

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS SUPERIORES



TURBINAS DE GAS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA
MECANICA

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEÓN.[®]
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ING. CARLOS ABDIEL ORLANDO LUENGO INZUNZA

MONTERREY, N. L.,

SEPTIEMBRE DE 1987

g.n.
3/10/87

TM

25853

.M2

FIME

1987

L8



1020070588



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



162123

evidente que al ser T_{2t} mayor que T_{2e} mayor que T_{2i} mayor que T_{2a} , el trabajo de compresión disminuye con el enfriamiento.

La práctica aconseja el enfriamiento en los turbocompresores cuando éstos trabajan a presiones relativamente altas, para lo cual se emplean sistemas de circulación forzada de agua como fluido refrigerante.

No es aconsejable la refrigeración de los turbocompresores que forman parte de los motores de turbina de gas, excepto cuando la compresión está dividida. Tampoco se refrigeran los compresores que trabajan a presiones relativamente bajas.

3. Compresión isotérmica, $n = 1$.

La compresión isotérmica es la que exige un trabajo mínimo y, por lo tanto, potencia mínima para actuar el compresor.

Desde luego existen turbocompresores isotérmicos, aunque su uso está más limitado, por ser todavía costosos. La regulación de la pérdida de calor, de modo que la temperatura se mantenga más o menos constante, es una operación que exige mayores cuidados en el manejo del turbocompresor.

Así mismo, debe tenerse presente el gasto de energía que absorbe el sistema de enfriamiento. Sin embargo, su empleo queda justificado en ciertos casos, como cuando se trabaja con gases en los que se exige conservar su pureza librándolos de la contaminación del aceite lubricante o cuando se necesita conservar la temperatura de los mismos.

Pero, sobre todo, como el trabajo de compresión se reduce, la economía en la operación puede justificar un mayor costo inicial, siempre que no sea muy gravoso el gasto de energía en el sistema de enfriamiento.

Considerando el gas que se comprime como ideal, el proceso es de la forma siguiente

$$Pv = \text{cte.}$$

que equivale a hacer $n = 1$, en la fórmula general $Pv^n = \text{cte.}$

La isotérmica, en el diagrama Pv , como se ve en la figura (4-1), es una hipérbola equilátera, cuya curva tiene una pendiente menos pronunciada que la exponencial adiabática. El trabajo ideal de compresión, representado por el área bajo la curva $1 - 2_t$ en el diagrama Pv , es mínimo. Su valor es

$$\int_1^{2_t} v \, dP = R T_1 \ln \left(\frac{P_{2t}}{P_1} \right) \quad (4-23)$$

Como en el proceso isotérmico no hay fricción, ya que es reversible, el trabajo ideal es igual al actual dado por la primera ley, y como

$T_{2t} = T_1$, queda

$$\tau_t = \int_1^{2_t} v \, dP = R T_1 \ln \left(\frac{P_{2t}}{P_1} \right) \quad (4-24)$$

Lo que significa que el calor eliminado representa una energía equivalente al trabajo de compresión.

Se debe hacer observar que en todas las fórmulas la referencia ha sido al trabajo de compresión o trabajo que efectúa la máquina. El trabajo del sistema fluido que se comprime es negativo. El gas que comprime se ha considerado como ideal, esto es, regido por la ecuación

$$Pv = RT$$

Para evaluar la eficacia de los sistemas de enfriamiento en los compresores se define el rendimiento llamado isotérmico, que es igual a la relación del trabajo en un proceso de compresión isotérmico ideal al trabajo actual de compresión politrópico de un compresor enfriado, esto es

$$\eta_{\text{isot}} = \frac{\tau_t \text{ (ideal)}}{\tau_e \text{ (enfriamiento)}} \quad (4-25)$$

o

$$\eta_{\text{isot}} = \frac{R T_1 \ln (P_{st}/P_1)}{C_p (T_{2e} - T_1) + Q_{\text{eliminado}}} \quad (4-26)$$

o

$$\eta_{\text{isot}} = \frac{Q_{\text{eliminado}}}{C_p (T_{2e} - T_1) + Q_{\text{eliminado}}} \quad (4-27)$$

Relación de presiones en un escalonamiento

Los turbocompresores pueden ser de un sólo paso, o escalonamiento, o de varios, según sea la presión final que se quiere obtener.

Un escalonamiento comprende la presión ganada en el rotor o impulsor — más la ganada en el difusor. Este tiene como función convertir, parcialmente, la energía cinética que tiene el fluido a la salida del rotor en energía estática o de presión. El difusor tiene forma de ducto divergente en los compresores centrífugos; en las axiales está constituido por una corona de álabes fijos a la carcasa, formando ductos divergentes para lograr el efecto de difusión y, al mismo tiempo, son directores del fluido hacia la entrada del impulsor siguiente.

Llamando P_1 a la presión de entrada al impulsor, P_2 a la de salida del impulsor y entrada al difusor, P_3 a la de salida del difusor, la relación de presiones en un escalonamiento será

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_3}{P_1} \quad (4-28)$$

El valor de la relación de presiones en el impulsor y en el difusor se calcula a continuación:

a. Relación de presiones en el impulsor P_2/P_1 .

De la ecuación de la primera ley de la termodinámica para un sistema -abierto, flujo estable y adiabático, siendo despreciable el cambio en energía de posición, se tiene

$$-\tau = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = h_{2t} - h_{1t} \quad (4-29)$$

Considerando el trabajo de compresión en el lugar del trabajo del fluido, que son de sentido contrario, considerando al fluido como ideal, y recordando que $h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1)$, sustituyendo en la ecuación (4-29) nos queda

$$\tau_a = C_p (T_2 - T_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (4-30)$$

o

$$\tau_a = C_p \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

donde τ_a representa el trabajo actual del compresor por unidad de masa. En proceso politrópico

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4-32)$$

luego, sustituyendo

$$a = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (4-33)$$

de donde

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4-34)$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 C_p T_1} = \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4-35)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{\tau_a - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}}{C_p T_1} \quad (4-36)$$

finalmente

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\left(\frac{\tau_a}{C_p T_1} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 C_p T_1} \right) + 1 \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (4-37)$$

Esta última ecuación nos indica que, para una determinada relación de presiones, el trabajo de compresión puede reducirse si se baja la temperatura del fluido a la entrada del impulsor. Si se mantiene la misma

potencia, se incrementa la relación de presiones. Conviene, asimismo, que la velocidad absoluta decrezca a su paso por el impulsor, esto es, que se produzca un efecto de difusión entre los ductos que forman los álabes y la carcasa, aunque este cambio de energía cinética suele ser relativamente pequeño y, en muchos casos, despreciable. El valor de n conviene que sea chico.

El trabajo de compresión se puede poner en función de las velocidades tangenciales del fluido y del rotor, y del rendimiento interno.

El rendimiento interno es como dijimos anteriormente:

$$\eta_i = \frac{\tau_i}{\tau_a} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2a} - h_1} = \frac{C_p(T_{2i} - T_1)}{C_p(T_{2a} - T_1)} \quad (4-13)$$

El trabajo ideal de compresión τ_i , según la ecuación de Euler es

$$\tau_i = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}$$

sustituyendo en la ecuación (4-13)

$$\tau_a = \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{\eta_i} \quad (4-38)$$

sustituyendo en la ecuación (4-37), se tiene como relación de presiones en el impulsor

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\left(\frac{\eta_i}{C_p T_1} \right) - \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 C_p T_1} \right) + 1 \right]^{\frac{n}{n+1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\left(\frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{i C_p T_1} \right) - \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 C_p T_1} \right) + 1 \right]^{\frac{n}{n+1}}$$

b. Relación de presiones en el difusor P_3/P_2 .

En el difusor no hay trabajo externo sobre el fluido, sólo hay transformación parcial de energía dinámica en estática, esto es, aumento en la entalpía a expensas de la velocidad. Esta transformación no es perfecta y está afectada por un rendimiento interno del difusor, que se define por

$$\eta_i = \frac{h_{3i} - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{C_p(T_{3i} - T_2)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (4-40)$$

El subíndice 3_i indica el valor que alcanzaría la entalpía o la temperatura si el rendimiento fuera de 100%; el subíndice 3 señala el valor actual.

La ecuación de la primera ley queda así

$$0 = \eta_i C_p (T_3 - T_2) + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2} \quad (4-41)$$

$$0 = \eta_i C_p T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2} \quad (4-42)$$

$$- \left(\frac{v_3^2 - v_2^2}{2} \right) = \eta_i C_p T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \quad (4-43)$$

$$\frac{\left(\frac{v_2^2 - v_3^2}{2}\right)}{\eta_i C_p T_2} = \frac{T_3}{T_2} - 1 \quad (4-44)$$

$$\frac{v_2^2 - v_3^2}{2 \eta_i C_p T_2} = \frac{T_3}{T_1} - 1 \quad (4-45)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_2^2 - v_3^2}{2 \eta_i C_p T_2} + 1 \quad (4-46)$$

y como en proceso politrópico

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

sustituyendo, queda como relación de presiones en el difusor

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{v_2^2 - v_3^2}{2 \eta_i C_p T_2} + 1\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (4-47)$$

El rendimiento interno de los difusores suele ser del mismo orden que el del rotor, pudiéndose estimar el rendimiento interno global (rotor más difusor), del orden del 75% al 90%.

Por escalonamiento la relación de presiones es,

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_3}{P_1}$$

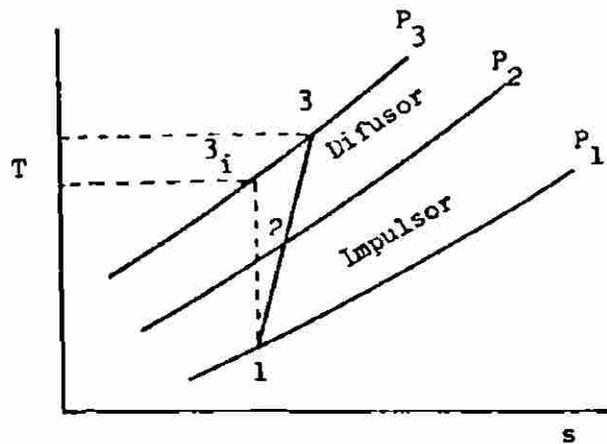


Figura 4-3 Relación de presiones en un escalonamiento.

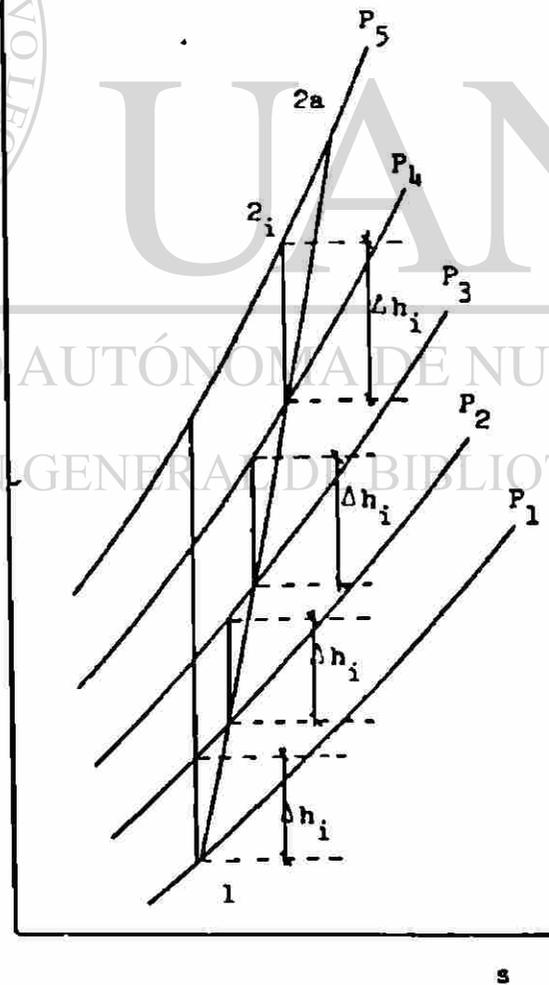
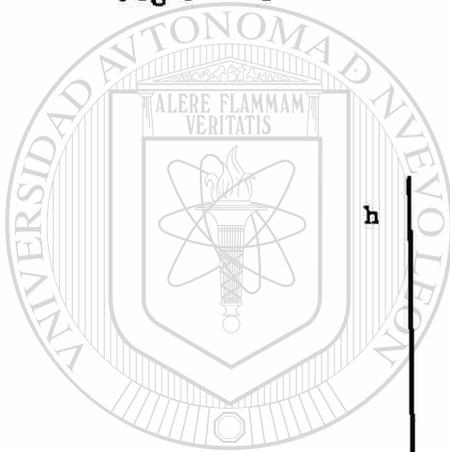


Figura 4-4 Proceso de compresión en varios escalonamientos

como se ve en la figura (4-3).

La relación de presiones en un escalonamiento puede llegar a valores - de 10 a 12 en un turbocompresor centrífugo y a valores entre 6 a 8 en un turbocompresor axial.

El rendimiento interno o rendimiento adiabático puede ponerse en función de la relación de presiones, así



$$\eta_i = \frac{T_{3i} - T_1}{T_3 - T_1} = \frac{T_1 \left(\frac{T_{3i}}{T_1} - 1 \right)}{T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right)} = \frac{\left(\frac{T_{3i}}{T_1} - 1 \right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right)} \quad (4-49)$$

recordando que en proceso isoentrópico

$$\frac{T_{3i}}{T_1} = \left(\frac{P_{3i}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

y que en proceso politrópico

$$\left(\frac{T_3}{T_1} \right) = \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

sustituyendo queda

$$\eta_i = \frac{\left(\frac{P_{3i}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} \quad (4-50)$$

La presión $P_3 = P_{3i}$ pero el exponente es diferente por ser $n > k$ en un compresor no enfriado, con lo que el rendimiento interno sale inferior a uno.

Proceso de compresión en varios escalonamientos

La mayor parte de los turbocompresores industriales exigen presiones de trabajo altas requieren varios escalonamientos o pasos de compresión en serie.

La división de la compresión es ventajosa por varias razones:

1. Permite la construcción de máquinas de tamaño accesible con impulsores de diámetro relativamente chico.
2. Se mejora el rendimiento del proceso.
3. Se puede hacer uso de sistemas de enfriamiento intermedio para reducir el trabajo de compresión.
4. Se puede disminuir el trabajo de compresión si se mantiene la misma relación de presiones en todos los escalonamientos.

A continuación se justifica lo dicho anteriormente:

La transferencia de energía entre máquina y fluido viene dada por la ecuación de Euler.

$$\tau = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}$$

en la que se advierte que la velocidad circunferencial exterior del rotor u_2 tiene importancia principalísima en la transferencia

También en la ecuación

$$\tau = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2}$$

puede verse que la mayor parte de la energía transferida bajo la forma estática o de presión corresponde al término

$$\frac{u_2 - u_1}{2}$$

esto es, a la acción centrífuga, cuyo valor depende también de la velocidad circunferencial u_2 . Como

$$u_2 = \tau r_2 = 2\pi N r_2 = \pi N D_2$$

la transferencia queda, en definitiva, supeditada a la velocidad de giro y al tamaño del rotor. Las limitaciones de u_2 son como valores máximos 1050 pies/seg en turbocompresores centrífugas, y 607 pies/seg en turbocompresores axiales. Se puede conjugar N y D_2 de forma a tener una u_2 razonable, sin necesidad de emplear impulsores gigantes ni velocidades vertiginosas, dividiendo la compresión en varios escalonamientos en serie para alcanzar las altas presiones que hay exigen los procesos industriales.

2. La división de la compresión mejora el rendimiento interno de la máquina

En el diagrama entalpía - entropía de la figura (4-4) se representa un proceso de compresión, de 1 a 2a, politrópico con n mayor que k , sin refrigeración, donde se señalan cuatro pasos de compresión.

Si la compresión se hiciera en un sólo paso, el rendimiento interno sería

$$\eta_i = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (4-51)$$

Si se divide la compresión, el rendimiento resulta

$$\eta_i' = \frac{\sum \Delta h_i}{h_{2a} - h_1} \quad (4-52)$$

como

$$\sum \Delta h_i \text{ mayor que } h_{2i} - h_1$$

debido a la divergencia de las líneas de presión, se tiene que

$$\eta_i' \text{ es mayor que } \eta_i$$

esto es, el rendimiento se mejora con la división de la compresión en varios escalonamientos.

3. El escalonamiento de la compresión permite el enfriamiento intermedio y la reducción del trabajo de compresión.

En la figura (4-5) se presenta un proceso de compresión politrópico, escalonado, con enfriamientos intermedios del fluido, prácticamente a presión constante. En el enfriador, que suele ser un intercambiador, donde el fluido frío es agua, se pierde siempre presión del aire o gas que se comprime y en realidad P_{a2} es menor que P_{a1} y P_{b2} menor que P_{b1} . Estas pérdidas de presión son muy pequeñas en relación con las presiones de trabajo y no se han indicado en la figura.

El enfriamiento del fluido puede hacerse al final de cada escalonamiento o después de dos o tres escalonamientos de presión. El proceso de compresión en cada grupo es politrópico con n mayor que k , pero en el proceso global resulta un punto final 2_e con una temperatura muy inferior a la que correspondería a un proceso total isoentrópico de 1 a 2_i .

Como la pérdida de calor no es continua no puede hablarse de un proceso total con n menor que k , sin embargo, los resultados son análogos.

En algunos casos se desea mantener el mismo valor inicial de la temperatura a la entrada de cada escalonamiento, esto es, $T_1 = T_{a2} = T_{b2}$, en cuyo caso se tendrá un compresor isotérmico. Después del último escalonamiento, no se justifica el enfriamiento, pues ya se acabó la compresión y no hay necesidad de disminuir la temperatura para reducir potencia de compresión.

La refrigeración es ventajosa pues reduce el trabajo de compresión. Y ya hemos mencionado que el trabajo de compresión se reduce bajando la temperatura de entrada al proceso de compresión, y esto es lo que se está haciendo con el enfriamiento intermedio.

En el diagrama presión - volumen de la figura (4-6) puede apreciarse la disminución del trabajo al dividir la compresión y enfriar a presión constante. En efecto

$$\int_1^{2_i} v \, dP \text{ mayor que } \int_1^{a_1 - a_2 - b_1 - b_2 - 2_e} v \, dP \quad (4-53)$$

La primera integral representa el área bajo la curva $1 - 2_i$, siguiendo directamente una isoentrópica, y la segunda, el área bajo la curva $1 - a_1 - a_2 - b_1 - b_2 - 2_e$, compuesta de politrópicos e isobóricos, la cual es menor. El enfriamiento es conveniente siempre que la energía gastada en la eliminación de calor no supere a la que se economiza en la compresión, o que se justifique por alguna razón mantener una temperatura determinada del gas que se comprime.

4. Se reduce el trabajo de compresión si se mantiene la misma relación de presiones en cada escalonamiento.

En un proceso de compresión politrópica $P v^n = \text{cte}$, con enfriamiento intermedio, se trata de buscar la presión intermedia óptica P_a , como se -

ve en la figura (4-7), para la cual el trabajo de compresión sea mínimo. El trabajo de compresión de P_1 a P_a y de P_a a P_2 viene dado por

$$\tau = \int_{P_1}^{P_a} v \, dP + \int_{P_a}^{P_2} v \, dP \quad (4-54)$$

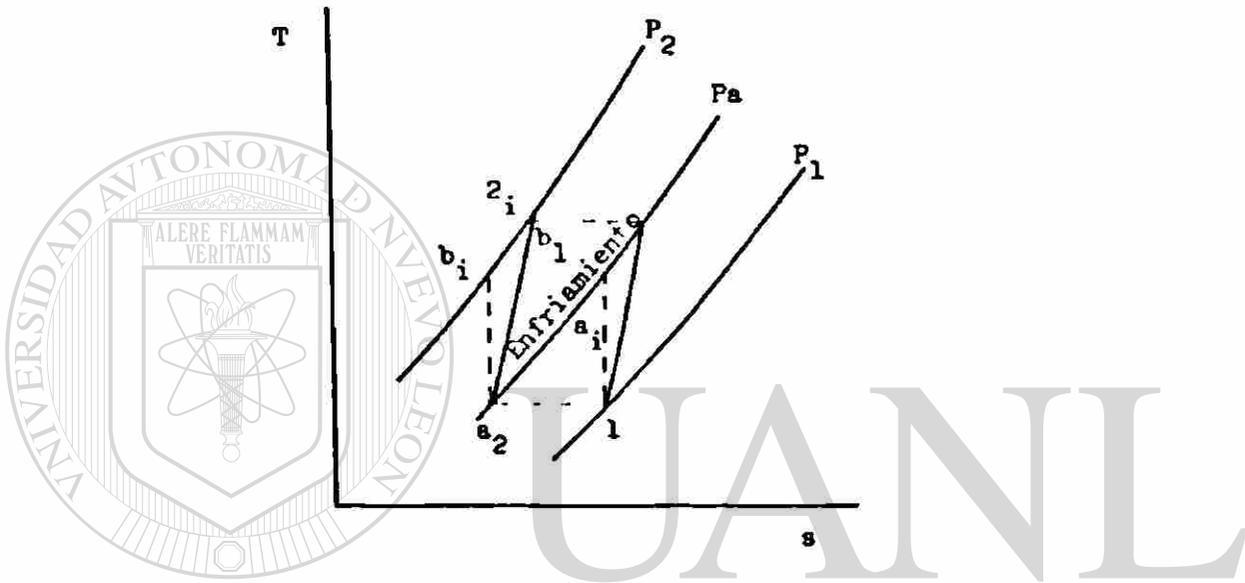


Figura 4-7 Presión intermedia óptima.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

prescindiendo del calor eliminado, por considerarlo como energía ajena al trabajo de compresión, esto es, del motor que mueve el compresor. - También se supone que no hay cambios apreciables en la energía cinética y potencial.

Integrando la ecuación (4-54) y considerando el gas que se comprime como ideal, se tiene

(4-55)

$$\tau = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n}{n-1} R T_{a_2} \left[\left(\frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Suponiendo que en el proceso de enfriamiento se lleva la temperatura al valor inicial, esto es, $T_{a_2} = T_1$ queda

$$\tau = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \quad (4-56)$$

o también

$$\tau = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[P_1^{-\frac{n-1}{n}} \frac{P_a^{\frac{n-1}{n}}}{P_1^{\frac{n-1}{n}}} + P_2^{\frac{n-1}{n}} \frac{P_a^{-\frac{n-1}{n}}}{P_a^{\frac{n-1}{n}}} - 2 \right] \quad (4-57)$$

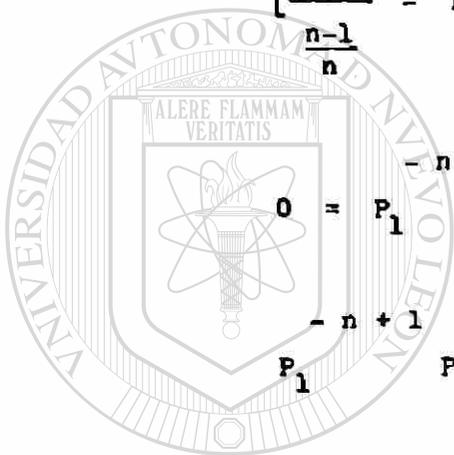
Derivando respecto a P_a , e igualando a cero para buscar el valor de P_a que hace mínimo el trabajo, se tiene

$$\frac{d\tau}{dP_a} = 0 = \frac{n}{n-1} R T_1 \left(P_1^{-\frac{n-1}{n}} \frac{n-1}{n} P_a^{\frac{n-1}{n}-1} + P_2^{\frac{n-1}{n}} \left(-\frac{n-1}{n} \right) P_a^{-\frac{n-1}{n}-1} \right) \quad (4-58)$$

Como la segunda derivada es positiva se trata de un mínimo. Efectuando operaciones

$$\frac{0}{\frac{n}{n-1} RT_1} = \frac{n-1}{n} \left[(P_1)^{-\frac{n-1}{n}} (P_a)^{1 - \frac{1}{n} - 1} - (P_2)^{-\frac{n-1}{n}} (P_a)^{-1 + \frac{1}{n} - 1} \right] \quad (4-59)$$

$$\left[\frac{0}{\frac{n-1}{n}} = P_1^{-1 + \frac{1}{n}} (P_a)^{-1/n} - P_2^{-1 + \frac{1}{n}} (P_a)^{\frac{1}{n} - 2} \right] (1)^n \quad (4-60)$$



$$0 = P_1^{-n+1} (P_a)^{-1} - P_2^{-n+1} (P_a)^{1-2n} \quad (4-61)$$

$$P_1^{-n+1} (P_a)^{-1} = P_2^{-n+1} (P_a)^{1-2n} \quad (4-62)$$

$$\frac{P_1^{-n+1} (P_a)^{-1(n-1)}}{P_2^{-n+1} (P_a)^{-1(n-1)}} = \frac{P_a^{1-2n}}{P_a^{-1(-1)}} \quad (4-63)$$

$$\frac{P_1^{-n+1} (P_a)^{-n+1}}{P_2^{-n+1} (P_a)^{-n+1}} = \frac{P_a^{1-2n}}{P_a^1} \quad (4-64)$$

$$(P_1 P_2)^{-n+1} = P_a^{2-2n} \quad (4-65)$$

$$(P_1 P_2)^{1-n} = P_a^{2(1-n)} \quad (4-66)$$

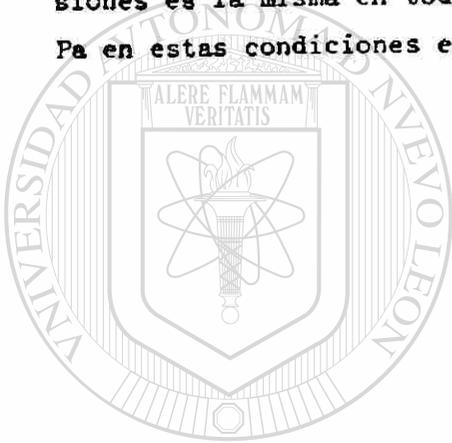
$$P_1 P_2 = P_a^2 \quad (4-67)$$

$$P_1 P_2 = P_a P_a \quad (4-68)$$

finalmente

$$\frac{P_2}{P_a} = \frac{P_a}{P_1} \quad (4-69)$$

Las condiciones de trabajo mínimo se produce cuando la relación de presiones es la misma en todos los escalonamientos; esa presión intermedia P_a en estas condiciones es la presión óptima para dividir la compresión.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



PROBLEMA 1.

Se comprime aire en un turbocompresor enfriado siguiendo un proceso politrópico con $n = 1.52$. El aire se toma de la atmósfera a 14.5 lb/pulg^2 y 68°F , a razón de $352.8 \text{ pies}^3/\text{seg}$. y se descarga a 87 lb/pulg^2 abs. Calcular a) Calor de recalentamiento, b) Coeficiente de calentamiento, c) Factor de recalentamiento, d) rendimiento interno del compresor, e) Potencia para mover el compresor despreciando las pérdidas mecánicas.

$$n = 1.52$$

$$P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 68^\circ\text{F} = 528^\circ\text{R}$$

$$m = 352.8 \text{ pies}^3/\text{seg}$$

$$P_2 = 87 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\text{a) } Q_{\text{recal}} = ?$$

$$\text{b) } \alpha = ?$$

$$\text{c) } fr = ?$$

$$\text{d) } \eta_i = ?$$

a) Calor de recalentamiento

$$Q_{\text{recal}} = (h_{2a} - h_1) - \int_1^{2a} v \, dP$$

y como

$$T_{2a} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 528 \left(\frac{87}{14.5} \right)^{\frac{1.52-1}{1.52}}$$

$$T_{2a} = 974.63^\circ\text{R} =$$

$$h_{2a} - h_1 = C_p (T_{2a} - T_1) = 0.24 (974.63 - 528)$$

$$h_{2a} - h_1 = 107.19 \text{ BTU/lb}$$

$$\int_1^{2a} v \, dP = \frac{n}{n-1} \frac{RT_1}{J} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\int_1^{2a} v \, dP = \frac{1.52}{1.52-1} \frac{(53.3)(528)}{778} \left[\left(\frac{87}{14.5} \right)^{\frac{1.52-1}{1.52}} - 1 \right]$$

$$\int_1^{2a} v \, dP = 89.44 \text{ BTU/lb}$$

$$Q_{\text{recal}} = (h_{2a} - h_1) - \int_1^{2a} v \, dP$$

$$Q_{\text{recal}} = 107.19 - 89.44 = 17.74 \text{ BTU/lb}$$

b) Coeficiente de recalentamiento

$$\alpha = \frac{Q_{\text{recal}}}{T_i}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

y como

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$T_{2i} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 528 \left(\frac{87}{14.5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{2i} = 880.97^\circ\text{R}$$

$$\tau_i = h_{2i} - h_1 = c_p (T_{2i} - T_1) = 0.24 (880.97 - 528)$$

$$\tau_i = 84.71 \text{ BTU/lb}$$

$$\alpha = \frac{17.74}{84.71} = 0.209$$

c) Factor de recalentamiento

$$fr = 1 + \alpha = 1 + 0.209$$

$$fr = 1.209$$

d) Rendimiento interno del compresor

$$\eta_i = \frac{T_{2i} - T_1}{T_{2a} - T_1} = \frac{880.97 - 528}{974.63 - 528}$$

$$\eta_i = 0.79$$

e) Potencia para mover el compresor

$$\text{Pot.} = \dot{m} \dot{q}_a = G C_p (T_{2a} - T_1) = \dot{m}_1 C_p (T_{2a} - T_1)$$

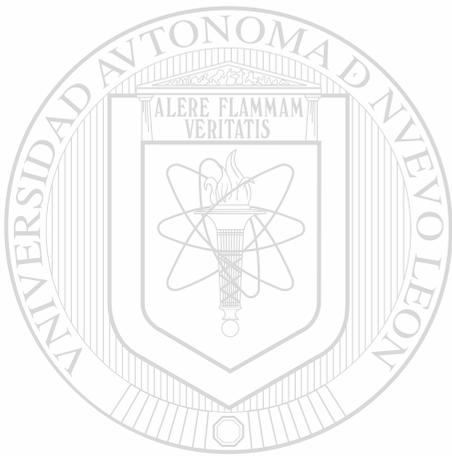
$$\dot{q}_a = C_p (T_{2a} - T_1) = 0.24 (974.63 - 528)$$

$$\dot{q}_a = 107.19 \text{ BTU/lb}$$

$$\phi_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{14.5 \text{ (lbb)}}{53.3 \text{ (528)}} = 0.074 \text{ lb/pie}^3$$

$$\text{Pot} = (0.074) (352.8) (107.19) = 2798.43 \text{ BTU/seg}$$

$$\text{Pot} = 2798.43 \text{ BTU/seg} \left(\frac{1.415 \text{ Hp}}{\frac{\text{BTU}}{1 \text{ seg}}} \right) = 3959.77 \text{ Hp}$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

PROBLEMA 2.

