 1, para las coronas tipo A; 2, para las coronas tipo B, H; 3, para las coronas tipo A, B, H. a. para $M \leq 0.5$; b. $M \geq 1.0$; $\Delta\beta = 180 - (\beta_{\text{calc}} + \beta_{2e})$.

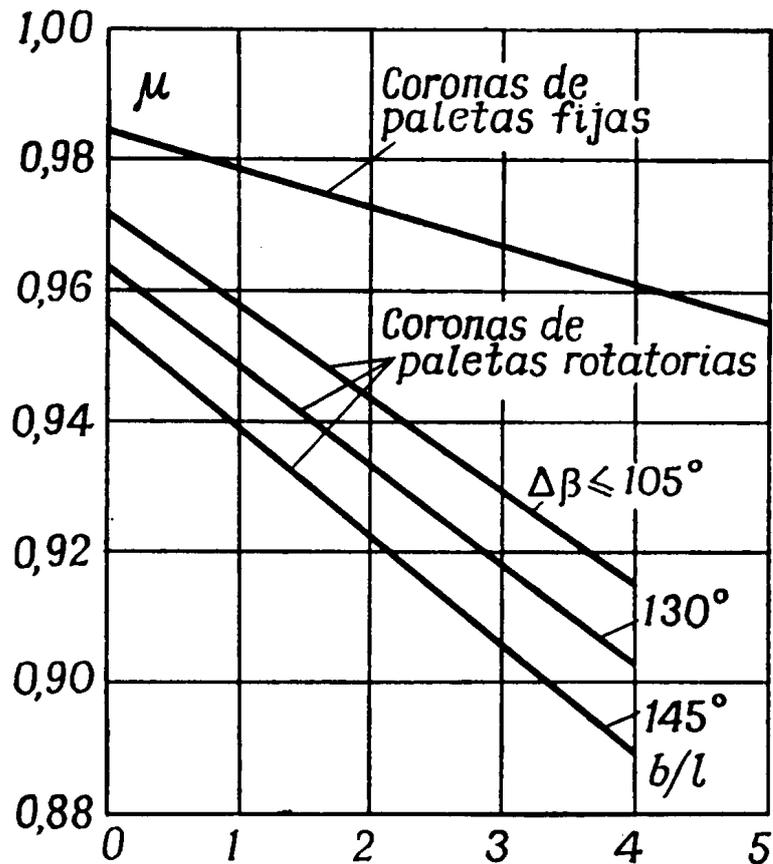


Fig. 4-16 Coeficientes de consumo para las coronas de paletas anulares de turbina μ_1 y μ_2 en función de la altura relativa de las coronas de paletas $\bar{l} = l/b$ y del ángulo de viraje del flujo $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + |\beta_{2e}|)$.

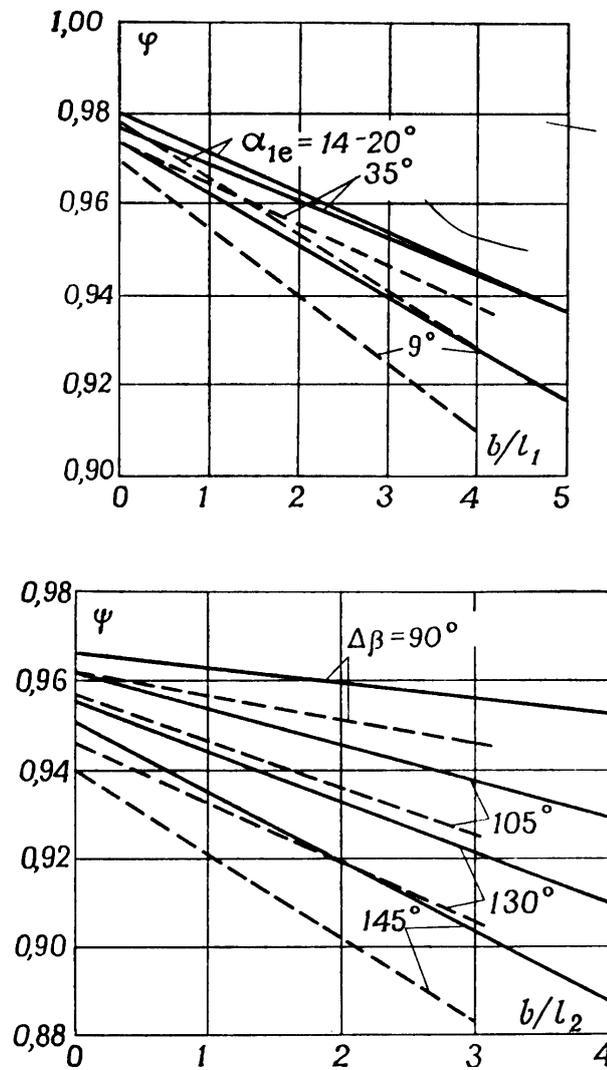


Fig. 4-17 Coeficientes de velocidad para las coronas de paletas anulares de la turbina φ y ψ en función de $1/b$, el ángulo $\Delta\beta$ (o α_{1e}) y $\theta = d/l_1$.

_____ $\theta \geq 10$; ---- $\theta = 3$.

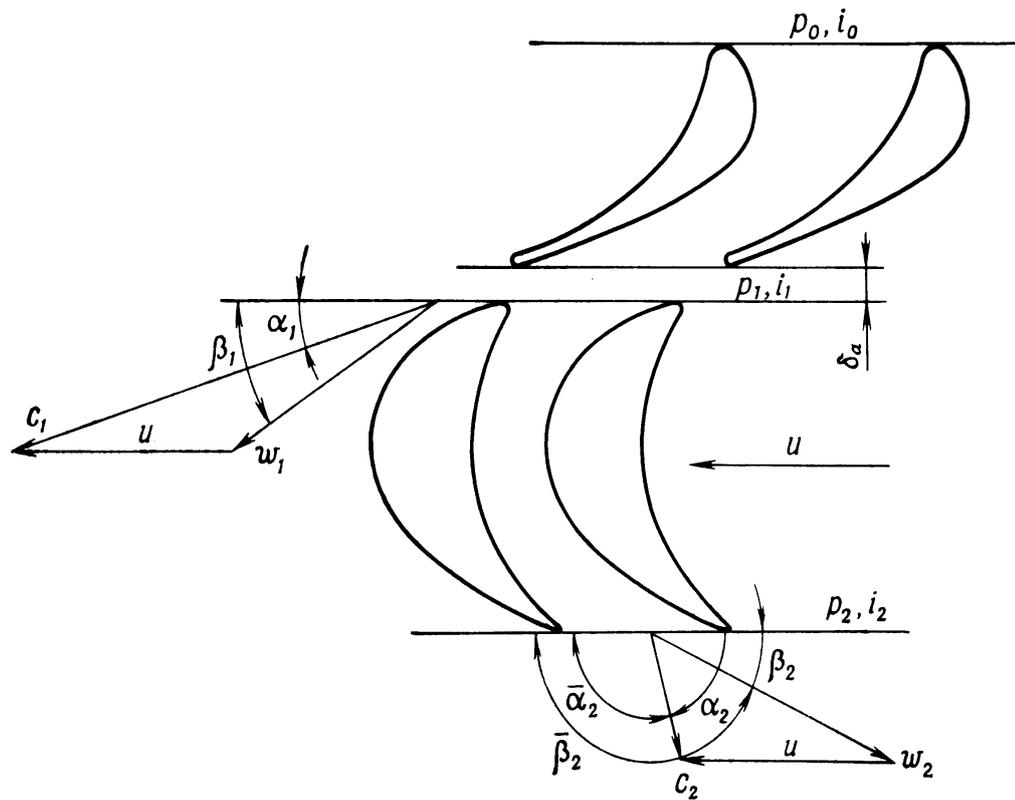


Fig. 4-18 Perfiles de las compras de paletas fijas y rotatorias y los triángulos de velocidades de un escalón de acción.

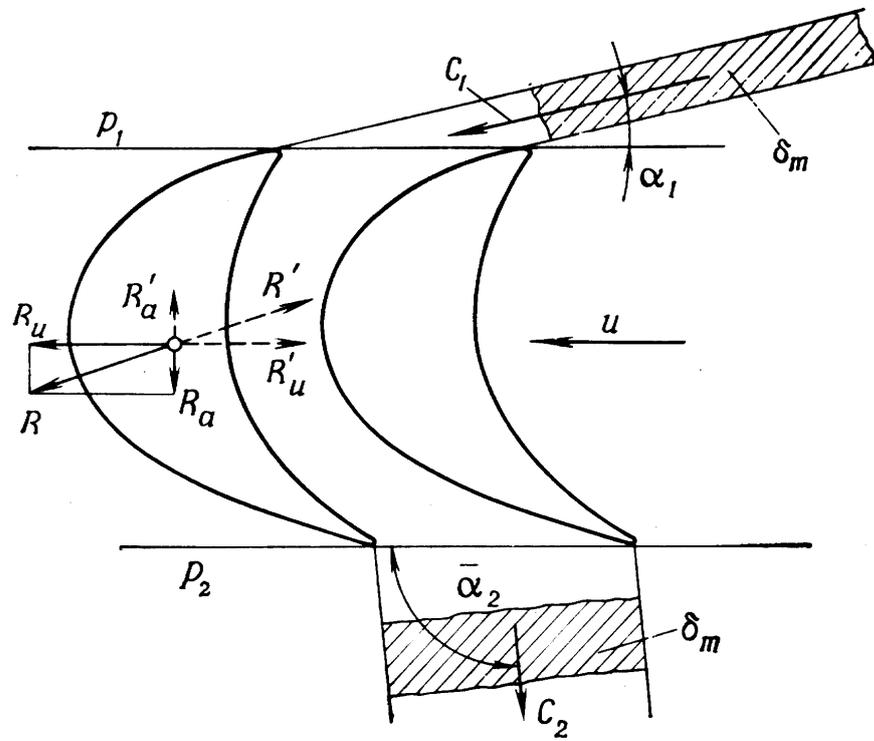


Fig. 4-19. Esquema del flujo de vapor por la corona de paletas rotatorias.

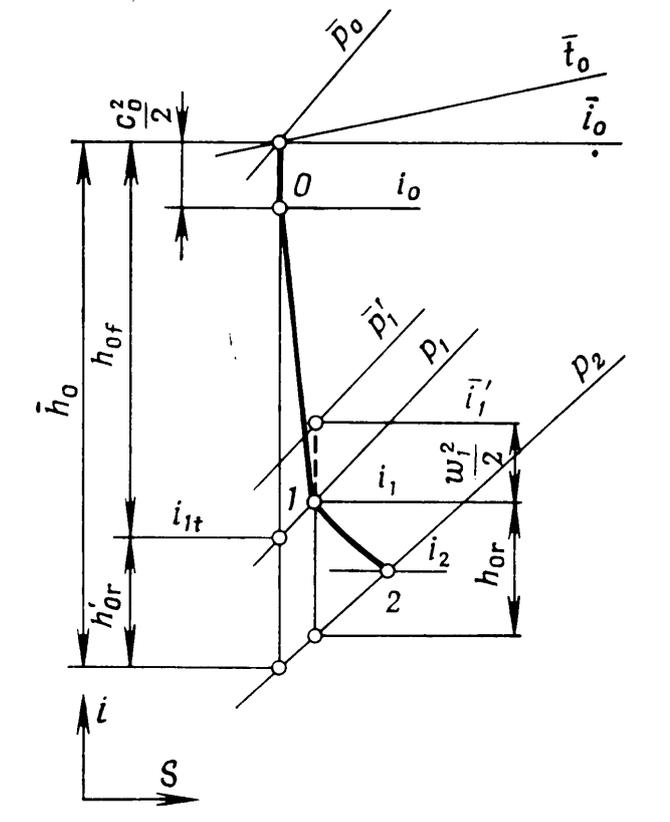
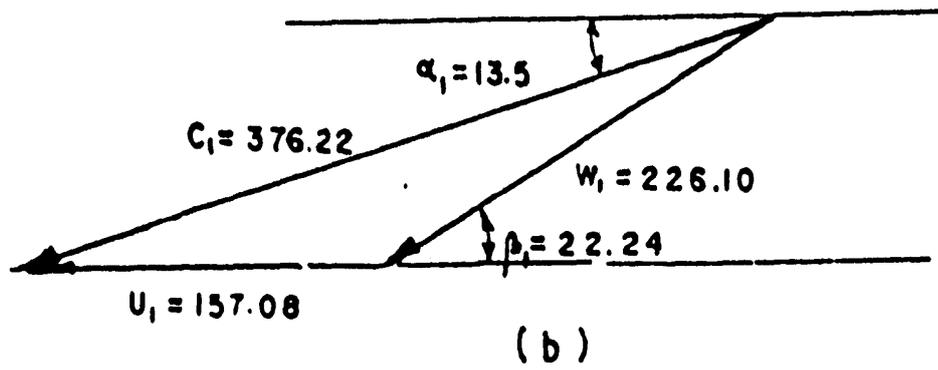


Fig. 4-20. Proceso de expansión del vapor en las coronas de paletas del escalón en el diagrama i - s .



4-21. Triángulo de velocidades de la corona de paletas rotatorias.

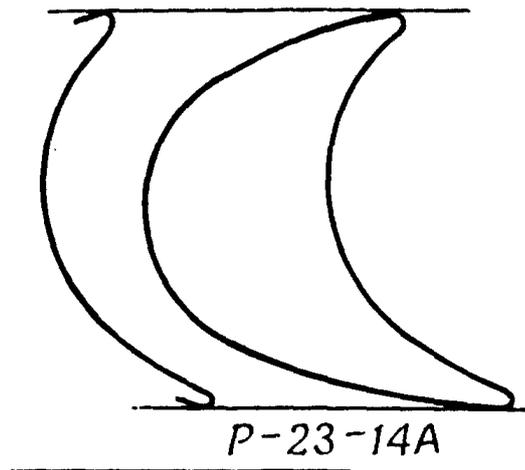


Fig. 4-22. Perfil de la corona de paletas rotatorias. P-23-14-A

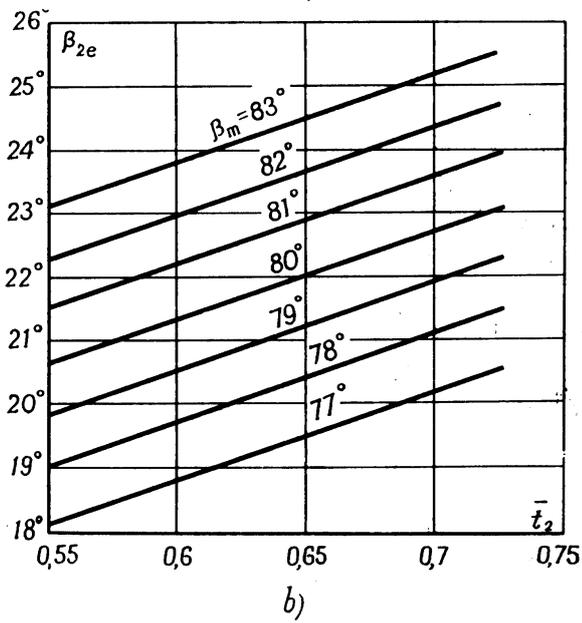
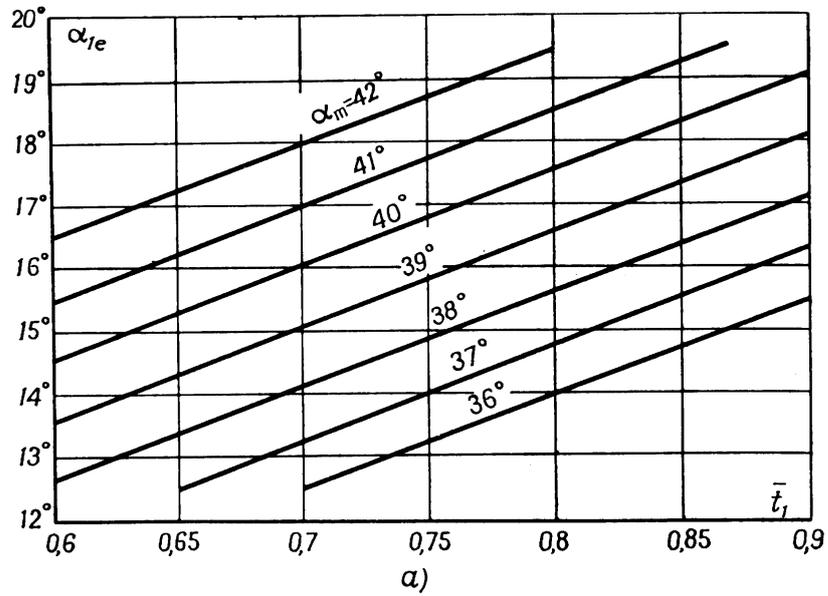
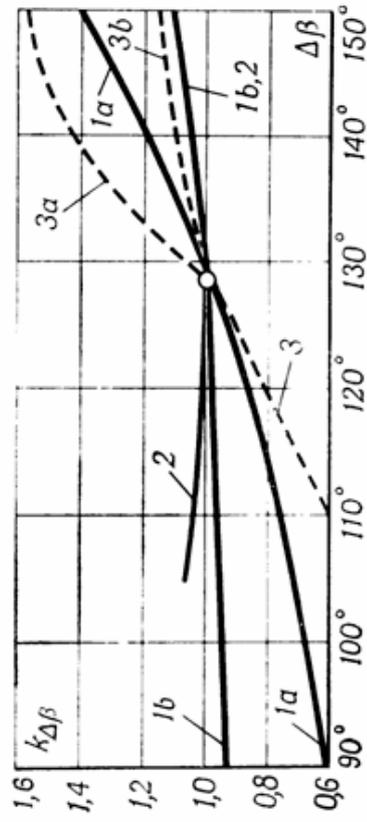


Fig. 4-23. Angulo efectivo de la corona de paletas en función del paso relativo t y del ángulo de montaje α_m (β_m) a, para la corona de paletas fijas C-90-15 A; b, para la corona de paletas rotatorias P-30-21 A.



. Coeficiente de corrección $k_{\Delta\beta}$ para los coeficientes de pérdidas de las coronas de paletas rotatorias.