Se comprime aire en un turbocompresor enfriado siguiendo un proceso politrópico con $n = 1.3$. El aire se toma de la atmósfera a 14.5 lb/pulg^2 y 68°F y se descarga a 87 lb/pulg^2 abs. Calcular a) trabajo de compresión por lb de aire, b) Calor eliminado en el sistema de enfriamiento, c) trabajo de compresión por lb, si el proceso fuera isotérmico, d) rendimiento isotérmico.

$$n = 1.3$$

$$P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 68^\circ\text{F} = 528^\circ\text{R}$$

$$P_2 = 87 \text{ lb/pulg}^2$$

a) τ_e

b) $Q_{\text{eliminado}}$

c) τ_i

d) $\eta_{\text{isot.}}$

a) Trabajo de compresión

$$\tau_e = \int_1^{2e} v \, dP = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\tau_e = \frac{1.3}{1.3-1} \frac{(53.3)(528)}{778} \left[\left(\frac{87}{14.5} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right]$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\tau_e = 80.26 \text{ BTU/lb}$$

b) Calor eliminado

$$Q_{\text{eliminado}} = \int_1^{2e} v \, dP - C_p (T_{2e} - T_1)$$

pero

$$T_{2e} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 528 \left(\frac{87}{14.5} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}}$$

$$T_{2e} = 798.37^\circ\text{R}$$

luego

$$Q_{\text{eliminado}} = 80.26 - 0.24 (798.37 - 528)$$

$$Q_{\text{eliminado}} = 15.37 \text{ BTU/lb}$$

c) Trabajo de compresión isotérmica

$$r_t = RT_1 \ln \frac{P_{2t}}{P_1} = \frac{(53.3)(528)}{778} \ln \left(\frac{87}{14.5} \right)$$

$$r_t = 64.81 \text{ BTU/lb}$$

d) Rendimiento isotérmico

$$\eta_{\text{isot}} = \frac{r_t}{r_e} = \frac{64.81}{80.26} = 0.80$$

PROBLEMA 3.

Entra aire a un turbocompresor de un escalonamiento a $T_1 = 59^\circ\text{F}$ y $P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$. La velocidad de entrada al impulsor es $V_1 = 328 \text{ pie/seg}$ y a la salida del mismo $V_2 = 557.6 \text{ pies/seg}$. Del difusor sale el aire con velocidad $V_3 = 393.6 \text{ pie/seg}$. El proceso de compresión es según -- la politrópica $Pv^{1.48} = \text{cte}$. El trabajo de compresión es de 55.87 BTU/lb . El rendimiento interno en el impulsor y en el difusor es el mismo. Calcular a) Presión a la salida del impulsor, b) temperatura del aire a la salida del impulsor. c) Rendimiento interno del impulsor, d) Presión a la salida del difusor, e) Relación de presiones en el escalonamiento, f) Temperatura del aire a la salida del escalonamiento.

$$T_1 = 59^\circ\text{F} = 519^\circ\text{R}$$

$$P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$$

$$V_1 = 328 \text{ pies/seg}$$

$$V_2 = 557.6 \text{ pies/seg}$$

$$V_3 = 393.6 \text{ pies/seg}$$

$$Pv^{1.48} = \text{cte.}$$

$$w_a = 55.87 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{a) } P_2 = ?$$

$$\text{b) } T_2 = ?$$

$$\text{c) } \eta_i = ?$$

$$\text{d) } P_3 = ?$$

$$\text{e) } \pi = ?$$

$$\text{f) } T_3 = ?$$

a) Relación de presiones en el impulsor

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{1}{C_p T_1} \left(w_a - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 gJ} \right) + 1 \right]^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{1}{0.24(519)} \left(55.87 - \frac{(557.6)^2 - (328)^2}{2 (32.2) (778)} \right) + 1 \right]^{\frac{1.48}{1.48-1}}$$

$$P_2 = P_1 (2.93) = 14.5 (2.93) = 42.48 \text{ lb/pulg}^2$$

b) Temperatura del aire a la salida del impulsor

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 519 \left(\frac{42.48}{14.5} \right)^{\frac{1.48-1}{1.48}}$$

$$T_2 = 735.5^\circ\text{R}$$

c) Rendimiento interno en el impulsor

$$\eta_i = \frac{T_i}{T_a} = \frac{T_{2i} - T_1}{T_{2a} - T_1}$$

pero

$$T_{2i} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 519 \left(\frac{42.28}{14.5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{2i} = 705.6^\circ\text{R}$$

luego

$$\eta_i = \frac{705.6 - 519}{735.5 - 519} = 0.86$$

d) Relación de presiones en el difusor

$$\frac{P_3}{P_2} = \left[\left(\frac{v_2^2 - v_3^2}{2 \eta_i C_p T_2 gJ} \right) + 1 \right]^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \left[\frac{(557.6^2 - 393.6^2)}{2(0.86)(0.24)(735.5)(32.2)(778)} + 1 \right]^{\frac{1.48}{1.48-1}}$$

$$P_3 = 1.0629 (P_2) = 1.0629 (42.48) = 45.15 \text{ lb/pulg}^2$$

c) Relación de presiones en el escalonamiento

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{45.15}{14.5} = 3.11$$

f) Temperatura del aire a la salida del escalonamiento

$$T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 735.5 \left(\frac{45.15}{42.48} \right)^{\frac{1.48-1}{1.48}}$$

$$T_3 = 750.19^\circ\text{R}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

PROBLEMA 4.

Un turbocompresor centrífugo aspira aire a razón de 141 pies³/seg a -- 14.5 lb/pulg² y 59°F. El flujo alcanza al impulsor en dirección axial de forma que no hay prerrotación a la entrada, esto es, $V_{ul} = 0$. La velocidad periférica es 820 pies/seg y la relación de la componente tangencial del fluido a la velocidad periférica del rotor es 0.82. La relación de presiones es $\pi = P_3/P_1 = 4$. El proceso de compresión es de la forma $Pv^{1.55} = \text{cte}$. El rendimiento interno en el rotor y en el difusor es el mismo. Calcular a) Rendimiento interno, b) Potencia de compresión.

$$\begin{aligned} m &= 141 \text{ pies}^3/\text{seg} \\ P_1 &= 14.5 \text{ lb/pulg}^2 \\ T_1 &= 59^\circ\text{F} = 519^\circ\text{R} \\ V_{ul} &= 0 \\ u_2 &= 820 \text{ pies/seg} \\ \pi &= 4 \\ Pv^{1.55} &= \text{cte.} \end{aligned}$$

a) $\eta_i = ?$

b) Pot.

a) Rendimiento interno.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\eta_i = \frac{\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} = \frac{(4)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{(4)^{1.55-1} - 1}$$

$$\eta_i = \frac{0.486}{0.636} = 0.76$$

b) Potencia de compresión

$$\text{Pot.} = G_1 \tau_a$$

$$G_1 = m_1 \phi_1 \quad \text{pero} \quad \phi_1 = \frac{P_1}{RT_1}$$

$$\phi_1 = \frac{14.5 (144)}{53.3 (519)} = 0.075 \text{ lb/pies}^3$$

$$G_1 = 0.075 (144) = 10.57 \text{ lb/seg.}$$

$$\tau_a = \frac{u_2 v_{u2}}{\eta_i gJ} = \frac{820 (0.82 \times 820)}{0.76 (32.2) (778)} = 28.96 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Pot} = (10.57) (28.96) = 306.1 \text{ Btu/srg.}$$

$$\text{Pot} = (306.1 \text{ BTU/seg}) (1.415 \text{ Hp/1 BTU/seg}) = 433.13 \text{ Hp}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

PROBLEMA 5.

Un compresor enfriado aspira aire a razón de 4234.5 pies³/min a la presión de 14.5 lb/pulg² y temperatura de 77°F y lo comprime politrópicamente con $n = 1.33$ hasta 58 lb/pulg². Calcular el calor eliminado.

$$m = 4234.5 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$Q_{\text{eliminado}} = ?$$

$$P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 77^\circ\text{F} = 537^\circ\text{R}$$

$$n = 1.33$$

$$P_2 = 58 \text{ lb/pulg}^2$$

$$Q_{\text{eliminado}} = \int_1^2 v \, dP - C_p (T_{2e} - T_1)$$

$$T_e = \int_1^2 v \, dP = \frac{n}{n-1} \frac{RT_1}{J} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1$$

$$T_e = \int_1^2 v \, dP = \frac{1.33}{1.33-1} \frac{(53.3)(537)}{778} \left(\frac{58}{14.5} \right)^{\frac{1.33-1}{1.33}} - 1$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$T_e = 60.87 \text{ BTU/lb}$$

$$C_p (T_{2e} - T_1)$$

pero

$$T_{2e} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 537 \left(\frac{58}{14.5} \right)^{\frac{1.33-1}{1.33}}$$

$$T_{2e} = 757.45^{\circ}R$$

$$C_p (T_{2e} - T_1) = 0.24 (759.23 - 537) = 53.33 \text{ BTU/lb}$$

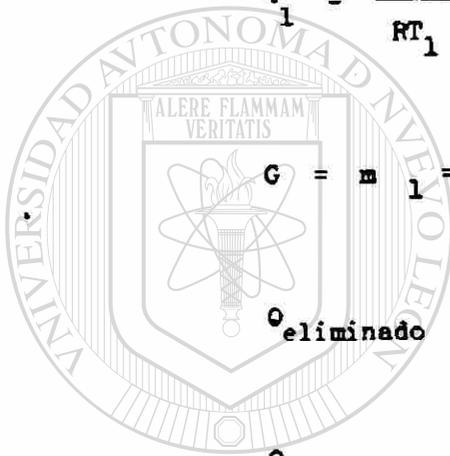
$$Q_{\text{eliminado}} = 60.87 - 53.33 = 7.54 \text{ BTU/lb}$$

$$\phi_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{14.5 (144)}{53.3 (537)} = 0.073 \text{ lb/pies}^3$$

$$G = m_1 = 70.57 \text{ pies}^3/\text{seg} (0.073 \text{ lb/pies}^3) = 5.14 \text{ lb/seg.}$$

$$Q_{\text{eliminado}} = 7.54 \text{ BTU/lb} (5.14 \text{ lb/seg}) = 38.75 \text{ BTU/seg.}$$

$$Q_{\text{eliminado}} = 38.31 \text{ BTU/seg.} \left(\frac{1.415 \text{ Hp}}{\text{BTU/seg}} \right) = 54.83 \text{ Hp.}$$



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Compresores Centrífugos

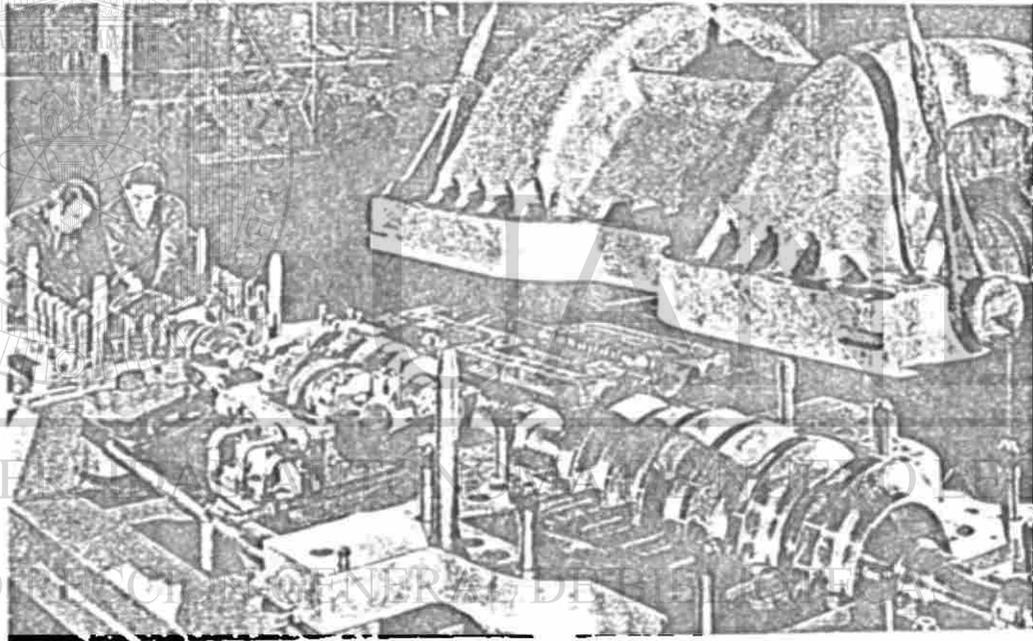
Introducción

Veremos el comportamiento elemental del fluido en turbomáquinas de flujo radial que absorben trabajo, o compresores. Este tipo de máquinas - que emplean los efectos centrífugos para incrementar la presión de un fluido llevan en uso más de un siglo. Las primeras máquinas que utilizaron este principio fueron, las bombas hidráulicas, seguidas posteriormente por ventiladores y soplantes. Hay constancia de que se utilizó un compresor centrífugo en uno de los primeros motores de propulsión a chorro de aviación.

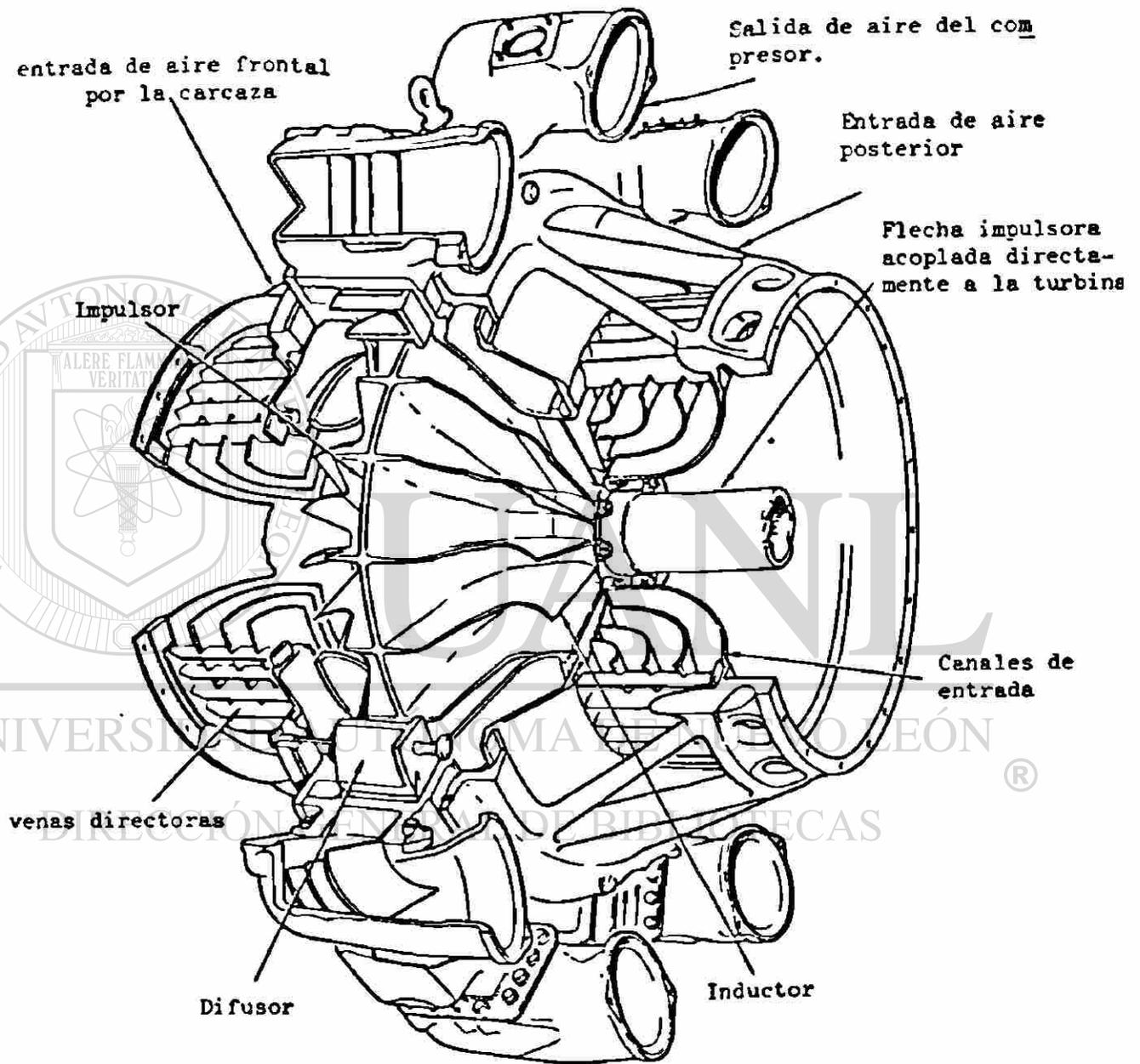
El desarrollo de los compresores centrífugos continuó a mediados de los años 50's en este campo, pero mucho tiempo antes se había hecho evidente que, para los motores cada vez mayormente requeridas para la propulsión aérea, eran preferibles los compresores de flujo axial. No sólo el área frontal (y resistencia) era menor en motores que utilizaban compresores axiales, sino también el rendimiento para las mismas exigencias era mejor en un 3 o un 4%. Sin embargo, con gastos másicos de aire muy bajos, el rendimiento de los compresores axiales cae fuertemente, el conjunto de los álabes ocupa poco volumen y es difícil fabricarlos correctamente; la ventaja se inclina, pues, hacia los compresores centrífugos.

A mediados de los años 60's la necesidad de helicópteros militares avanzados impulsados por pequeñas turbinas de gas, originó un desarrollo más rápido de los compresores centrífugos. Los avances tecnológicos hechos en este terreno suministraron un estímulo a los diseñadores en un campo mucho más amplio de aplicaciones que el de los compresores centrífugos existentes, por ejemplo, en pequeñas turbinas de gas para vehículos y helicópteros comerciales, tanto como para turbosobrealimentadores de motores diesel, plantas de procesos químicos, etc. Recien-

tes datos de funcionamiento de pequeños compresores centrífugos de un sólo escalonamiento citan rendimientos total de estancamiento del 80 al 84% para relaciones de compresión entre 4 y 6 a 1. Se han alcanzado mayores relaciones de compresión con un sólo escalonamiento pero con un rendimiento reducido, y para pequeñas gamas de flujo de aire, por ejemplo, Shorr y otros diseñaron y ensayaron un compresor centrífugo que daba una relación de compresión de 10 a 1 y un rendimiento del 72%, pero con un rango de flujo de aire de sólo el 10% para la velocidad de giro de diseño.



Turbocompresor centrífugo con carcasa dividida horizontalmente, fabricado por SULZER.



Compresor de flujo centrífugo.

Principios de funcionamiento.

El impulsor es girado a alta velocidad por una turbina que está acoplada a éste, a través de una flecha y por el aire de entrada que continuamente está fluyendo hacia el centro del rotor. El aire entra al ojo de la tobera de admisión en dirección axial hasta alcanzar la parte central del impulsor, el cual lo obliga a un recorrido radial hacia afuera por los ductos divergentes entre álabes, ganando así presión tanto por efecto de la acción centrífuga como por el cambio de velocidad relativa. El difusor, recoge el fluido a la salida del impulsor dirigiéndolo hacia la descarga, reduciendo su velocidad y aumentando su presión. De esta forma se gana en presión, tanto en el impulsor como en el difusor. - El control de volumen de flujo puede hacerse a la salida o a la entrada, por medio de una corona de álabes que puede abrirse o cerrarse gradualmente, y en forma manual o automática. Cuando esta corona está a la salida del impulsor sirve también como difusor de descarga. Cuando la corona de álabes de control está a la entrada es obligada una prerrotación del fluido que entra al impulsor, lo que puede aumentar las turbulencias y pérdidas de energía.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

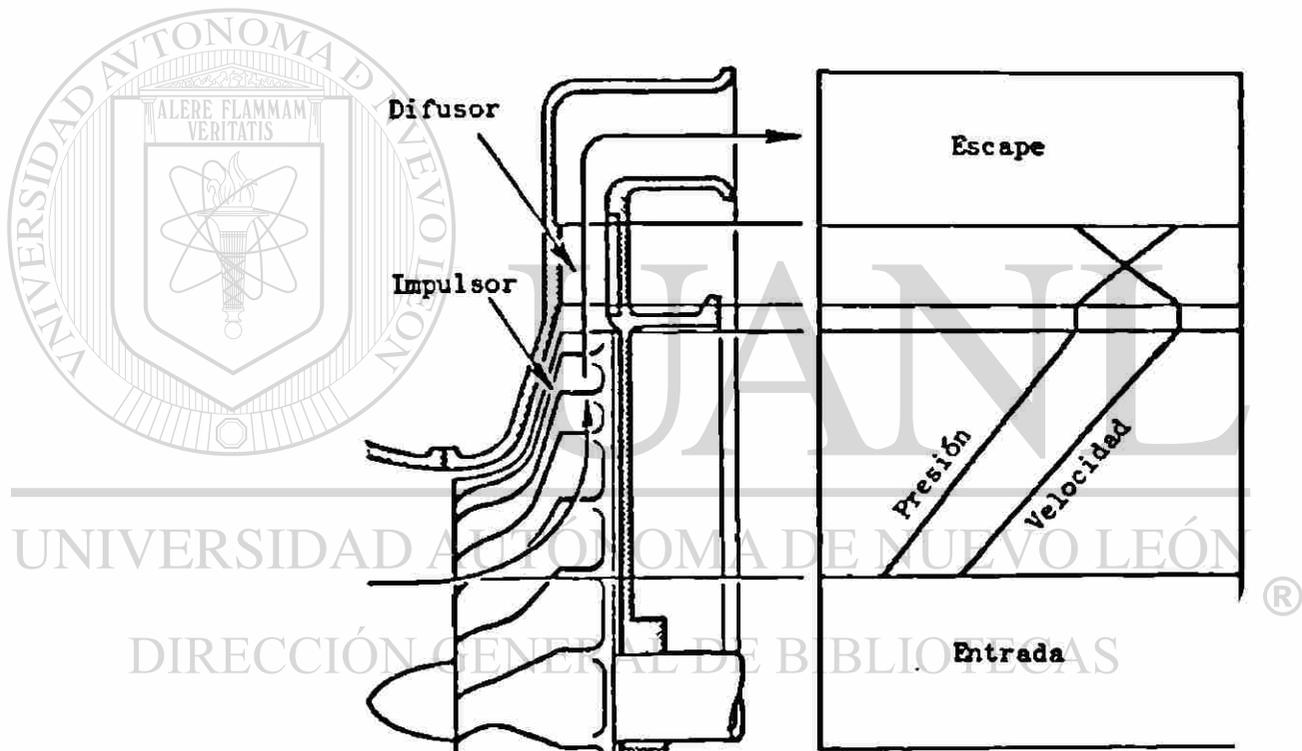
Tipos de impulsores centrífugos.



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

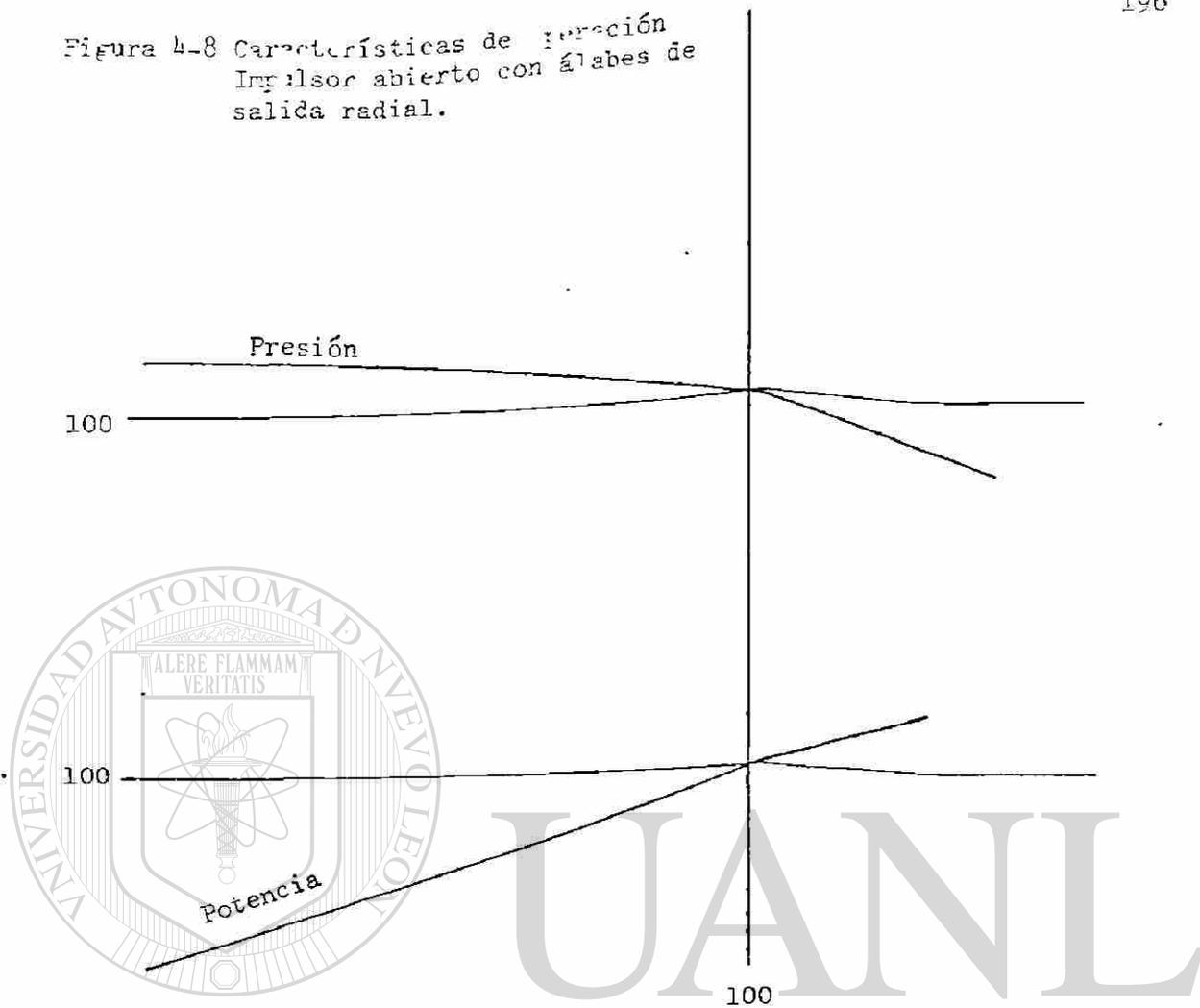
Los impulsores de los turbocompresores centrífugos son de tipos muy variados, pero los principales formas empleadas hoy en día son las siguientes:

- a. Impulsor abierto con álabes de salida radial, y con inductor de álabes curvados hacia adelante.
- b. Impulsor abierto con álabes curvados hacia atrás en la salida, y con inductor de álabes curvados hacia adelante.
- c. Impulsor cerrado con álabes curvados hacia atrás en todo su desarrollo.



Cambios de la presión y la velocidad a través del compresor centrífugo.

Figura 4-8 Características de Dirección
Impulsor abierto con álabes de
salida radial.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

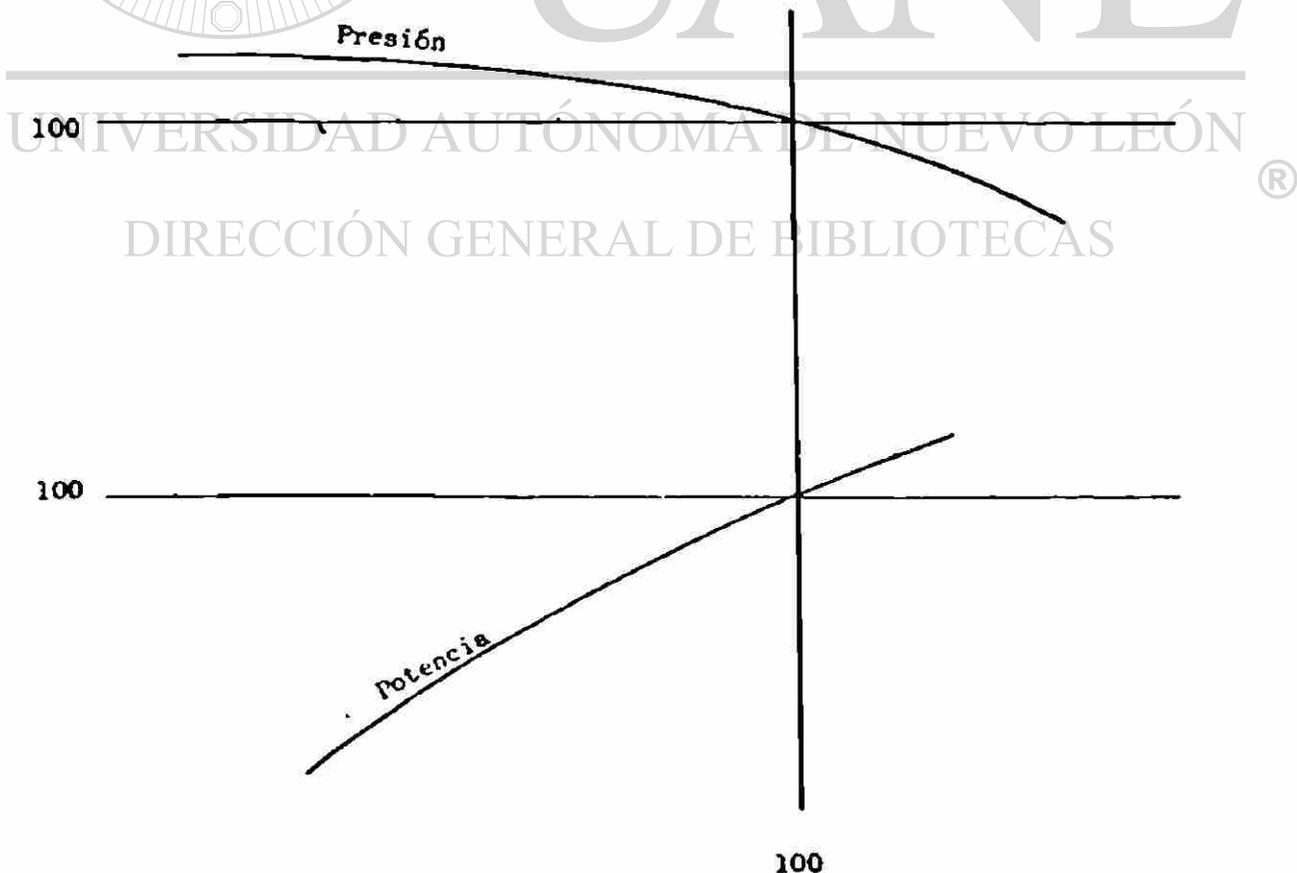
Estos tres tipos de impulsores se muestran en la figura (4-8). En los impulsos - abertos con álabes de salida radial y con álabes curvados hacia atrás, el inductor, o parte expuesta a la admisión del fluido, -- tiene los álabes curvados hacia adelante para favorecer la succión e incrementar la transferencia de la energía del rotor al fluido, aunque se produce mucha energía dinámica que después se convertirá es estática, o de presión, por acción centrífuga y por efecto de difusión entre los -- álabes del rotor, y también en la caja espiral de descarga.

En los impulsores del tipo abierto con álabes de salida radial tienen -- la ventaja de mantener casi el mismo valor de la presión a cualquier vo

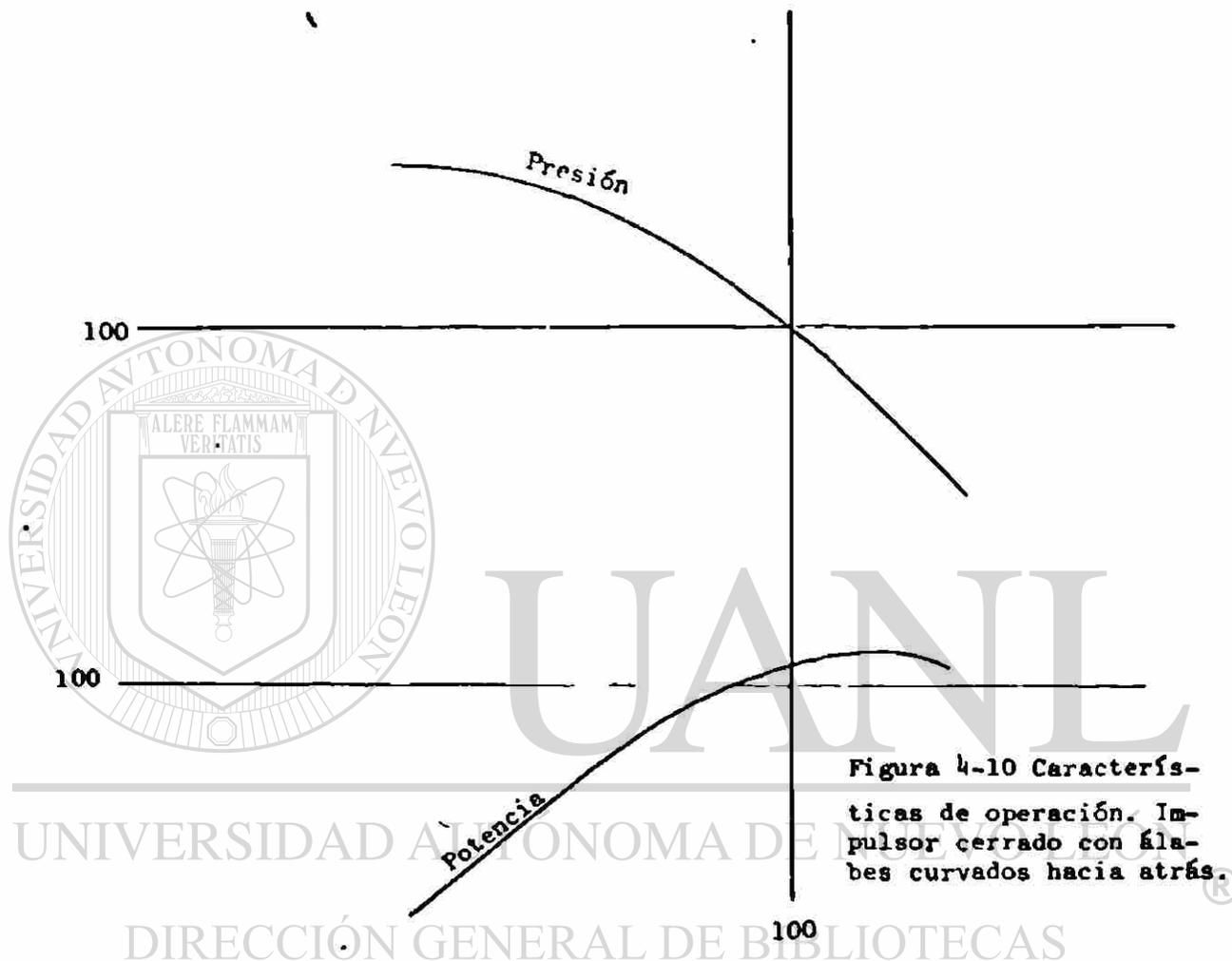
lumen de flujo, aunque la potencia es proporcional a éste, como se puede ver en la figura (4-8). La salida radial tiene también la ventaja de reducir los esfuerzos sobre el álabe, limitados casi exclusivamente a los de tensión producidos por acción centrífuga. Se puede así construir el impulsor soldando los álabes sobre un disco. Modernamente se emplea mucho este impulsor de salida radial, cuando se opera con un sólo escalonamiento de presión, ya que permite operar a altas velocidades periféricas, hasta de 1500 pies/seg; con lo que se incrementa fuertemente la energía transferida entre máquina y fluido.

El impulsor abierto con álabes curvados hacia atrás tiene el inductor semejante al de álabes de salida radial, pero, a la salida, los álabes son curvados hacia atrás, con lo que se aumenta la acción de los álabes sobre el fluido, se reduce la velocidad absoluta de salida del fluido y aumenta la presión. El rendimiento es mayor que con el álabe radial, pero se reduce la energía transferida. La característica de presión aparece con mayor pendiente como se puede ver en la figura (4-9), lo que -

Figura 4-9 Características de operación. Impulsor abierto con álabes curvados hacia atrás.



indica que las variaciones de ésta con el gasto son más sensibles. La potencia crece casi proporcionalmente al gasto.



El impulsor tipo cerrado con álabes curvados hacia atrás tiene los álabes curvados en todo su desarrollo incluso en el inductor. Se tiene de esta forma mejor rendimiento al incrementarse la proporción de energía de presión sobre la total transferida, esto es, crece el grado de reacción. La característica de la presión en función del gasto tiene una pendiente negativa mucho más acentuada que en los casos anteriores como se puede ver en la figura (4-10), indicando que la presión de descarga varía notablemente con el volumen manejado. La potencia crece con el -

gasto hasta un valor máximo, ligeramente superior al de las condiciones del diseño y después cae al disminuir la presión. Esto puede considerarse como una autoprotección de la máquina que opera con estos impulsores. Este tipo cerrado es el más apropiado para el trabajo en paralelo o en serie con varios escalonamientos.

Energía transferida entre el turbocompresor centrífugo y el fluido.

La energía que se transfiere de máquina a fluido en un compresor centrífugo viene cuantificada por la ecuación de Euler, cuando sólo se tienen en cuenta las características dinámicas del flujo, que son las de mayor influencia. Recordando dicha ecuación que tiene por expresión

$$\tau = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1} \quad (3-7)$$

Y en la forma de componentes energéticos, recordando se tiene

$$\tau = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2} \quad (3-19)$$

Con el auxilio de estas dos ecuaciones anteriores se puede analizar e interpretar la forma de la energía transferida y la influencia que tiene el ángulo de salida.

En la ecuación (3-19) el término $(v_2^2 - v_1^2)/2$ representa la carga dinámica que se tiene en el fluido, y los otros dos términos

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2}$$

cuantifican la energía transferida bajo la forma estática o de presión. El término $(u_2^2 - u_1^2)/2$, que significa la acción centrífuga es el que realmente contribuye a la carga de presión, pues el otro término $-(v_{r1}^2 - v_{r2}^2)/2$, referente al cambio en la velocidad relativa del fluido, o efecto de difusión entre los álabes desde la entrada hasta la salida del rotor, es de poca influencia en la carga estática.

El valor de la velocidad periférica u_2 aparentemente debe ser alto para incrementar la acción centrífuga y la energía estática o de presión, según puede verse en las ecuaciones (3-7) y (3-19). Sin embargo, esta velocidad tiene limitado su valor por la resistencia del material y -- por efectos estáticos en el fluido. El valor de u_2 es del orden de los 980 pies/seg en turbocompresores de varios escalonamientos con impulsores de álabes curvados hacia atrás. Puede alcanzar valores del orden de 1480 pies/seg en impulsores con salida radial de un sólo escalonamiento.

Según la ecuación (3-7) la componente tangencial del fluido a la salida v_{u2} también convendría que fuera grande para incrementar la energía transferida. Ello exige que v_2 sea alta como se puede ver en la figura (4-7) y en consecuencia que sea alta la energía dinámica del fluido a la salida, lo cual no es conveniente, pues lo que se quiere con un compresor es energía estática o de presión. La conversión puede hacerse, en el difusor, de la energía de velocidad en energía de presión, tiene siempre bajos rendimientos.

La influencia del ángulo del álabe a la salida de impulsor que llamare (β_2) puede apreciarse en la figura (4-7) donde se ofrecen tres casos -- posibles:

$$\beta_2 < 90^\circ$$

o

$$\beta_2 = 90^\circ$$

o

$$\beta_2 > 90^\circ$$

En el caso de $\beta_2 < 90^\circ$, con álabes curvados hacia atrás, se disminuye el valor de la velocidad absoluta de salida V_2 y en consecuencia se — mejora el grado de reacción y el rendimiento. Sin embargo, V_{u2} es relativamente chica decreciendo la transferencia de energía.

El gradiente de presión teórica en el rotor es

$$P_2 - P_1 = \phi \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2} \right) \quad (4-70)$$

Con el ángulo $\beta_2 = 90^\circ$, los álabes presentan salida radial, se incrementa el valor de V_{u2} , esto es, de la transferencia energética, pero — se reduce el rendimiento al crecer la velocidad V_2 y reducirse, proporcionalmente, la energía estática o de presión.

Para valores de $\beta_2 > 90^\circ$, con álabes curvados hacia adelante, crecen — fuertemente V_2 y V_{u2} , esto es, aumenta la energía transferida pero bajo la forma dinámica; el grado de reacción es bajo y el rendimiento, — malo.

El ángulo de salida influye mucho en la calidad de la energía transferida, es decir, en la energía estática o de presión que se tiene, y — que se cuantifica por el grado de reacción. El valor del ángulo de salida (β_2) suele estar entre 30° y 90° .

El grado de reacción en un turbocompresor esta dado por

$$G_R = \frac{\tau_{estática}}{\tau} = \frac{v_2^2 - u_1^2 + v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{v_2^2 - v_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + v_{r1}^2 - v_{r2}^2} \quad (3-31)$$

El numerador significa la energía estática transferida entre máquina y fluido. En un turbocompresor, lo que se busca es energía de presión o estática en el fluido de trabajo; lógicamente, en este tipo de máquina (G_R) debe de ser alto, para lo cual debe ser alta la acción centrífuga y si es posible, el cambio en velocidad relativa. Por el contrario, la carga dinámica conviene que sea reducida. Esto por lo que concierne a las características dinámicas del fluido que suelen ser las de mayor -preponderancia en el proceso de compresión.

Si se tienen en cuenta las propiedades termodinámicas, recordando el -grado de reacción para un turbocompresor será, según la figura (4-11)

$$G_R = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{3i} - h_1} \quad (3-33)$$

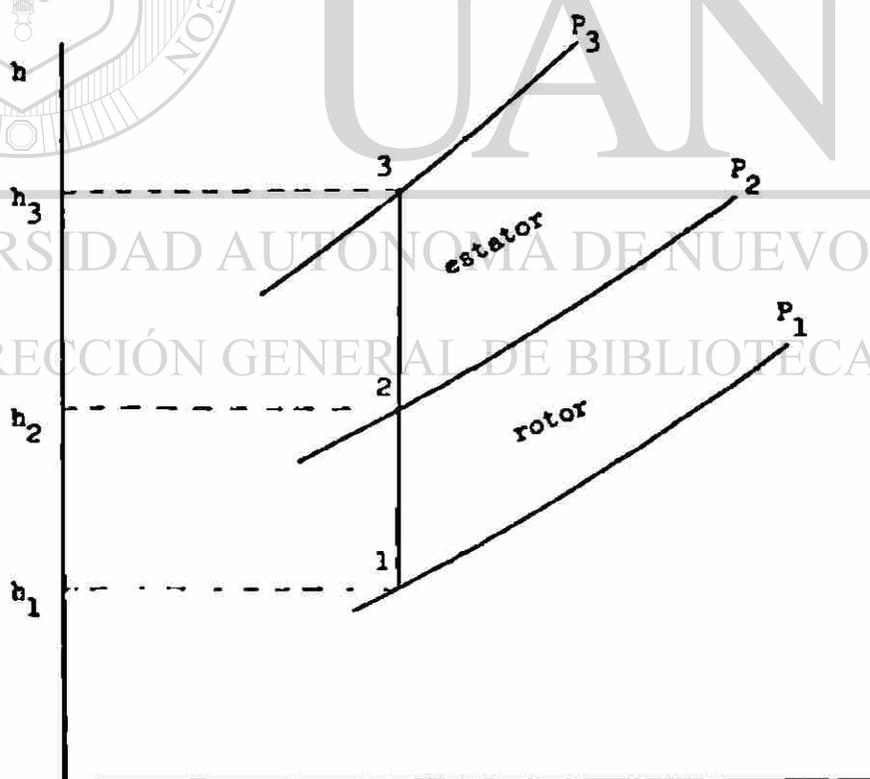


Figura 4-11 Escalonamiento de presión.

o también

$$G_R = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1} \quad (3-35)$$

Para que el grado de reacción sea alto conviene que se tenga mucha energía de presión en el rotor o impulsor.

Por otro lado, sin prerrotación del fluido al entrar, o sea, $v_{u1} = 0$, la energía transferida según la ecuación (3-7), resulta

$$\tau = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1} \quad (3-7)$$

entonces

$$\tau = u_2 v_{u2} \quad (4-71)$$

Esta circunstancia es favorable, pues no sólo se incrementa la transferencia sino que se evitan turbulencias a la entrada y se reducen las pérdidas, mejorando el rendimiento.

Los efectos del giro o la entrada pueden verse en la figura (4-12).

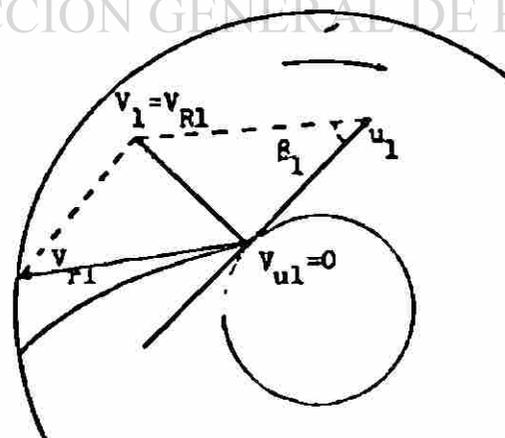


Figura 4-12 Diagrama de velocidades a la entrada, sin prerrotación.

Pues si no hay rotación se mejora la transferencia y se evitan turbulencias. Con prerrotación del fluido figura (4-13) en el sentido de giro del impulsor, se reduce la transferencia, pues el producto $u_1 v_{ul}$, es

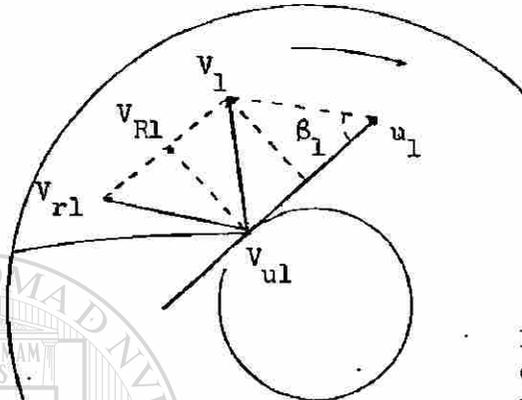


Figura 4-13 Diagrama de velocidades a la entrada, con prerrotación en el sentido de giro.

positivo; también se aumentan ligeramente las pérdidas a la entrada. - En el caso de contrarrotación, figura (4-14), del fluido respecto al impulsor, se incrementa la transferencia de energía, pues $u_1 v_{ul}$ es negativo, pero aumentan las pérdidas por turbulencia y cae mucho el rendimiento.

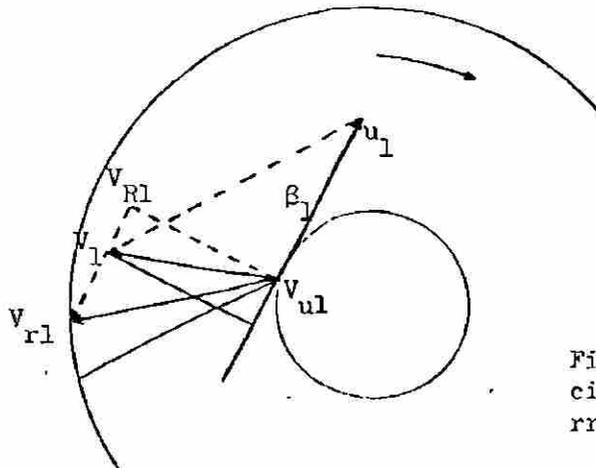


Figura 4-14 Diagrama de velocidades a la entrada, contrarrotación.

miento. El control del flujo por una corona de álabes a la entrada -- obliga a una prerrotación del fluido al variar el gasto volumétrico. -- Reduciendo el número de Mach a la entrada, aumentando el ojo de admisión y el diámetro del inductor, se corrigen en parte, los efectos de la prerrotación.

Factor de deslizamiento

Mencioné anteriormente que la ecuación de Euler sirve para calcular la energía transferida entre máquina y fluido, en condiciones de flujo unidimensional y sin rotación. En la realidad no es así, sino que se produce un torbellino relativo entre los álabes en el sentido contrario al giro del impulsor, como se puede apreciar en la figura (4-15), el cual desplaza el movimiento relativo del fluido de salida, obligando a éste a salir bajo un ángulo $\beta_2' < \beta_2$, es decir, la corriente de flujo sufre un deslizamiento, y de aquí que se denomine a este factor de reducción de la energía transferida, "factor de deslizamiento".

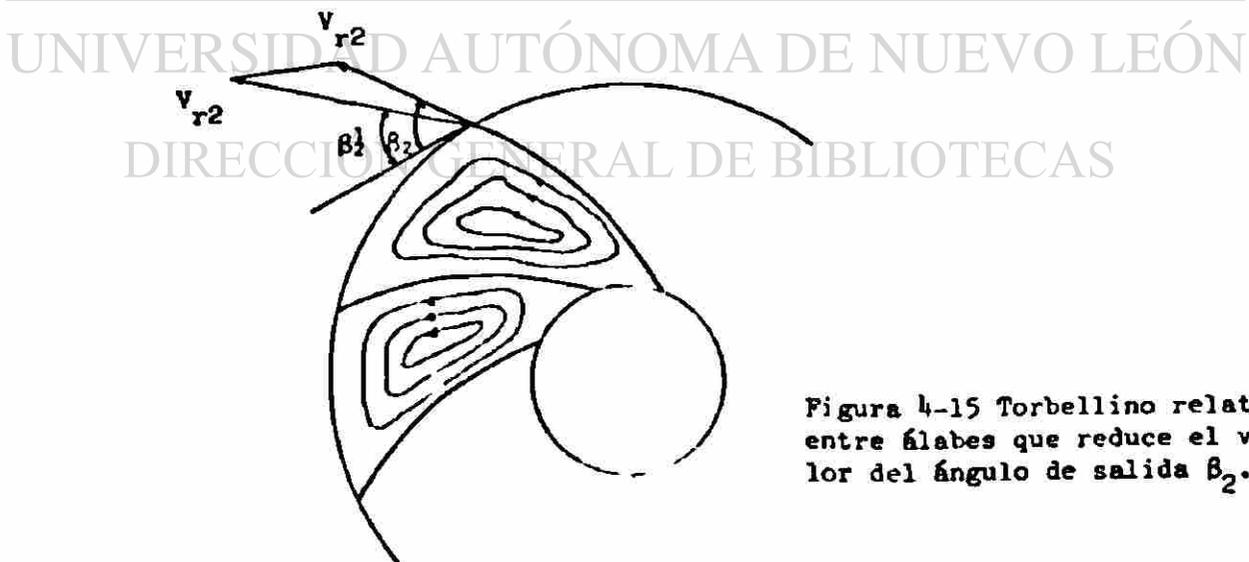


Figura 4-15 Torbellino relativo entre álabes que reduce el valor del ángulo de salida β_2 .

El ingeniero suizo Aurel Stodola que ayudó a formular la teoría de las turbinas de gas y de vapor da la fórmula siguiente para el cálculo de este factor de deslizamiento

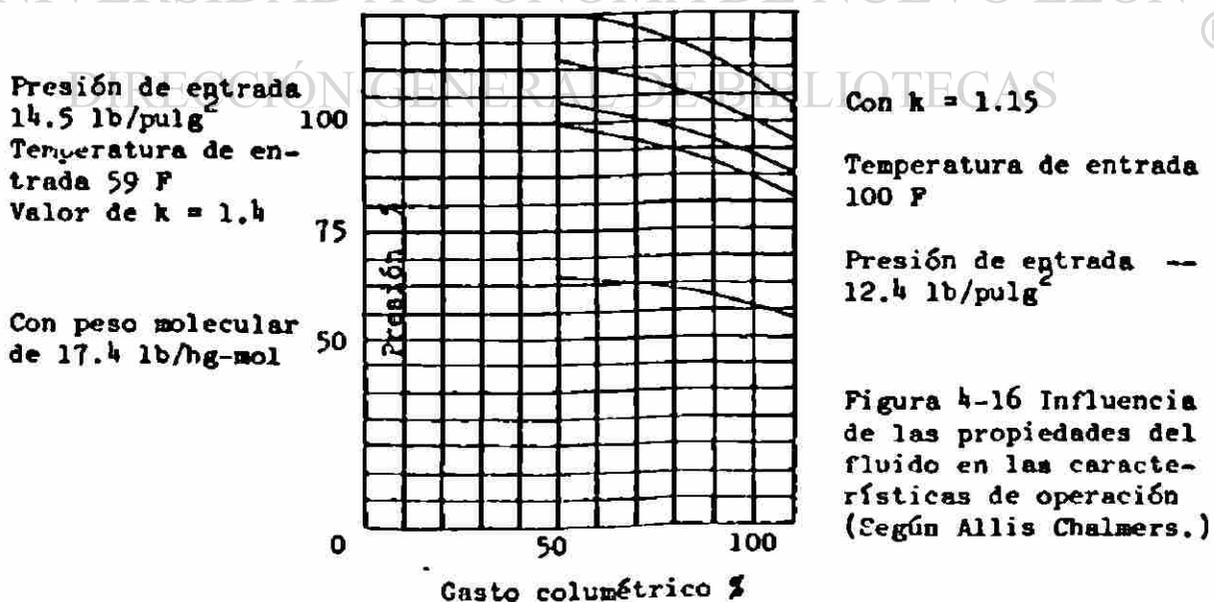
$$F_d = 1 - \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{n} \quad (4-72)$$

donde (n) es el número de álabes del impulsor. Otros investigadores han aportado otras fórmulas como Soderberg. El valor de F_d , es alto β_2 chico y n grande, y viceversa y comunmente está entre 0.95 y 0.80.

Influencia de las propiedades del fluido en las características de operación de un turbocompresor.

Las condiciones de presión y temperatura en la succión tienen notable influencia en la característica de operación de un turbocompresor. También influye el peso molecular del fluido y sus calores específicos.

En la figura (4-16) se muestran varias características para diferentes



valores de temperatura y de la presión, así como el peso molecular y - del valor de (k) (relación de calores específicos a presión constante y a volumen constante). Puede observarse que la característica se eleva, esto es, se tienen presiones de descarga más altas: si la temperatura de succión es más baja, si la (k) es más pequeña, si el peso molecular es más grande y si la presión de entrada es más alta. Por el contrario, la característica se cambia cuando las propiedades citadas toman valores opuestos a los anteriores. Se supone que la potencia permanece invariable. En la figura (4-17) se muestra la influencia de la relación de calores específicos, o forma del proceso de compresión, en la temperatura del fluido de trabajo, o también, cómo la temperatura - modifica el proceso de compresión.

Es importante refrigerar el fluido, como se mencionó anteriormente, sin embargo, más adelante se analizan algunos sistemas de enfriamiento. En cuanto a la presión de salida para una determinada relación de presiones en un escalonamiento. La influencia del enfriamiento en la potencia de compresión puede observarse en la figura (4-17).

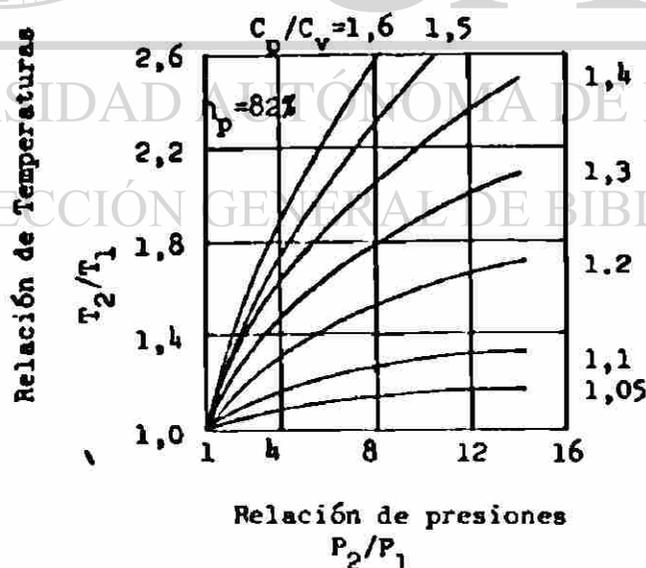


Figura 4-17 Influencia de las propiedades del fluido en las características de operación esto se puede ver con la elevación de la temperatura en función de las relación de presiones para diferentes procesos de compresión con rendimiento politrópico constante, (según SULZER)

Por otra parte, al aumentar la densidad del fluido, la compresibilidad disminuye, y (C_p) y (C_v) tienden a ser iguales. Esto justifica la influencia del peso molecular y la relación de calores específicos en la característica.

Turbocompresor centrífugo de varios escalonamientos.

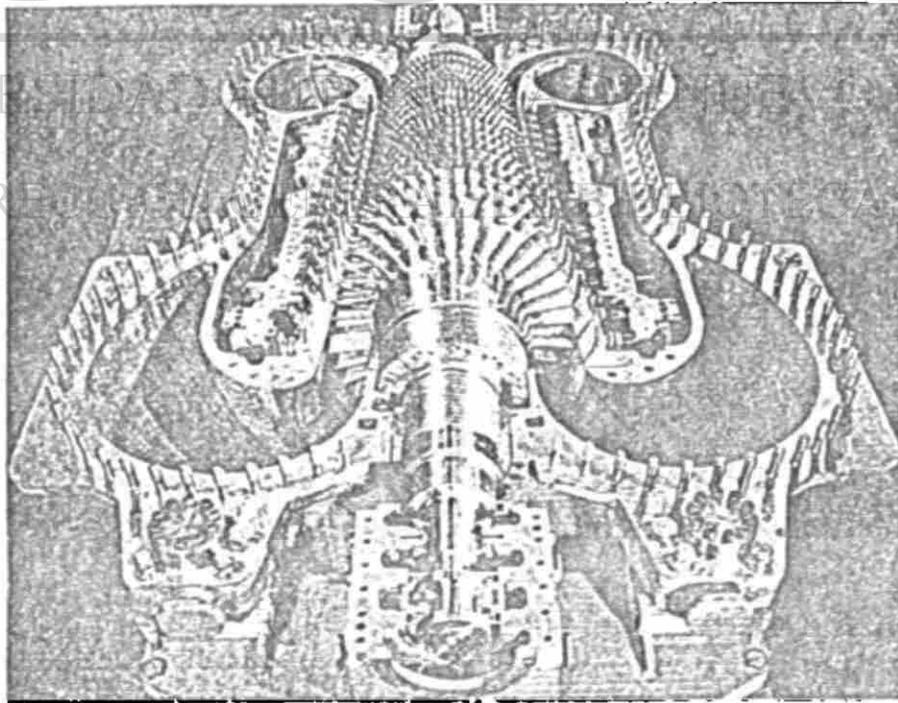
Actualmente se exigen procesos de compresión de aire o gases en las -- que se requieren presiones elevadas que requieren turbocompresores de varios escalonamientos a pasos de compresión en serie. La relación de presiones suele ser la misma en cada uno de los escalonamientos, por razones de rendimiento, de forma que si Z y el número --e escalonamientos, la relación, desde la entrada a la salida de la máquina, será Z veces la de un escalonamiento. En este caso las dimensiones de los impulsores y ductos de paso son diferentes en cada escalonamiento, ajustándose al flujo volumétrico, el cual va reduciéndose por efecto de la compresión del fluido. En ciertos casos donde la relación de presiones es pequeña, pueden hacerse todos los impulsores con las mismas dimensiones, con lo que se facilita el diseño y la construcción aunque se sacrifique ligeramente el rendimiento. En este caso, el salto entálpico es el mismo en todos los escalonamientos por estar este condicionado -- por la forma y dimensiones de los ductos de paso, pero la relación de presiones es diferente en cada uno de los escalonamientos, debido a la divergencia de las líneas de presión en el diagrama entalpía - entropía, para procesos adiabáticos - politrópicos con $n > k$.

Compresores axiales.

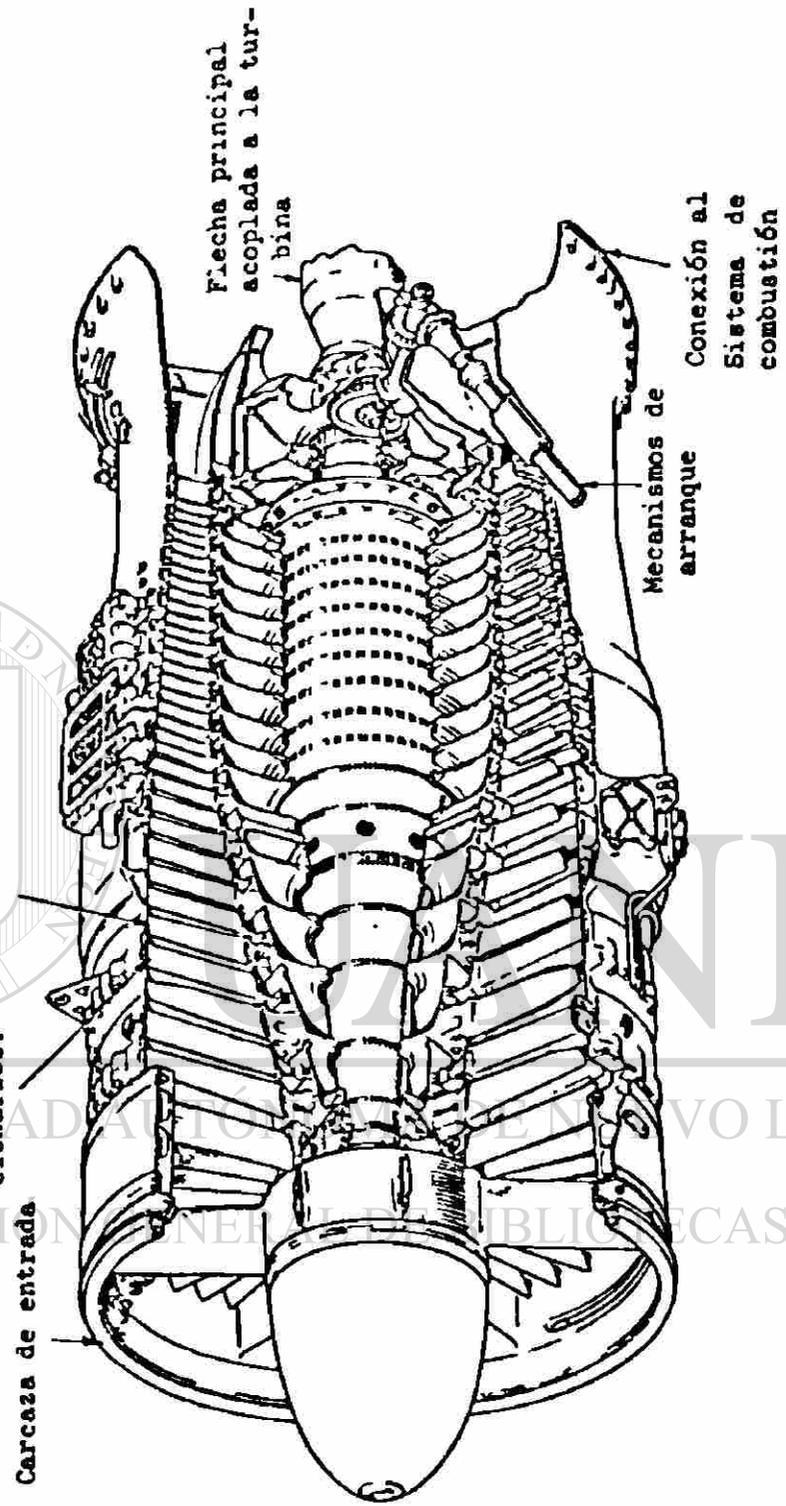
Introducción

La idea de utilizar una forma de turbina invertida como compresor axial es tan antigua como la turbina de reacción misma. El científico -

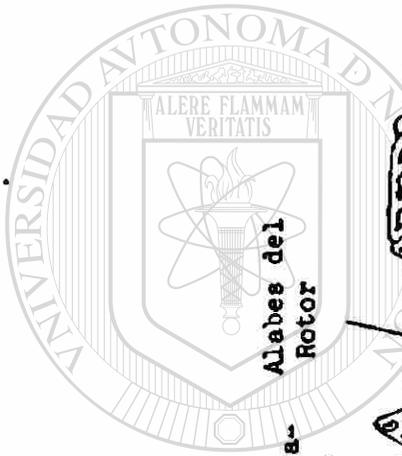
G. Stoney deja constancia de que ya en 1884 Sir Charles Parsons obtuvo una patente para tal disposición. Sin embargo, invirtiendo simplemente una turbina para utilizarla como compresor se obtienen rendimientos — que son, según el científico A. R. Howell, menores del 40% para máquinas de alta relación de compresión. Parsons realmente construyó algunos de estas máquinas alrededor de 1900, con álabes basados en secciones de hélices perfeccionados. Las máquinas se utilizan para trabajos de alto horno, operando con presiones de descarga entre 1.45 a 14.5 lb/pulg². El rendimiento conseguido por estos primitivos compresores de baja presión era de alrededor del 55%; la razón de este bajo rendimiento se atribuye actualmente al desprendimiento en el álabes. Parsons construyó también un compresor de alta relación de compresión (80 lb/pulg² de presión de descarga) pero G. Stoney relata haber tropezado con dificultades. El diseño, que constaba de dos compresores axiales en serie, fue abandonado después de muchas pruebas, y se comprobó que el flujo era inestable (presumiblemente debido al bombeo del compresor). Como consecuencia del bajo rendimiento, los compresores se abandonaron, en general, a favor de los compresores centrífugos de varios escalonamientos por su más alto rendimiento, del 70 al 80%.