Fig. 4-24

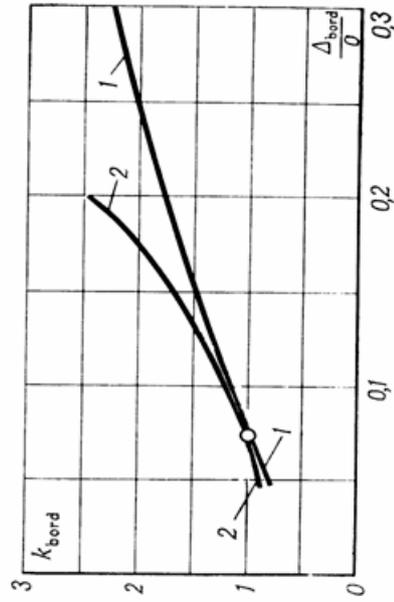
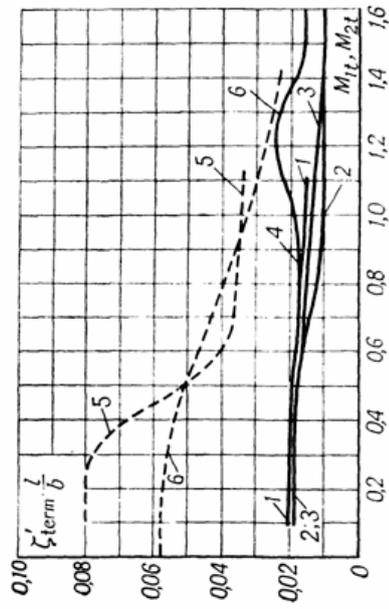


Fig. A-6. Coeficiente de corrección k_{bord} para coeficientes de pérdidas por la desviación del espesor relativo del borde $\frac{\Delta_{bord}}{0}$ respecto al $\frac{\Delta_{bord}}{0} = 0,075$. —, para las pérdidas por perfiles; 1, para las coronas de paletas fijas; 2, para las coronas de paletas rotatorias.

Fig. 4-25



Curvas iniciales para el coeficiente pérdidas terminales $\xi'_{term} \frac{L}{b}$

En función del número teórico calculado M_t a la salida de la corona

Fig 4-26

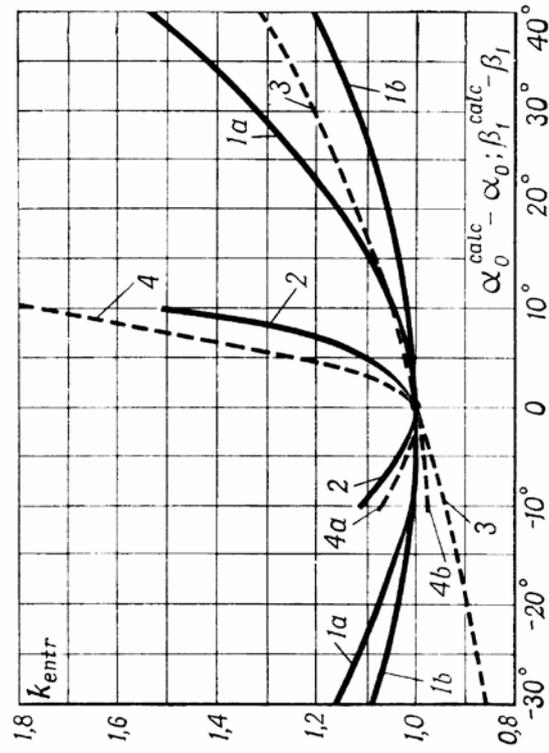


Fig.4-27 . Coeficiente de corrección k_{entr} para los coeficientes de pérdidas por la desviación del ángulo de entrada α_0 (o β_1) respecto al ángulo óptimo señalado para una corona concreta en la tabla del apéndice, es decir, respecto

a $(\alpha_0^{calc} - \alpha_0)$ o $(\beta_1^{cal} - \beta_1)$.

—, para las pérdidas por perfil; - - -, para las pérdidas terminales; 1 y 3, para las coronas de paletas fijas; 2 y 4, para las coronas de paletas rotatorias; 1a, para $M_{1t} \leq 0,5$;

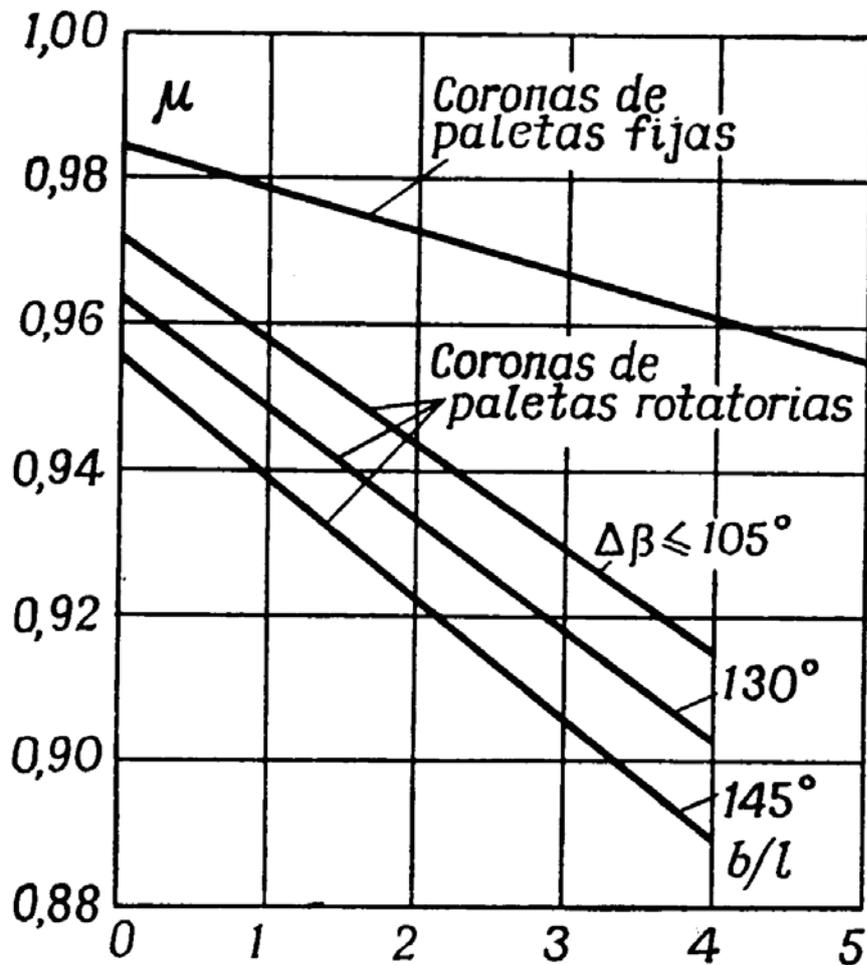
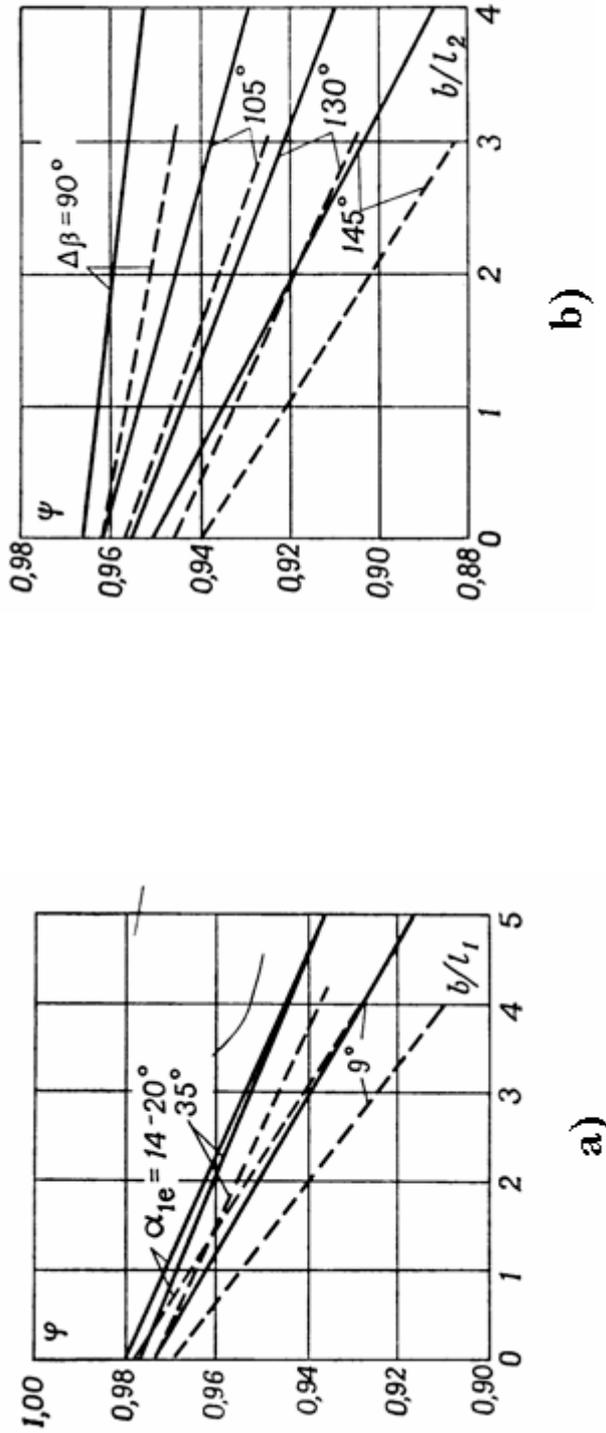


Fig. 4-28 . Coeficientes de consumo para las coronas de paletas anulares de turbina μ_1 y μ_2 en función de la altura relativa de las coronas de paletas $\bar{l} = l/b$ y del ángulo de viraje del flujo $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + |\beta_{2e}|)$.



Coeficientes de velocidad para las coronas de paletas anulares de la turbina φ y ψ en función de $1/b$, el ángulo $\Delta\beta$ (o α_{1e}) y $\theta = d/1$.
 — $\theta \geq 10^\circ$; ---- $\theta = 3^\circ$.

Fig. 4-29

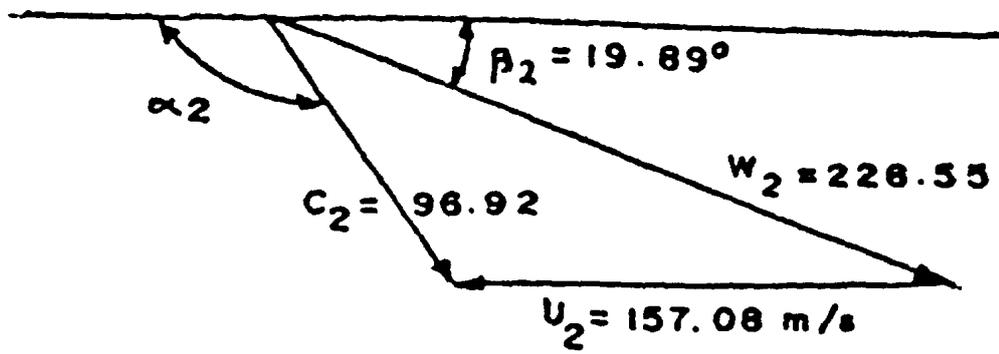


Fig. 4-30. Triangulo de velocidades de salida.

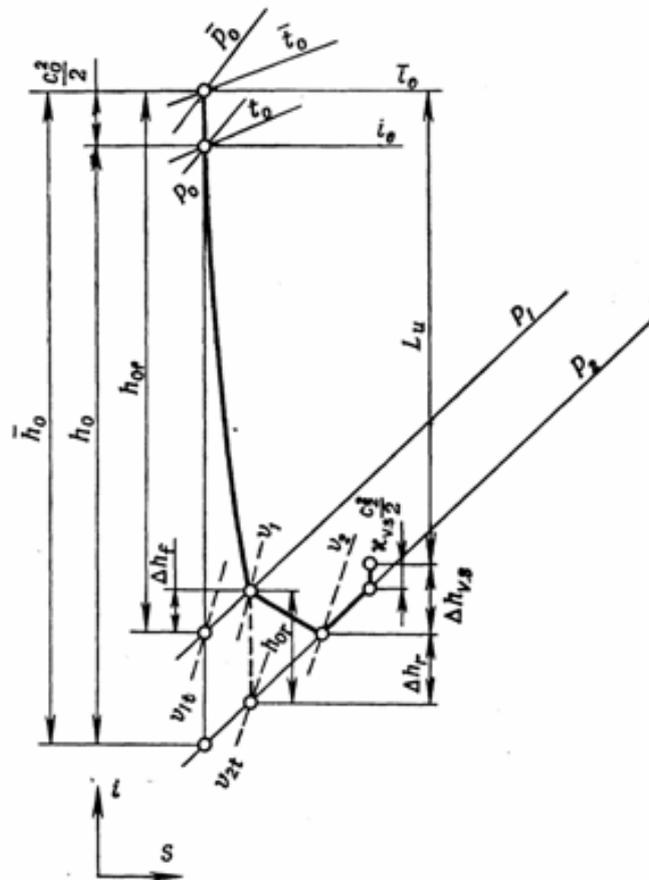


FIG. 4-31 Representación detallada del proceso de expansión del vapor en el escalón de la turbina en el diagrama tS .

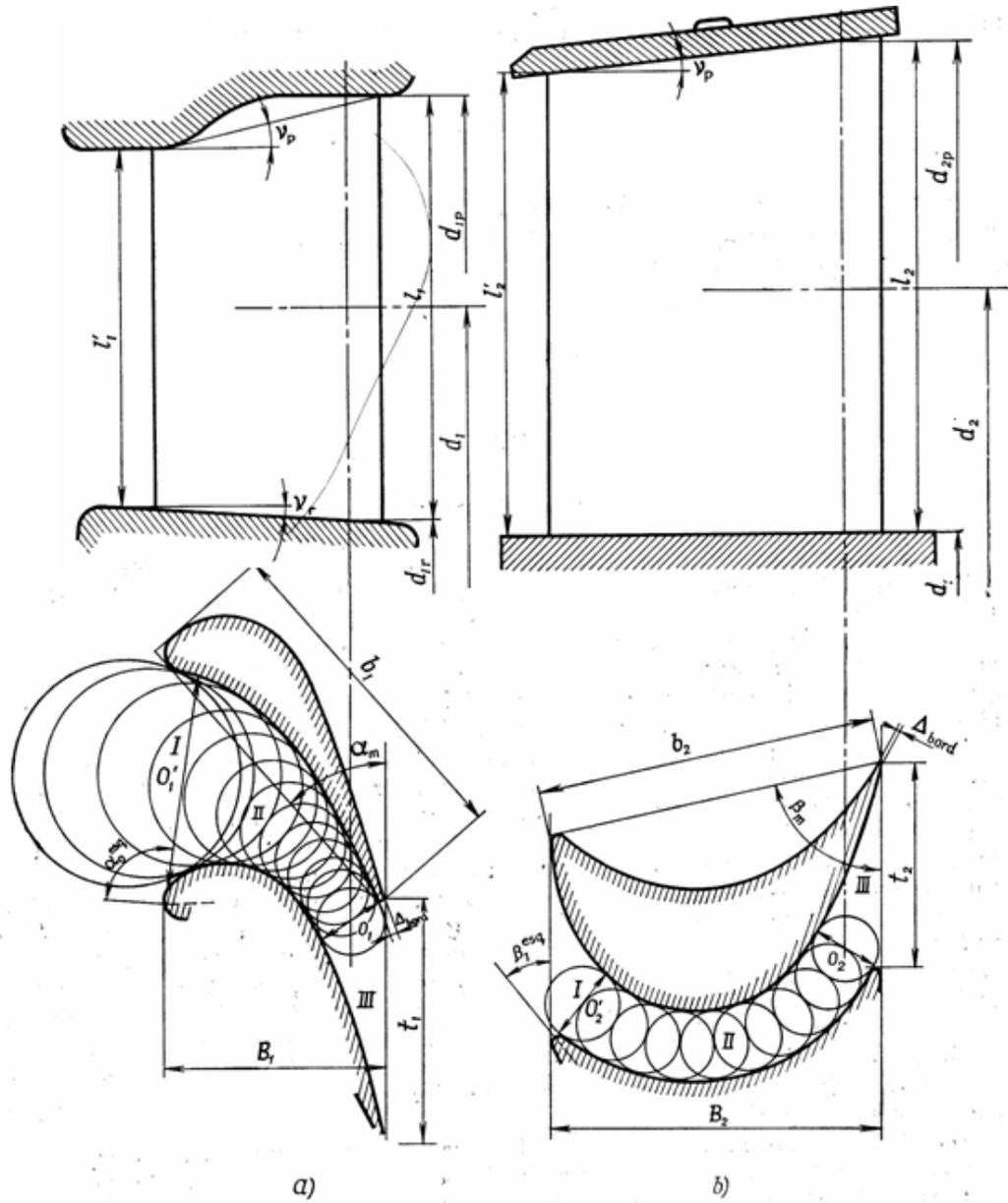


FIG. 4-32 Características geométricas de las coronas de paletas fijas (a) y rotatorias (b).