Turbocompresor axial para un gasto de 2150 pies³/seg, y una relación de 5:5



Compresor axial de un solo montaje

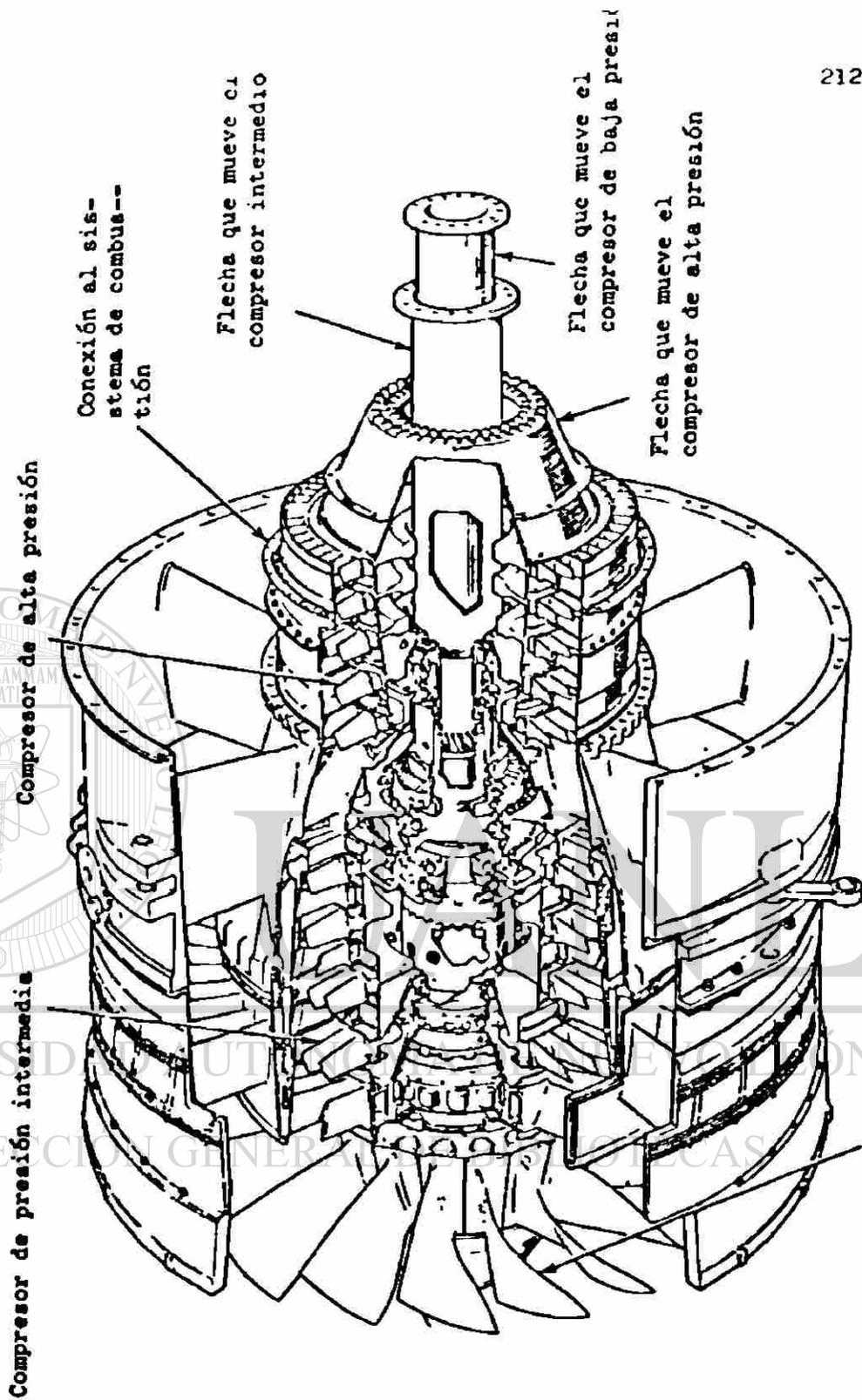


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

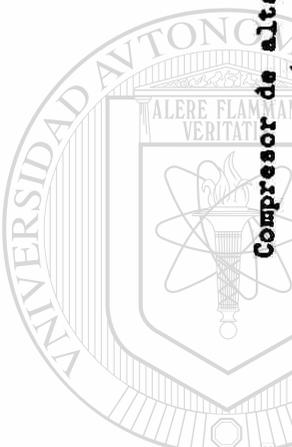
No se emprendieron más desarrollos de compresores axiales hasta 1926 cuando A. A. Friffith bosquejó los principios básicos de su teoría de perfil aerodinámico para el diseño de compresores y turbinas. Los investigadores Roxbee H. Cox y H. Constant dejan constancia de que la subsiguiente historia del compresor axial está íntimamente ligada con la de la turbina de gas de aviación. El trabajo del equipo de Griffith en el Royal Aircraft Establishment, Farnborough, condujo a la conclusión (confirmada más tarde por pruebas de equipos) de que se podían alcanzar rendimientos de por lo menos el 90% para escalonamientos pequeños, es decir, escalonamientos de relación de compresión baja. Las primitivas dificultades asociadas al desarrollo de los compresores de flujo axial provienen principalmente de la naturaleza fundamentalmente diferente del proceso del flujo en los mismos, comparado con el de las turbinas de flujo axial. Mientras que en la turbina axial el flujo relativo a cada corona de álabes es acelerado, en los compresores axiales es desacelerado. Actualmente es ampliamente conocido que, aunque un fluido pueda ser rápidamente acelerado a través de un conducto y sufrir una pequeña o moderada pérdida de presión total, esto no es cierto para una rápida desaceleración. En el último caso podían producirse grandes pérdidas como consecuencia del fuerte desprendimiento causado por un gran gradiente de presión adverso. A fin de limitar las pérdidas de presión total durante la difusión del flujo es necesario que la relación de desaceleración (y la deflexión) en los ductos de los álabes esté fuertemente limitada. Es principalmente a causa de estas restricciones que los compresores axiales necesitan tener muchos escalonamientos para una relación de compresión dada, comparados con una turbina axial que necesita solamente unos pocos.

Por esta razón, el experimento de turbina invertida intentado por Parsons estaba predestinado a un rendimiento operativo bajo.

Hoy, aunque se habla de compresores axiales con rendimientos superiores al 90% para relaciones de compresión de 6 o 7 a 1, parece singular reflejar que, después de más de 40 años de continuo desarrollo, la máquina pueda aún plantear un gran número de problemas no resueltos



Compressor de triple montaje



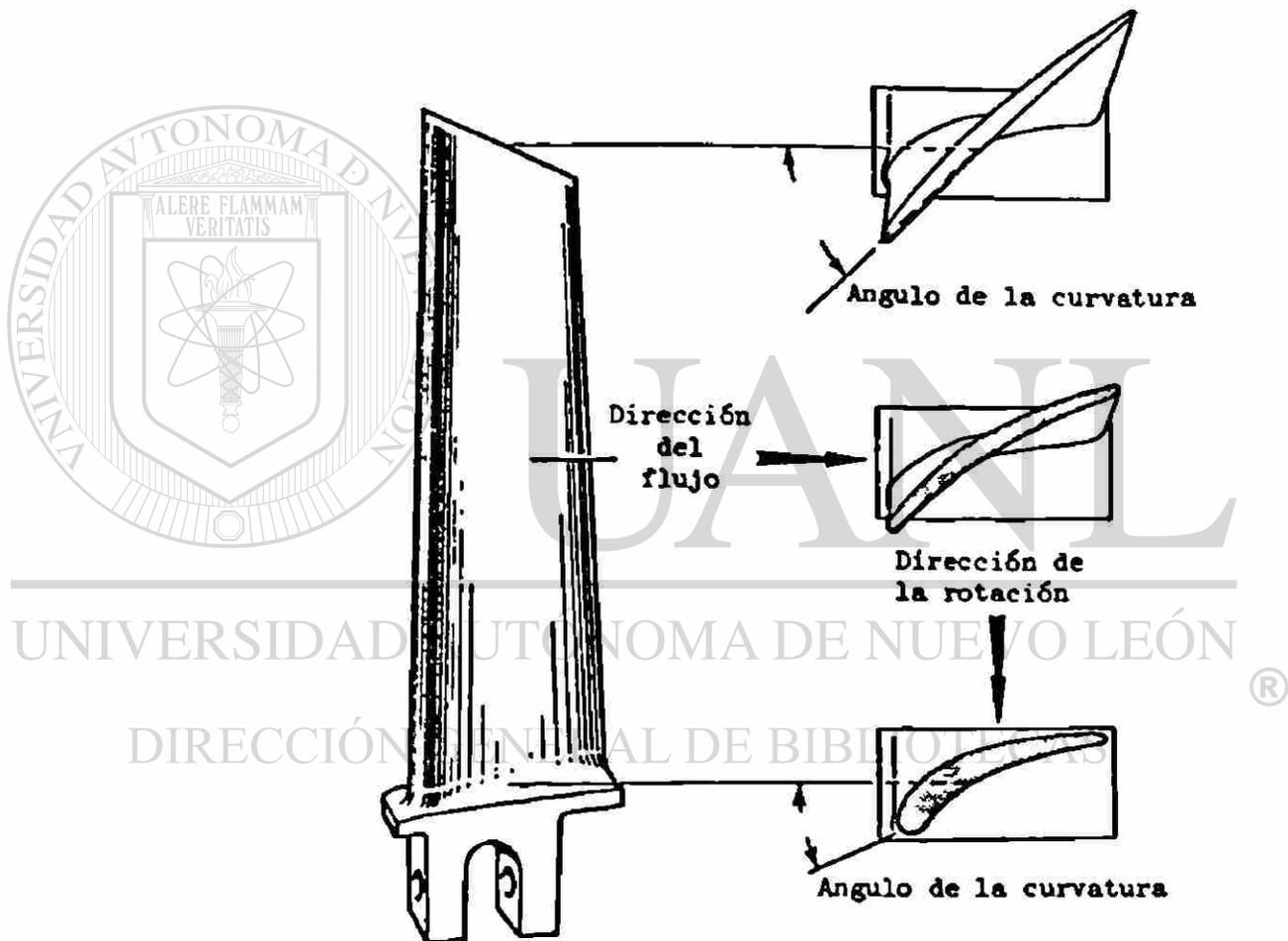
UNIVERSIDAD ANTIOQUIA
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

que desafían a ingenieros y diseñadores. Generalmente se tiene la opinión de que la capacidad plena en cuanto a rendimiento y relación de compresión todavía no se ha alcanzado, y este objetivo puede lograrse únicamente desde un entendimiento detallado del más complicado fenómeno del flujo. El investigador J. H. Horlock presenta una recopilación de muchos estudios avanzados detallados en este campo. J. P. Gastelow, J. H. Horlock y H. Marsh, han efectuado más recientemente otra recopilación acerca de los desarrollos en diseño aerodinámico de compresores de flujo axial subsónico y transónico. Los compresores transónicos son un desarrollo relativamente reciente y persiguen el descubrimiento inesperado de un buen comportamiento para números de Mach relativos cercanos a la unidad. Los compresores de muchos reactores utilizados en aviación tienen al menos un escalonamiento transónico.

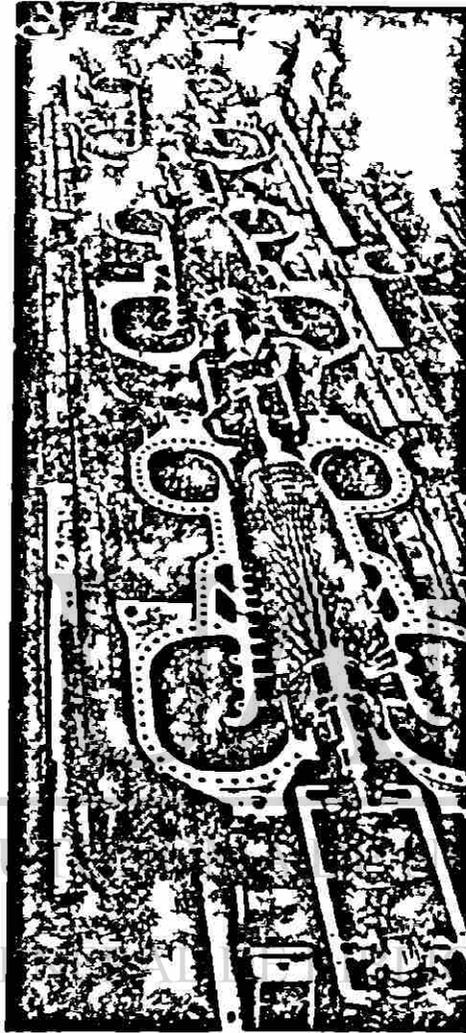
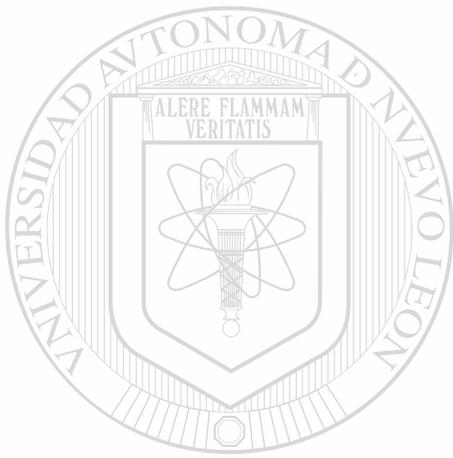
Funcionamiento de un turbocompresor axial.

El turbocompresor axial es una máquina rotativa esencialmente constituida por un rotor provisto de álabes, y un estator de álabes fijos a la corona que sirven de difusor y de directores del flujo; el fluido recorre la máquina en sentido axial. La acción recíproca de álabes fijos y móviles determina en el fluido una ganancia en la carga de presión a expensas de la velocidad. La máquina es de las de tipo dinámico y debe trabajar en ducto cerrado para lograr la gradiente de presión deseada.

El fluido (aire o gas) que entra en un turbocompresor axial es guiado por una corona de álabes directores, hacia la primera corona de álabes del rotor donde la máquina comunica al fluido una energía tanto bajo la forma de presión como de velocidad. El rotor descarga el fluido sobre la corona de álabes del estator, en el cual, la energía de velocidad ganada en el rotor se convierte teóricamente en energía de presión, en virtud del efecto de difusión que se opera en los ductos divergen-



Alabe típico de un compresor axial.

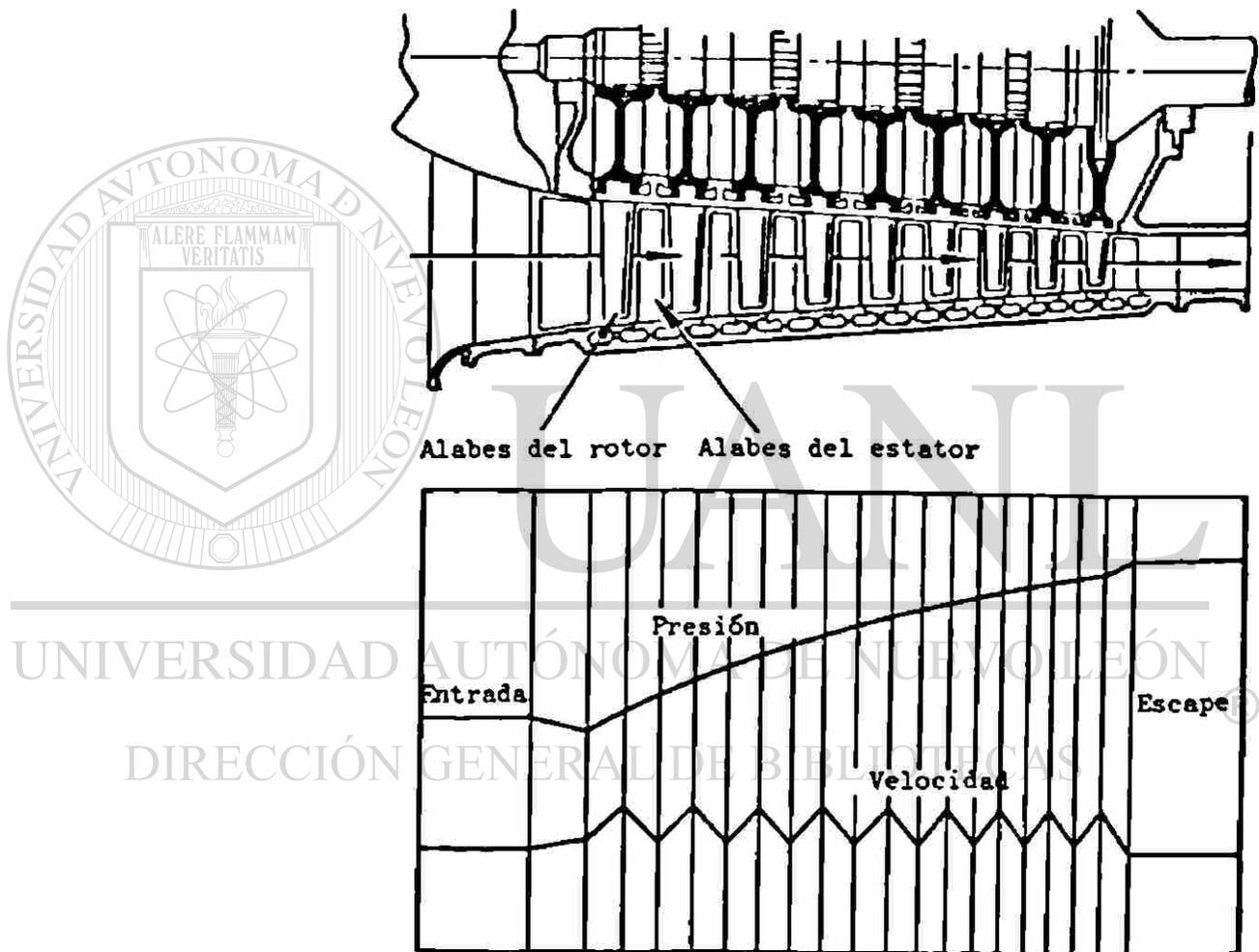


NL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

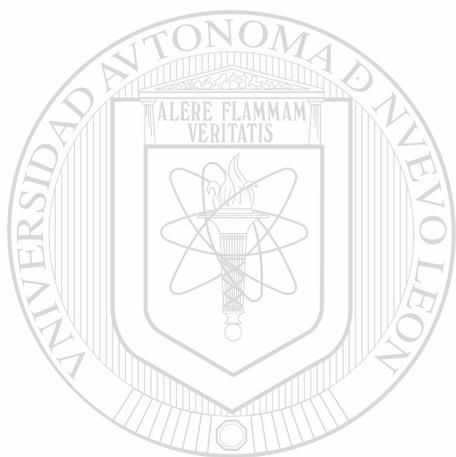
DIRECCIÓN GENERAL DE TECAS

**Turbocompresor axial compuesto de tres turbocompresores
de veinte escalonamientos cada uno.**



Cambios de la presión y velocidad a través de un compresor de flujo axial.

tes entre ál bes. El estar no sólo hace de difusor sino que sirve también de guía del fluido al rotor siguiente, para una incidencia correcta del fluido sobre los álabes del siguiente rotor. Un rotor y un estator constituyen un escalonamiento. A la salida del último escalonamiento existe una corona de álabes estacionarios para la guía del fluido. El número de escalonamientos es variable, de acuerdo a las necesidades del servicio. En la figura (4-18) se muestra un corte esquemático de un turbocompresor axial, donde se puede observar la disposición de las partes antes mencionadas.

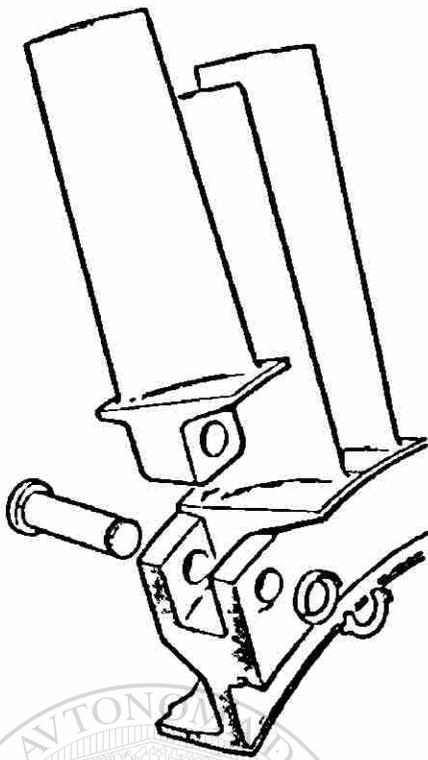


UANL

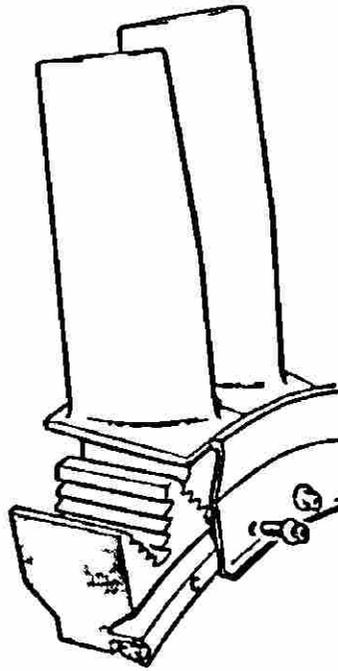
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



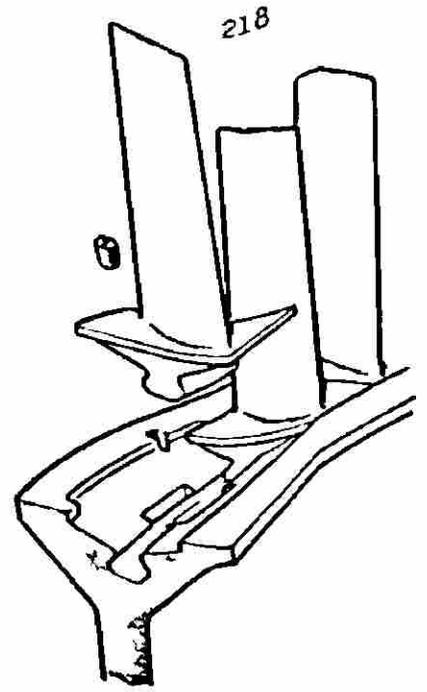
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Base con perno fijador



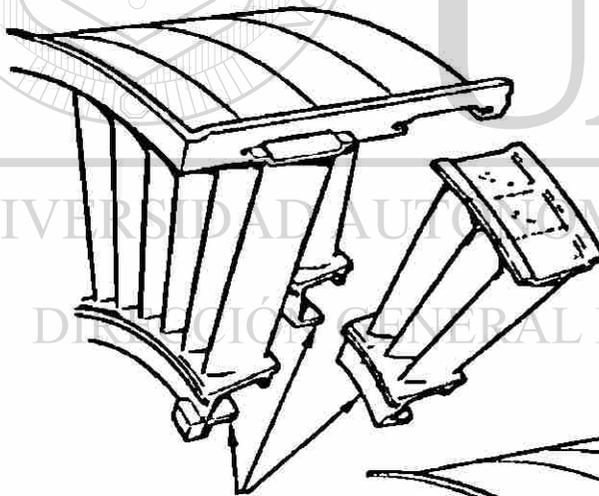
Base en forma de pino



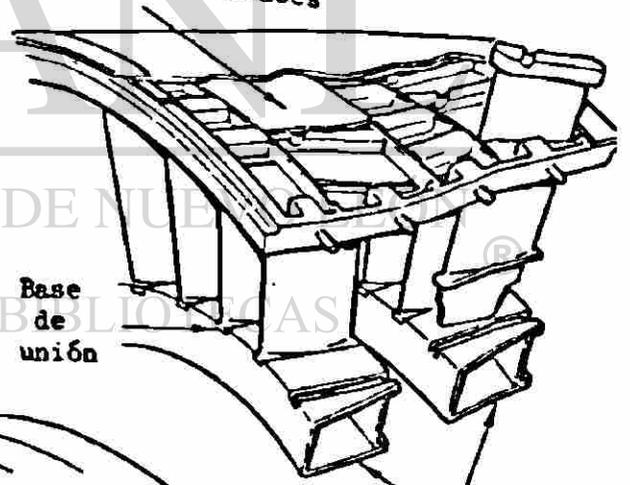
Base acanalada

Métodos de instalación de los álabes en el rotor del compresor.

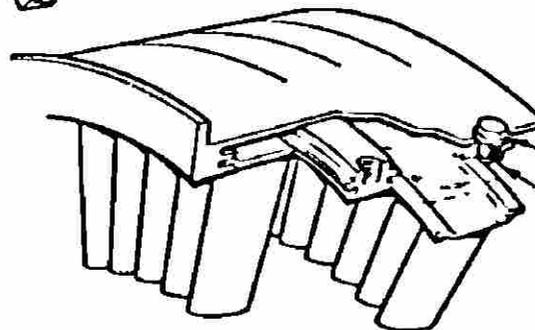
Banda fijadora de álabes



Cobertura de álabes



Base de unión



Cubiertas de anillo
Fijador de Tornillo
Anillo fijador de los álabes del estator

Métodos de instalación de los álabes fijos a la carcasa del compresor.

La dinámica del flujo es como sigue: El fluido entra a la máquina por el ducto de admisión hasta alcanzar la corona directriz, en este caso en dirección axial, la cual lo dirige en el sentido (V_1) sobre el rotor y bajo un ángulo β_1 con la dirección axial, tal como se ve en la figura (4-19), donde observamos la proyección de todas coronas de álabes y sus respectivas diagramas vectoriales de velocidades a la entrada y a la salida de cada corona de álabes.

La velocidad tangencial del álabes (u), correspondiente al diámetro medio, esto es, medido hasta la mitad de la altura del álabes, define con la velocidad absoluta del fluido (V_1), la velocidad relativa V_{r1} del fluido respecto al álabes, la cual debe producirse con una incidencia correcta sobre el álabes para una máxima acción de éste sobre el fluido en condiciones de diseño, de forma que se cierre el triángulo vectorial correspondiente a la ecuación

$$V_1 = u + V_{r1}$$

El triángulo vectorial de velocidades a la salida del álabes del rotor que se halla dibujado en la figura (4-19) superpuesto sobre el de entrada con vértice común. Está compuesto por la velocidad absoluta V_2 , la velocidad tangencial (u), la misma que a la entrada pues es máquina axial, y la velocidad relativa V_{r2} , que sale prácticamente tangente al álabes por el borde de fuga. En altas velocidades se llega a producir una separación del contorno en la fuga que todavía no se está considerando.

El triángulo materializa la ecuación vectorial

$$V_2 = u + V_{r2}$$

Debido a la curvatura del álabes del rotor las dos velocidades relativas de entrada y de salida forman un ángulo (θ) llamado de deflexión

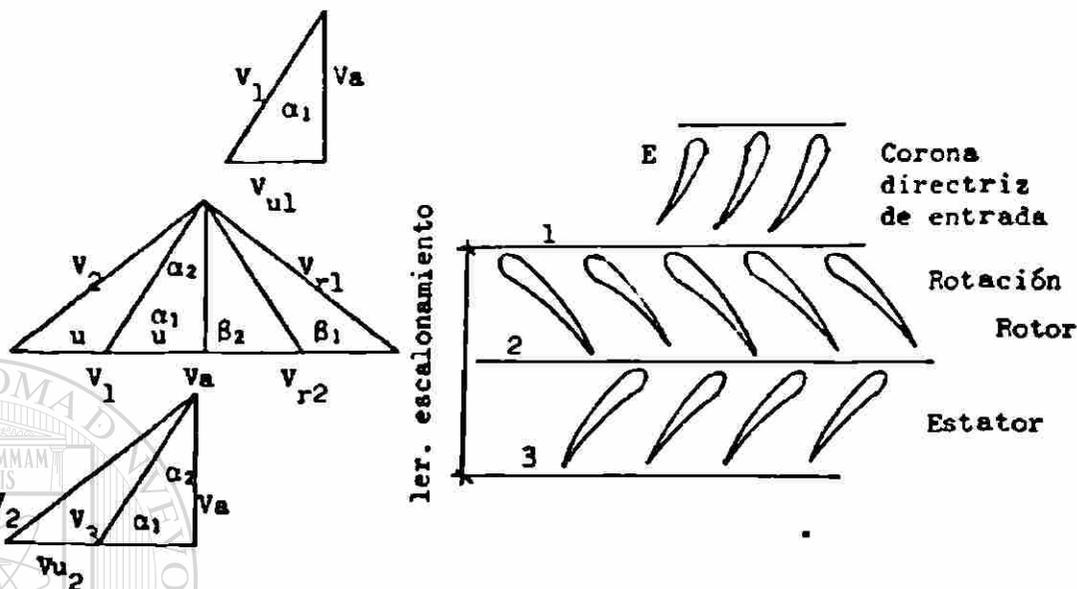


Figura 4-19 Proyección de las coronas de álabes de un compresor axial y diagramas vectoriales de velocidades.

del álabes.

El fluido del rotor sale con velocidad absoluta V_2 , bajo un ángulo (α_2) con la dirección axial y entra al estator con esa velocidad, prácticamente de igual magnitud y dirección. En los álabes del estator $u = 0$ y por lo tanto la velocidad absoluta es igual a la relativa. La (V_2) de entrada se reduce en el estator al valor (V_3) prácticamente igual a V_1 en el caso de diagrama simétrico, como el de la figura (4-19). - En este caso la energía de presión ganada en el estator es de igual valor que la energía de presión ganada en el rotor por ser el diagrama simétrico y ser $V_3 = V_1$. Rotor y estator constituyen el primer es-

cal namiento. Con velocidad $V_3 = V_1$ entra el fluido al rotor del se--
gundo escalonamiento donde se repite el mismo fenómeno y así sucesi--
vamente en t dos los escalonamientos de la máquina.