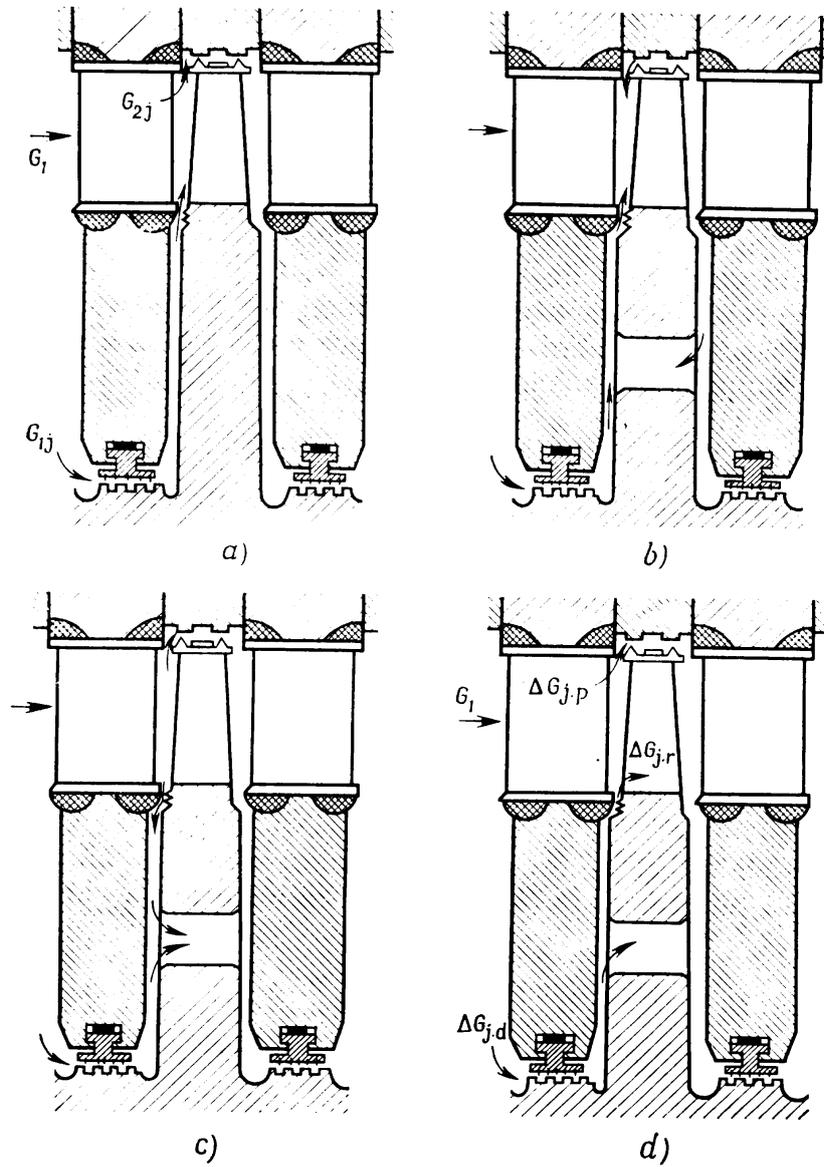
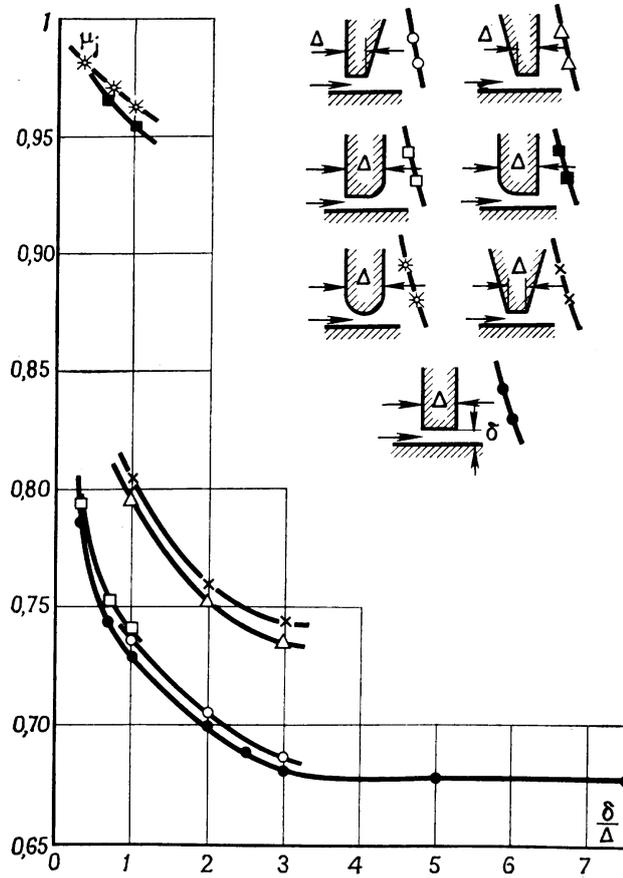
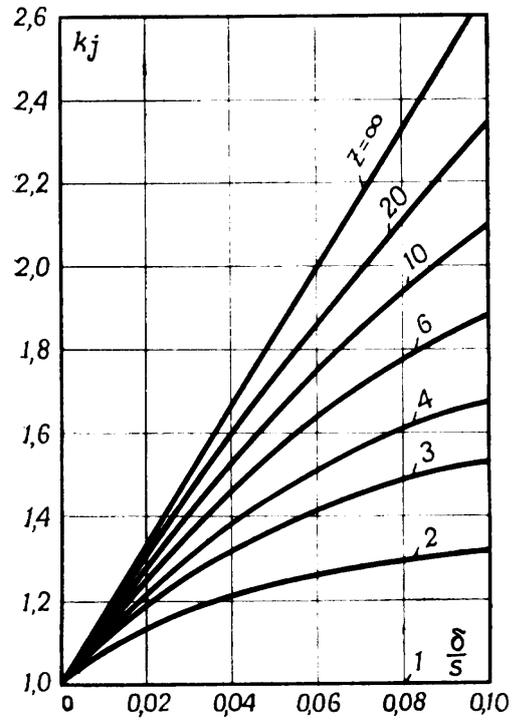


Fig. 4-33. Diferentes esquemas de fugas de vapor en Un escalón de acción (de diafragma)

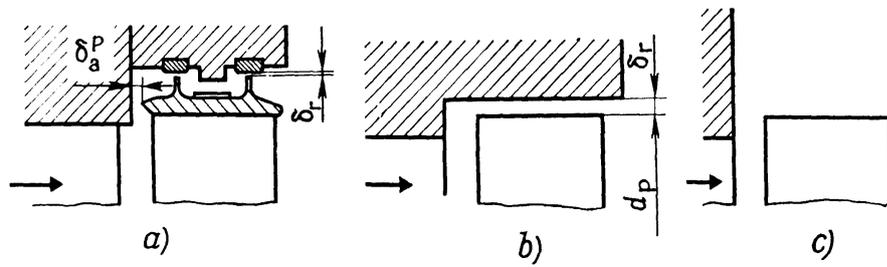


Coeficiente de consumo μ_1 para juntas de forma y dimensiones diferentes.
 FIG. 4-34



Coeficiente de corrección para calcular la junta de laberinto en el árbol sin anillos.

Fig. 4-35



Holguras en la parte periférica del escalón.
a, para paletas rotatorias con llanta; b y c , para paletas rotatorias sin llanta.

Fig. 4-36

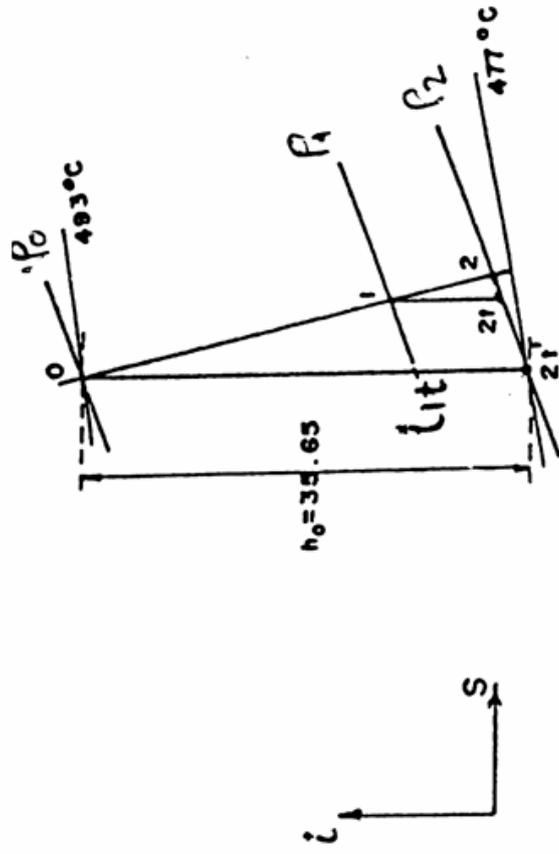


Fig. 4-37. Diagrama i-s

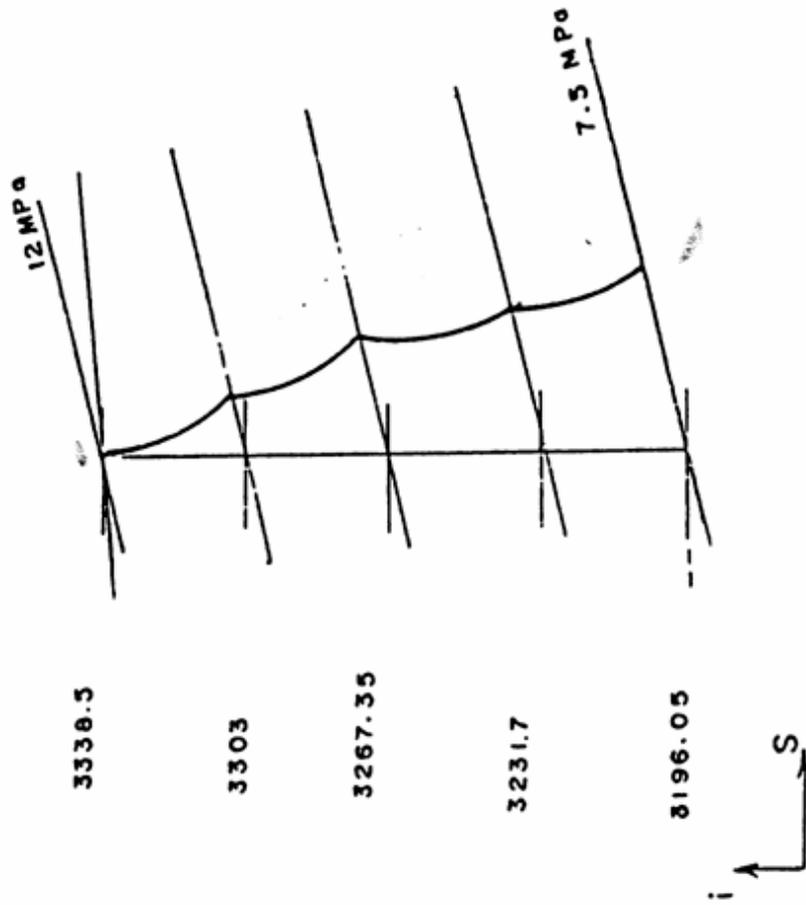


Fig. 4-38. El salto térmico-isoentrópico de la primera sección del CAP es 142.6 K/JKg y $z=4$

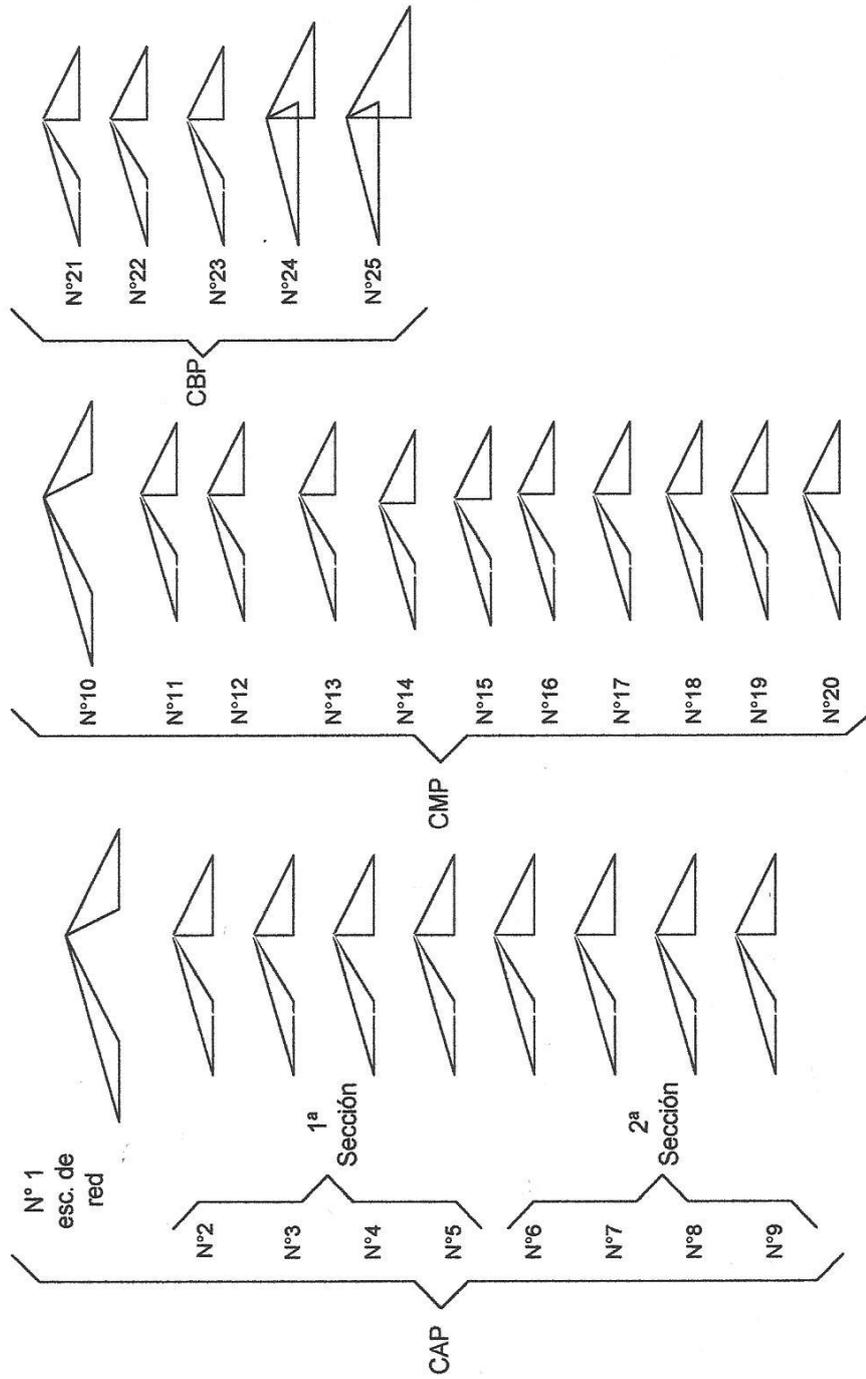
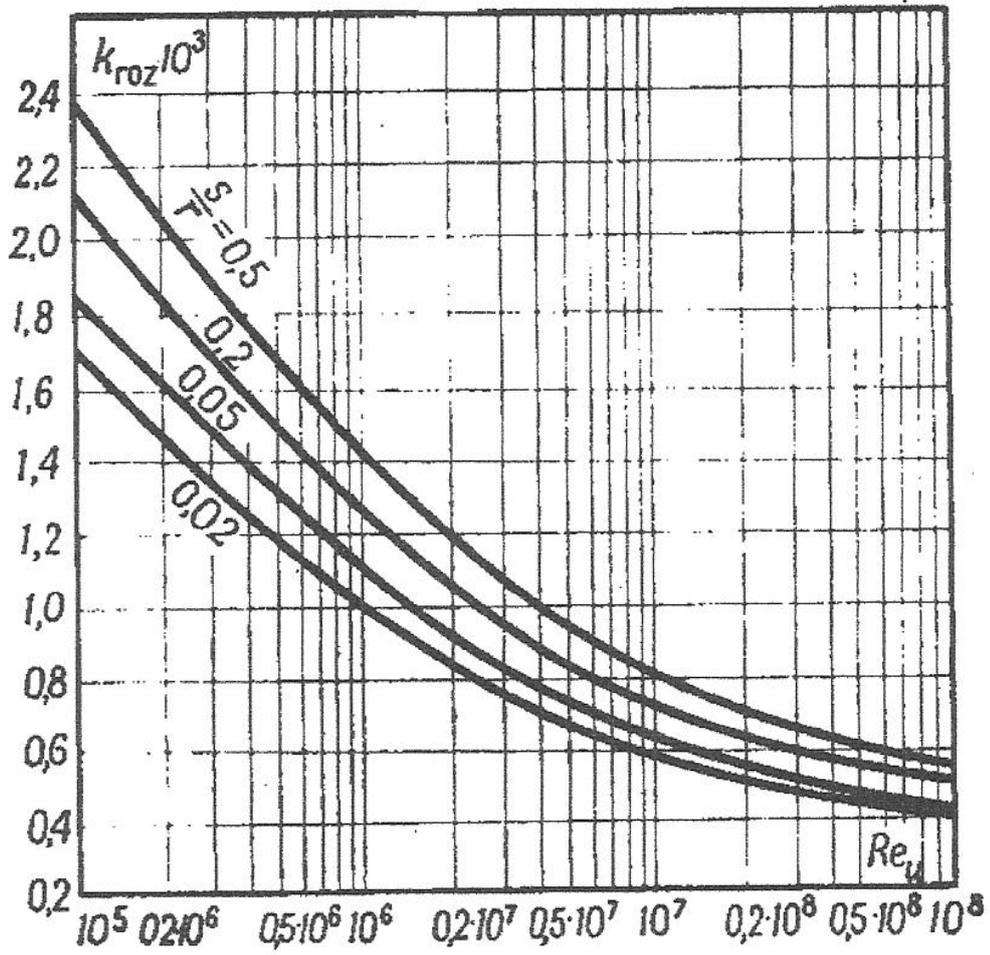


Fig. 4-39. Triángulo de velocidades en el diámetro medio para los escalones de la turbina

K - 500 - 166 (para el ejemplo de cálculo)



Coeficiente k_{roz} en función del número de Reynolds $Re_u = \frac{ur_d}{\nu}$ y de la holgura relativa s/r_d .

Fig. 4-40

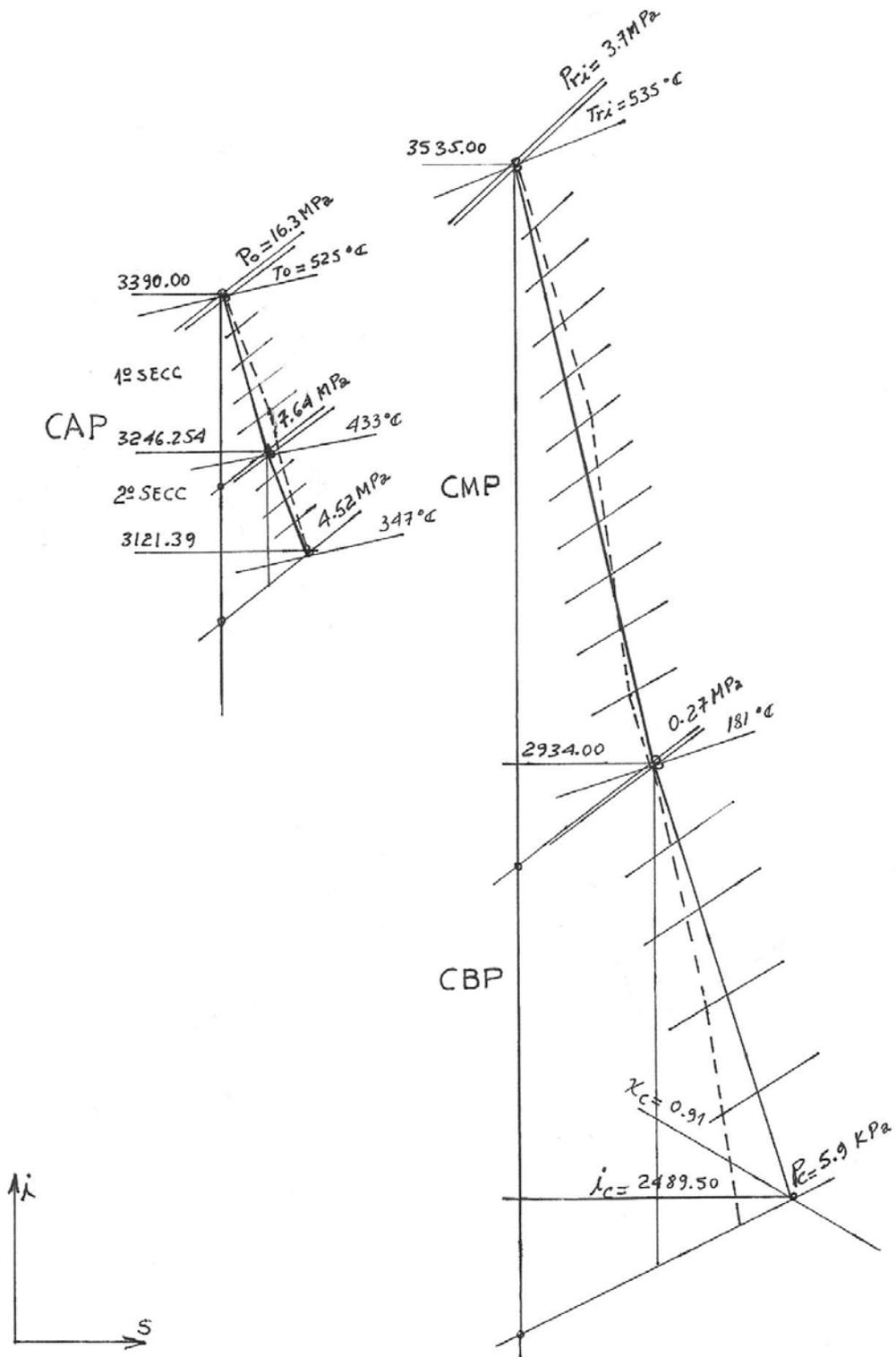


Fig. 4-41 EXPANSION DEL VAPOR EN LA TURBINA

Tabla 4-1
rendimiento del generador eléctrico a $n=50 \text{ s}^{-1}$ y potencia nominal

Potencia nominal, MW	Tipo de generador	Fabricante	Rendimiento $\eta_{g. el.} \%$	Tipo de refrigeración
0,75	T2-0,75-2	«Elektrosila»	93,5	Por aire
1,5	T2Б-1,5-2	»	94,5	»
2,5	T2-2,5-2	»	95,0	»
4	T2-4-2	»	96,2	»
6	T2-6-2	»	96,4	»
12	T2-12-2	»	97,0	»
25	T2-25-2	»	97,4	»
30	TBC-30	«Elektrotiazhmash»	98,3	Por hidrógeno
50	T2-50-2	«Elektrosila»	97,6	Por aire
50	TB-50-2	»	98,5	Por hidrógeno
60	TB-60-2	»	98,55	»
60	TBΦ-60-2	»	98,55	»
100	TB-100-2	»	98,7	»
100	TBΦ-100-2	»	98,7	»
150	TB2-150-2	»	98,9	»
160	TBB-165-2	»	98,9	»
200	TBB-200-2	»	98,8	»
200	TBΦ-200-2	»	98,8	»
200	TГB-200	«Flektrotiazhmash»	98,87	»
300	TBB-320-2	«Elektrosila»	98,80	»
300	TГB-300	«Elektrotiazhmash»	98,75	»
500	TIB-500	»	98,75	»
800	—	«Elektrosila»	98,7	»
1200	—	KWU	98,65	Por agua, $n=25 \text{ s}^{-1}$

Tabla 4-2
Algunas características de los perfiles del MEI [B.12]

Designación del perfil	$\alpha_{1e}, \beta_{2e},$ grad	$\alpha_0^{calc},$ $\beta_1^{calc},$ grad	\bar{t}_{opt}	$M_{1t}^{opt}, M_{2t}^{opt}$	$b_t,$ cm	$f,$ cm ²	$J_{min},$ cm ⁴	$W_{min},$ cm ³
C-90-09A	8-11	70-120	0,72-0,85	hasta 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
C-90-12A	10-14	70-120	0,72-0,87	hasta 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
C-90-15A	13-17	70-120	0,70-0,85	hasta 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
C-90-18A	16-20	70-120	0,70-0,80	hasta 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
C-90-22A	20-24	70-120	0,70-0,80	hasta 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
C-90-27A	24-30	70-120	0,65-0,75	hasta 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
C-90-33A	30-36	70-120	0,62-0,75	hasta 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163
C-90-38A	35-42	70-120	0,60-0,73	hasta 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
C-55-15A	12-18	45-75	0,72-0,87	hasta 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
C-55-20A	17-23	45-75	0,70-0,85	hasta 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
C-45-25A	21-28	35-65	0,60-0,75	hasta 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
C-60-30A	27-34	45-85	0,52-0,70	hasta 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
C-65-20A	17-23	45-85	0,60-0,70	hasta 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
C-70-25A	22-28	55-90	0,50-0,67	hasta 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
C-90-12B	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	5,66	3,31	0,388	0,420
C-90-15B	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
C-90-12P	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
C-90-15P	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	4,2	2,00	0,153	0,238
P-23-14A	12-16	20-30	0,60-0,75	hasta 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
P-26-17A	15-19	23-35	0,60-0,70	hasta 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
P-30-21A	19-24	25-40	0,58-0,68	hasta 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
P-35-25A	22-28	30-50	0,55-0,65	hasta 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
P-46-29A	25-32	44-60	0,45-0,58	hasta 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
P-60-33A	30-36	47-65	0,43-0,55	hasta 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
P-60-38A	35-42	55-75	0,41-0,51	hasta 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
P-23-14Ak	12-16	20-30	0,60-0,75	hasta 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
P-26-17Ak	15-19	23-45	0,60-0,70	hasta 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
P-27-17B	15-19	23-45	0,57-0,65	0,8-1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
P-27-17Bk	15-19	23-45	0,57-0,68	0,85-1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
P-30-21B	19-24	25-40	0,55-0,65	0,85-1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
P-35-25B	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
P-21-18P	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
P-25-22P	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,6	2,0	0,99	0,084	0,100

Tablas de resultados (4-3)

DENOMINACION	DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	REGULACION	
			ESCALON 1 FIJA	ROTATORIA
1 CONSUMO DE VAPOR PARAMETROS DEL VAPOR DELANTE DEL ESCALON	G	kg/s	422.5	
2 PRESION	Po	MPa	15.48	
3 TEMPERATURA	to	°C	535	
4 ENTALPIA	io	kJ/kg	3390	
5 ENERGIA CINETICA A LA ENTRADA	Co ² /2	kJ/kg	0	
6 PRESION DEL FRENADO DELANTE DEL ESCALON	Po	kJ/kg	15.48	
7 SALTO TERMICO DISPONIBLE DEL ESCALON	ho	kJ/kg	80	
8 SALTO TERMICO ISOENTROPICO DEL ESCALON	ho	kJ/kg	80	
9 DIAMETROS MEDIOS	d1; d2	m	1	1
10 VELOCIDAD PERIFERICA	U1; U2	m/s	157.08	157.08
11 GRADO DE REACCION DE RAIZ	Pr	-	0	
12 GRADO DE REACCION MEDIA	Pmed	-	0.05	
13 GRADDOE REACCION PERIFERICA	Pp	-	0	
14 SALTO ISOENTROPICO DE LAS PALETAS	hof; hor	kJ/kg	76	4
15 VEL. TEORICA DE SALIDA DE LAS CORONAS	C1t; M2t	m/s	389.8718	251.1993
16 RELACION DE VELOCIDADES PARAMETROS DEL VAPOR DETRAS DE LAS CORONAS DE	U1/Cfic	-	.3927	
17 PRESION	P1; P2	MPa	12.2	12
18 VOLUMEN ESPECIFICO	v1t, v2t	m ³ /kg	0.0251	0.0263
19 NUMERO DE MACH	M1t, M2t	-	.6116	0.3875
20 COEFICIENTES DE CONSUMO	μ1; μ2	-	0.976	0.93
21 AREAS DE SALIDA DE LAS CORONAS	F1, F2	10-4 m ²	278.69	477.28
22 ANGULO EFECTIVO Y DE SALIDA	α1e/α1; β2e/β2	grad	13	15.226
23 ALTURAS DE LAS CORONAS DE PALETAS	l1; l2	10-3 m	50.8367	54.836
24 DIAM. DE RAIZ DE LA CORONA DE PALETAS ROT.	d2r	m	0.94516	
25 ALTURAS REL. DE LAS CORONAS DE PALETAS	l1/d1; l2/b2	-	0.6354	0.5484
26 DIAMETRO RELATIVO DE LA PALETA	d/l	-	18.236	
27 COEFICIENTES DE VELOCIDAD	φ; φ	-	0.9878	0.963
28 VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUJO DE CORONA	C1; W2	m/s	385.11	241.9
29 VEL. REL. DE ENTRADA CORONA DE PALETAS ROTAT. Y LA VELOCIDAD ABSOLUTA DE SALIDA	W1; C2	m/s	234.73	99.31
30 ANGULOS DE DIRECCION DE ESTAS VELOCIDADES	β1; α2	grad	21.65	41.98
31 PERDIDAS DE ENERGIA EN LAS CORONAS DE PALETAS	Δhf; Δhr	kJ/kg	1.84	2.29
32 PERDIDA DE ENERGIA CON VEL. DE SALIDA	Δhvs	kJ/kg	4.93	
33 ENERGIA DISPONIBLE DEL ESCALON	Eo	kJ/kg	75.06	
34 AREAS EQUIVALENTES PARA CALCULAR FUGAS	μj Fj/√Z; w dp δeq	10-4 m ²	0	26.51
35 PERDIDAS POR FUGAS	Qjd; Qjp	-	0	0.020621
36 PERDIDAS POR ROZAMIENTO, PARCIALIDAD Y HUMEDAD	Qroz+Qparc+Qhum	-	0.00626	
37 RENDIMIENTO RELATIVO INTERNO	ηri	-	0.9233	
38 SALTO TERMICO UTILIZADO	hi	kJ/kg	69.31	
39 POTENCIA INTERNA	Pi	kW	29283.77	
40 ENTALPIA DE VAPOR DETRAS DE LA SECCION	ic	kJ/kg	3320.69	

Tablas de resultados (4-3)

DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	PRIMERA SECCION DEL C. A. P.							
		ESCALON 2		ESCALON 3		ESCALON 4		ESCALON 5	
		FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA
1	G	kg/s	421.07		421.07		421.07		421.07
2	Po	MPa	12		10.75		8.9		7.64
3	to	°C	493		473		454		433
4	io	kJ/kg	3338.65		3307.297		3276.882		3246.254
5	Co ² /2	kJ/kg	0		1.101563		1.085545		1.075295
6	Po	kJ/kg	12		10.8		8.96		7.71
7	ho	kJ/kg	35.65		35.65		35.65		35.65
8	ho	kJ/kg	35.65		34.54		34.56446		34.5747
9	d1; d2	m	0.9023	0.9023	0.9149	0.9149	0.92318	0.92318	0.931071 0.931071
10	U1; U2	m/s	141.734	141.734	143.715	143.715	145.014	145.014	146.2526 146.2526
11	Pr	-	0.06		0.06		0.06		0.06
12	Pmed	-	0.189959		0.205204		0.21472		0.223472
13	Pp	-	0.332558		0.366768		0.388446		0.408587
14	hof; hor	kJ/kg	28.87796	6.77204	28.3344	7.3155	27.99503	7.654973	27.68323 7.966769
15	C1t; W2t	m/s	240.3246	152.4026	238.0524	153.7373	236.6222	154.7598	235.3008 155.5839
16	U1/Cfic	-	0.53		0.5374		0.542265		0.546897
17	P1; P2	MPa	11	10.75	9.36	9.11	7.78	7.54	6.63 6.48
18	v1t, v2t	m ³ /kg	0.02714	0.02762	0.0317	0.0324	0.0348	0.0356	0.038 0.038
19	M1t, M2t	-	0.3818	0.2427	0.37937	0.24564	0.39476	0.259306	0.406948 0.269703
20	μ1; μ2	-	0.97	0.95	0.97	0.95	0.97	0.95	0.97 0.95
21	F1, F2	10-4 m ²	490.22	803.271	578.0551	934.1068	638.4197	1019.583	701.04 1102.496
22	α1e/α1; β2e/β2	grad	13	18.88615	13	18.53421	13	18.28167	13 18.06032
23	11; 12	10-3 m	76.383	80.383	88.8211	92.8211	97.01523	101.0152	104.8521 108.8521
24	d2r	m	0.82192		0.82192		0.821921		0.821921
25	11/d1; 12/b2	-	0.4773	1.1483	0.55513	1.32601	0.606345	1.443075	0.655326 1.55503
26	d/1	-	11.224		9.85676		9.139071		8.553541
27	θ; ξ	-	0.962	0.945	0.963	0.946	0.965	0.948	0.966 0.948
28	C1; W2	m/s	231.1923	144.0204	229.2445	145.4355	228.3404	146.7123	227.3006 147.4936
29	W1; C2	m/s	98.399	46.93746	94.8899	46.59496	92.9551	46.37445	90.95506 46.12089
30	β1; α2	grad	31.90609	87.9382	32.9194	87.42324	33.54442	87.53955	34.20547 87.07774
31	Δhf; Δhr	kJ/kg	2.153	1.242	2.057961	1.241837	1.925357	1.21305	1.850455 1.226004
32	Δhvs	kJ/kg	1.1015		1.085545		1.075295		1.063568
33	Eo	kJ/kg	34.548		34.56446		34.5747		34.58643
34	μj Fj/√Z; w dp δeq	10-4 m ²	0.77	20.0668	0.77	20.57839	0.77	20.91459	0.77 21.23565
35	ξjd; ξjp	-	0.00146	0.02365	0.00124	0.02187	0.001305	0.020944	0.001032 0.020018
36	ξroz+ξparc+ξhum	-	0.001		0.001		0.001		0.001
37	ηri	-	0.8756		0.88041		0.886148		0.889
38	hi	kJ/kg	30.251		30.43109		30.63832		30.74734
39	Pi	kW	12737.79		12813.62		12900.88		12946.79
40	ic	kJ/kg							

Tablas de resultados (4-3)

	DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	SEGUNDA SECCION DEL C. A. P.							
			ESCALON 6		ESCALON 7		ESCALON 8		ESCALON 9	
			FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA
1	G	kg/s	420.898		420.898		420.898		420.898	
2	Po	MPa	6.37		5.73		5.09		4.52	
3	to	°C	412		388		5.12		347	
4	io	kJ/kg	3215.3		3183.453		3152.475		3121.39	
5	Co ² /2	kJ/kg	0		1.198942		1.174365		1.157307	
6	Po	kJ/kg	6.37		5.76		5.12		4.56	
7	ho	kJ/kg	35.65		35.65		35.65		35.65	
8	ho	kJ/kg	35.65		34.45106		34.47564		34.4927	
9	d1; d2	m	0.936354	0.936354	0.951961	0.951961	0.962932	0.962932	0.981034	0.981034
10	U1; U2	m/s	147.0828	147.0824	149.534	149.534	151.2574	151.2257	154.1008	154.1008
11	Pr	-	0.07		0.007		0.07		0.07	
12	Pmed	-	0.232527		0.248682		0.259367		0.275868	
13	Pp	-	0.416648		0.454489		0.480001		0.520243	
14	hof; hor	kJ/kg	27.36042	8.289577	26.78448	8.865519	26.40355	9.246452	25.8153	9.834694
15	C1t; W2t	m/s	233.9249	157.6556	231.4497	159.4366	229.798	160.4201	227.2237	161.9055
16	U1/Cfic	-	0.55		0.559167		0.565612		0.576244	
17	P1; P2	MPa	5.96	5.76	5.33	5.09	4.71	4.56	4.2	4.09
18	v1t; v2t	m ³ /kg	0.0406	0.0423	0.0472	0.0491	0.051	0.054	0.0609	0.0623
19	M1t; M2t	-	0.412814	0.277263	0.400577	0.276855	0.407019	0.280637	0.390018	0.278433
20	p1; p2	-	0.98	0.96	0.98	0.96	0.98	0.96	0.98	0.96
21	F1, F2	10-4 m ²	745.4189	1176.35	875.8629	1350.203	953.1797	1475.844	1151.104	1687.066
22	α1e/α1; β2e/β2	grad	14	18.96112	14	18.49156	14	18.20463	14	17.76899
23	l1; l2	10-3 m	106.1212	110.1212	121.7375	125.7375	132.7407	136.7407	150.9062	154.9062
24	d2r	m	0.826233		0.826233		0.826233		0.826233	
25	l1/d1; l2/b2	-	0.707475	1.376515	0.811583	1.571719	0.884938	1.709259	1.006042	1.936328
26	d/l	-	8.502939		7.571016		7.042033		6.333082	
27	θ; θ	-	0.968	0.95	0.972	0.952	0.973	0.952	0.974	0.953
28	C1; W2	m/s	226.4393	149.7728	224.9691	151.7837	223.5934	152.72	221.3159	154.296
29	W1; C2	m/s	90.97329	48.96818	87.68695	48.4637	85.09825	48.11035	80.89504	47.63017
30	β1; α2	grad	37.02488	88.26934	38.36534	88.01188	39.46772	87.20778	41.44188	85.86707
31	Δhf; Δhr	kJ/kg	1.72305	1.211696	1.478932	1.190877	1.406543	1.205615	1.324946	1.203076
32	Δhvs	kJ/kg	1.198942		1.174365		1.157303		1.134316	
33	Eo	kJ/kg	34.45106		34.47564		34.4927		34.51569	
34	pj Fj/√Z; x dp δeq	10-4 m ²	2.7	23.01324	2.7	23.69988	2.7	24.18313	2.7	24.98068
35	çjd; çjp	-	0.003812	0.02081	0.002902	0.019415	0.002671	0.0188	0.002218	0.017047
36	çroz+çparc+çhum	-	0.001		0.001		0.001		0.001	
37	ñri	-	0.889623		0.899242		0.9017		0.906492	
38	hi	kJ/kg	30.64846		31.00194		31.10275		31.28819	
39	Pi	kW	12899.88		13048.65		13091.08		13169.14	
40	ic	kJ/kg							3091.259	