A la salida del estator del último escalonamiento existe una corona -
de álabes estacionarios que endereza el flujo en la dirección axial,
eliminando la componente giratoria a la salida. Se puede conservar el
valor de la velocidad axial reduciendo el área de paso axial, ya que
 $m = \phi A_a V_a = \text{cte.}$, y como (ϕ) aumenta con la compresión, el área
 A_a debe reducirse para conservar el gasto de masa constante y $V_a =$
 cte. , que en este tipo de máquina resulta ventajoso.

Ganancia teórica de presión en un escalonamiento.

Para calificar y cuantificar la energía transferida por el compresor
axial al fluido en el rotor y el estator, se considerarán primero las
características dinámicas del flujo, que son las de mayor ponderación
en la transferencia, esto es, se va aplicar la ecuación de Euler en -
sus dos formas dadas por las ecuaciones (3-7) y (3-19). Ello signifi-
ca que la variación de ρ no es muy significativa en el proceso. Los -
resultados no son completamente exactos, pero se facilita el análisis
y se tiene una información muy valiosa para el comportamiento del tur-
bocompresor sobre la ganancia de presión en el rotor y el estator en
un escalonamiento.

Las ecuaciones (3-7) y (3-19), para un turbocompresor axial donde --
 $u_1 = u_2$, van a tener la forma siguiente:

$$\tau = u (v_{u2} - v_{u1}) \quad (4-74)$$

y

$$\tau = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2} \quad (4-75)$$

La ecuación (4-66), bajo la forma de componentes energéticos, puede ser más útil para examinar el incremento de presión en el rotor y en el estator.

En el rotor, el término

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

significa el incremento en energía dinámica por unidad de masa de fluido que pasa por la máquina; el segundo término

$$\frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2}$$

expresa la ganancia en energía estática o de presión. Los dos términos son positivos, como puede observarse en los diagramas vectoriales correspondientes al rotor en la figura (4-19). El incremento de energía de presión en el rotor se produce por el efecto de difusión entre álabes del rotor, y está cuantificado por unidad de masa por

$$\frac{P_2 - P_1}{\phi} = \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{2} \quad (4-76)$$

La ganancia de energía de presión en el estator se origina al reducir la velocidad (v_2) alcanzada en el rotor, al valor (v_3), también por un efecto de difusión entre los álabes del estator, esto es

$$\frac{P_3 - P_2}{\phi} = \frac{v_2^2 - v_3^2}{2} \quad (4-77)$$

Por lo tanto, la ganancia de presión teórica en el escalonamiento será

$$P_3 - P_1 = \frac{\phi}{2} (v_{r1}^2 - v_{r2}^2 + v_2^2 - v_3^2) \quad (4-78)$$

En el caso de un escalonamiento simétrico, donde

$$v_3 = v_1 = v_{r2} \quad (4-79)$$

y se tiene

$$v_2 = v_{r1} \quad (4-80)$$

$$P_3 - P_1 = \frac{\phi}{2} (v_{r1}^2 - v_{r2}^2 + v_2^2 - v_1^2) \quad (4-81)$$

$$P_3 - P_1 = \phi (v_2^2 - v_1^2) \quad (4-82)$$

$$P_3 - P_1 = \phi (v_{r1}^2 - v_{r2}^2) \quad (4-83)$$

En estas circunstancias, la ganancia de presión en el escalonamiento es igual en el rotor que en el estator. La ganancia en presión en el escalonamiento es igual en el rotor que en el estator. La ganancia en presión en el estator se logra a expensas de la velocidad ganada por el fluido en el rotor que pasa de (v_1) a (v_2) , la cual se reduce nuevamente a (v_1) en el estator. El escalonamiento simétrico es frecuente en los turbocompresores axiales.

Si se tiene en cuenta el cambio de temperatura del fluido y se aplica la primera ley de termodinámica para el cálculo del trabajo o energía transferida, en el caso de un proceso de flujo estable, adiabático, - sin cambio apreciable en la velocidad de entrada y de salida del escalonamiento, como se ha supuesto, siendo despreciable los cambios en la energía potencial, se tiene, en el escalonamiento

$$\tau = h_3 - h_1 = C_p (T_3 - T_1) \quad (4-84)$$

Expresando el cambio de entalpía en forma diferencial, aplicando la primera ley, y siendo el proceso adiabático, queda

$$dh = v dP = \frac{dP}{\phi} \quad (4-85)$$

integrando entre la entrada y la salida del escalonamiento, para $\phi = \text{cte.}$, se tiene

$$h_3 - h_1 = \frac{P_3 - P_1}{\phi} \quad (4-86)$$

o sea

$$P_3 - P_1 = \phi (h_3 - h_1) = \phi C_p (T_3 - T_1) \quad (4-87)$$

donde T_3 representa la temperatura real a la salida del escalonamiento y C_p el valor del calor específico a presión constante.

Grado de reacción y tipos de escalonamientos.

El grado de reacción (G_R) es la relación de la energía estática ganada en el rotor a la energía total transferida en un escalonamiento. - En función de las velocidades que caracterizan el comportamiento dinámico del fluido desde la entrada hasta la salida, el grado de reacción en un turbocompresor axial es

$$G_R = \frac{v_{r1}^2 - v_{r2}^2}{v_2^2 - v_1^2 + v_1^2 - v_{r2}^2} \quad (4-88)$$

Existen cinco tipos de escalonamientos usados en la construcción de turbocompresores, a saber

1. Escalonamiento simétrico donde $G_R = 1/2$
2. Escalonamiento sin prerrotación de entrada donde $1/2 < G_R < 1$
3. Escalonamiento acontrarrotación con V_2 axial donde $G_R > 1$
4. Escalonamiento a contrarrotación con $V_2 = V_1$ donde $G_R = 1$
5. Escalonamiento con $V_{r2} = V_{r1}$ donde $G_R = 0$

DISEÑO DE TURBOCOMPRESORES

Introducción

En el diseño de un turbocompresor deben tenerse presentes las condiciones de operación del mismo, como son: propiedades de los gases que debe manejar, gastos volumétricos exigidos, gradientes de presión que se desean alcanzar y temperaturas de trabajo, cuyos valores pueden variar entre límites muy amplios, de acuerdo con la naturaleza del servicio y el ritmo de trabajo. Para satisfacer los requerimientos de

la demanda, siempre cambiante, se requiere contar con una gama de com presores extensa y variada, que necesariamente debe ser estandarizada en un número determinado de tipos, que faciliten la construcción sin sacrificar la debida adaptabilidad a todos los servicios que se reclaman.

Parámetros para el diseño de turbocompresores.

Los parámetros fundamentales para el diseño de los turbocompresores - son:

- a. El diámetro de referencia (D)
- b. La velocidad de giro (N)
- c. El número de escalonamientos (Z)

a. El diámetro de referencia (D) corresponde al diámetro exterior del impulsor de un turbocompresor centrífugo, o al diámetro del tambor o cilindro del rotor de un turbocompresor axial, como se puede ver en - la figura (4-20). Con este diámetro (D) se relacionan y proporcionan las dimensiones de los diferentes elementos de las máquinas.

Para fijar el valor del diámetro de referencia se tienen en cuenta el gasto volumétrico (G) que se quiere manejar, la velocidad periférica que se puede admitir (u) y un coeficiente de flujo (θ) dado por la -- experiencia.

La ecuación que liga estas variables es

$$\theta = \frac{G}{u D^2} \quad (4-89)$$

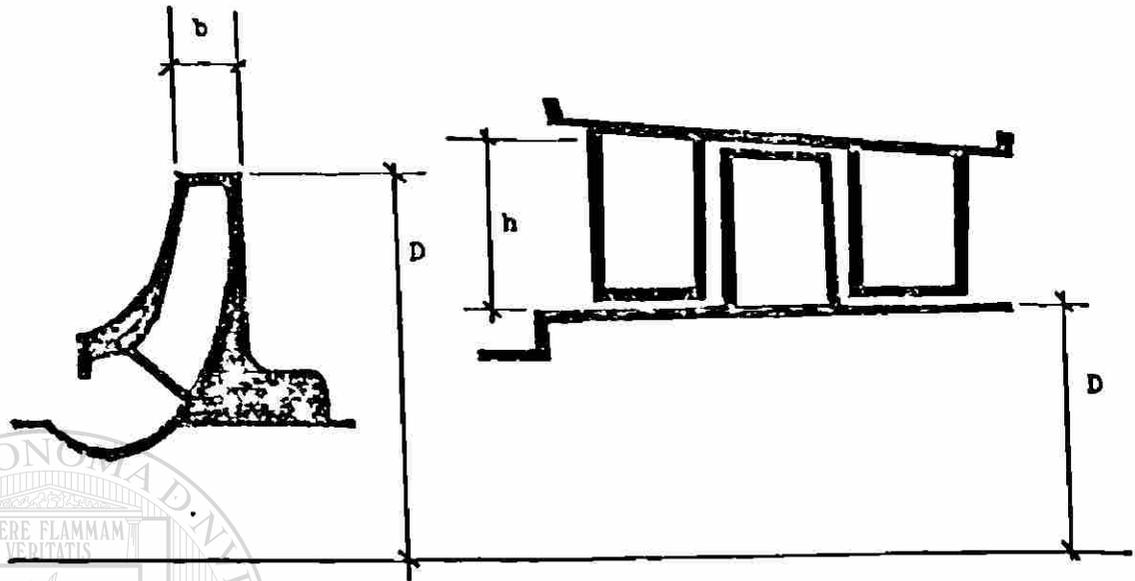


Figura 4-20 Parámetros fundamentales para el diseño de un turbocompresor.

de donde se obtiene, despejando

$$D = \left(\frac{G}{\theta u} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4-90)$$

b. La velocidad de giro de la máquina (N) sale de la misma expresión que da la velocidad tangencial del rotor, o sea

$$u = \frac{\pi N D}{60} \quad (4-91)$$

donde

$$N = \frac{60 u}{\pi D} = \text{R. P. M.} \quad (4-92)$$

La velocidad de giro está en función de la velocidad tangencial y el diámetro impuestos.

c. El número de escalonamientos (Z) del turbocompresor, en función — del trabajo de compresión (τ), de la velocidad periférica (u) y del -- coeficiente de presión μ , así tenemos que

$$\mu = \frac{\tau}{u^2} \quad (4-93)$$

de donde

$$Z = \frac{\tau}{\mu u^2} \quad (4-94)$$

Tratándose de una compresión politrópica, y considerando al gas que se comprime como ideal, el trabajo de compresión es

$$\tau = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4-95)$$

y por lo tanto

$$Z = \frac{\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{\mu u^2} \quad (4-96)$$

siendo

- u = velocidad periférica del rotor
 n = coeficiente politrópico
 R = constante de gas que se comprime
 T_1 = Temperatura absoluta de entrada en °R
 P_2/P_1 = relación de presiones entre la entrada y la salida del turbocompresor.
 μ = coeficiente de presión, cuyo valor numérico es 0.48 en turbocompresores centrífugos y 0.35 a 0.50 en los axiales.

En las figuras (4-21) y (4-22) se ofrecen, en forma gráfica, la relación entre algunos de estos parámetros, para diferentes condiciones de trabajo de turbocompresores radiales y axiales.

La selección del diámetro de referencia (D), de la velocidad de giro (N) y del número de escalonamientos (Z), en el diseño de un turbocompresor, requiere de análisis de los parámetros siguientes:

- a. Velocidad periférica (u)
- b. Coeficiente de flujo (β)
- c. Coeficiente de presión (μ)
- d. Velocidad crítica
- e. Altas temperaturas

a. Velocidad periférica (u)

Las ecuaciones (4-81) y (4-83) muestran que, si la velocidad periférica es alta, se requieren diámetros de referencia más pequeños, esto es, máquinas de tamaño más reducido, suponiendo invariables los demás factores. Esta velocidad, sin embargo, se halla limitada por la resistencia del material del rotor, o por el número de Mach, el cual se --

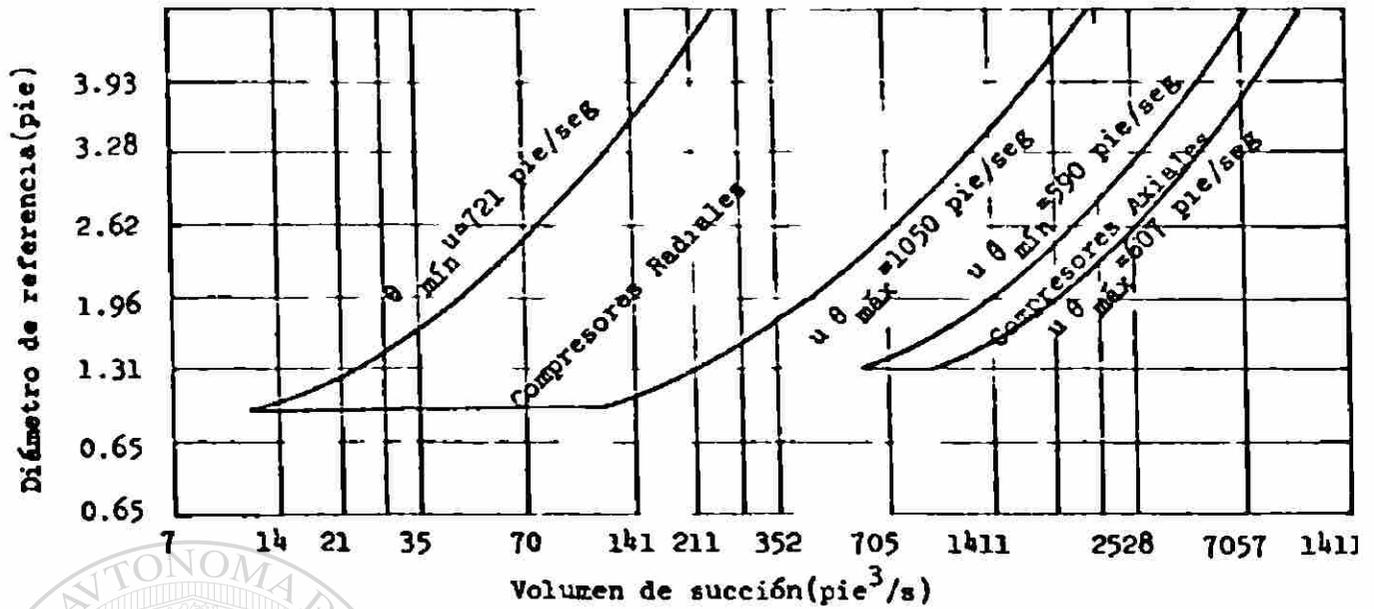


Figura 4-21 Diámetro de referencia D de un compresor en función del volumen de succión, la velocidad periférica y del coeficiente de flujo.

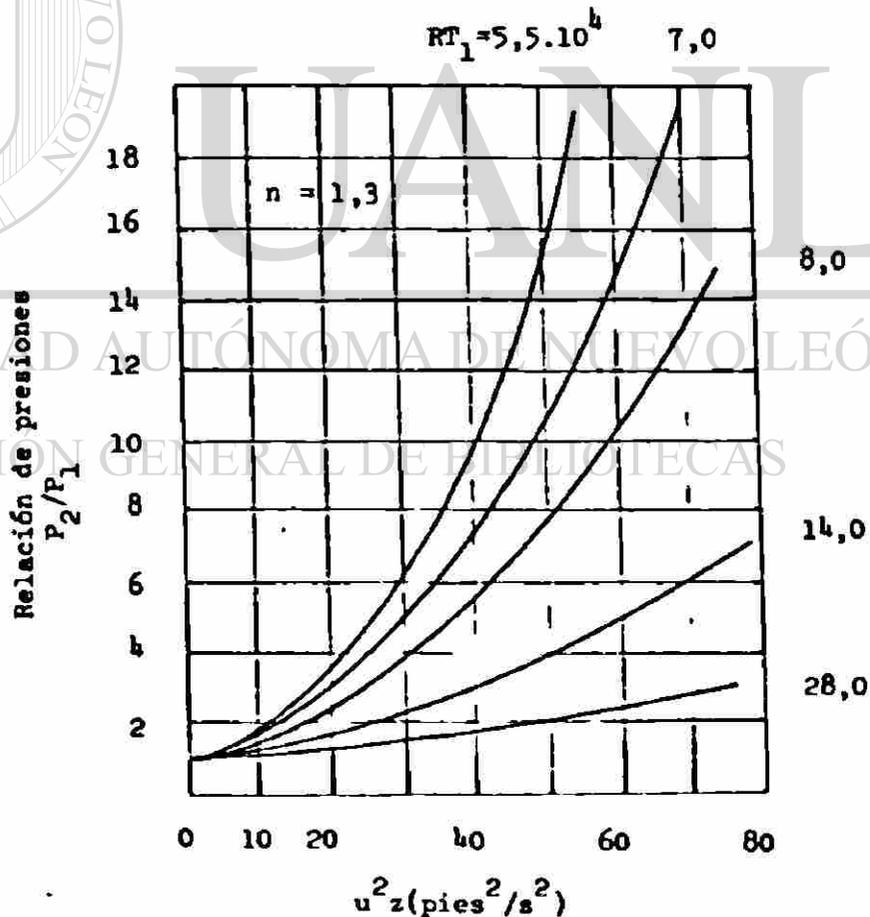


Figura 4-22 Proporción entre el número de pasos, la velocidad periférica y la relación de presiones, para diferentes valores de la temperatura de entrada y del coeficiente exponencial n.

procura que sea bajo. El número de Mach se define por la relación de la velocidad periférica a la velocidad del sonido

$$M = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{KRT_1}}$$

referido a las propiedades del fluido a la entrada del turbocompresor. En los pasos de compresión de máquinas subsónicas industriales este número de Mach nunca excede un valor de aproximadamente 0.95, ya que de otra forma las pérdidas por turbulencia se incrementan mucho. La figura (4-23) señala los valores límites de la velocidad periférica - en función del cuadrado de la velocidad sónica ($a^2 = KRT_1$), fijando así valores al número de Mach. En el caso de gases pesados, con velo-

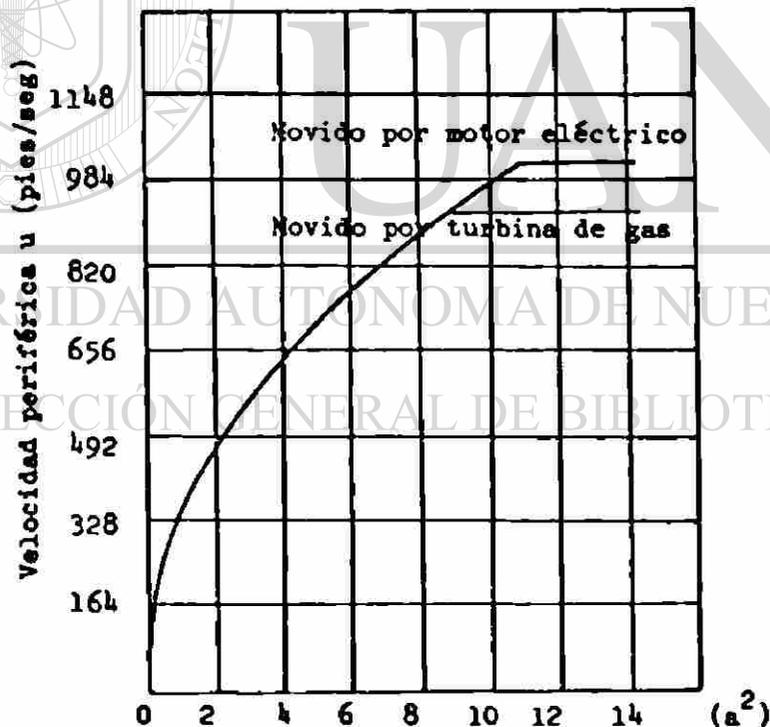


Figura 4-23 Límites de la velocidad periférica en función del cuadrado de la velocidad.

idades sónicas relativamente bajas (más chicos R y n), la velocidad periférica está limitada por el número de Mach- pero, con gases ligeros, el factor limitante es la resistencia a tensión de los materiales. Cuando se tiene velocidad variable en el motor, el límite de velocidad periférica se determina con relación a la velocidad de resbalamiento que debe de ser del orden del 110% de la velocidad máxima en régimen continuo. En turbocompresores centrífugos la velocidad periférica suele estar entre 720 y 1050 pies/seg. En los axiales, alrededor de 590 y 607 pies/seg.

b. Coeficiente de flujo (θ).

Este coeficiente depende de la geometría del ducto de circulación del flujo en el turbocompresor. Se determina por la anchura relativa del impulsor (b/D) en los centrífugos, o por la altura relativa del álabe (h/D) en los axiales, así como por la forma del álabe, tal como se aprecia en la figura (4-20). Este coeficiente (θ) puede seleccionarse dentro de ciertos límites fijados por el rendimiento politrópico real, es decir, superiores al 70%, tal como se ve en la figura (4-24). Debe tenerse en cuenta que debido a la reducción de volumen del fluido durante la compresión entre la succión y la descarga, el ancho del impulsor debe irse haciendo más chico. Como consecuencia, los valores de θ van disminuyendo, haciendo caer el rendimiento por escalonamiento. Ciertos constructores diseñan los primeros escalonamientos con un coeficiente de flujo alto, de forma que los primeros escalonamientos de baja presión son suficientemente amplios, asegurando un mejor rendimiento global. En la figura (4-24) se da el valor del rendimiento en función del coeficiente del flujo de un impulsor centrífugo. En la figura (4-25) se ofrece el valor del rendimiento, en un escalonamiento, en función del coeficiente de flujo de un turbocompresor axial para tres valores del número de Mach.

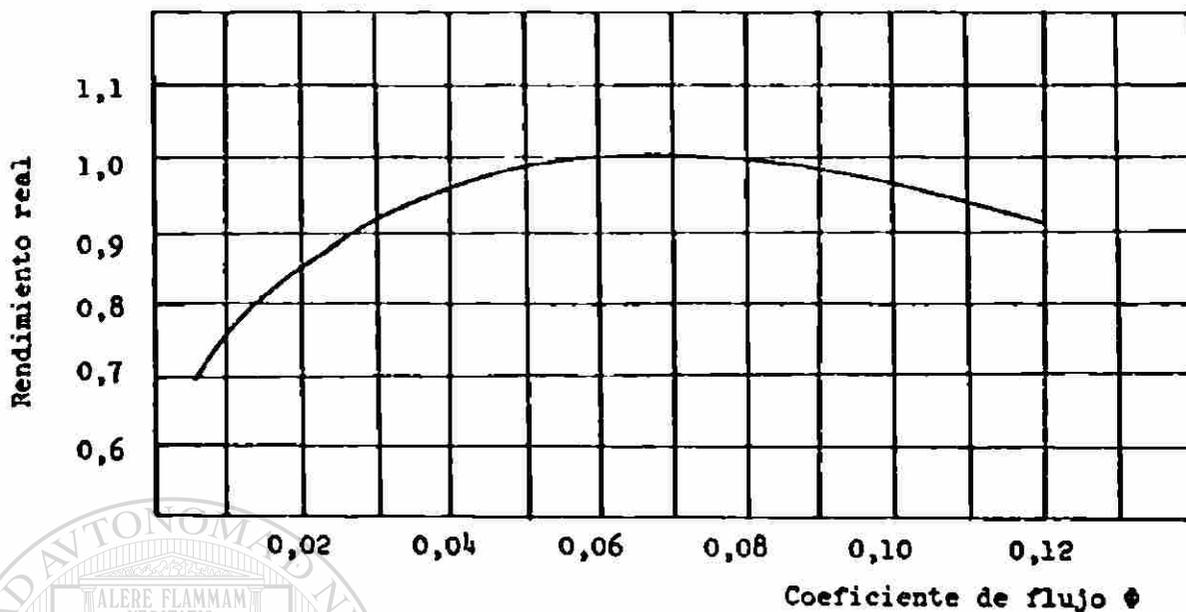


Figura 4-24 El rendimiento como función del coeficiente de flujo en un impulsor de turbocompresor centrífugo (según - SULZER)

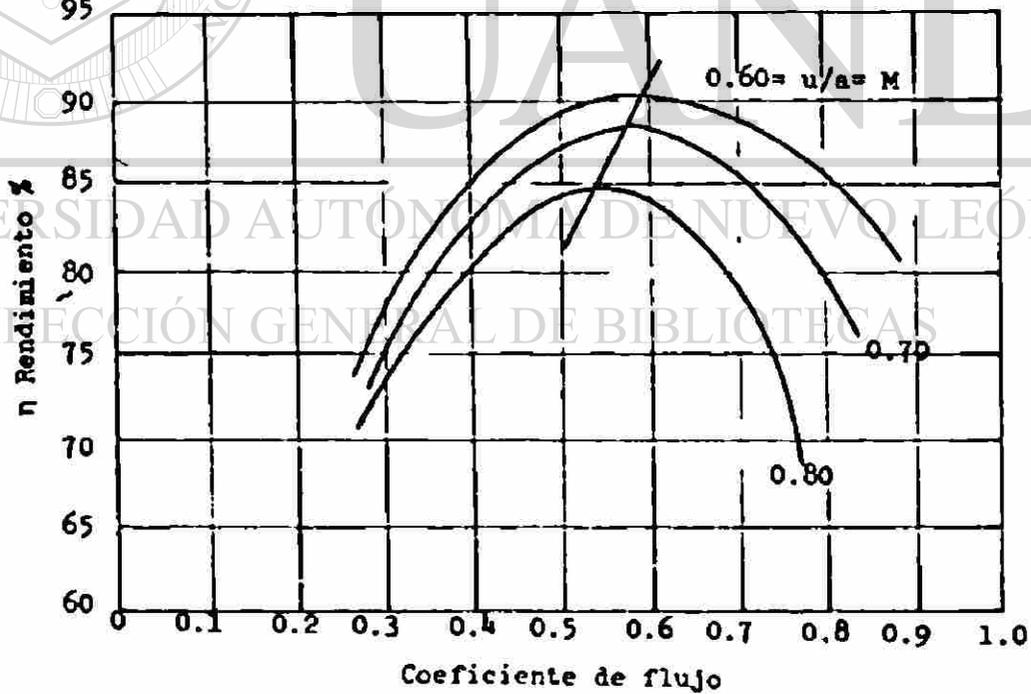


Figura 4-25 Curvas de rendimiento en función del coeficiente de flujo

c. Coeficiente de presión (μ).

Este coeficiente depende de la geometría de los álabes del impulsor, de su curvatura y del sentido de la misma, esto es, hacia atrás o hacia adelante, en los impulsores centrífugos. También es trascendental, la inclinación del fluido en el álabe del rotor, sobre todo en los -- turbocompresores axiales. Los factores de forma influyen notablemente en el rendimiento y en la capacidad de la máquina. Para mantener éstos dentro de valores amplios, la práctica constructiva limita el coeficiente de presión a un valor de alrededor de 0.48 en turbocompresores centrífugos; en los axiales oscila entre 0.35 y 0.50, dependiendo del número de Mach. En la figura (4-25) se dan curvas del coeficiente de presión en función del coeficiente de flujo para tres valores del número de Mach.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

d. Velocidad crítica.

Las turboráquinas modernas operan entre la primera y la segunda banda natural de frecuencias de sus rotores. Si se incrementa la longitud de un rotor con objeto de acomodar más escalonamientos se cae en la segunda velocidad crítica, la cual varía en proporción inversa a esa longitud, más próxima a la velocidad de operación. Según las normas API, se puede tener un margen hasta de un 20% en los límites de la longitud máxima del rotor y, por lo tanto, en el número máximo de escalonamientos. Este límite es aproximadamente de ocho impulsores (ocho escalonamientos) para un turbocompresor centrífugo, pero se puede elevar en un 50% si se emplean impulsores estrechos, que tengan aplicación en ciertos servicios. Con turbocompresores axiales el número de escalonamientos puede llegar a 24, pero deben de ser mucho menos cuando se exigen álabes alargados con cuerdas grandes y con presiones altas de operación.

e. Altas temperaturas.

Las temperaturas altas de operación requieren mayores potencias de compresión, pudiendo dar lugar a fenómenos de polimerización en cierta clase de gases. En los turbocompresores centrífugos, los diagramas o paredes de división dispuestos en la carcasa pueden experimentar excesiva expansión radial si el gas que se comprime se calienta demasiado. La elevación de la temperatura durante la compresión se limita con sistemas de enfriamiento, entre los grupos de escalonamientos.

Pre-diseño de Compresores.

PROBLEMA 1.

Un turbocompresor centrífugo tiene un gasto volumétrico a la entrada de 211.7 pies³/seg de aire a 14.5 lb/pulg² y 68°F. A la salida la presión es de 58 lb/pulg². El proceso de compresión es adiabático polí--tropico de la forma $Pv^{1.55} = \text{cte.}$ Calcular: 1) Valores del diámetro - de referencia y de la velocidad periférica del rotor, 2) Velocidad de giro, 3) Número de escalonamientos, 4) temperatura del aire a la salida, 5) Rendimiento interno de la máquina.

Aire

$$\dot{m} = 211.7 \text{ pies}^3/\text{seg}$$

$$P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 68^\circ\text{F} = 528^\circ\text{R}$$

$$P_2 = 58 \text{ lb/pulg}^2$$

$$Pv^{1.55} = \text{cte.}$$

UANL

1) Valores del diámetro de referencia y de la velocidad periférica — del rotor.

En la figura (4-21) para un gasto de 211.7 pies³/seg, se puede admitir, en un primer ajuste de valores, $D = 1.96 \text{ pies} = 23.52 \text{ pulg}$ en cuyo caso la velocidad periférica sería

$$u = \frac{\dot{m}}{\theta D^2}$$

Tomando de la figura (4-24) para el coeficiente de flujo un valor de $\theta = 0.07$, que corresponda a condiciones óptimas en compresores centrífugos, se tiene

$$u = \frac{211.7}{(0.07)(1.96)^2} = 781.91 \text{ pies/seg}$$

valor que está comprendido entre los límites que señala la figura -- (4-21) y que por lo tanto es aceptable..

El número de Mach sería

$$M = \frac{u}{(KRT_1 g)^{1/2}} = \frac{781.91}{(1.4)(53.3)(528)(32.2)^{1/2}}$$

$$M = 0.694$$

que es un valor aceptable.

2) La velocidad de giro de la máquina

$$N = \frac{60u}{\pi D} = \frac{60(781.91)}{\pi(1.96)}$$

$$N = 7619 \text{ R.P.M.}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3) El número de escalonamientos

$$Z = \frac{\tau}{\frac{u u^2}{gJ}}$$

El trabajo de compresión politrópico sin fricción es

$$\tau = \frac{n}{n-1} \frac{RT_1}{J} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\tau = \frac{1.55}{1.55 - 1} \frac{(53.3)(528)}{778} \left[\left(\frac{58}{14.5} \right)^{\frac{1.55-1}{1.55}} - 1 \right]$$

$$\tau = 64.77 \text{ BTU/lb}$$

luego, si tomamos el coeficiente de presión de $\mu = 0.48$ para este compresor centrífugo

$$Z = \frac{64.77}{\frac{(0.48)(781.91)^2}{(32.2)(778)}} = 5.53$$

ajustando

$$Z = 6 \text{ escalonamientos}$$

4) Temperatura final

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 528 \left(\frac{58}{14.5} \right)^{\frac{1.55-1}{1.55}}$$

$$T_2 = 863.51^\circ\text{R} = 403.51^\circ\text{F}$$

5) El rendimiento interno del turbocompresor esta dado por

$$\eta_i = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_p (T_{2i} - T_1)}{C_p (T_2 - T_1)}$$

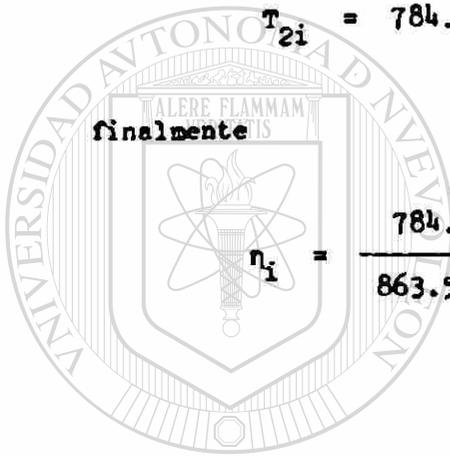
luego

$$T_{2i} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 528 \left(\frac{58}{14.5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{2i} = 784.6^\circ R = 324.6^\circ F$$

finalmente

$$\eta_i = \frac{784.6 - 528}{863.51 - 528} = 0.764$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



PROBLEMA 2.