Tablas de resultados (4-3)

	DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	CILINDRO DE MEDIANA PRESION C.M.P.							
			ESCALON 10		ESCALON 11		ESCALON 12		ESCALON 13	
			FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA
1	G	kg/s	194		194		194		194	
2	Po	MPa	3.7		2.47		1.66		1.37	
3	to	°C	535		497		469		434	
4	io	kJ/kg	3535		3445.912		3394.503		3341.893	
5	Co ^{2/2}	kJ/kg	0		4.340986		3.244289		3.2529	
6	Fo	kJ/kg	3.7		2.48		1.67		1.39	
7	ho	kJ/kg	100		61		61		61	
8	ho	kJ/kg	100		56.65902		57.75571		57.7471	
9	d1; d2	m	1.283098		1.295713 1.295713		1.307613 1.307613		1.207154 1.207154	
10	U1; U2	m/s	201.549 201.549		203.5307 203.5307		205.3999 205.3999		189.6198 189.6198	
11	Pr	-	0.08		0.08		0.08		0.08	
12	Pmed	-	0.183798		0.195307		0.205741		0.103536	
13	Pp	-	0.295451		0.320562		0.343589		0.127325	
14	hof; hor	kJ/kg	81.62017 18.37984		49.0863 11.9137		48.44981 12.55019		54.68434 6.315666	
15	Cl; W2t	m/s	404.0301 278.728		313.325 193.8592		311.287 196.0319		330.7094 184.134	
16	U1/Cfic	-	0.45		0.581831		0.587174		0.542064	
17	P1; P2	MPa	2.61 2.47		1.72 1.66		1.41 1.37		1.29 1.24	
18	v1t; v2t	m ³ /kg	0.148 0.1496		0.1712 0.1712		0.1928 0.1937		0.2121 0.0228	
19	M1t; M2t	-	0.564322 0.398044		0.501238 0.314852		0.518278 0.330344		0.54884 0.950649	
20	p1; p2	-	0.98 0.95		0.98 0.956		0.98 0.95		0.98 0.96	
21	F1; F2	10 ⁻⁴ m ²	725.1429 1096.047		1081.644 1793.517		1226.088 2017.814		1269.608 250.2254	
22	α1e/α1; β2e/β2	grad	14 16.2745		14 23.31407		14 23.12103		14 21.71101	
23	l1; l2	10 ⁻³ m	86.62513 90.62513		99.1209 103.1202		110.9783 114.9783		13.5802 17.5802	
24	d2r	m	1.192473		1.192473		1.192473		1.192473	
25	l1/d1; l2/b2	-	0.577501 1.510419		0.660801 1.71867		0.739856 1.916306		0.090535 0.293003	
26	d/l	-	14.1583		12.56508		11.37269		68.66556	
27	β; β̄	-	0.97 0.96		0.975 0.96		0.975 0.96		0.975 0.95	
28	Cl; W2	m/s	391.9092 267.5789		305.4919 186.9349		303.5049 188.1906		322.4416 174.9273	
29	W1; C2	m/s	202.3108 93.1712		118.7011 80.55171		115.4475 80.65857		145.856 70.15627	
30	β1; α2	grad	27.94622 56.56527		38.5074 70.40752		39.49414 70.06129		32.33123 71.0127	
31	Δhf; Δhr	kJ/kg	4.823752 3.04542		2.423633 1.48636		2.392206 1.506397		2.700036 1.652883	
32	Δhvs	kJ/kg	4.340986		3.244289		3.2529		2.460951	
33	Eo	kJ/kg	95.65901		57.75571		57.7471		58.53905 57.93485	
34	μj Fj/√z; w dp δeq	10 ⁻⁴ m ²	3.5 34.52552		3.5 35.1566		3.5 35.75371		3.5 30.781	
35	çjd; çjp	-	0.00452 0.026289		0.003078 0.019125		0.002716 0.017885		0.002604 0.008457	
36	çroz+çpare+çhum	-	0.001		0.001		0.001		0.001	
37	ñri	-	0.885928		0.909097		0.910887		0.913579	
38	hi	kJ/kg	84.74699		52.50555		52.60112		53.48007	
39	Pi	kW	16440.92		10186.08		10204.62		10375.13	
40	ic	kJ/kg								

Tablas de resultados (4-3)

	DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	CILINDRO DE MEDIANA PRESION C.M.P.							
			ESCALON 14		ESCALON 15		ESCALON 16		ESCALON 17	
			FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA
1	G	kg/s	194		194		194		194	
2	Po	MPa	1.24		1.11		0.94		0.81	
3	to	°C	402		370		335		298	
4	io	kJ/kg	3289.205		3236.128		3183.442		3130.65	
5	Co ² /2	kJ/kg	2.460951		3.065149		3.065149		5.228608	
6	Po	kJ/kg	1.25		1.12		0.95		0.83	
7	ho	kJ/kg	61		61		61		61	
8	ho	kJ/kg	58.539		57.93485		57.93485		55.77139	
9	d1; d2	m	1.360956	1.360956	1.360956	1.360956	1.374557	1.374557	1.430936	1.430936
10	U1; U2	m/s	213.7789	213.7789	213.7789	213.7789	215.9153	215.9153	224.7715	224.7715
11	Pr	-	0.08		0.08		0.08		0.08	
12	Pmed	-	0.247912		0.247912		0.225696		0.254909	
13	Pp	-	0.439516		0.439516		0.393607		0.464765	
14	hof; hor	kJ/kg	45.8738	15.12262	45.8738	15.12262	47.23255	13.76746	45.45056	15.54945
15	Clt; W2t	m/s	302.9105	201.6134	302.9105	201.6134	307.3517	200.509	301.4981	204.1086
16	U1/Cfic	-	0.611273		0.611273		0.617235		0.642552	
17	P1; P2	MPa	1.16	1.11	0.99	0.94	0.86	0.81	0.66	0.62
18	v1t; v2t	m ³ /kg	0.234	0.295	0.287	0.295	0.309	0.322	0.421	0.439
19	M1t; M2t	-	0.50471	0.305852	0.49331	0.33236	0.517573	0.340822	0.496519	0.339624
20	p1; p2	-	0.98	0.96	0.98	0.96	0.98	0.96	0.98	0.96
21	F1, F2	10 ⁻⁴ m ²	1529.245	2956.875	1875.613	2956.875	1990.208	3245.283	2764.224	4346.441
22	α1e/α1; β2e/β2	grad	14	21.37975	14	21.37975	28.26896		17	27.28381
23	l1; l2	10 ⁻³ m	164.7763	168.7763	164.7763	168.7763	139.6628	143.6628	182.5897	186.5897
24	d2r	m	1.194273		1.194273		1.192473		1.192473	
25	l1/d1; l2/b2	-	1.098509	2.812939	1.098509	2.812939	0.931085	2.39438	1.217264	3.109828
26	d/l	-	8.063665		8.063665		9.567936		7.668894	
27	θ; β	-	0.975	0.95	0.975	0.95	0.975	0.95	0.975	0.95
28	C1; M2	m/s	295.3377	191.5327	295.3377	191.5327	299.668	190.4835	293.9607	193.9031
29	W1; C2	m/s	101.9938	78.29621	101.9938	78.29621	112.5564	102.2605	102.7687	103.2018
30	β1; α2	grad	44.46875	66.60301	44.46875	66.60301	51.11479	65.34948	56.75182	62.76324
31	Δhf; Δhr	kJ/kg	2.265195	1.981589	2.265195	1.981589	2.332105	1.995994	2.24412	2.03094
32	Δhvs	kJ/kg	3.065149		3.065149		5.228608		5.325299	
33	EO	kJ/kg	57.93485		57.93485		55.77139		55.6747	
34	pj Fj/√z; n dp δeq	10 ⁻⁴ m ²	3.5	38.44645	3.5	38.44645	3.5	38.1571	3.5	40.65296
35	çjd; çjp	-	0.002164	0.00178	0.001765	0.014521	1.6564	1.261753	0.001928	0.010723
36	çroz+çparc+çhum	-	0.001		0.001		0.001		0.001	
37	ñri	-	0.905723		0.909412		0.907768		0.910297	
38	hi	kJ/kg	52.47292		52.68662		50.6275		50.68053	
39	Pi	kW	10179.75		10221.2		9821.735		9832.023	
40	ic	kJ/kg								

Tablas de resultados (4-3)

	DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	CILINDRO DE MEDIANA PRESION C.M.P.						C . B . P .	
			ESCALON 18		ESCALON 19		ESCALON 20		ESCALON 21	
			FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA
1	G	kg/s	194		194		194		73.6	
2	Po	MPa	0.62		0.493		0.353		0.27	
3	to	°C	271		244		211		181	
4	io	kJ/kg	3079.874		3029.134		2978.442		2934	
5	Co ² /2	kJ/kg	5.325299		5.432021		5.724897		0	
6	Po	kJ/kg	0.63		0.494		0.355		0.27	
7	ho	kJ/kg	61		61		61		100	
8	ho	kJ/kg	55.6747		55.56798		55.2751		100	
9	d1; d2	m	1.468726		1.515998 1.515998		1.596945 1.596945		1.653771 1.653771	
10	U1; U2	m/s	230.7075 230.7075		238.133 238.133		250.848 250.848		259.7744 259.7744	
11	Pr	-	0.08		0.08		0.08		0.02	
12	Pmed	-	0.271777		0.290249		0.316162		0.23779	
13	Pp	-	0.507954		0.557511		0.6324		0.496648	
14	hof; hor	kJ/kg	44.42156 16.57844		43.2948 17.7052		41.7141 19.28589		76.22105 23.77896	
15	Cl1; W2t	m/s	298.0656 206.4097		294.2611 209.1883		288.8394 213.7573		360.4384 234.3551	
16	U1/Cfic	-	0.659521		0.680748		0.717096		0.58	
17	P1; P2	MPa	0.52 0.493		0.39 0.353		0.308 0.275		0.185 0.149	
18	v1t; v2t	m ³ /kg	0.493 0.522		0.592 0.631		0.726 0.831		0.998 1.291	
19	M1t; M2t	-	0.511036 0.353212		0.531624 0.384769		0.530246 0.388167		0.788798 0.503441	
20	p1; p2	-	0.98 0.96		0.98 0.95		0.98 0.95		0.98 0.965	
21	F1, F2	10-4 m ²	3274.24 5110.589		3982.579 6159.849		4975.719 7938.859		1919.684 3871.116	
22	α1e/α1; β2e/β2	grad	17 26.72535		17 26.43593		17 25.68167		10 14.17964	
23	l1; l2	10-3 m	210.8564 214.8563		245.464 249.4639		302.3637 306.3637		258.4988 262.4988	
24	d2r	m	1.192473		1.192473		1.192473		1.391272	
25	l1/d1; l2/b2	-	1.405709 3.580939		1.636426 4.157732		2.015758 5.106062		6.300109	
26	d/l	-	6.835852		6.077023		5.212579		6.300109	
27	θ; θ̄	-	0.975 0.95		0.975 0.95		0.975 0.95		0.97 0.95	
28	Cl; W2	m/s	290.614 196.0892		286.9046 198.7289		281.6185 203.0695		378.7252 241.6374	
29	W1; C2	m/s	97.20121 104.2307		91.37476 107.0037		84.38254 111.1166		130.9146 64.45105	
30	β1; α2	grad	60.94326 60.9946		66.63678 58.87271		77.35989 55.28246		30.1556 83.36777	
31	Δhf; Δhr	kJ/kg	2.193312 2.076992		2.137679 2.133289		2.059631 2.227495		4.50466 3.153956	
32	Δhvs	kJ/kg	5.432021		5.724897		6.173452		2.076968	
33	EO	kJ/kg	55.56798		55.2751		54.82655		97.92303	
34	pj Fj/√z; w dp δeq	10-4 m ²	3.5 42.31314		44.371		3.5 47.83547		16 48.16123	
35	ξjd; ξjp	-	0.006942 0.009636		0.000827 0.009111		0.000662 0.008522		0.00784 0.018668	
36	ξroz+ξparc+ξhum	-	0.001		0.001		0.001		0.001	
37	ηri	-	0.911181		0.911794		0.911622		0.894282	
38	hi	kJ/kg	50.63249		50.39949		49.98108		87.57084	
39	Pi	kW	9822.703		9777.5		9696.329		6445.213	
40	ic	kJ/kg					2934.186			

Tablas de resultados (4-3)

	DESIGNACION	UNIDAD DE MEDIDA	CILINDRO DE BAJA PRESION C. B. P.							
			ESCALON 22		ESCALON 23		ESCALON 24		ESCALON 25	
			FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA	FIJA	ROTATORIA
1	G	kg/s	73.6		73.6		73.6		73.6	
2	Po	MPa	0.149		0.075		0.031		0.012	
3	to	°C	142		102		75		37	
4	io	kJ/kg	2844.352		2755.719		2668.501		2584.733	
5	Co ² /2	kJ/kg	2.076968		4.107212		0.077379		27.33868	
6	Po	kJ/kg	0.152		0.078		0.0326		0.013	
7	ho	kJ/kg	100		100		100		180	
8	ho	kJ/kg	97.92303		95.89279		91.92262		152.6613	
9	d1; d2	m	1.775692	1.775692	2.059168	2.059168	2.509938	2.509938	3.061028	3.061028
10	U1; U2	m/s	278.9257	278.9257	323.454	323.454	394.261	394.261	480.8263	480.8263
11	Pr	-	0.02		0.02		0.02		0.02	
12	Pmed	-	0.24904		0.291293		0.266091		0.225728	
13	Pp	-	0.541345		0.692805		0.71004		0.67835	
14	hof; hor	kJ/kg	75.09596	24.90404	70.87071	29.12928	73.39086	26.60914	139.369	40.63097
15	Cl; M2t	m/s	387.546	252.5837	376.4856	257.0127	383.121	255.1124	527.9565	330.2608
16	U1/Cfic	-	0.622759		0.722178		0.880269		0.800172	
17	P1; P2	MPa	0.098	0.075	0.045	0.031	0.023	0.001	0.0079	0.0059
18	v1t; v2t	m ³ /kg	1.68	2.03	2.85	4.09	5.32	8.35	10.15	15.2
19	M1t; M2t	-	0.829125	0.561942	0.912608	0.62658	0.950782	0.766395	1.618513	0.957357
20	u1; u2	-	0.98	0.965	0.99	0.98	1	1	1.012	1.02
21	F1; F2	10 ⁻⁴ m ²	3255.65	6129.728	5627.806	11951.45	10220.06	24089.77	13981.87	33209.64
22	α1e/α1; β2e/β2	grad	12	18.19858	13	20.35958	16	33.42246	19	41.75847
23	l1; l2	10 ⁻³ m	296.8565	300.8565	433.8962	437.8962	463.5525	467.5525	447.8372	451.8372
24	d2r	m	1.391272		1.391272		1.391272		1.391272	
25	l1/d1; l2/b2	-	5.902122		4.70241		5.36		6.774626	
26	d/l	-	5.902122		4.70241		5.36		6.774626	
27	θ; φ	-	0.97	0.95	0.97	0.95	0.97	0.95	0.97	0.95
28	Cl; M2	m/s	375.9196	239.9545	365.191	244.162	371.6274	242.3568	512.1178	313.7478
29					88.30037		127.1014			
30	W1; C2	m/s	118.2813	90.63345			108.9223	233.8319	166.7641	323.3637
31	β1; α2	grad	41.35953	69.72107	68.48941	52.4236	70.12502	43.51529	88.8343	50.31846
32	Δhf; Δhr	kJ/kg	4.438169	3.110178	4.188457	3.22021	4.337399	3.172763	8.236706	5.317273
33	Δhvs	kJ/kg	4.107212		8.077379		27.33868		52.28199	
34	Eo	kJ/kg	95.89279		91.92262		72.66132		127.718	
35	μj Fj/√z; n dp δeq	10 ⁻⁴ m ²	16	52.18947	16	62.7582	16	74.83266	16	88.28814
36	çjd; çjp	-	0.00462	0.012539	0.00264	0.010137	0.001404	0.006458	0.001011	0.005283
37	çroz+çparc+çhum	-	0.001		0.001		0.001		0.001	
38	hri	-	0.903124		0.905626		0.88778		0.886582	
39	hi	kJ/kg	86.60311		83.24752		64.50728		113.2325	
40	Pi	kW	6373.989		6127.018		4747.735		8333.909	
41	ic	kJ/kg							2498.839	

CAPITULO V

5. ENVEJECIMIENTO Y MANTENIMIENTO DE LOS PERFILES DEL ESCALON

5.1. DESGASTE DE LAS PALETAS

Las paletas de los escalones de las turbinas que funcionan con el vapor húmedo están sometidos a erosión, que viene a ser el desgaste causado por el chorro de partículas agudas de agua análoga al desgaste abrasivo.

Así mismo están sometidos también a corrosión acuosa, es decir los átomos del metal se disuelven como iones, más aún como las paletas están sometidas a esfuerzos mecánicos en un ambiente húmedo son susceptibles al ataque corrosivo localizado.

El proceso de destrucción erosivo en las paletas en función del tiempo, Fig. 5-1, se produce en tres etapas:

1. La primera, e inicial es de gran intensidad.
2. La segunda, se caracteriza por una velocidad de destrucción mucho menor, y
3. La tercera, en lo que prácticamente no se produce ningún desgaste.

Si observamos la fase líquida que sale de la corona de paletas fijas, Fig. 5-2, se puede subdividir en tres flujos: partículas que han pasado por el canal sin entrar en contacto con la superficie del perfil; partículas que se han formado como resultado de la reflexión y el desprendimiento de las gotas; y partículas que han surgido al fraccionarse la película que sale de los bordes de escape de las paletas fijas.

La Fig. 5-2 muestra el movimiento de los principales flujos de líquido en el canal de la corona de paletas fijas a $\alpha_0 = 90^\circ$. En la figura podemos observar los siguientes flujos de gotas:

1. Flujo de gota de borde.
2. y 3. Flujo de gotas de desprendimiento.
4. Flujo de gotas reflejado.

En los flujos 1 y 2, las partículas de humedad tienen las mayores dimensiones y las menores velocidades.

La erosión es causada por una compleja interacción de choque y cavitación de la humedad. La acción erosiva en las paletas no se manifiesta en seguida, comenzando la destrucción por fisuras y cavidades microscópicas que paulatinamente van abarcando superficies cada vez mayores.

Examinando el espectro del flujo a la salida de la corona de paletas fijas. En la Fig. 5-2, la fase líquida que sale de la corona de las paletas fijas se puede dividir en tres flujos:

1. Partículas que han pasado por el canal, sin entrar en contacto con la superficie del perfil.
2. Partículas que se han formado como resultado de la reflexión y el desprendimiento de las gotas.
3. Partículas que han surgido al fraccionarse la película que sale de los bordes de escape de las paletas fijas.

Los flujos de la fase líquida tienen diferentes velocidades c_1' y direcciones α_1' , a las velocidades del flujo de la fase de vapor c_1'' y ángulo α_1''

El vapor húmedo que sale de la corona de paletas fijas lo clasificaremos convencionalmente en tres grupos:

- a. El vapor y la humedad microdispersa en forma de neblina cuya velocidad y dirección son casi idénticas a c_1'' y α_1''
- b. El flujo peculiar de gotas grandes formadas al fraccionarse la película que sale de los bordes de escape de las paletas fijas que tienen pequeñas velocidades, c_1^{pel} . El coeficiente de deslizamiento es:

$$v_{pel} = \frac{c_{1pel}'}{c_1''} = 0.05 \text{ a } 0.015$$

Y el ángulo de salida próximo al ángulo de inclinación del borde de escape, es decir,

$$\alpha_{1pel}' = \alpha_1 + (2 \text{ a } 6^\circ)$$

- c. El flujo de desprendimiento con una velocidad c'_{1desp} menor que la del vapor, pero mucho mayor que la velocidad del flujo peculiar. Son partículas que se han formado como resultado de la reflexión y desprendimiento de las gotas. El coeficiente de deslizamiento es:

$$v_{desp} = \frac{c'_{1desp}}{c_1} = 0.3 \text{ a } 0.7$$

Y los ángulos α'_{1desp} oscilan entre 40° a 70° . Estos tres flujos incidirán convencionalmente al movimiento relativo de la paleta rotatoria.

Contra un sector del perfil, δb de ancho relativamente pequeño chocan las gotas de los flujos peculiar y de desprendimiento. En la zona periférica del escalón con elevada reacción ρ_p y grandes velocidades periféricas u_p , la densidad específica de influencia de la humedad en la superficie de las paletas rotatorias resulta mayor que en la sección a las salidas de las paletas fijas. La densidad del flujo peculiar aumenta aproximadamente 10 veces, y la del flujo de desprendimiento aproximadamente 5 veces. De esta manera, la densidad del flujo de humedad macrodispersa en el movimiento relativo crece considerablemente, lo que coadyuda a la destrucción erosiva.

A expensas de las fuerzas centrífugas y la torsión del flujo, la fase líquida, sobre todo en forma de gotas de gran tamaño, se concentra en la periferia, causando una destrucción erosiva de las paletas en la parte periférica, comprobado en la práctica y por numerosos experimentos.

Es evidente que cuanto mayor es el ángulo, β_1'' y la velocidad periférica u_p tanto más elevada será la velocidad de choque de las gotas a la entrada de las coronas de las paletas rotatorias $\frac{W_1'}{C_1}$, tanto mayores serán las diferencias $\beta_1' - \beta_1^{\text{esq}}$, la relación $\frac{\text{sen } \alpha_1'}{\text{sen } \beta_1'}$, y por consiguiente, la densidad del flujo de humedad.

5.2. PREVENCIÓN DEL EFECTO EROSIVO

Prevenir el efecto de la erosión es de vital importancia para permitir un funcionamiento normal de la turbina, y puede efectuarse, mediante el método activo y el método pasivo.

5.2.1 MÉTODOS ACTIVOS

1. Reducción de la humedad delante del escalón, que se logra subiendo la temperatura inicial, aplicando el recalentamiento intermedio del vapor, bajando la presión de separación exterior y

aumentando el salto térmico en el último escalón donde la erosión es más intensa.

2. Disminución de la humedad real delante de la paleta rotatoria, que se logra utilizando diversos métodos tal como la separación de la humedad en la corona de paletas fijas precedente.

El empleo de alambres en las paletas, soportes, quebraduras de la parte fija y otros factores aumentan la erosión debido a que originan la concentración local de humedad.

3. Disminución de acción de choque de las gotas de humedad contra las paletas rotatorias, que se logra aumentando la holgura axial entre las paletas fijas y rotatorias, debido a los cual se eleva el coeficiente de deslizamiento y se intensifica el fraccionamiento de las gotas.

En los escalones de gran fabelado, la holgura axial se aumenta en la zona periférica en la cual, principalmente se produce la erosión de las paletas. Al mismo tiempo, debido a que en esta zona la reacción es alta, el aumento de la holgura axial no hace bajar mucho el rendimiento del escalón. En algunas turbinas, la holgura axial en la parte periférica de los últimos escalones llega a 100 mm. y más.

La superficie de las paletas rotatorias en la parte que se espera la destrucción erosiva se fabrica con poros gruesos, en los cuales se detiene la humedad que se percibe en los golpes de las gotas.

Las paletas rotatorias con ranuras radiales en la parte superior de la espalda del perfil son más eficientes. La formación de una almohada de agua que recibe los golpes de las gotas se combina con una buena separación de la humedad (debido a las ranuras radiales), Fig. 5-4.

4. Disminución de la velocidad periférica en la periferia de las paletas u_p . A igualdad de otras condiciones, o sea, la humedad a la entrada del escalón Y_o , los ángulos de escape α_1 , el grado de reacción ρ_p y las holguras, la disminución de la velocidad periférico, Fig. 5-3, reduce la densidad de los flujos peculiar y de desprendimiento que se proyectan en la superficie de las paletas rotatorias.

5.2.2 METODOS PASIVOS

Para prevenir el daño causado por la erosión y corrosión de las paletas de los escalones de la turbina, requieren la adición de aleaciones que al mismo tiempo le proporciona estabilidad a altas temperaturas de trabajo, éstos métodos pasivos son los siguientes:

1. Mediante la fabricación de paletas inoxidables, aleaciones de titanio y otros materiales.
2. Mediante el revestimiento de la parte de las paletas expuestas a la erosión con sobrejuntas de materiales resistentes a la erosión, resultando inapropiado la fabricación de la paleta entera con este

tipo de material debido a su alto costo y a la baja resistencia a los esfuerzos del material. Entre estos materiales resistentes tenemos la estelita que viene a ser una aleación de cobalto.

3. Mediante el tratamiento térmico de la paletas o de sus partes. El endurecimiento superficial con aleación dura a través del chisporroteo eléctrico de los bordes de escape de las paletas rotatorias del último escalón; donde el transporte dirigido del metal, desde el electrodo hacia la paleta por efecto de la descarga, eleva la resistencia a la erosión del acero inoxidable con alto contenido de cromo (aleación dura).
4. Mediante la reducción de la humedad aumenta con ello la fiabilidad y el rendimiento de la parte fija de las turbinas de vapor saturado, así como de los últimos escalones de las turbinas con altos parámetros iniciales se emplea la separación.

5.2.3 SEPARACION DE HUMEDAD

La separación de la humedad en la parte fija puede efectuarse de la siguiente manera:

1. Succión de la película de agua de la superficie de las paletas fijas o de sus bordes, la llamada separación dentro del canal.

La película de agua que se forma en la superficie de las paletas fijas, al salir de los bordes de escape se fracciona en gotas que ejercen una influencia decisiva en la erosión de las paletas

rotatorias y son uno de los factores principales de la disminución del rendimiento del escalón.

La succión de esta película y la eliminación de las gotas antes que abandonen la corona de las paletas fijas disminuyen considerablemente la erosión de las paletas. Dicha succión se efectúa por rendijas dispuestas en diferentes lugares del contorno del perfil, Fig. 5-5. A través de estas rendijas, la humedad penetra en la parte interior de la paleta fija hueca, que se comunica directamente con el condensador, evacuándose de esta manera las películas de gotas formadas.

A pequeños saltos térmicos en la corona de paletas, es decir, a una relación de presiones $\varepsilon = p_1/p_0 > 0.65$ a 0.7, la humedad se elimina eficientemente por la rendija en el borde de escape, por la cual sale una considerable parte de las gotas grandes, así como por la espalda del perfil junto al cuello. A medida que va creciendo la velocidad del flujo, la humedad se succiona mejor en el sector de entrada del canal, en la espalda e incluso en el propio borde de entrada. Las rendijas destinadas para la succión se sitúan en la partes superior de la paleta, abarcando aproximadamente una tercera parte de esta.

2. Eliminación de la humedad de la cámara detrás de las paletas fijas. Fig. 5-6. Debido a la torsión del flujo a la salida de la corona de paletas fijas circulares, las partículas del vapor húmedo

experimentan la acción de las fuerzas centrifugas, equilibradas por la gradiente de presión. Las grandes gotas de humedad, cuya densidad, sobre todo a baja presión del vapor es mucho mayor que la del vapor, se arrojan hacia la periferia. En este caso existe una considerable disminución del rendimiento del escalón, debido a que junto con la extracción de la humedad se extrae también vapor y se altera el flujo que entra en la corona de paletas rotatorias. Pese a esta desventaja, este tipo de eliminación es la mas frecuentemente empleada en muchas turbinas a fin de evitar la erosión de las paletas rotatorias.

3. Eliminación de la humedad de las paletas rotatorias o detrás de estas. A expensas de las fuerzas centrifugas de las paletas rotatorias, se evacua la humedad, pero es necesario que por encima de estas haya un espacio libre comunicando con las ranuras captadoras de la humedad o unos canales de drenaje espaciales. La ausencia de las llantas en las paletas o sobre estas favorecen la eliminación de la humedad el permitir un libre lanzamiento pero reduce el rendimiento del escalón, y es admisible solo en el caso de que en el escalón haya una considerable humedad y no existe otros medios para evitar la erosión.

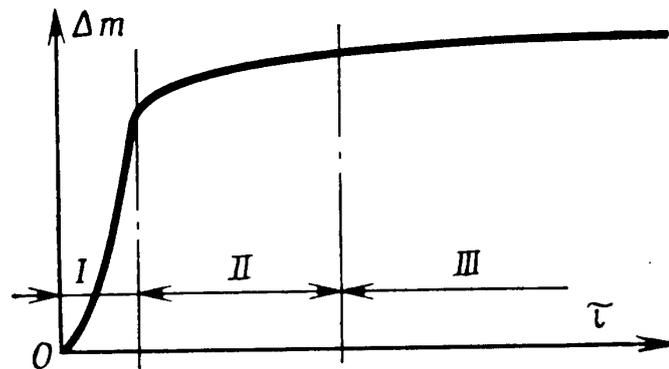
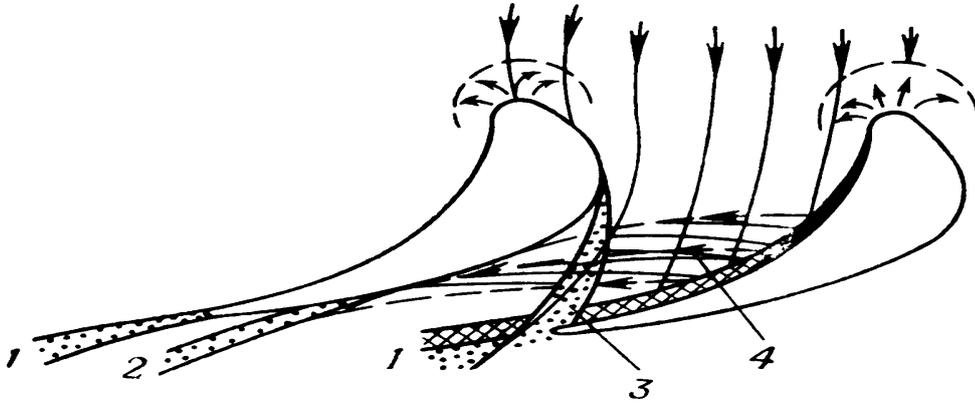


Fig. 5-1. proceso de erosión de la superficie de las paletas rotatorias en función del tiempo de funcionamiento de la turbina.



1. Flujo de gotas de borde
- 2 y 3. Flujo de gotas de desprendimiento.
4. Flujo de gotas de reflejado.

Fig. 5-2. Movimiento de las partículas de humedad en el canal de la corona de paletas fijas con $\alpha_o' = 90^\circ$ y $Co' = Co''$.

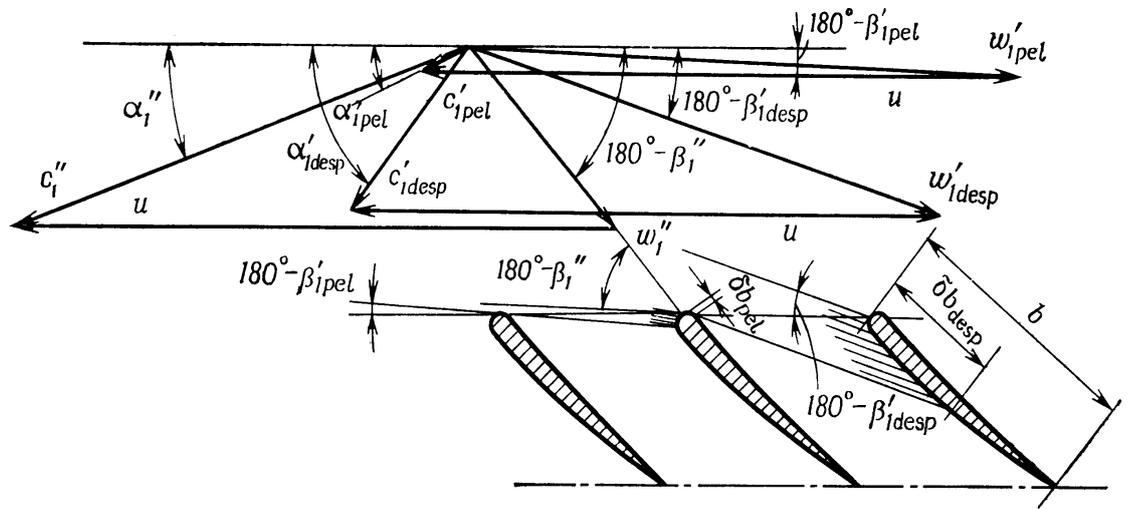


Fig. 5-3 .Triángulos de velocidades de entrada de las fases de vapor y líquido para la sección periférica del escalón muy flabelado. ' significa los parámetros de la fase de líquido; ", significa los parámetros de fase de vapor; el subíndice pel corresponde al flujo de gotas grandes formadas al fraccionarse la película que sale de los bordes de escape de las paletas fijas; el subíndice desp, a las partícula que se han formado como resultado de reflexión y desprendimiento de las gotas.

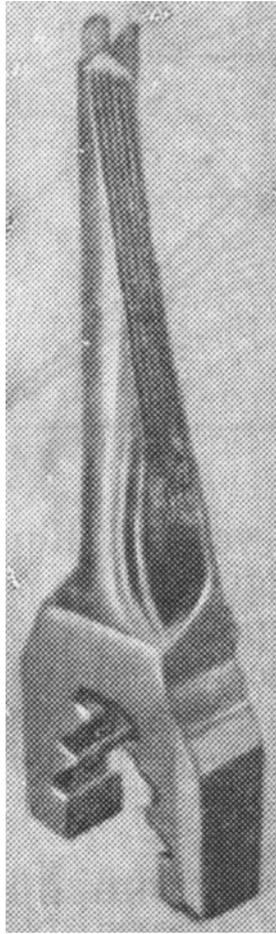


Fig. 5-4. Paleta rotatoria con ranuras radiales en la espalda del perfil.

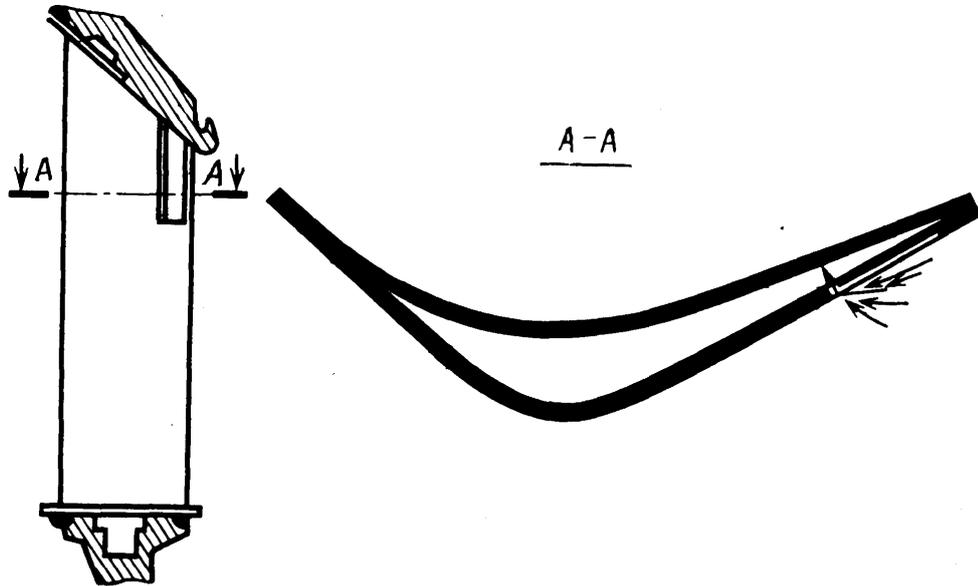


Fig. 5-5. Separación dentro del canal entre las paletas fijas. La sección AA está aumentada 5 veces su tamaño.