Un turbocompresor centrífugo refrigerado comprime aire a razón de 352 pies³/seg a una temperatura de 68°F. La relación de presiones es de 5. El proceso de compresión es politrópico de la forma $Pv^{1.3} = \text{cte.}$ Determine: 1) Diámetro de referencia y velocidad periférica del rotor 2) Velocidad de giro, 3) Número de escalonamientos. 4) Temperatura del aire a la salida, 5) Calor eliminado

Aire

$$m = 352 \text{ pies}^3/\text{seg}$$

$$T_1 = 68^\circ\text{F} = 528^\circ\text{R}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 5$$

$$Pv^{1.3} = \text{cte.}$$

1) Diámetro de referencia.

Teniendo presente las figuras (4-21) y (4-24) se puede ensayar como valores del diámetro de referencia y del coeficiente del flujo, los siguientes:

$$D = 2.6 \text{ pies}$$

$$\theta = 0.07$$

Con lo que la velocidad periférica será

$$u = \frac{m}{\theta D^2} = \frac{352}{(0.07)(2.6)^2}$$

$$u = 743.8 \text{ pies/seg}$$

Lo cual resulta aceptable dentro de los límites establecidos para compresores centrífugos.

2) La velocidad de giro

$$N = \frac{60u}{\pi D} = \frac{60 (743.8)}{\pi (2.6)}$$

$$N = 5464 \text{ R.P.M.}$$

3) Número de escalonamientos

$$Z = \frac{\tau}{\frac{\mu u^2}{gJ}}$$

pero

$$\tau = \frac{n}{n-1} \frac{RT_1}{J} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\tau = \frac{1.3}{1.3-1} \frac{(53.3) (528)}{778} \left[(5)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right]$$

$$\tau = 70.5 \text{ BTU/lb}$$

luego, tomando el coeficiente de presión como $\mu = 0.48$ para este compresor centrífugo

$$Z = \frac{70.5}{\frac{0.48 (743.8)^2}{(32.2) (778)}} = 6.65$$

ajustando

$$Z = 7 \text{ escalonamientos}$$

4) Temperatura final

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 528 (5)^{\frac{1.3-1}{1.3}}$$

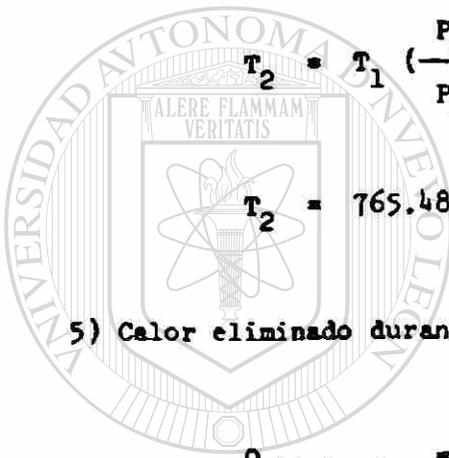
$$T_2 = 765.48^\circ\text{R}$$

5) Calor eliminado durante la compresión

$$Q_{\text{eliminado}} = \tau - C_p (T_2 - T_1)$$

$$Q_{\text{eliminado}} = 70.5 - 0.24 (765.48 - 528)$$

$$Q_{\text{eliminado}} = 13.5 \text{ BTU/lb.}$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



EJEMPLO 3.

Un turbocompresor axial aspira aire a razón de 3528 pie³/seg a 14.5 lb/pulg² y 68°F. La relación de presiones es 3. El proceso de compresión es de la forma $Pv^{1.5} = \text{cte.}$ El diámetro de referencia es 2.85 — pies y la velocidad de giro de $N = 4000$ R.P.M. Calcular: 1) Velocidad periférica y número de Mach, 2) Coeficiente de flujo, 3) Número de escalonamientos, 4) Temperatura del aire a la descarga, 5) Rendimiento interno.

Aire

$$\dot{m} = 3528 \text{ pies}^3/\text{seg}$$

$$P_1 = 14.5 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 68^\circ\text{F} = 528^\circ\text{R}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 3$$

$$Pv^{1.5} = \text{cte.}$$

$$D = 2.85 \text{ pies}$$

$$N = 4000 \text{ R.P.M.}$$

1) Velocidad periférica

$$u = \frac{\pi N D}{60} = \frac{\pi (4000) (2.85)}{60}$$

$$u = 596.9 \text{ pies/seg}$$

Número de Mach

$$M = \frac{u}{(kRT_1/g)^{1/2}} = \frac{596.9}{[(1.4)(53.3)(528)(32.2)]^{1/2}}$$

$$M = 0.53$$

Cuyos valores de u y de M son aceptables

2) Coeficiente de flujo

$$\theta = \frac{m}{u D^2} = \frac{3528}{(596.9) (2.85)^2}$$

$$\theta = 0.727$$

que también resulta aceptable

3) Número de escalonamientos

$$z = \frac{\tau}{\frac{\mu u^2}{gJ}}$$

pero

$$\tau = \frac{n}{n-1} \frac{RT_1}{J} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\tau = \frac{1.5}{1.5-1} \frac{(53.3) (528)}{778} \left[(3)^{\frac{1.5-1}{1.5}} - 1 \right]$$

$$\tau = 48 \text{ BTU/lb}$$

luego, tomando el coeficiente de presión como $\mu = 0.35$ en este compresor axial.

$$Z = \frac{48}{\frac{0.35 (596.9)^2}{(32.2) (778)}} = 9.64$$

ajustando

$$Z = 10 \text{ escalonamientos}$$

4) Temperatura a la descarga

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 528 (3)^{\frac{1.5-1}{1.5}}$$

$$T_2 = 761.5^\circ\text{R} = 301.5^\circ\text{F}$$

5) Rendimiento interno

$$\eta_i = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_p (T_{2i} - T_1)}{C_p (T_2 - T_1)}$$

pero

$$T_{2i} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 528 (3)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{2i} = 722.7^\circ\text{R} = 262.7^\circ\text{F}$$

finalmente

$$\eta_i = \frac{(722.7 - 528)}{(761.5 - 528)}$$

$$\eta_i = 0.833$$

CAPITULO V
CAMARAS DE COMBUSTION



CAMARAS DE COMBUSTI N O COMBUSTORES

Introducción

Tan señalada es la tendencia que existe a considerar la turbina de gas como una combinación compresor-turbina, que el sistema de combustión -- generalmente recibe menos atención de la que realmente merece. Es inútil pretender una valoración de la importancia precisa de cada elemento, puesto que, todos los componentes son esenciales y funcionalmente dependientes entre sí; no obstante, es evidente que el rendimiento y las actuaciones de un motor de turbina están materialmente influenciados por el sistema de combustión empleado. Los primitivos compresores y turbinas alemanas no eran inferiores a los conjuntos británicos, pero su sistema de combustión, ampliamente menos desarrollado, se reflejaba en -- unas actuaciones más bajas, consumo específico de combustible más elevado y decididamente una vida de trabajo más corta.

La cámara de combustión, tiene la difícil tarea de quemar grandes cantidades de combustible, y a su vez, cumplir con ciertas necesidades básicas para obtener un sistema satisfactorio, como, una elevada relación de combustión, mínima caída de presión, pequeño volumen y peso reducido. Además, debe ser compatible con el desarrollo de operaciones en un amplio margen de cargas y alturas, sin ningún riesgo de sobrealimentarse de combustible o inversamente de apagarse. La ignición debe ser fácil -- y efectiva, y la combustión completa, para evitar la formación de carbón.

En el desarrollo de las turbinas de gas, no existía ningún precedente -- ligado con la obtención de los valores necesarios de temperatura con la relación de combustión requerida. Las calderas de vapor, los hornos industriales y también los hornos para tratamientos por temperatura, no -- necesitaban desprender calor en la relación necesaria que en las turbi-

mas de gas y no estaban sometidos a tan fuertes limitaciones con relación al peso y al espacio ocupado.

Por lo tanto los primeros proyectiles se enfrentaron con dificultades -- formidables en los sistemas de combustión y recibieron una simpatía o comprensión muy limitada y frecuentemente se les dijo que lo que pretendían eran cosas imposibles. En 1936 Whittle visitó la British Industries Fair de Birmingham e hizo lo posible por interesar en este problema a los fabricantes de quemadores de combustible. Por la razón de que sus demandas no podían ser conseguidas se desanimó por completo hasta que, más tarde, la firma Laidlaw, Drew and Co.; dedicada a estos trabajos para calderas marinas, se comprometió a prestar su colaboración en el proyecto.

Van Chain enfrentado con dicho problema, visitó el mismo año la Leipzig Fair y buscó la ayuda de los industriales alemanes con los que tuvo menos éxito. En esta época ninguno pudo ser convencido de que pudiese ser posible conseguir una intensidad de combustión de tal magnitud.

Una solución al difícil problema de quemar mezclas pobres de aire-combustible en las corrientes de aire de elevada velocidad se encontró separando de la corriente principal una cantidad suficiente de aire para la combustión, reduciendo su velocidad y comunicándole una recirculación determinada, proporcionando una nueva masa de aire para mantener y completar la combustión y finalmente añadiendo el llamado aire diluyente para reducir la temperatura a un valor conveniente, antes de alcanzar la entrada de la turbina; que vendría a ser a grandes rasgos el funcionamiento de las cámaras de combustión actuales.

Estructura de una cámara de combustión o combustor.

El más simple diseño de un combustor es el de un ducto recto conectado directamente al compresor y a la turbina, tal como se ve en la figura -

(5-1). Actualmente, este diseño es impráctico por la gran pérdida de presión ocasionada al realizarse la combustión a muy altas velocidades, puesto que la pérdida de presión en la combustión es proporcional al cuadrado de la velocidad del aire que descarga el compresor. Y si toma-

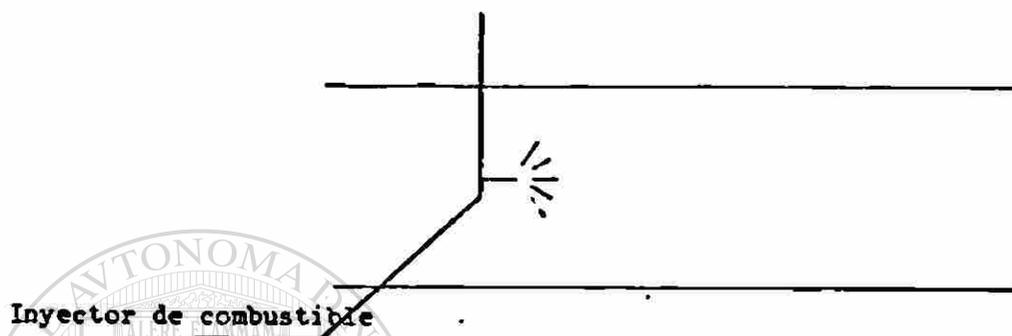


Figura 5-1 Combustor simple.

mos en cuenta que el aire que descarga el compresor posee una velocidad de aproximadamente 500 pies/seg, la pérdida de presión en la combustión será aproximadamente una cuarta parte de la presión producida por el compresor. Por esta razón, imperiosamente se requiere de una zona de baja velocidad axial.

Aún utilizando un difusor (es el inverso de una tobera), las velocidades son demasiado altas para permitir una combustión estable, pues, con un flujo de aire de unos cuantos pies/seg, la flama no puede ser auto-sostenible. Para solucionar este problema es necesario crear una zona de baja velocidad, como ya lo habíamos mencionado, en la que exista además una recirculación adecuada, que asegure la estabilidad de la flama y su auto-sustentación.

Hay tres formas principalmente de lograr las corrientes de recirculación que aseguren la estabilidad de la flama, la primera es por medio de reflectores, tal y como se ve en la figura (5-2), la segunda es por

medio de las venas deflectoras que producen patrones de flujo tal como se ve en la figura (5-3) y la tercera, es la combinación de los flujos que se producen al circular el aire a través de un cierto número de orificios situados en la pared del ducto y los flujos producidos por las venas deflectoras, que al combinarse producen una recirculación de baja velocidad que toma la forma de un toroide, con su vortice en el centro (muy parecido a un anillo de humo que en ocasiones exhala un fumador), tal y como se ve en la figura (5-4).

Aunque existen muchos diseños de combustores, todos ellos poseen dos zonas principales, a saber, la zona de recirculación y combustión o zona primaria y la zona de dilución o zona secundaria, tal y como se ve en la figura (5-5).



Figura 5-2 Zona de estabilidad para la flama creada por un deflector

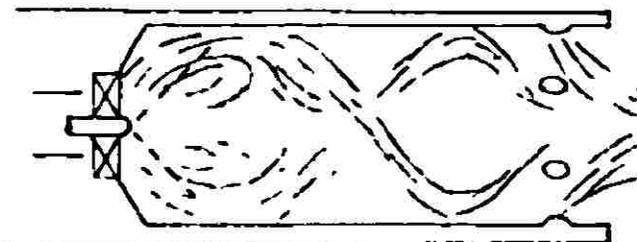


Figura 5-3 Región de estabilidad para la flama creada por las venas de deflectoras.

La función de la zona primaria es la de mezclar (aire y combustible), - evaporar, semi-quemar y preparar al combustible para que pueda ser quemado rápidamente y en su totalidad, en la zona de combustión.

Y la función de la zona secundaria es la de mezclar los gases calientes de la combustión con el resto del aire que descarga el compresor para - proporcionarle a los gases una temperatura adecuada antes de entrar a - la turbina.

Existe en los combustores un espacio anular entre el tubo de llamas y - la carcasa del combustor, por el cual circula una parte del aire que -- descarga el compresor, cuya finalidad es la de proporcionar el aire que a de formar las corrientes de recirculación, además de formar una camisa de enfriamiento para el tubo de llamas, tal y como se puede apreciar en las figuras (5-4) y (5-5).

Funcionamiento de la cámara de combustión o combustor.

El funcionamiento del combustor es el siguiente, en principio, el combustor recibe el 100% del aire que descarga el compresor, de este 100%, el 18% es dirigido hacia el interior de el tubo de llamas y el restante 82% circulará por el espacio anular entre la carcasa y el tubo de llamas, como se puede ver en la figura (5-5), pero, el aire que descarga - el compresor tiene una velocidad muy alta, para poder asegurar una buena combustión, por lo expuesto anteriormente, y por lo tanto, del 16% - de aire que entra al tubo de llamas, un 10% es forzado a pasar a través de difusores con el fin de restarle velocidad y aumentar la presión estática, el restante 8% del flujo es conducido hacia las venas deflectoras que producirán una recirculación del aire dentro del tubo de llamas, luego, ya estando en la zona primaria, al 18% del aire se le suma un 10% más, proveniente del 82% que circula por el espacio anular, este flujo de aire, junto con el flujo producido por las venas deflectoras, nos producen una recirculación de baja velocidad y de forma toroidal que nos permite una zona estable para la flama, tal como se ve en la figura

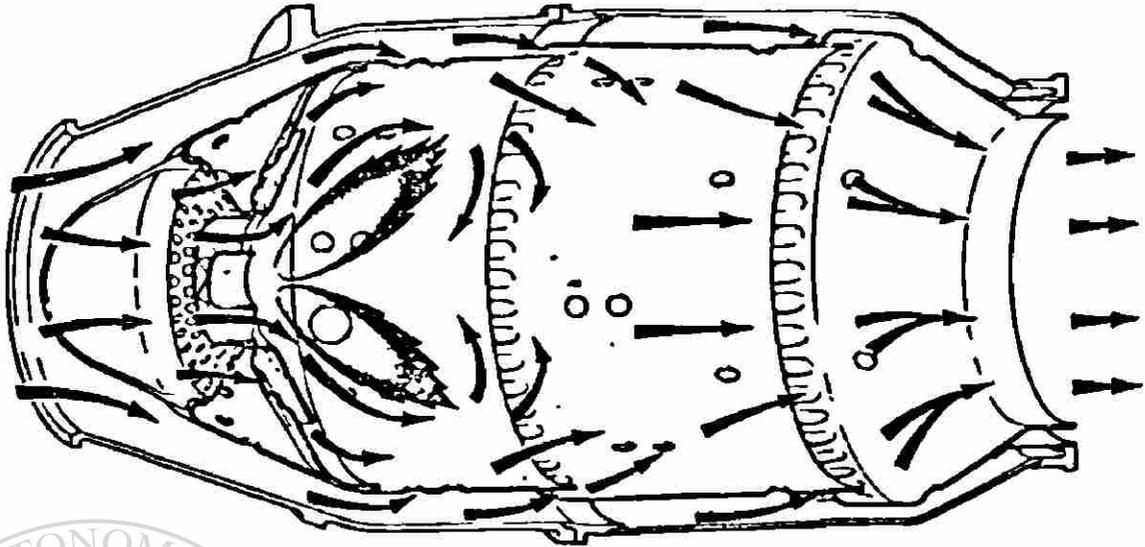


Figura 5-4 Patrón del flujo de aire para estabilizar la flama.

Tubo de llamas

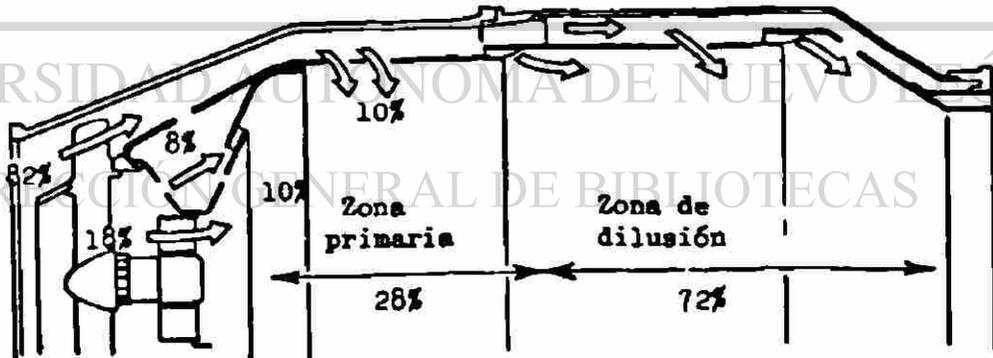
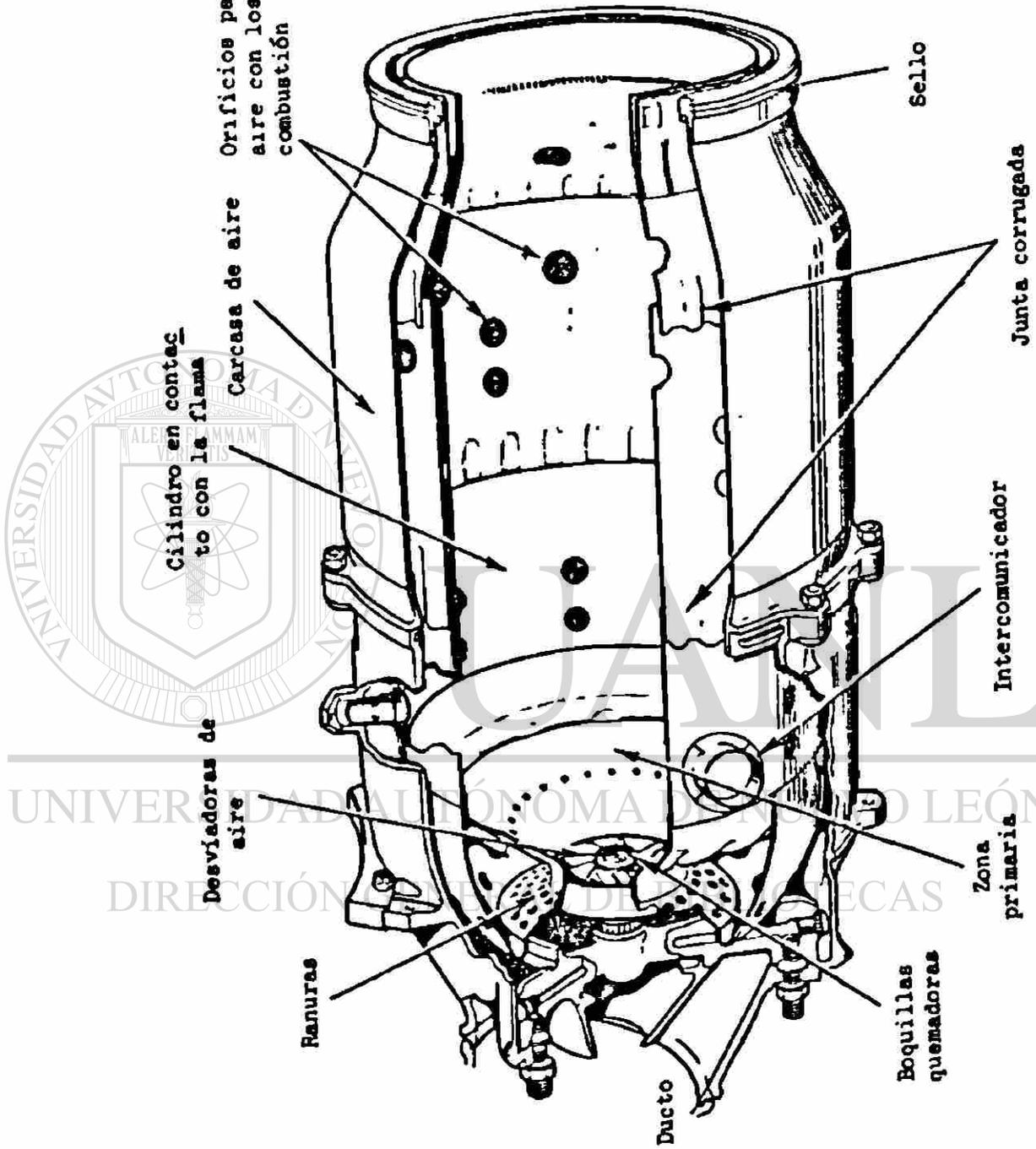


Figura 5-5 Distribución del aire en la cámara de combustión



Ejemplo típico de cámara de combustión.

(5-5). Luego, el 28% de aire de la descarga total de compresor que se encuentra en la zona primaria es mezclado con el combustible, esta mezcla de aire combustible depende de varios factores como, la temperatura deseada en el combustor, la velocidad del aire en el combustor, la carga a manejar, las condiciones de trabajo (encendido, aceleración, desaceleración, etc).

El combustible es suministrado ya sea atomizado o preevaporizado de tal forma que se pueda mezclar perfectamente con el aire.

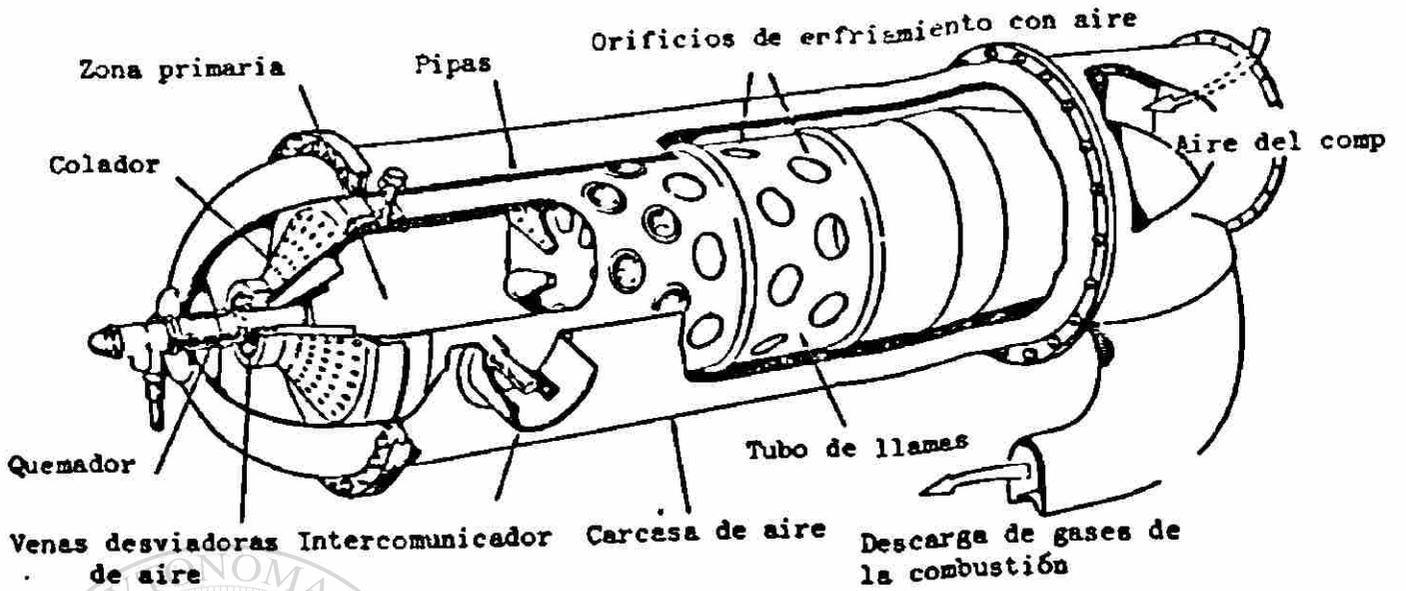
Luego, la combustión se inicia por medio de una chispa que dispara una bujía, después de esto, la flama se mantiene permanentemente, y la temperatura de los gases de la combustión alcanza temperaturas de 3400°F 3500°F, estos gases son demasiado calientes para ser enviados directamente a las toberas directoras y los álabes de la turbina, por lo tanto es necesario, reducir la temperatura de los gases, y esto se logra al introducir paulatimamente, en la zona secundaria, el 72% del aire restante que no fue utilizado en la combustión, este porcentaje de aire debe introducirse inmediatamente después de la zona de combustión, de lo contrario podría enfriar la flama y la combustión sería incompleta, como se puede ver en la figura (5-5).

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

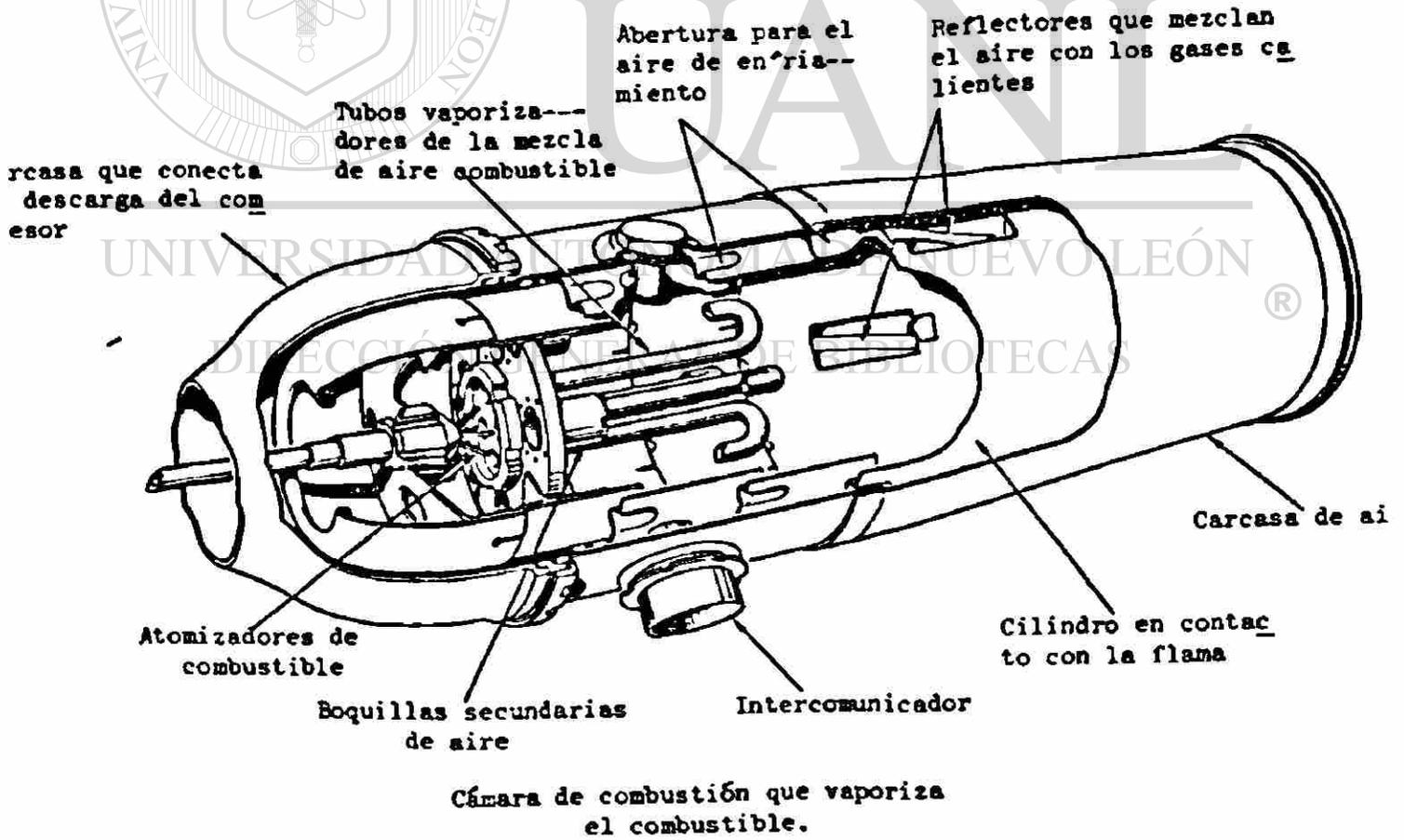
Condiciones del aire a la entrada de los combustores. ®

La temperatura del aire a la entrada del combustor esta en función de la relación de presión, carga, tipo de máquina y el ciclo que utiliza ya sea de ciclo cerrado o de ciclo abierto.

En las máquinas de ciclo abierto, la cámara de combustión sirve de generador de gases, cuya energía termodinámica cederán directamente a la turbina para poder conseguir la potencia requerida, y en este tipo de máquinas la temperatura del aire a la entrada del combustor varía desde 250°F hasta 960°F. Y en el caso de motores de turbina de gas de ciclo cerrado, aunque menos generalizados que los de ciclo abierto, pueden en



Una de las primeras cámaras de combustión tipo Whittle



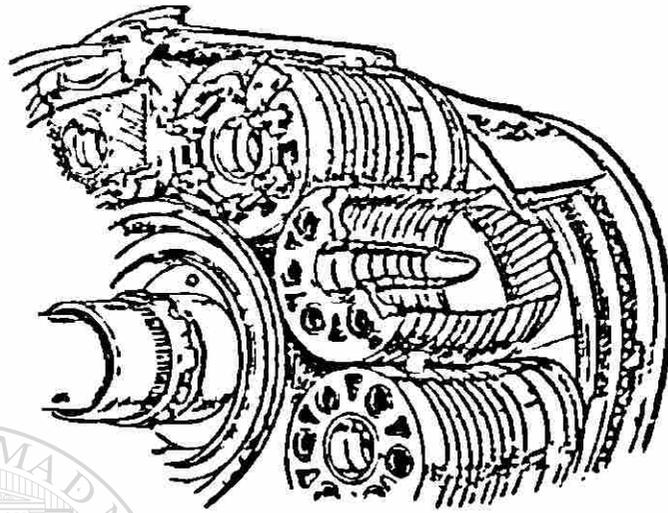
contrar buena aplicación en aquellos casos en que se quieran quemar combustibles sólidos, como el carbón pulverizado, el fluido de trabajo suele ser helio, nitrógeno, y anhídrido carbónico, y en este tipo de máquinas la temperatura del gas a la entrada del combustor varía desde 700°F hasta 1100°F .