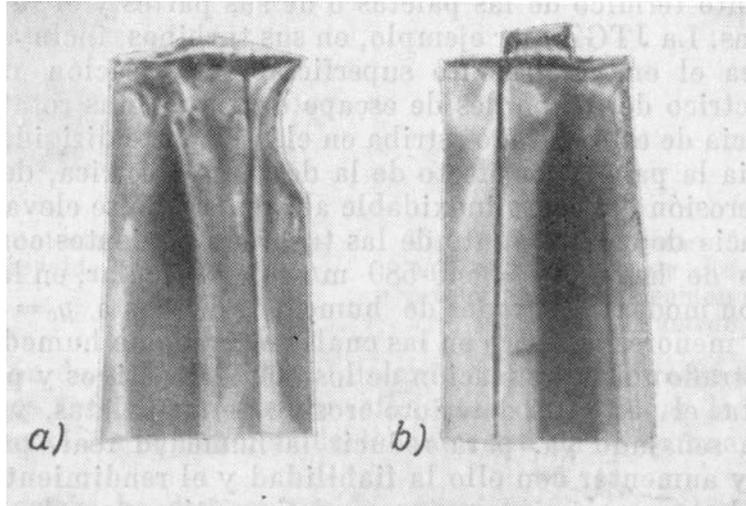


Fig. 5-6. Parte periférica de la paleta rotatoria del último escalón.

a. Funcionamiento con diafragma y sin la separación dentro del canal b. Funcionamiento con diafragma y con la succión de la humedad por los bordes de escape de las paletas.

CAPITULO VI

6. COSTOS Y DISTRIBUCIÓN DE PLANTAS

Entre los diversos tipos de centrales existentes, las centrales equipadas con turbinas de vapor son la que requieren un mayor costo de inversión, así como son las que necesitan un mayor tiempo este tipo de máquinas ofrecen las mejores condiciones de trabajo con factores de planta elevados, para operar como centrales de base y media base, funcionando favorablemente y cargas parciales.

Las variaciones del consumo específico de calor respecto a la carga no son notorias, así como tampoco tienen mayor incidencia las condiciones ambientales.

Un aspecto de importancia en este tipo de máquinas es que permite el empleo de los combustibles más baratos como el petróleo residual y el carbón lo cual implica un bajo costo del combustible por kwh generado.

Las centrales de vapor presentan muchas variantes que inciden decisivamente en sus características técnicas y económicas; entre ellas se cuentan por ejemplo:

- a. Tipo de combustible: petróleo, gas, carbón, lignito y otro.

- b. Tipo de ciclo termodinámico: simple, generativo, con calentamiento intermedio.
- c. Disponibilidad de una fuente fría: circuito de refrigeración abierto, cerrado o mixto.
- d. Otros usos: calor industria, calefacción, desalinización de agua de mar.

Estas centrales varían entre tamaños de menos de 1 kw., hasta plantas formadas por unidades de 1.500 MW cada uno; son unidades que ya prácticamente han alcanzado su madurez técnica.

La elevada cantidad de agua de refrigeración que emplean estas centrales es un factor restrictivo que debe ser considerado con sumo cuidado, ya que implica un periodo de tiempo adicional para la realización de los estudios de ubicación de la central, Fig. 6-2.

Es importante, la cercanía a una fuente de agua que podría ser un río, mar, laguna, etc. El sistema de refrigeración puede desarrollarse en circuito abierto en caso de contar con suficiente cantidad de agua, para lo cual se tiene que considerar instalaciones especiales de captación y bombeo o de otra manera la refrigeración con circuito cerrado en caso de lugares con insuficiente cantidad de agua, en este caso se requiere la instalación de una torre de refrigeración con lo que las necesidades de agua se reducen a pequeñas cantidades para la reposición del agua que se pierde en el ciclo térmico, pero el mismo tiempo se eleva el costo de la central con la instalación de dichas torres.

Otra de las desventajas de este tipo de centrales es que ocupa grandes espacios para su instalación; además el peso y volumen de sus componentes plantean muchas veces serias dificultades para su transporte e instalación, Fig. 6-1.

Por otro lado el uso de petróleo pesado y de carbón produce problemas de contaminación.

Para el rango de 25 a 100 MW (normalmente sin recalentamiento) la eficiencia de estos equipos son comparables a las correspondientes unidades con turbinas a gas; sin embargo para unidades mayores (con recalentamiento) los turbogrupos a vapor tienen altas eficiencias comprendidas entre 30-37%, Fig. 6-3.

La vida útil de los turbogrupos a vapor son los mayores entre los equipos térmicos convencionales, representando un mínimo de 25 años.

6.1. CARACTERISTICAS TECNICAS

La información que se muestra en los cuadros, corresponden a unidades con turbinas a vapor en tamaños de 10, 50, 100, 200, 300 y 500 MW.

Para el tipo de carga de base se han considerado unidades sin recalentamiento en solo tamaños de 10, 50 y 100 MW; unidades con recalentamiento para los tamaños de 150, 200, 300 y 500 MW.

Para el tipo de carga de punta se están considerando también unidades simples sin recalentamiento y con poca redundancia de equipos (número mínimo de calentadores de agua de alimentación y equipos de repuesto marginal).

Para las unidades de base se está considerando dos tipos de combustibles: petróleo residual y carbón; también dos sistemas de enfriamiento: ciclo abierto y torres húmedas de tipo mecánico.

Las unidades de pico se consideran que solo se utilizan petróleo residual; en este caso también se está considerando los dos tipos de enfriamiento.

Las unidades a vapor de base, se asumen que operan a un factor de carga de 90% durante las horas que las unidades estén disponibles. Estas horas disponibles de operación tienen un rango de 6570 a 7620 horas por año.

Las unidades de pico utilizadas para trabajos de ciclaje se asume que operan a 100% de carga por 2,500 horas por año.

6.2. CARACTERÍSTICAS DE UBICACION DE UNA CENTRAL A VAPOR.

Tal como se mencionó anteriormente, la determinación de la ubicación de centrales a vapor a diferencia de las centrales Diesel y a Gas, es un aspecto importante, por lo que en este punto tratamos de explicar las consideraciones que deben tomarse en cuenta en su definición y así mismo indicar las ubicaciones potenciales para las centrales de este tipo que fueran

seleccionadas en el estudio de Proyectos de Centrales térmicas de Monenco ya mencionado anteriormente.

Las consideraciones más importante que deben tomarse en cuenta para la determinación de la ubicación de una central a vapor son las siguientes:

1. Cercanía al centro de carga. Próximo a centros de población existentes.
2. Accesos. Disponibilidad de accesos hasta por lo menos 5 km. De los emplazamientos.
3. Areas disponibles. De tamaño suficiente, razonablemente niveladas, sin problemas de fundación aparentes, sin peligro de inundación, preferiblemente sin uso y ubicadas fuera de zonas militares y arqueológicas.
4. Disponibilidad de agua. Cercana a fuentes disponibles de agua fresca de reposición para el ciclo o para las torres húmedas (en ubicaciones fuera de la costa).
5. Para ubicaciones costeras debería haber aguas tranquilas disponibles al menos 6m. de profundidad próxima a la línea costera para la toma de agua de enfriamiento. Sin embargo parece que en nuestra costa es limitado el número de emplazamientos que reúnen estas condiciones. Los emplazamientos escogidos por Monenco generalmente están ubicados cerca de áreas rocosas que puedan actuar como rompeolas

natural y ofrecen alguna protección contra las olas y suministran agua profunda en un sitio donde pueda localizarse la toma.

6. Instalaciones portuarias disponibles. Dentro de una distancia razonable del emplazamiento.
7. Disponibilidad de instalaciones existentes para la descarga o transporte de combustible dentro de una distancia razonable del emplazamiento.

A continuación mencionamos las ubicaciones potenciales para la instalaciones térmicas a vapor en el Perú.

EN LA COSTA

UBICACIÓN	CAPACIDAD MAX. (MW)
-----------	---------------------

A. Dpto. Lima

- | | |
|--------------------------|-------------|
| - Playa Oquendo (Lima) | 400-600. |
| - Pampa Ventanilla | 3000 ó más. |
| - Sta. María (Ref. Zinc) | 2000 |

B. Dptos. Ancash, La Libertad.

- | | |
|-------------------------------|-----|
| - Pampa Alcansilla (Chimbote) | 500 |
| - Puerto Chicama | 500 |

C. Dptos. de Piura y Lambayeque

- Piura (ciudad)	10-20
- Chiclayo (ciudad)	10-20
- Talara (ciudad)	10-20
- Puerto Pimentel	150

D. Dptos. Moquegua y Tacna

- Ilo	150
-------	-----

E. Dpto. de Arequipa

- Mollendo	600
------------	-----

EN LA SIERRA

UBICACIÓN

CAPACIDAD MAX. (MW)

A. Dpto. Arequipa

- Arequipa	20-1000
------------	---------

B. Dpto. de Cuzco

- Cuzco (ciudad)	10-20
- Cajamarca (ciudad)	10 ó más

EN LA AMAZONIA

UBICACIÓN	CAPACIDAD MAX. (MW)
A. Dpto. de Loreto	
- Iquitos (ciudad)	10 ó más.
- Pucallpa (ciudad)	10 ó más.

6.3. CARACTERISTICAS ECONOMICAS

Los costos de una central térmica de vapor se dividen en costos de inversión, costos de operación y mantenimiento, y costos de combustible.

6.3.1. COSTOS DE INVERSION.

Los costos de centrales térmicas de vapor que se dan son para dos rangos de operación diferentes, carga base y carga pico.

Las centrales a vapor de carga base consiste de unidades sin recalentamiento en los tamaños de 10,50 y 100MW y unidades con recalentamiento de 150, 200, 300 y 500 MW.

Los requeridos durante la construcción de la planta, costo de puesta en servicio, ingeniería, administración por el propietario y otros. En el cuadro No. 6-1 se muestra una estructura de los costos de inversión

que indica el porcentaje de participación de cada uno de los componentes.

6.3.2. COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Los costos de operación y mantenimiento para centrales a vapor de base operando con petróleo y carbón son mostrados en la Fig. 6-4 y fueron hallados de la misma manera que para las turbinas a gas.

Los costos fijos de operación y mantenimiento para las centrales a vapor de punta son los mismos que para las unidades de base considerando que no cambia el número de personal de operación y mantenimiento. Los costos incrementales de operación y mantenimiento para este tipo de centrales se obtienen considerando que los costos de mantenimiento serían 50% mayores que los de las centrales de vapor de carga de base y los costos incrementales de operación permanezcan iguales.

6.3.3. COSTOS DE COMBUSTIBLE.

Los costos de combustible que se muestran en el Cuadro 6-2 se ha obtenido considerando 7500 horas de operación anual (Base), 2500

horas (Punta), 100% de factor de carga¹, combustibles: carbón y petróleo (Alto poder calorífico HHV y precios indicados en los Cuadros No. 6-3, 6-4 y 6-5.

Además se deben de tomar en cuenta los siguientes datos:

- a. Consumo específico de calor a la carga promedio (KJ/kwh). Este dato se puede estimar considerando el consumo de calor sin carga (10^6 KJ/h) y el consumo específico de calor neto incremental (KJ/kwh).
- b. Potencia efectiva en el lugar de instalación de la central (kw).
- c. Poder calorífico del combustible utilizado alto o bajo según las normas (KJ/kg, kj/m³).
- d. Precio internacional del combustible utilizado (US \$/BBL de Petróleo, US \$/TM de Carbón, US \$/10³ m³ de gas).
- e. Las horas de operación.

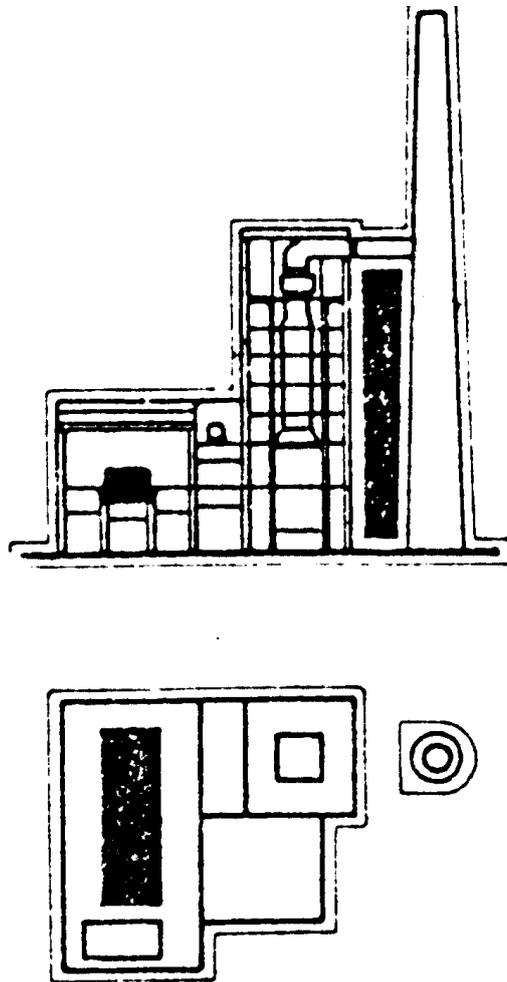
6.3.4. CRONOGRAMA DE GASTOS.

Los cronogramas de desembolsos para unidades a vapor se presentan en el Cuadro 6-6. Se supone que la fecha de entrada en

¹ Factor de carga es el porcentaje promedio asumido de la carga de servicio para

servicio de la unidad es el penúltimo año para la cual se muestra un desembolso.²

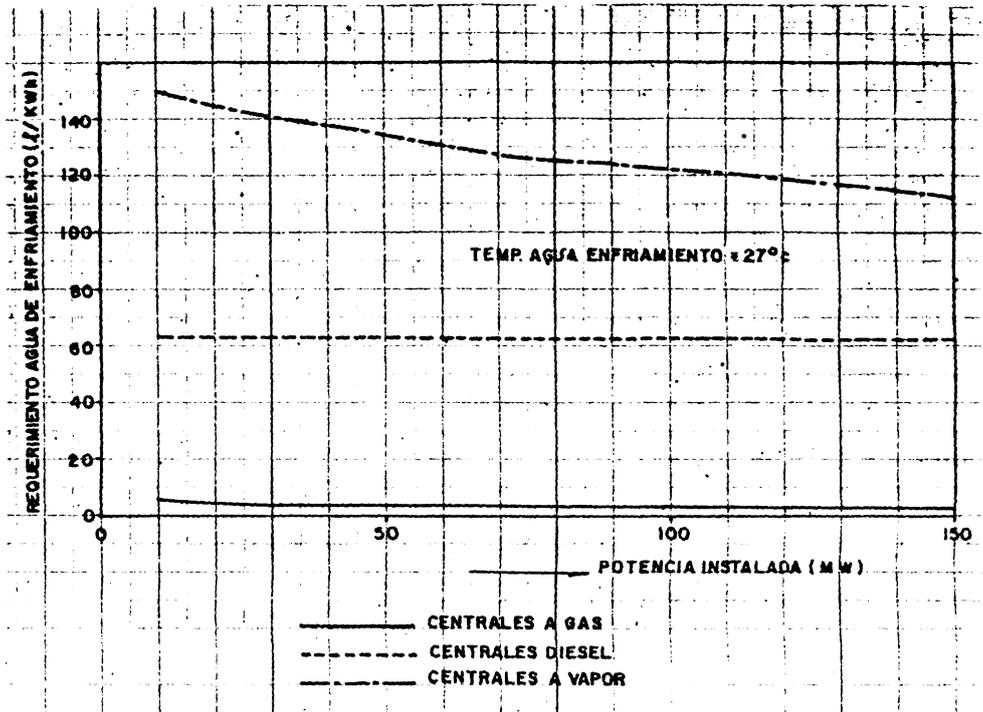
Propósitos de calcular el gasto anual de combustible. 2 Cifras halladas por Monenco.



CENTRAL TERMICA A VAPOR

ÁREA REQUERIDA	24,0m ² / MW
ESPACIO REQUERIDO	690,0m ³ / MW

Fig. 6-1. AREA Y ESPACIO REQUERIDO



— CENTRALES A GAS
 - - - - - CENTRALES DIESEL
 - . . . - . CENTRALES A VAPOR

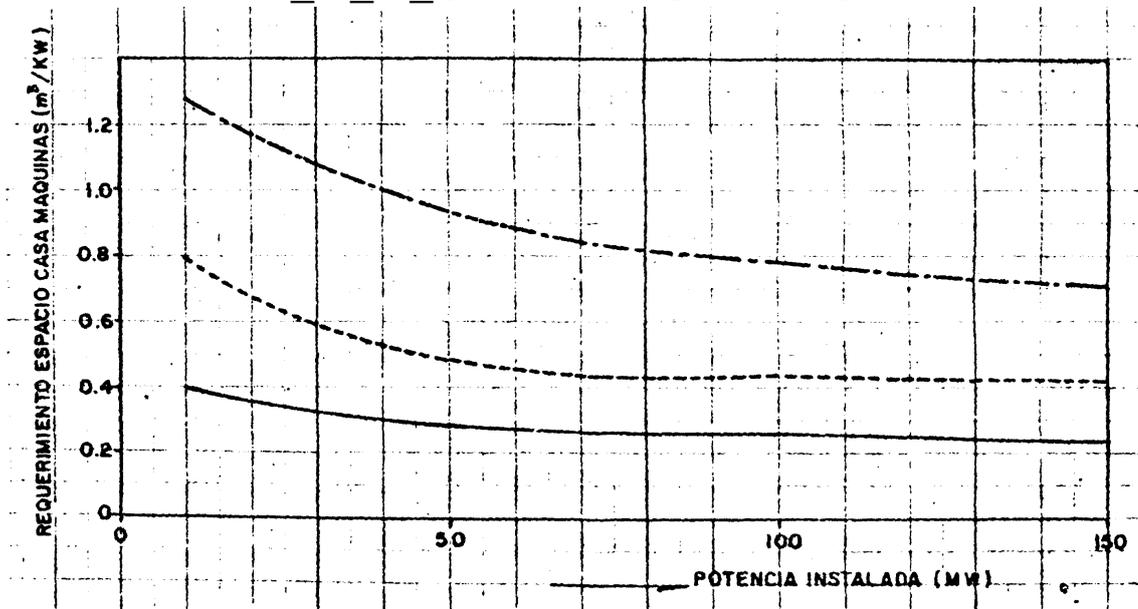


Fig. 6-2 Necesidades de agua de enfriamiento
 Nota: Cifras referenciales obtenidas de una revista publicada por M.A.N.

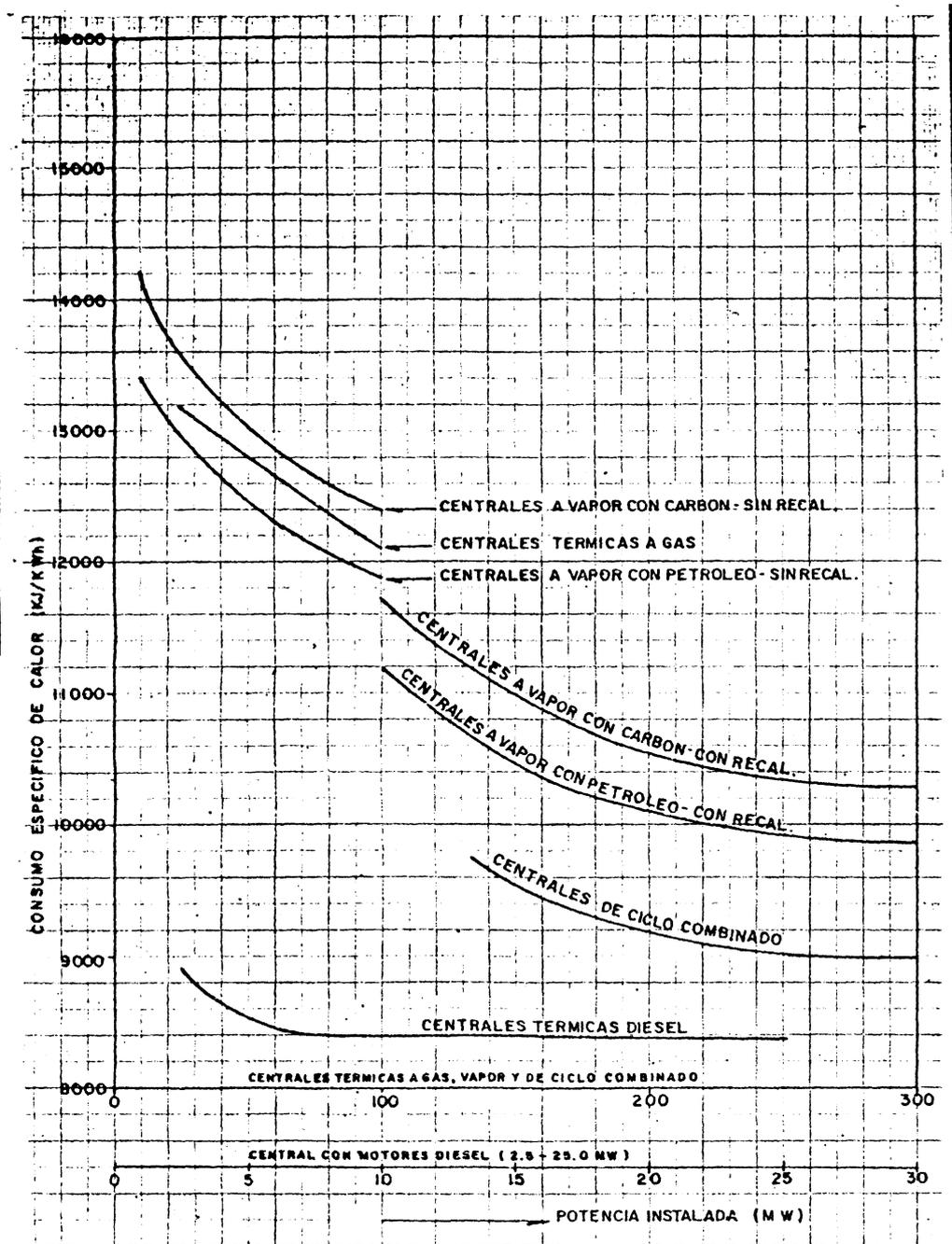


Fig. 6-3. Consumo específico de calor en función del tipo y tamaño de la central térmica.

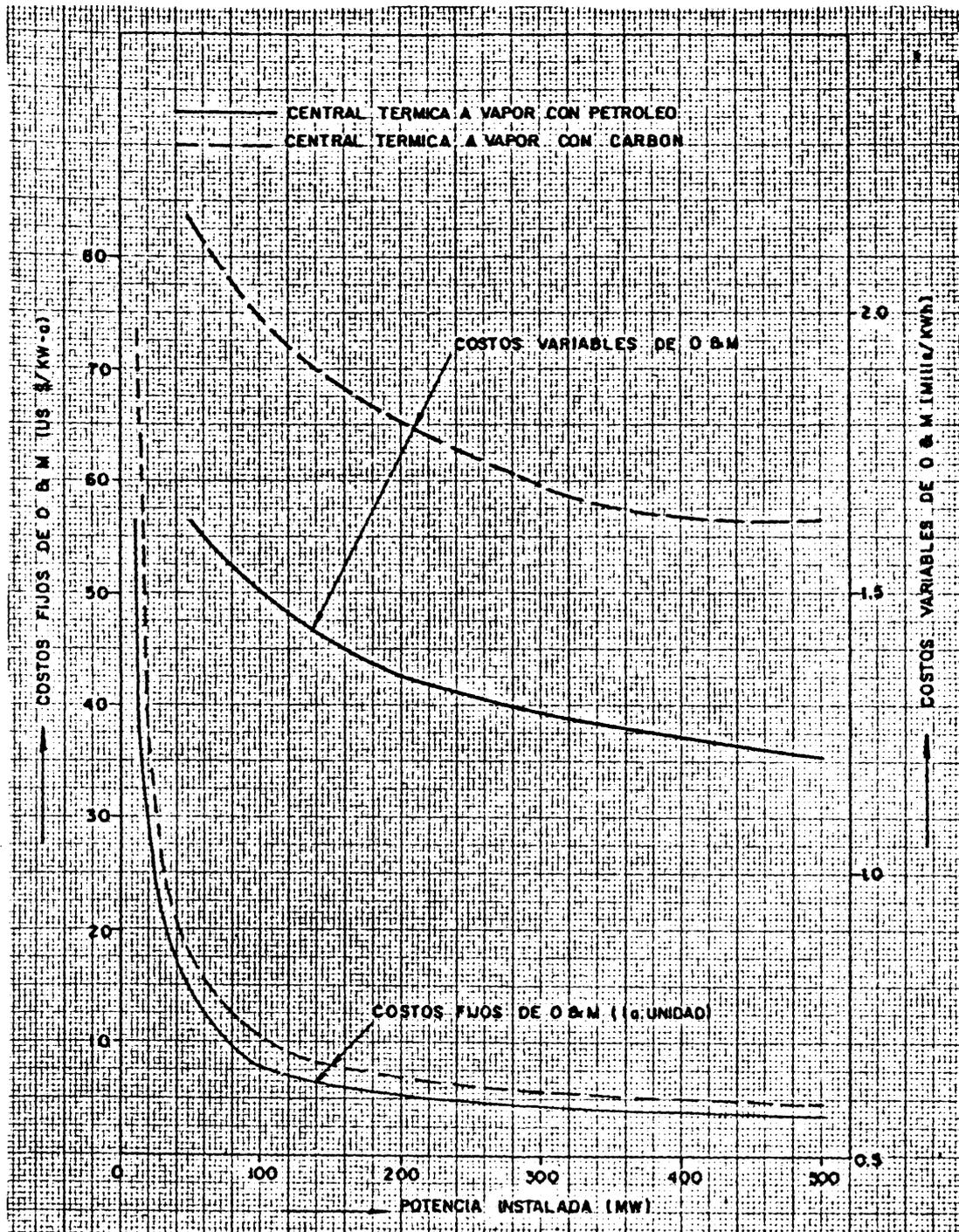


Fig. 6-4. Custos de operación y mantenimiento en centrales térmicas a vapor.

NOTA: Costo fijo de 2da. Unidad \approx 30% de la 1ra. Unidad.

CUADRO 6-1

ESTRUCTURA DE COSTOS DE INVERSION
PARA CENTRALES TERMICAS A VAPOR

<u>Descripción del Item</u>	<u>% del Costo Total</u>
1. Emplazamiento y mejoras	1.1
2. Edificios y estructuras	10.1
3. Calderas y Auxiliares	36.8
4. Turbina generadora y auxiliares	31.9
5. Sistemas eléctricos	4.8
6. Control e instrumentación	2.0
7. Instalaciones misceláneas	1.7
8. Costos indirectos	<u>11.6</u>
	100.00
9. Contingencias	15.00

CUADRO 6-2

COSTO DE COMBUSTIBLE EN CENTRALES A VAPOR

A.- CENTRALES DE BASE (7500 h/a)

<u>POTENCIA (MW)</u>	<u>Costo Especifico de Combustible (US\$/MWh)</u>	<u>Costo Anual de Combustible US\$ x 10³</u>
50-R	47.265	17,724
100-R	44.992	33,744
150-R	39.690	44,651
200-R	38.327	57,491
300-R	37.380	84,105
50-C	29.314	10,993
100-C	27.875	20,906
150-C	24.728	27,819
200-C	23.694	35,541
300-C	23.109	51,995

B.- CENTRALES DE PUNTA (2,500 h/a)

<u>POTENCIA (MW)</u>	<u>Costo Especifico de Combustible (US\$/MWh)</u>	<u>Costo Anual de Combustible US\$ x 10³</u>
100-R	47.34	11,835
150-R	47.34	17,753
200-R	47.34	23,670

CUADRO 6-3

ANÁLISIS DE PRODUCTOS REFINADOS NACIONALES
REFINERÍA LA PAMPILLA

N°	CARACTERÍSTICAS	DIESEL N° 2	RESIDUAL N° 6
1	Gravedad Específica a 60°F	0.8581	0.9600
2	Gravedad API a 60°F	33.4	15.9
3	Punto de Inflamación, °F	180	209
4	Viscosidad SSU a 100°F	41.7"	-
5	Viscosidad SSF a 122°F	-	274"
6	Número Cetano	52	
7	Cenizas, % Peso	Nulo	0.054
8	Azufre, % peso	0.028	1.41
9	Agua y Sedimentos % volumen	-	0.1
10	Poder Calorífico Superior (HNV) KJ/gal.	146,470	157,170
11	Poder Calorífico Inferior (LHV) KJ/gal.	138,180	148,260
12	Temperatura de bombeo mín, °F	-	112
13	Temperatura de Atomización		
	Tipo forzado, rango °F		210-225
	Tiro natural, rango °F		225-250

CUADRO 6-4

CARACTERISTICAS DEL CARBON NACIONAL
YACIMIENTO ALTO CHICAMA

N°	CARACTERISTICAS	VALOR
1	Poder calorífico (Kcal/Kg)	7000-7500
2	Humedad %	4-6
3	Materia Volatil %	2.5-4
4	Cenizas %	6-10
5	Carbón Fijo %	80-85
6	Contenido de Azufre %	0.5-3.0

- Este carbón está catalogado como un carbón de clase metaantracítico.

- Reservas :

Probadas	-	25.2	millones TM.
Probables	-	34.5	millones TM.
Posibles	-	211.0	millones TM.
Totales	-	270.7	millones TM.

- Ubicación del Yacimiento :

En Santiago de Chuco, de 100 a 160 Km. des
de el puerto de Salaverry por carretera.

Ref: Información Estadística sobre Energía
Período 1970/1980
Ministerio de Energía y Minas.

CUADRO N° 6-5

COSTOS DE COMBUSTIBLES
(Precios internacionales)

I. COSTA

TIPO	PRECIO
1 PETROLEO DIESEL NO. 2	36 US\$/BBL.
2 PETROLEO RESIDUAL NO. 6	25 US\$/BBL.
3 CARBON IMPORTADO (BITUMINOSO DE ILLINOIS)	64 US\$/TM.
4 CARBON NACIONAL (ANTRACITICO DE ALTO CHICAMA)	45 US\$/TM.

II. COSTO DE TRANSPORTE (Para ubicaciones fuera de la costa)

LUGAR	COSTO DE TRANSPORTE (US\$/BBL)	
	RESIDUAL 6	DIESEL NO.2
-----	-----	-----
CAJAMARCA	1.975	1.796
AREQUIPA	0.992	0.902
CUZCO	12.176	11.067
IQUITOS	1.819	1.633
PUCALLPA	9.289	8.444
PUNO	5.989	5.447

CUADRO 6-6
DESEMBOLSOS EN CENTRALES TÉRMICAS A VAPOR

AÑO	50 MW		100 & 150 MW		200 & 300 MW		500 MW	
	M.E.	M.N.	M.E.	M.N.	M.E.	M.N.	M.E.	M.N.
1	22.8	22	7.6	7.6	14.3	6.7	15.2	9.5
2	34.2	18	28.5	21.9	28.4	11.4	23.6	9.5
3	28.5	26.5	34.2	19.9	32.4	31.3	25.8	12.4
4	9.5	28.5	20.0	26.6	15.2	37.1	20.2	19.9
5	5.0	5.0	4.7	19.0	4.7	8.5	8.0	28.5
6	-	-	5.0	5.0	5.0	5.0	2.2	15.2
7	-	-	-	-	-	-	5.0	5.0
TOTAL	100.0	100.0	100.0	100.00	100.0	100.0	100.0	100.0

M.E.= MONEDA EXTRANJERA
M.N.= MONEDA NACIONAL

CONCLUSIONES

1. El diagrama de la Fig. 4-41 nos muestra el trazado de la expansión por cálculo preliminar, así como por cálculo detallado en el cual se observa los efectos de pérdidas y los rendimientos de las secciones de la turbina, el cual constituye una base para el dimensionamiento preliminar del modelo energético para una turbina de vapor múltiple desde la óptica gasotermodinámica.
2. El calculo térmico ha hecho un seguimiento sistemático del procesamiento energético en el escalonamiento de la turbina, desde el de regulación (escalón de acción) hasta la de potencia (escalón de reacción) .
3. La hoja de calculo ha conjugado como premisa 40 variables a través de las cincuenta coronas (25 escalones), a fin de precisar valores gasotermodinámicos en todas las zonas de paso del vapor.
4. La evaluación energética de la presente turbina, deberá tomarse en cuenta para mejorar la explotación de los futuros ciclos combinados en Ventanilla, Santa Rosa, Malacas y la Aguaytia.
5. Este modelo será más eficaz, dentro de la medida que la base de datos sea más precisa y real.

6. En el desarrollo de la turbina múltiple, queda demostrado su mayor rendimiento que la turbina simple, por el retorno de calor que se ha conseguido por la división del proceso en varios escalones.
7. La turbina axial hace que los esfuerzos en la dirección del eje se anulen y su dimensionamiento se debe a la carga radial.
8. La división del proceso en escalones y cilindros logran un mejoramiento del rendimiento, debido al calor de retorno y a los recalentamientos intermedios.

BIBLIOGRAFIA

1. SCHEGLIAIEV A.V. Turbinas de Vapor, Moscú – Rusia
Editorial Mir Moscú, 5ta. Ed. 1,985, Tomo I, 352 pp .
2. SCHEGLIAIEV A.V. Turbinas de Vapor, Moscú – Rusia
Editorial Mir Moscú, 5ta. Ed. 1,985, Tomo II, 246 pp .
3. RIZHKIN V. YA. CENTRALES TERMOELECTRICAS, Moscú – Rusia
Editorial Mir Moscú, 6ta. Ed. 1,979, Primera Parte, 365 pp .
4. TROYANOVSKI, FILIPROV, BUCKIN, Turbinas de Vapor y de Gas de las Centrales Nucleoeléctricas, Moscú Rusia.
Editorial Mir Moscú, 1ra. Ed., 1,985, 382 pp.
5. SAARLAS, MAIDO. Steam and Gas Turbines for Marine Propulsion.
London – England.
Editorial E & F.M. Span Ltd. 2da. . Ed. 1,950, 213 pp.
6. LUCINI M. Turbomáquinas de Vapor y de Gas, Su Cálculo y Construcción. Barcelona-España.
Editorial Labor S.A., 2da. Ed. 1,947, 467 pp.
7. MARINA DE GUERRA EE.UU. Turbinas Estados Unidos. 1ra.
Ed. 1,950, 270 pp.
8. LUCIEN VIVIER. Turbinas de Vapor y de Gas. Bilbao-España.
Editorial Urmo. 1ra. Ed. 1,968, 469 pp.

9. HOLMAN, S.P. Termodinámica Aplicada. New York-USA. Editorial Mc. Graw Hill Co. 3ra. Ed. 1,980, 282 pp.

10. HEINZ P. BLOCH, Guía Práctica para la Tecnología de las Turbinas de Vapor. México. Editorial Mc. Graw Hill 1,998, 152 pp.

11. CAPITULO DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA, COLEGIO DE INGENIEROS DEL PERU. Proyectos de Centrales Termoeléctricas-Criterios de Diseño, Separata de Curso Profesional desarrollado en Lima, fechas 29,30,31 Octubre 1,998, 138 pp.

12. APRAIZ BARREIRO, J. . Aceros Especiales y otras Aleaciones Madrid – España. Editorial Dossat, 5ta Ed. 1,975, 652 pp.

13. SHACKELFORD, JAMES F. Ciencias de los Materiales para Ingenieros. México. Editorial Prentice Hall. 3ra. Ed. 1,992, 794 pp.