Ahora bien, la presión en los combustores a plena carga varía desde 45 lb/pulg^2 para máquinas pequeñas hasta 370 lb/pulg^2 en máquinas grandes y complejas.

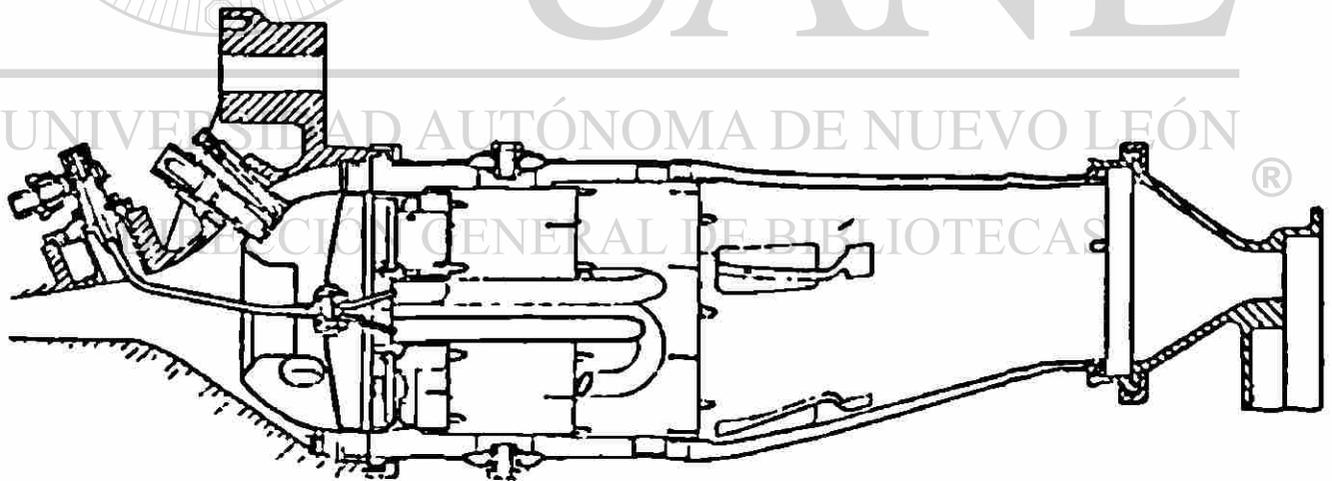
Velocidad del aire.

La velocidad del aire es un factor muy importante en el diseño de un combustor. Puesto que, la velocidad del aire influye en la relación de la mezcla de aire-combustible y en la estabilidad de la flama, en el diagrama de la figura (5-6) podemos observar como el rango de mezclas de aire-combustible disminuye cuando la velocidad aumenta.

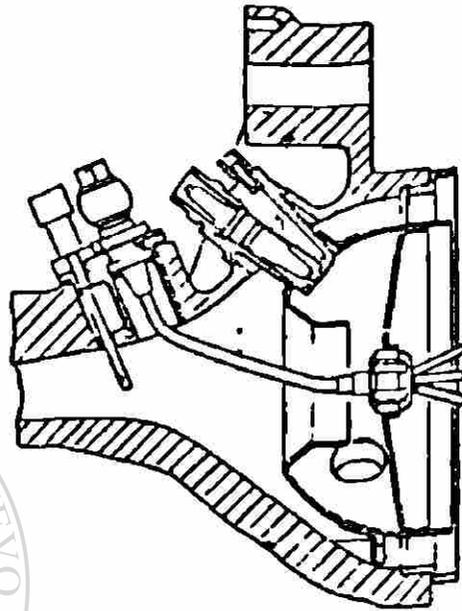




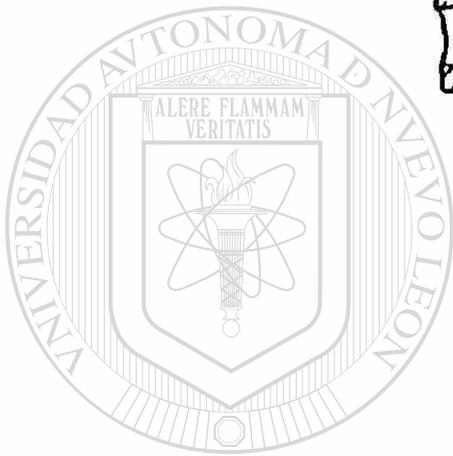
Cámaras de combustión del turbo-
reactor Pratt and Whitney J-57.



Cámara de combustión de la turbina de gas
"Mamba" con tubos vaporizadores acodados.

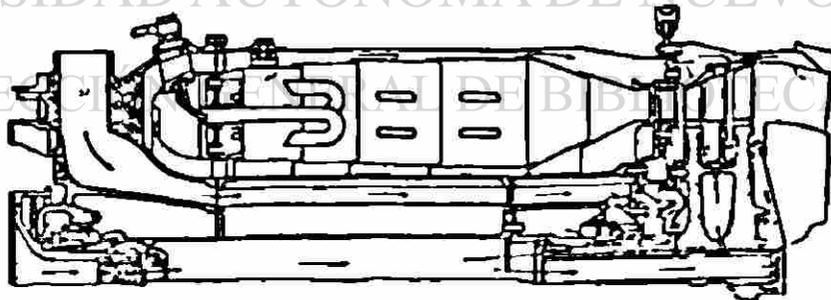


Soplete deflagador del
"Mamba".



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Cámara de combustión de la Tur-
bina de gas "Mamba".

Además, se debe tomar en cuenta que la velocidad del aire a la salida - del compresor es casi constante, puesto que el compresor opera a una velocidad constante, y en el caso en que el flujo de masa de aire varíe en función de la carga, la presión estática variará en el mismo sentido, y por lo tanto el flujo volumétrico permanece constante.

Estabilidad de la flama.

Con la ayuda del flujo de aire proveniente de las venas deflectoras alrededor de las boquillas del combustible, y al mismo tiempo el flujo -- proveniente de los agujeros situados radialmente en el tubo de llamas, se logra una recirculación favorable en la zona de combustión, tal y como se ve en la figura (5-7). Esta recirculación favorable de forma toroidal, nos proporciona una zona de baja velocidad y baja presión que nos asegura la estabilidad de la flama.

Estabilización de la flama.



Figura 5-7 Patrón de flujo.

Dilución de los gases de la combustión.

Quando el combustor está apropiadamente diseñado y la combustión es completada en su totalidad, el combustor operará sin humo visible que vendría a ser un problema de contaminación ambiental.

Después de la combustión los productos de la misma son diluidos en la zona secundaria, con el aire proveniente de los agujeros situados radialmente en el tubo de llamas; con el fin de reducir su temperatura y lleguen con la temperatura apropiada a las toberas directoras y a la turbina, como se puede ver en figura (5-4), (5-5) y (5-7).

Pérdida de presión en el combustor.

Uno de los problemas principales en los combustores es la pérdida de presión, porque afecta el consumo de combustible y la energía de salida, ésta pérdida se debe principalmente a la fricción, turbulencia y al mezclado de los fluidos, y es normal esperar de un 2% a un 10% de pérdida de presión, con respecto a la presión de aire de descarga del compresor.

El valor relativo de esta pérdida viene dado por la diferencia de presión total entre la entrada y la salida de la cámara, referida a la presión total de entrada, o sea :

$$\text{Pérdida de presión} = \frac{(P_{te} - P_{ts})}{P_{te}} \times 100$$

Esto es muy importante en los motores de turbina destinados a los aviones.

La cámara de combustión debe estar bien integrada en la unidad para no incrementar el área frontal. La intensidad térmica I_t debe ser elevada. El valor de I_t se define por la relación:

$$I_t = \frac{\eta_c \dot{m} \text{LHV}}{144 V_c P_e}$$

Donde:

- η_c = rendimiento de la combustión
 m_f = gasto de combustible en (lb/seg)
 LHV = poder calorífico inferior del combustible en (BTU/lb.)
 V_c = volumen de la cámara de combustión en (pies³)
 P_e = presión de entrada a la cámara en (lb/pulg²)

Camisa de enfriamiento del tubo de llamas.

En el tubo de llamas, donde se produce la combustión, se tienen temperaturas muy altas, del orden de los 3400°F a 3500°F, por lo tanto, el material del que está constituido se encuentra expuesto a las fallas térmicas y a la fatiga, es por eso que se requiere de una camisa de enfriamiento que reduzca la temperatura para prolongar la vida del tubo de llamas. esta camisa se forma al hacer circular aire por el espacio anular existente entre la carcasa del combustor y el tubo de llamas, -- tal como se ve en la figura (5-4), (5-5), (5-6) y (5-7).

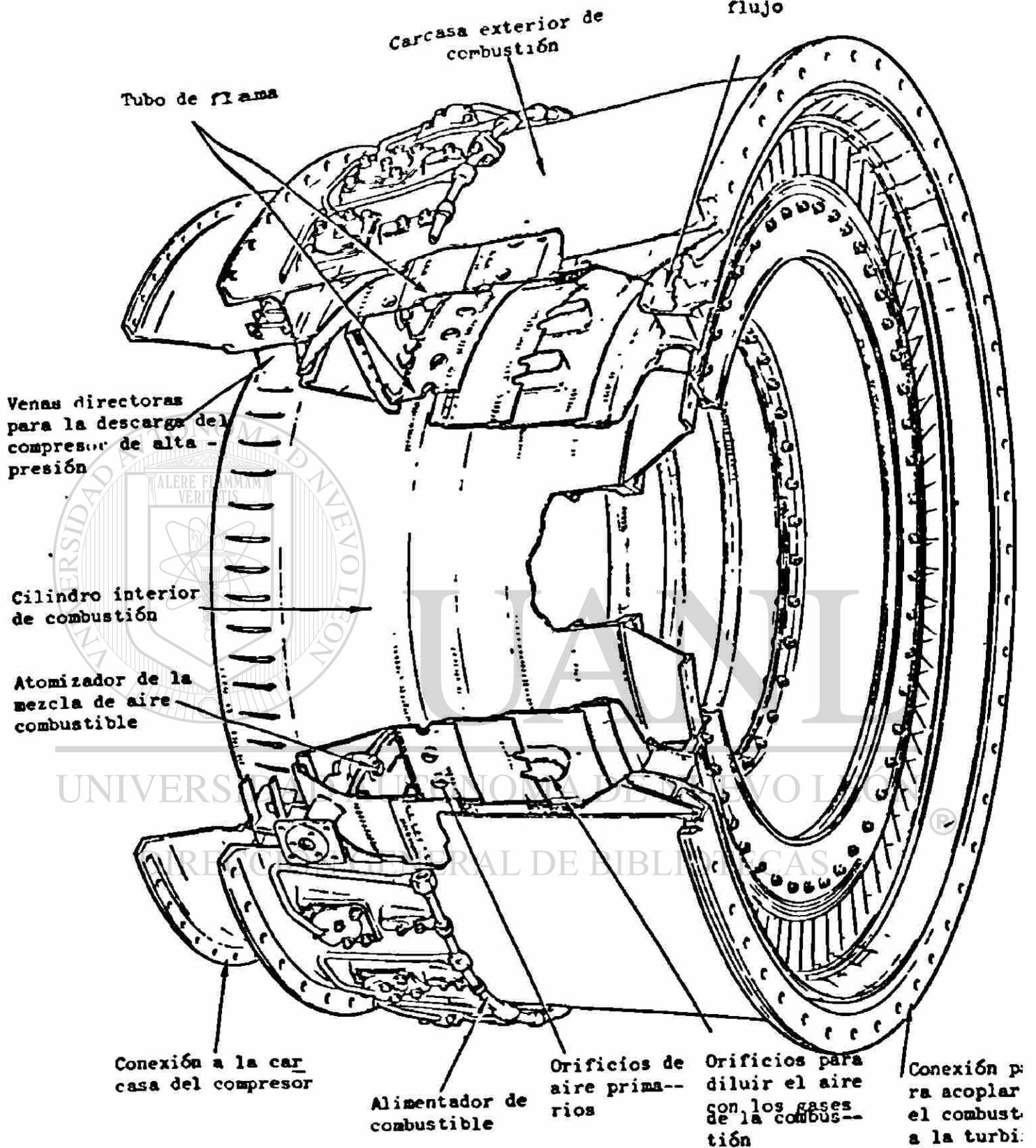
Tipos de cámaras de combustión o combustores

Aunque todos los combustores en cualquier turbina de gas tienen la misma función, sin importar su tipo, todos ellos pueden clasificarse dentro de tres tipos principalmente, a saber:

- 1) Anular
- 2) Tubular
- 3) Tubo - anular

1) Combustor tipo anular.

El combustor tipo anular tal como el de la figura (5-8) consiste de un cilindro de una sola flama.

Toberas directoras de
flujo

El comportamiento de este combustor es como se describe anteriormente, la cámara está abierta en los extremos donde se conecta al compresor y a la turbina directamente.

Este tipo de combustor es el más usado en la aviación donde el área frontal es importante. En este tipo de arreglo comúnmente el flujo de aire es directo. La principal ventaja que tiene la cámara anular con respecto al sistema tubo-anular es que para una máquina de una misma potencia y un mismo diámetro el largo de la cámara es solamente el 75%, lo que resulta beneficioso debido a la reducción de peso y un menor costo de producción, así mismo la propagación de la combustión es mucho mejor al no requerir de interconectores.

El combustor anular tiene otras ventajas con respecto al sistema tubo anular que a continuación se indican:

- a) El área del cilindro expuesta al calor es menor en un 15%, consecuentemente la cantidad de aire requerido para sostener la flama es menor.
- b) El exceso de aire restante mejora la eficiencia de la combustión, hasta eliminar por completo los residuos de gases no quemados, lo anterior quiere decir que los óxidos y monóxidos de carbono se transformarían a dióxidos de carbono, reduciendo con esto la contaminación ambiental.

2) Combustor tipo tubular.

El combustor de tipo tubular, como el que se ve en la figura (5-9), es el preferido por los diseñadores europeos, pues, este tipo de combustores ofrece las ventajas de simplicidad en el diseño y larga duración. Son ideas para las pequeñas unidades pues además son de fácil mantenimiento, el flujo del aire en estos combustores puede ser, de "flujo directo" o de "flujo inverso", aunque los de flujo inverso no son muy comunes pues hay más pérdida de presión debido a la fricción. La distribución del aire proveniente del compresor

Cámara de combustión múltiple

Cámara de combustión

Carcasa de aire

Tubo de drenaje

Intercomunicador

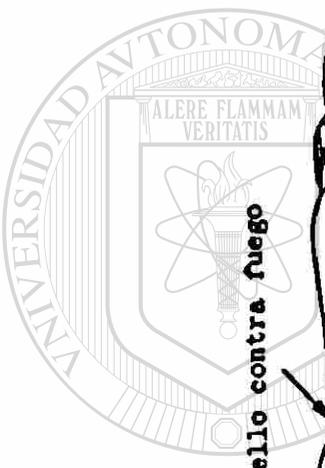
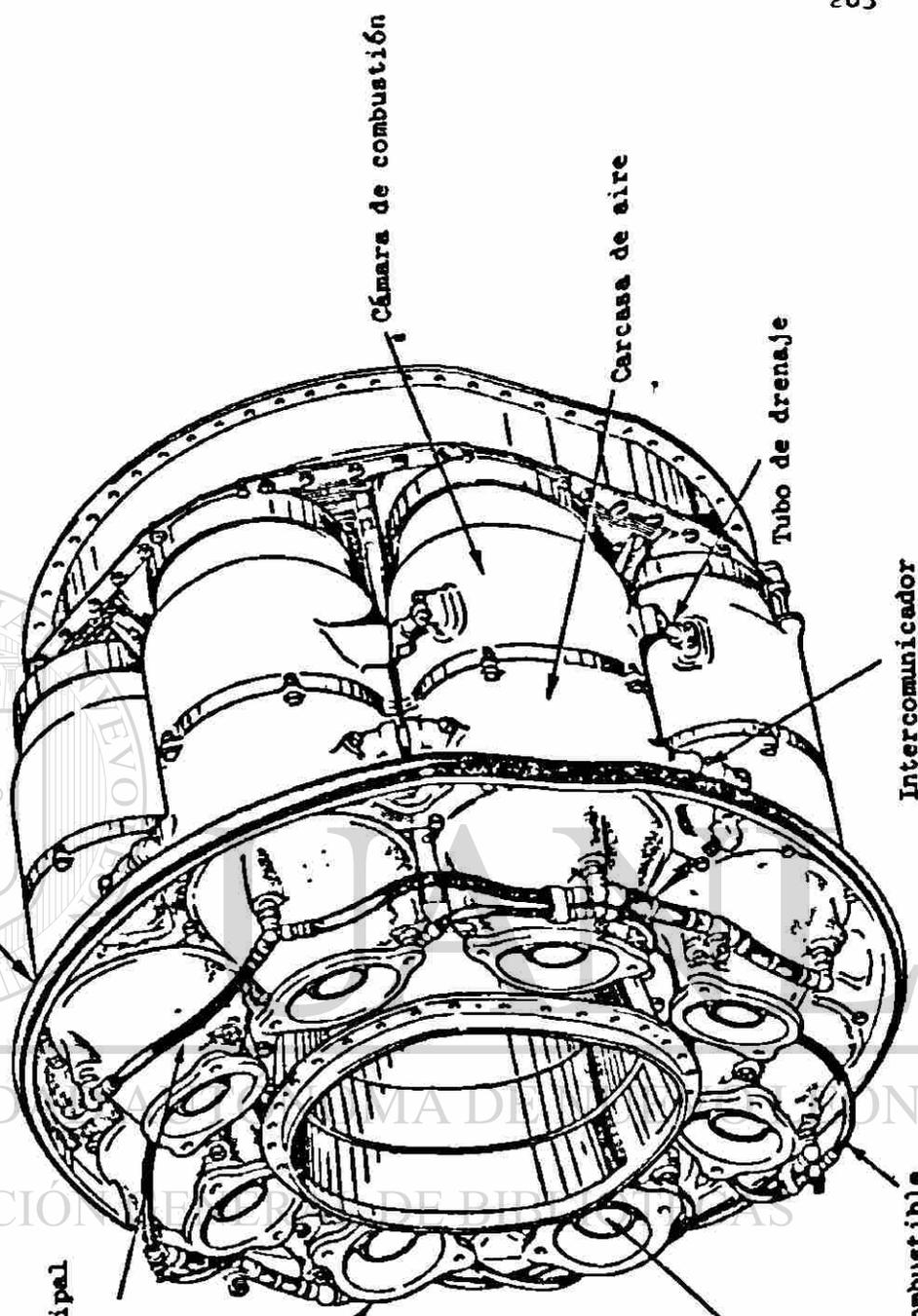
Sello contra fuego

Alimentador principal de combustible

Junta que acopla la salida del compresor

Ducto de aire primario

Alimentador de combustible primario



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA SUR
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

sor, comunemente es de alrededor de un 10% para la combustión, de un 30% a 40% es usado con propósitos de refrigeración y el resto es usado para diluirse con los gases calientes de la combustión.

3) Combustor tipo tubo - anular.

Los combustores del tipo tubo-anular, como el que se ve en la figura (5-10), son actualmente los más usados en turbinas de gas y los preferidos por la mayoría de los diseñadores americanos. Este tipo de combustores consisten de un grupo de combustores industriales - del tipo anular. Colocados en forma de anillo y conectados entre - si para permitir una presión constante entre ellos, así como una - ignición simultanea en el arranque de la máquina. Las ventajas de este tipo de arreglo son: fácil mantenimiento y mejor distribución de la temperatura que en las de tipo tubular y anular, además de que usualmente son menos caros que las de tipo anular. El flujo de aire puede ser "directo" o "inverso" como en el caso del tipo tubu - lar. Aunque cabe mencionar que este tipo de arreglo necesita de -- una área mayor de tubos de llamas, y es común que se utilice hasta un 35% del aire total para refrigeración.

El proceso de combustión.

La generación de gases calientes en el combustor de un motor de turbina de gas, tiene gran importancia en la operación del ciclo de la máquina. En el caso de un ciclo abierto, el aire (comburente) se toma de la atmósfera, se comprime en el compresor y se inyecta en la cámara de combustión o combustor, donde al mismo tiempo se inyecta también el combustible, generalmente un hidrocarburo líquido o gaseoso. Iniciada la combustión con una chispa, seguirá, así en forma continua. Los gases, producto de la combustión, con presión y temperaturas altas, pasan a la turbina propiamente dicha, donde se expansionan cediendo su energía a la máquina, convirtiéndose la energía termodinámica de aquellos en energía mecánica en el eje de la unidad.

En las máquinas de ciclo cerrado, el aire de la combustión es indepen--

Cámara de combustión tipo tu boanular.

Orificios para diluir el
aire con los gases de la
combustión

Carcasa conductora de
aire exterior

Acoplamiento
a la
Turbina

Cabeza del que-
mador

Toberas directo-
ras de flujo

Carcasa conducto-
ra de aire inte-
rior

Orificios para
enfriamiento

Tubo de llamas

Venas
desviadoras

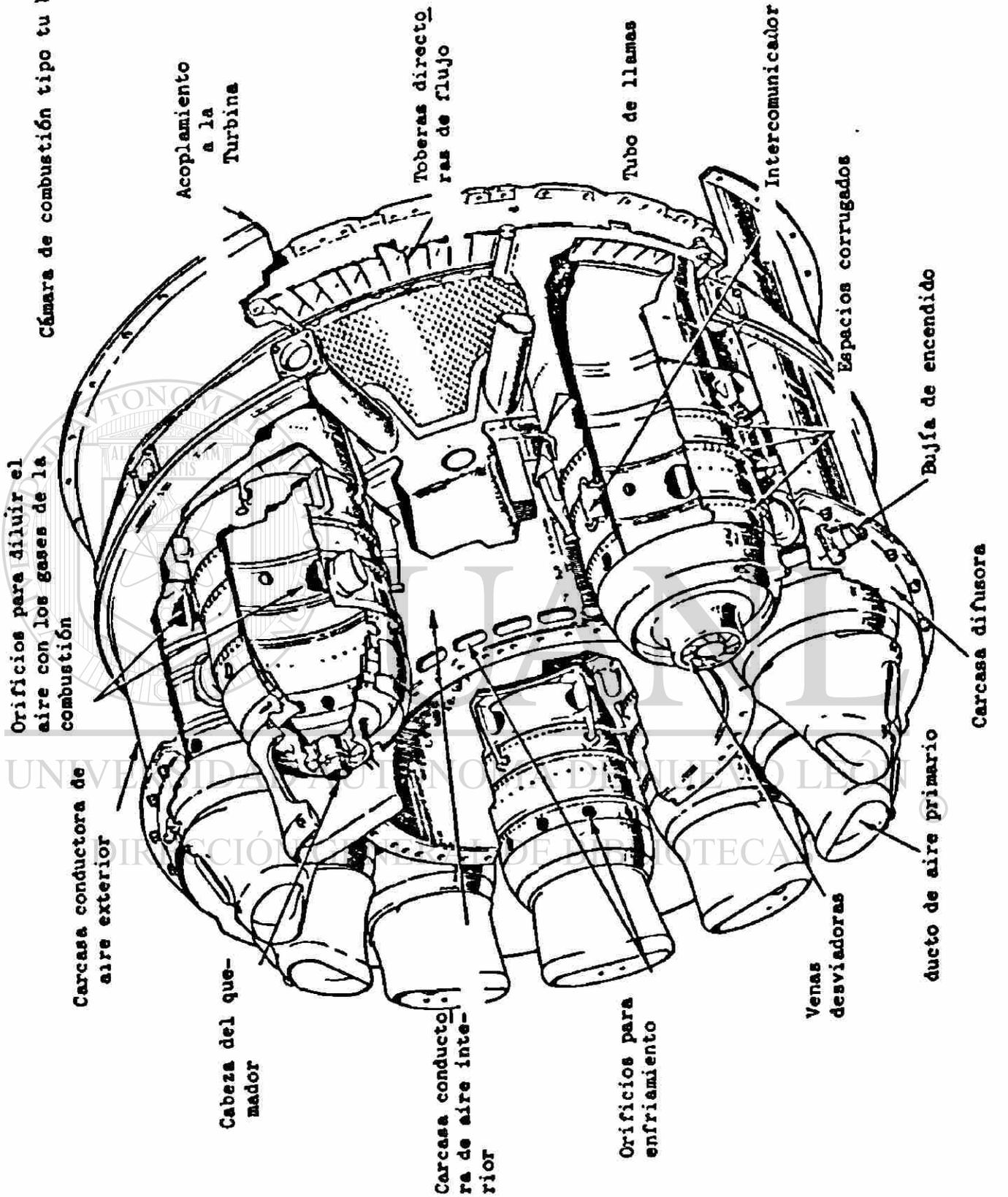
Intercomunicador

Espacios corrugados

Bujía de encendido

ducto de aire primario

Carcasa difusora



diente del fluido de trabajo, según se ha dicho.

El proceso de combustión es una reacción química exotérmica, donde los elementos combustibles son fundamentalmente carbono e hidrógeno, ya que el hidrocarburo que sirve de combustible es de la forma general C_xH_y , donde la relación H/C, en masa, suele variar de 0.13 a 0.18 según el tipo de hidrocarburo. Ambos elementos reaccionan con el oxígeno produciendo CO_2 y H_2O . También puede haber otros elementos combustibles, como ganga del principal, particularmente azufre, aunque no sea muy deseable, pues produce SO_2 y SO_3 , que con el agua forman H_2SO_4 , ácido extremadamente corrosivo.

El agua, que se forma por combustión del hidrógeno, está en forma de vapor. El calor latente de condensación de este vapor permite considerar dos poderes caloríficos distintos del combustible: el superior y el inferior.

Se llama poder calorífico superior (HHV, high heat value) al que resulta de incrementar el poder calorífico con el calor latente de condensación que desprende el agua al condensarse.

Y se llama poder calorífico inferior (LHV, low heat value) al que no tiene en cuenta dicho incremento del calor de condensación, por permanecer el agua en estado de vapor. Aproximadamente $LHV = 91/100$ HHV.

Parece más lógico estimar el comportamiento del combustible haciendo referencia al poder calorífico inferior ya que los gases, al ser expulsados de la turbina, conservan temperaturas que están por encima del punto de condensación del vapor de agua incorporado. Sin embargo, con frecuencia se hace, también, referencia al poder calorífico superior. El análisis de los gases de escape se efectúa, por lo general, en base seca, esto es, suponiendo condensado el vapor de agua.

Aire teórico para la combustión (A_t) o mezcla estequiométrica.

El aire teórico o cantidad mínima de aire necesario para producir la -- combustión de los elementos combustibles C, H y S se calcula de acuerdo con las ecuaciones siguientes:



La relación de masas, según pesos moleculares, permite calcular el oxígeno necesario para oxidar cada uno de los elementos.

Carbono: $12 + 32 \rightarrow 44; \quad \frac{32}{12} = 2.66 \frac{lb O_2}{lb C}$

Hidrógeno: $2 \times 2 + 32 \rightarrow 2 \times 18; \quad \frac{32}{4} = 8 \frac{lb O_2}{lb H_2}$

Azufre: $32 + 32 \rightarrow 64; \quad \frac{32}{32} = 1 \frac{lb O_2}{lb S}$

Como el oxígeno se encuentra en el aire en la proporción de 23.2% en masa, las cantidades correspondientes de aire serán:

Carbono: $\frac{2.66}{0.232} = 11.42 \frac{lb \text{ aire}}{lb C}$

Hidrógeno: $\frac{8}{0.232} = 34.48 \frac{lb \text{ aire}}{lb H_2}$

Azufre: $\frac{1}{0.232} = 4.31 \frac{lb \text{ aire}}{lb S}$

$$\text{Nitrogeno: } \frac{1}{0.768} = 1.30 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb N}_2}$$

El combustible suele tener cierta cantidad de oxígeno libre, el cual -- contribuye a la combustión, reduciendo la cantidad de este elemento en el aire.

Conviene advertir que por libra de oxígeno que entra con el aire, entra también una cantidad de nitrógeno de

$$\frac{0.768}{0.232} = 3.31 \frac{\text{lb N}_2}{\text{lb O}_2}$$

En volumen, la proporción es la siguiente

$$\frac{0.79}{0.21} = 3.76 \frac{\text{pies}^3 \text{ N}_2}{\text{pies}^3 \text{ O}_2}$$

Para un combustible compuesto de C, H, S y O el aire teórico será

$$A_t = \frac{11.46 m_C + 34.48 m_{H_2} + 4.31 m_S + 4.31 m_{O_2}}{\text{lb combustible}} \text{ lb aire}$$

Donde m_C , m_{H_2} , m_S y m_{O_2} representan la masa en lb de cada uno de los -- componentes o análisis gravimétrico del combustible.

Los combustibles líquidos usados en las turbinas de gas suelen tener la composición en masa siguiente:

- C, de 84 a 86%
- H, de 12 a 15.5%
- S, de 0.01 a 3%
- O 1%

De acuerdo con esta composición, el valor de A_t (aire teórico) está entre 14 y 15 $\frac{\text{lb aire}}{\text{lb combustible}}$.

El poder calorífico superior de dichos combustibles oscila entre 18500 y 20200 BTU/lb entre 17600 y 18900 BTU/lb.

Ejemplo 5.1

Calcule el aire teórico (o estequiométrico) para la combustión de un hidrocarburo que tiene el análisis gravimétrico siguiente:

C	84.4%
H	15.0%
S	0.2%
O	0.4%
	<hr/>
	100.0%

Solución

Aplicando la ecuación 5-1

$$A_t = (11.46)(0.844) + (34.48)(0.15) + (4.31)(0.002) + (4.31)(0.004) = 14.86$$

$$A_t = 14.86 \cdot \frac{\text{lb aire}}{\text{lb combustible}}$$

Combustión con exceso de aire. Productos de la combustión.

Resulta difícil realizar una combustión completa del combustible empleado solamente el aire teórico o mínimo necesario, pues ello equival-

la combustión es a través de un balance del carbono.

Se procede primero a un análisis volumétrico en base seca, esto es, - previa condensación del agua incorporada, quedando como gases posibles CO_2 , CO , O_2 y N_2 , cuya determinación se realiza con un aparato Orsat, y se refiere a 0°C y 760 mm de Hg. El cálculo del aire real empleado se hace por libra de combustible quemado, de la misma manera que se hizo el aire teórico en el inciso anterior.

La proporción en masa de cada constituyente en la mezcla de gases que - forman los productos de combustión en base seca viene definido por

$$m_i = \frac{x_i M_i}{M_m} \quad (\text{Ec. 5-3})$$

donde x_i representa la fracción del mol o proporción volumétrica en la mezcla. M_i significa la masa molecular del componente y M_m la masa molecular aparente de la mezcla. Para los gases contemplados, el valor de M_m es

$$M_m = x_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + x_{\text{CO}} M_{\text{CO}} + x_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2}$$

o también

$$M_m = 44x_{\text{CO}_2} + 28x_{\text{CO}} + 32x_{\text{O}_2} + 28x_{\text{N}_2} \quad (\text{Ec. 5-4})$$

Para el CO_2 el valor de m_i será

$$m_{\text{CO}_2} = 44 \frac{x_{\text{CO}_2}}{M_m} \quad \text{lb de } \text{CO}_2$$

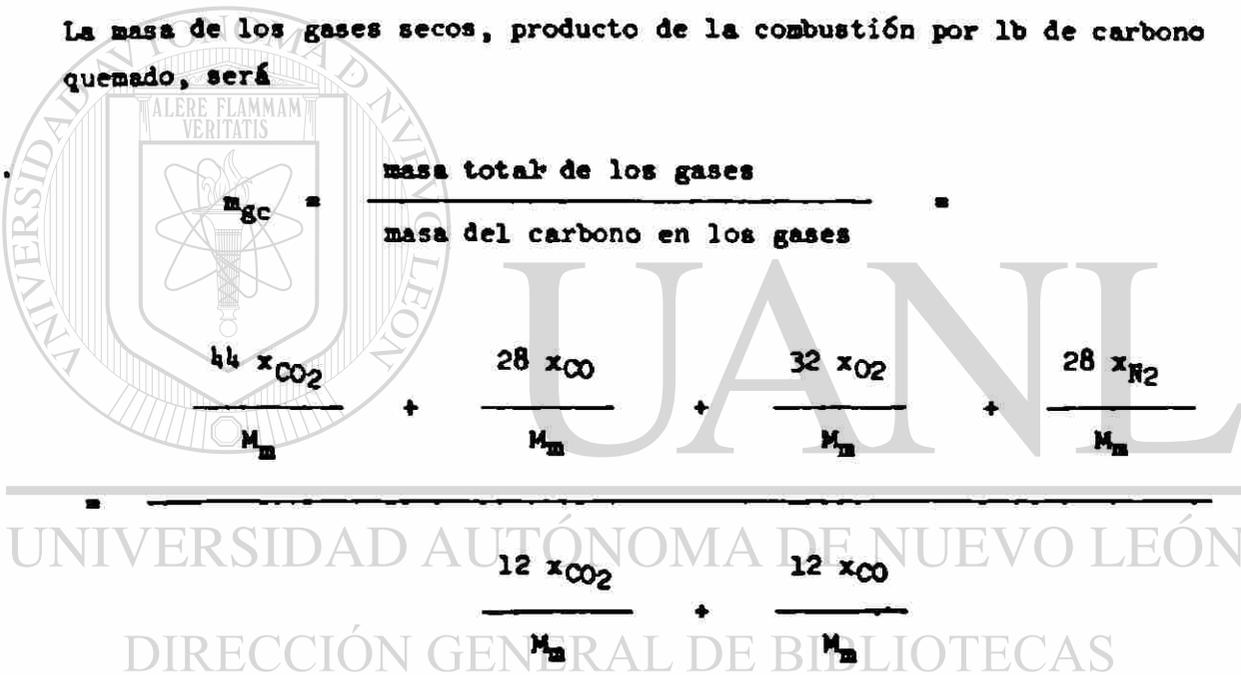
La proporción en masa de carbono en el CO_2 , teniendo en cuenta los pesos moleculares, será

$$\frac{12}{44} \times 44 \frac{x_{CO_2}}{M_m}, \text{ o sea, } 12 \frac{x_{CO_2}}{M_m} \text{ lb de C}$$

Análogamente, para el CO, la proporción en masa de carbono será

$$\frac{12}{28} \times 28 \frac{x_{CO}}{M_m}, \text{ o sea, } 12 \frac{x_{CO}}{M_m} \text{ lb de C}$$

La masa de los gases secos, producto de la combustión por lb de carbono quemado, será



$m_{gc} = \frac{\text{masa total de los gases}}{\text{masa del carbono en los gases}}$

$$= \frac{44 \frac{x_{CO_2}}{M_m} + \frac{28 \frac{x_{CO}}{M_m}}{M_m} + \frac{32 \frac{x_{O_2}}{M_m}}{M_m} + \frac{28 \frac{x_{N_2}}{M_m}}{M_m}}{12 \frac{x_{CO_2}}{M_m} + 12 \frac{x_{CO}}{M_m}}$$

o también

$$m_{gc} = \frac{44x_{CO_2} + 28x_{CO} + 32x_{O_2} + 28x_{N_2}}{12x_{CO_2} + 12x_{CO}} \quad (\text{Ec. 5-5})$$

En la ecuación 5-5, las *x* representan la proporción en volumen de cada constituyente en la mezcla de gases secos productos de la combustión.

Y m_{gc} expresa la masa total de dichos gases secos por libra de carbono quemado.

Para hallar la masa total de gases secos por libra de combustible quemado, habrá que multiplicar m_{gc} por m_c , o sea, la masa de carbono quemado por libra de combustible. El valor de m_c debe ser determinado por los datos que se tengan de la composición del combustible empleado. Se tendrá

$$m_{gs} = m_{gc} m_c \quad (\text{Ec. 5-6})$$

siendo m_{gs} la masa de gases secos de los productos de la combustión por libra de combustible quemado.

Ahora bien, el equilibrio de masas en la combustión establece que:

$$\text{Aire empleado} + \text{combustible quemado} = \text{gases secos} + \text{agua}$$

o también, por lb de combustible

$$A_T + 1 = m_{gc} \times m_c + 9 m_{H_2}$$

o sea

$$A_T = m_{gc} \times m_c + 9m_{H_2} - 1$$

(Ec. 5-7)

donde

- A_T = lbs de aire empleados por lb de combustible
- m_{gc} = lbs de gases secos por lb de carbono existente en el combustible
- m_c = lbs de carbono existentes de 1 lb de combustible
- m_{H_2} = lbs de hidrógeno existentes en 1 lb de combustible

dría a que todas las moléculas del comburente encontraran oportunidad de reaccionar con las moléculas del combustible en el corto espacio de tiempo en que se realiza la combustión.

Los motores de turbina de gas, en régimen estable, suelen trabajar con una relación aire/combustible de 60, esto es, 60 lb de aire por lb de combustible, aproximadamente unas cuatro veces el aire teórico requerido. No es necesario tanto exceso de aire para asegurar la combustión, bastaría con un 20% de exceso; con ello se trata de reducir la temperatura de combustión (del orden de 3400°F) a una temperatura de trabajo que no dañe los álabes de la turbina (alrededor de 1650°F).

En régimen de operación variable, y particularmente a bajas velocidades, la relación aire/combustible puede llegar a 150 y hasta 300, esto es, veinte veces el valor teórico. Las zonas de inyección del combustible lógicamente tiene relaciones mucho más bajas, para evitar la extinción de la flama en el combustor.

Si A_r representa el aire real empleado por lb de combustible y A_t el aire teórico necesario por lb de combustible, se llama coeficiente de exceso de aire a la relación entre ambos.

$$\alpha = \frac{A_r}{A_t}$$

Si $\alpha > 1$ la mezcla se llama pobre (de combustible) y si $\alpha < 1$, rica. Lógicamente, para calcular es preciso conocer A_t y A_r . El cálculo de A_t se hace a partir de la composición del combustible. Para determinar A_r se recurre al análisis de los productos de la combustión. Como el combustible es, por lo general, un hidrocarburo, cuyos elementos combustibles son C y H, se tienen como productos de combustión CO_2 , CO, H_2O , aunque con aire en exceso no aparece CO, pero sí O_2 . Con defecto de aire no existe O_2 pero sí aparece CO. También se encuentra en los productos el N_2 que entró con el aire. El método más práctico de análisis de

Estos dos últimos valores deben obtenerse de la composición del combustible. La masa de agua resultante, lógicamente, debe ser nueve veces la masa de hidrógeno existente.

Si se tiene en cuenta la masa de los productos inquemados, se puede — expresar

$$A_r = m_{gc}mC + 9 mH_2 - \left(1 - \frac{\text{lb inquemados}}{\text{lb combustible}}\right) \quad (\text{Ec. 5-8})$$

Conocido A_r y conocido A_t se calcula fácilmente por la ecuación 5-2

Ejemplo 5-2

El queroseno, empleado frecuentemente como combustible de las turbinas de gas, tiene un análisis gravimétrico de: C = 85.1%, H = 14.9% (relación H/C = 0.175 y fórmula química $C_{18}H_{38}$, despreciando impurezas). — Los gases secos producto de la combustión de este combustible en una — turbina ofrecen el análisis volumétrico siguiente: $CO_2 = 3\%$, $O_2 = 17\%$ y $N_2 = 80\%$. Calcular el coeficiente de exceso de aire, con que trabaja esta turbina. Desprecie los inquemados.

Solución:

El coeficiente de exceso de aire viene dado por la ecuación 5-2.

$$\alpha = \frac{A_r}{A_t} \quad (\text{Ec. 5-2})$$

El aire teórico A_t se puede calcular por la ecuación 5-1

$$A_t = (11.46) mC + (36.49) mH_2$$

sustituyendo valores

$$A_t = (11.46) (0.851) + (36.48) (0.149) = 9.752 + 5.137$$

$$A_r = 14.89 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb combustible}}$$

Para hallar el aire real A_r aplicaremos la ecuación 5-7, que da el aire real empleado por lb de combustible

$$A_r = m_{gc} m_C + 9m_{H_2} - 1 \quad (\text{Ec. 5-7})$$

Ahora bien, la masa de gases por lb de carbono es, según la ecuación 5-5

$$m_{gc} = \frac{44 \times CO_2 + 32 \times O_2 + 28 \times N_2}{12 \times CO_2}$$

ya que según datos del problema no hay CO en los gases. Sustituyendo valores

$$m_{gc} = \frac{(44)(0.03) + (32)(0.17) + (28)(0.80)}{12(0.03)}$$

$$m_{gc} = 81 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb combustible}}$$

Como la masa de carbono en el combustible es

$$m_C = 0.851 \text{ lb de C por lb de combustible}$$

Los gases secos por lb de combustible serán

$$m_{gc} = m_{gc} m_C = 81 \times 0.851 = 68.93 \frac{\text{lb gases secos}}{\text{lb combustible}}$$

Por otra parte, el agua en los productos de combustión será

$$\text{agua} = 9m_{H_2} = 9(0.149) = 1.351 \text{ lb de agua por lb combustible}$$

por tanto

$$A_r = 68.93 + 1.351 - 1 = 69.27 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb combustible}}$$

por consiguiente, el coeficiente de exceso de aire será en este caso

$$\alpha = \frac{A_r}{A_t} = \frac{69.27}{14.89} = 4.65$$

El aire real empleado es 4.65 veces el aire teórico para la combustión.

Estabilidad de la combustión.

La estabilidad de la combustión se refiere al quemado uniforme y a la habilidad de la flama para permanecer encendida sobre un amplio rango de operación.

La combustión para una cámara en particular se establece entre dos límites llamados rico y pobre, dependiendo de la proporción de aire-combustible, más allá de estos límites la flama se apaga, esto puede suceder, cuando se sobrealimenta la máquina y no se le demanda energía, o cuando existe una mezcla con alto contenido de aire y poco combustible.

La figura (5-6) muestra en la ordenada la relación de aire-combustible y en la abcisa el gasto de aire en libras por segundo, puede observarse que el área sombreada es la región estable para operación de la flama, fuera de este contorno la flama se apaga.

Eficiencia de la combustión.

La eficiencia de la combustión viene a ser una medida del grado en que la combustión se completa. Una combustión incompleta influye directamente en el consumo de combustible, puesto que el poder calorífico del combustible no quemado se desperdicia y no ayuda a elevar la temperatura de entrada a la turbina. La eficiencia de la combustión se puede calcular dividiendo el incremento actual de calor en el gas entre el poder calorífico del combustible, o sea

$$\eta_c = \frac{\text{actual}}{\text{teórico}} = \frac{(m_a + m_f) h_3 - m_a h_2}{m_f (\text{LHV})}$$

donde:

η_c = eficiencia de la combustión
 m_a = gasto en masa del gas es (lb/seg)
 m_f = gasto en masa del combustible en (lb/seg)
 h_3 = entalpía del gas a la salida del combustor (BTU/lb)

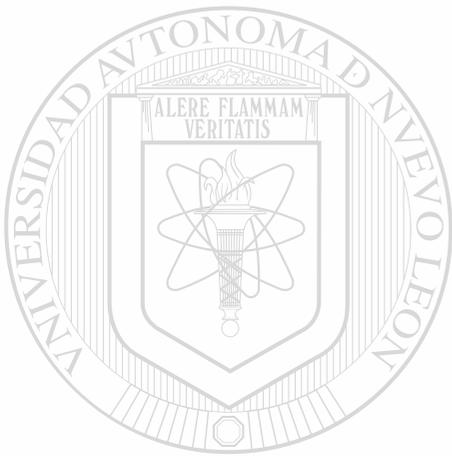
h_2 = entalpía del gas a la entrada del combustor en --
 (BTU/lb).

LHV = poder calorífico inferior del combustible en (BTU/lb)

Intensidad de la combustión.

El calor liberado por la cámara de combustión o de cualquier máquina térmica depende directamente del volumen de la cámara de combustión, luego para obtener alta potencia en una turbina de gas con una cámara de combustión compacta, es necesario liberar el calor en grandes proporciones.

Por ejemplo, la máquina Rolls-Royce "Spey" consume en sus 10 tubos de -
llamas 7500 libras de combustible por hora. El combustible tiene un po-
der calorífico de aproximadamente 18550 BTU/lb, luego cada cilindro lí-
bera 232000 BTU/min. En otras palabras este es un gasto de calor poten-
cial de una proporción equivalente a 54690 Hp de potencia para toda la
máquina.



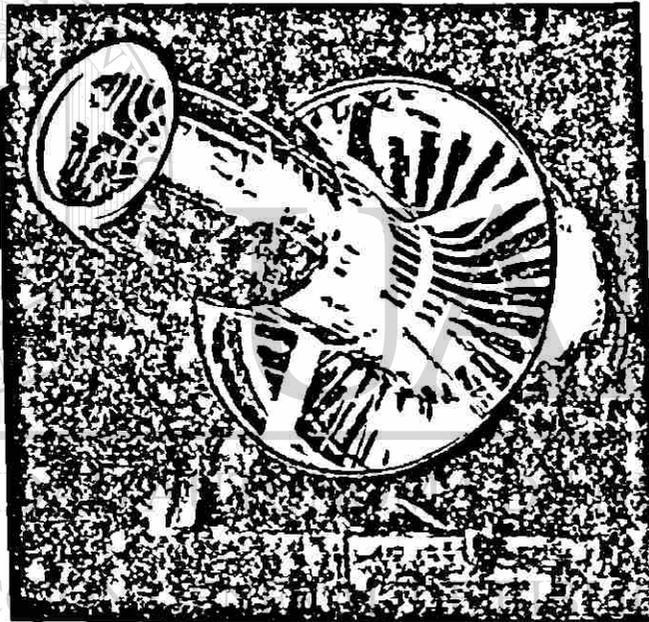
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPITULO VI
TURBINAS



NL

UNIVERSIDAD

UNIVERSIDAD DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN

INGENIERÍA DE MECÁNICA DE TECAS



T U R B I N A S

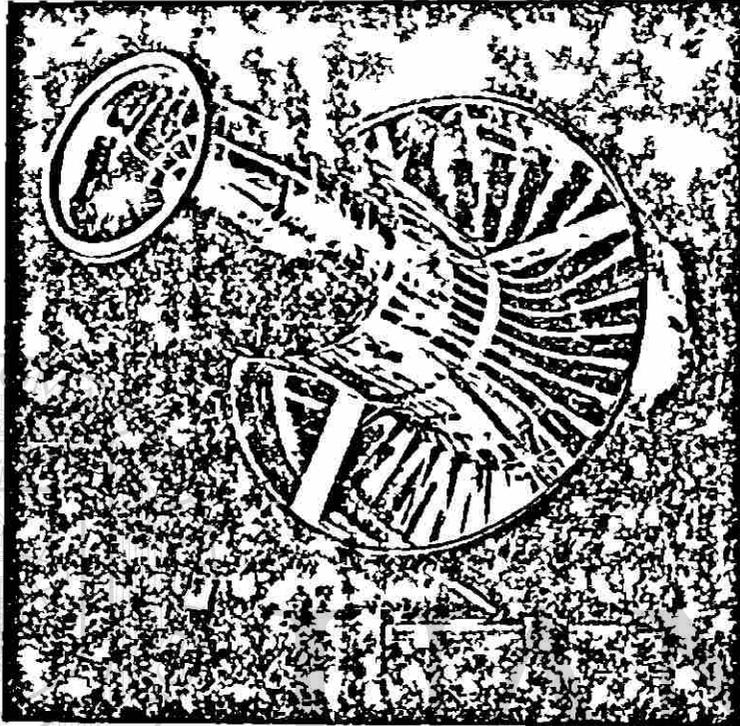
Introducción

La turbina de gas es una turbomáquina motora capaz de convertir la energía termodinámica de un gas (fluido compresible) en trabajo útil en un eje.

En este tipo de máquina se trata de tener un fluido con alta presión y alta temperatura que pueda expansionarse en la turbina propiamente dicha, cediendo su energía termodinámica, la cual se traducirá en trabajo útil en el eje de la máquina.

La forma en que se produce trabajo en una turbina de gas es: primero, el fluido de trabajo se expansiona en una tobera, durante la cual se genera energía cinética; a continuación, el chorro de alta velocidad pasa por las paletas o álabes de la turbina que están diseñadas para cambiar la cantidad de movimiento de la corriente. Dicho cambio produce una fuerza impulsora. La turbina de gas es una máquina para producir trabajo relativamente nueva, es sin duda alguna una máquina de alta velocidad en relación con los de movimiento alternativo; los grupos turboeléctricos de Norteamérica, trabajan generalmente a 1800 o 3600 R.P.M., aunque existen algunos que manejan velocidades superiores. Como la potencia es proporcional a la velocidad para una fuerza impulsora particular, hay probabilidad de obtener una gran potencia con una máquina de volumen razonable, cuando se trata de una turbina.

Las turbinas de gas pueden ser axiales o radiales, según sea la dirección del flujo en su paso por los ductos entre los álabes de la máquina. Las más generalizadas son las de tipo axial, en las que el flujo tiene lugar en la dirección del eje de la turbina. En las radiales, el flujo sigue la dirección del radio, pudiendo ser hacia adentro o hacia afuera.



Motor de turbina de gas tipo axial.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Ahora bien, las turbinas axiales pueden ser de acción o de reacción. -
En las de reacción se utiliza fundamentalmente la energía de presión -
del flujo, aunque también la energía cinética. Las turbinas de gas se
componen de varios pasos o escalonamientos, agrupándose en un primer -
cuerpo de alta presión, los escalonamientos de reacción.

®

Turbinas Radiales

La evolución de la turbina de flujo radial ha tenido una larga historia y fue concebida en principio con el propósito de producir potencia hidráulica, hace más de 150 años. Básicamente se trata de un compresor centrífugo pero con el sentido de flujo en sentido inverso y la rotación opuesta, este tipo de turbina fue el que se utilizó en el primer vuelo de propulsión a chorro en la década de los 30's. Fue considerado como la combinación natural para un compresor centrífugo en la misma máquina. Los diseñadores pensaron que si se colocaban al compresor y turbina en el mismo rotor se tendría una eficiencia tan alta en la turbina como la del compresor, a causa de la aceleración natural del flujo en la misma dirección.

El desarrollo de este tipo de turbina es en estos momentos motivo de grandes investigaciones sobre todo por la industria del transporte y la química. En transportación por ejemplo: es empleado en turbocargadores de máquinas que utilizan chispa o del tipo Diesel, en aviación, es usado como expansor en la industria petroquímica es usado como expansor, en sistemas de liquefacción y en otros sistemas criogénicos, también son utilizados en helicópteros y en unidades generadoras de electricidad.

Una de las grandes ventajas de la turbina de flujo radial es que el trabajo producido en un sólo escalonamiento es equivalente a dos o más en una turbina axial. Este fenómeno se debe a que la turbina de flujo radial usualmente maneja velocidades periféricas altísimas mayores a las usadas en las turbinas axiales y como la potencia está en función del cuadrado de la velocidad periférica (es decir, $P \propto U^2$) para un flujo dado la potencia es mayor que en un sólo escalonamiento de una turbina axial.

La turbina radial además posee otras ventajas, a saber: su costo es apreciable menor que el de una turbina axial, es más compacta, de mantenimiento más sencillo, más ligera, su construcción es más sencilla y aunque su eficiencia total es menor que en la turbina axial hay muchos casos en que la cuestión económica, tamaño, mantenimiento, volumen, peso, etc., dan preferencia a las turbinas de flujo radial.

Descripción de una turbina radial

La turbina radial tiene muchos componentes similares al compresor centrífugo. Sin embargo, los nombres y función de las partes difieren. -- Existen dos tipos de turbinas radiales principalmente, a saber: la cantilever y la de flujo mixto.

La turbina radial tipo cantilever, como se ve en la figura (A), comúnmente posee álabes bidimensionales y usa ángulos de entrada no-radiales. En este caso no hay aceleración del flujo a través del rotor, el cual es el equivalente, a una turbina de acción, además este tipo de turbina no es muy utilizada por su baja eficiencia.

La turbina radial de flujo mixto como la que se ve en la figura (B) y (C) es el tipo más usado actualmente. En la figura (C) se muestran las partes principales de la turbina radial de flujo mixto. El funcionamiento es el siguiente: El colector recibe el flujo de gases de la combustión, este colector comúnmente tiene área transversal decreciente, y en algunos diseños, este colector es usado como toberas directoras, este tipo de uso del colector es empleado comúnmente en los turbocompresores donde la eficiencia no es muy importante.

En el caso de que se use toberas directoras, estas son fijadas alrededor del rotor y su función es guiar el flujo hacia los álabes dandoles la dirección adecuada. El flujo es acelerado en su viaje a través de los álabes del rotor, y en el caso de turbinas de baja - reacción la aceleración total ocurre en las toberas.

Transferencia de energía en turbinas radiales.

Como ya se indico anteriormente, el flujo en este tipo de turbina es - en sentido radial, pudiendo ser su sentido hacia el eje (flujo centrípeto), o hacia la perifería (flujo centrífugo), como se puede ver en - las figuras (D) y (E).

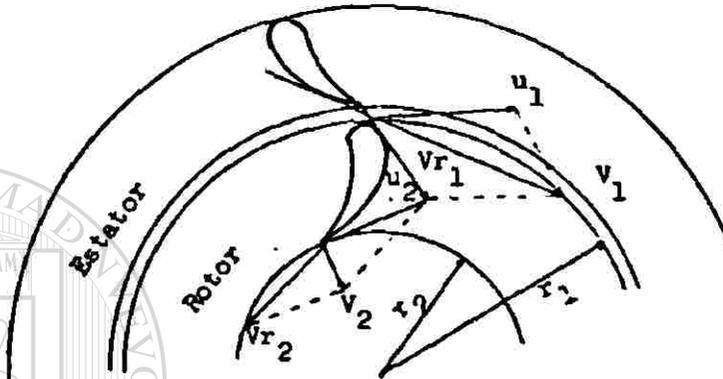


Figura D, Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del rotor de una turbina de vapor radial centrípeta, de un escalonamiento.

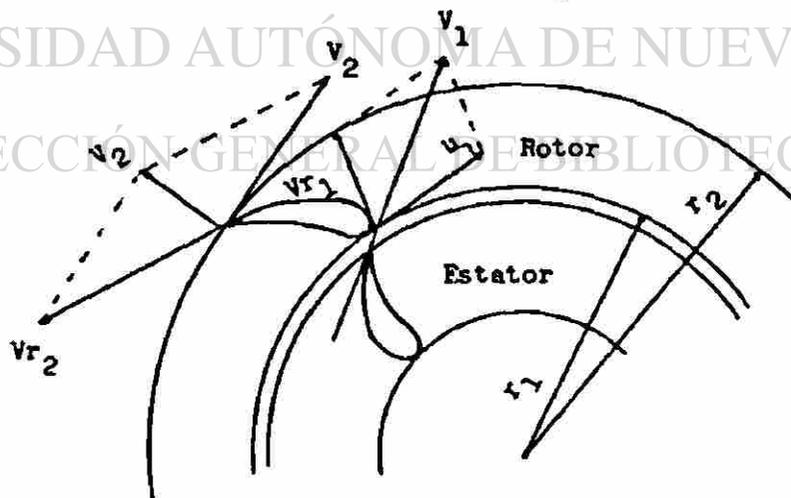


Figura E. Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del rotor de una turbina de vapor radial centrífuga, de un escalonamiento.

Las turbinas de flujo centrípeta tienen mejor transferencia de energía, pues se aprovecha la acción de la presión de los gases de la combustión debido a la acción centrípeta, representada por el término:

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

Recordando lo que se vió en el cap III de esta tesis, al estudiar la transferencia bajo la forma de componentes energéticos, cuya expresión es:

$$t = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2}$$

El término de acción centrípeta $u_1^2 - u_2^2/2$, es positivo si $u_1 > u_2$, - es decir, si la velocidad periférica a la entrada de los gases es mayor que la de salida, lo que requiere que $r_1 > r_2$, como se puede apreciar en la figura (D).

Las turbinas radiales centrípetas han presentado siempre problemas de desfogue, debido a la acumulación del fluido en zonas de radio menor - provenientes de zonas de radio mayor. Este problema se ha solucionado con éxito en las turbinas hidráulicas, de las que es ejemplo la Francis, porque en un líquido no se produce el fenómeno de expansión. Pero en el caso de fluidos compresibles, como los gases de la combustión, - se acentúa gravemente el problema de desfogue a causa de la expansión que éste va teniendo, el cual exige mayores áreas de paso. Se hace necesario aumentar las secciones de los ductos de paso a medida que el - flujo se aproxima al eje, y esto sólo puede hacerse en sentido axial, con lo que se complicarían mucho los diseños y la construcción. Esta - es la causa de que este tipo centrípeta puro no tenga aceptación.

Sin embargo, en las turbinas de flujo centrífugo, las áreas de paso — van siendo mayores a medida que el fluido se mueve hacia la periferia, favoreciendo por un lado, la expansión de los gases y, por otro, la — construcción más lógica de la máquina. La verdad es que, en este caso, la acción centrífuga definida por

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

produce un efecto contrario en el aprovechamiento de la energía de presión, ya que por ser $u_1 > u_2$, el término se hace negativo, al ser — $r_1 > r_2$, como se puede ver en la figura (E). La energía de presión sólo será aprovechada por el cambio en la velocidad relativa, esto es, — por el término

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2}$$

el cual es siempre positivo en ambos tipos de turbinas. Será, pues, con- veniente, en la turbina centrífuga, que existen cambios importantes en la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida del rode- te móvil.

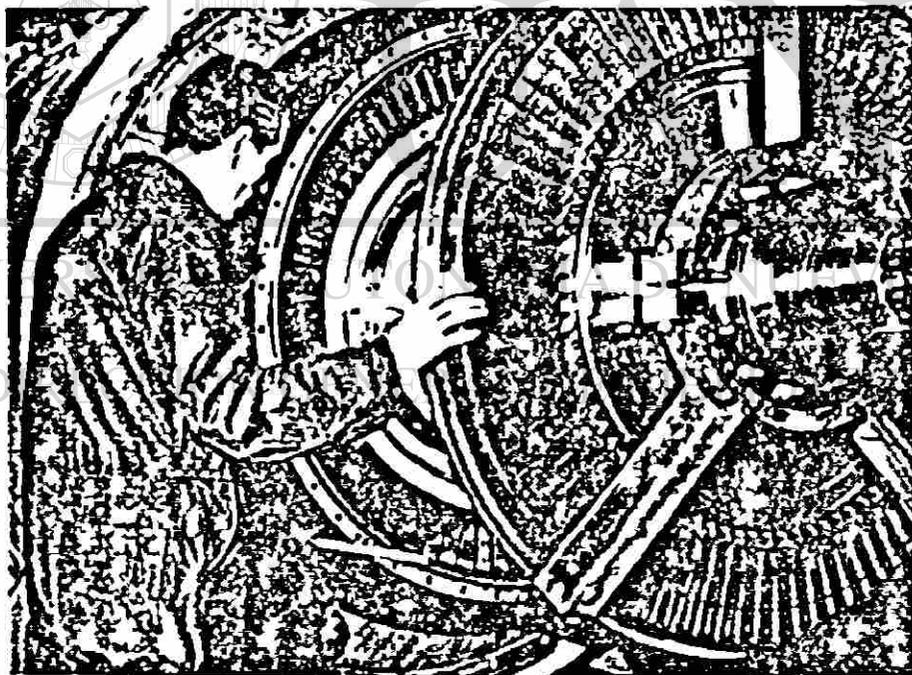
Debe observarse, también, que para un mismo tamaño de máquina, se tienen velocidades periféricas del rotor más altas con el flujo centrífugo, esto es, crece (u_2), lo que permite tener potencias mayores para — el mismo tamaño de máquina.

Turbinas axiales

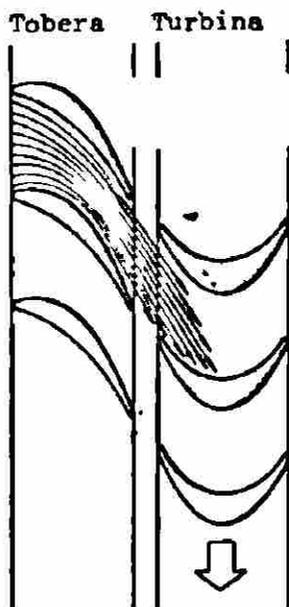
Turbinas de acción

La turbina de acción es la más simple, de fluido compresible, y es conocida como turbina de Laval. Consta de un solo rotor provisto de álabes simétricos (o asimétricos) al que precede una serie de toberas de alimentación del tipo convergente-divergente, que convierten la energía de presión en energía de velocidad, para así tener chorros de gases de la combustión provenientes de un combustor, con un alto poder dinámico que atacan directamente los álabes del rotor y lo hacen girar.

Resulta difícil aprovechar, con buen rendimiento, la energía cinética de los gases en un sólo escalonamiento, debido a las altas velocidades de salida de las toberas (siempre supersónicas), que obligan al --



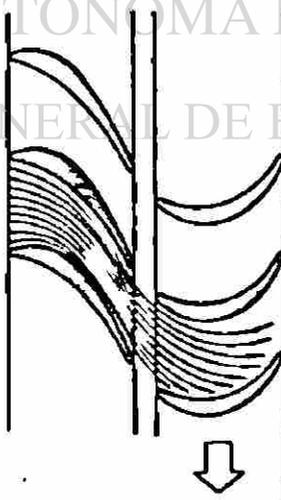
Inspección de una turbina axial.



En la turbina de acción se aprovecha la energía cinética del gas.

Comparación entre la turbina de acción y la de reacción.

Tobera Turbina



En la turbina de reacción se aprovecha principalmente la energía de presión y en un menor grado la energía cinética.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

rotor a girar a 20000 ó 30000 R.P.M., con velocidades tangenciales del orden de la mitad de la velocidad de los gases de la combustión incidentes, si se quiere tener una transferencia, de energía de valor aceptable. Sin embargo, si escalonamos la velocidad o la presión podemos lograr velocidades de giro más bajas, con lo que se reducen los problemas de vibración y esfuerzo por la acción centrífuga. Por lo tanto, se tienen dos variantes: a) Escalonamientos de velocidad o tipo Curtis, y b) Escalonamientos de presión o tipo Rateau.

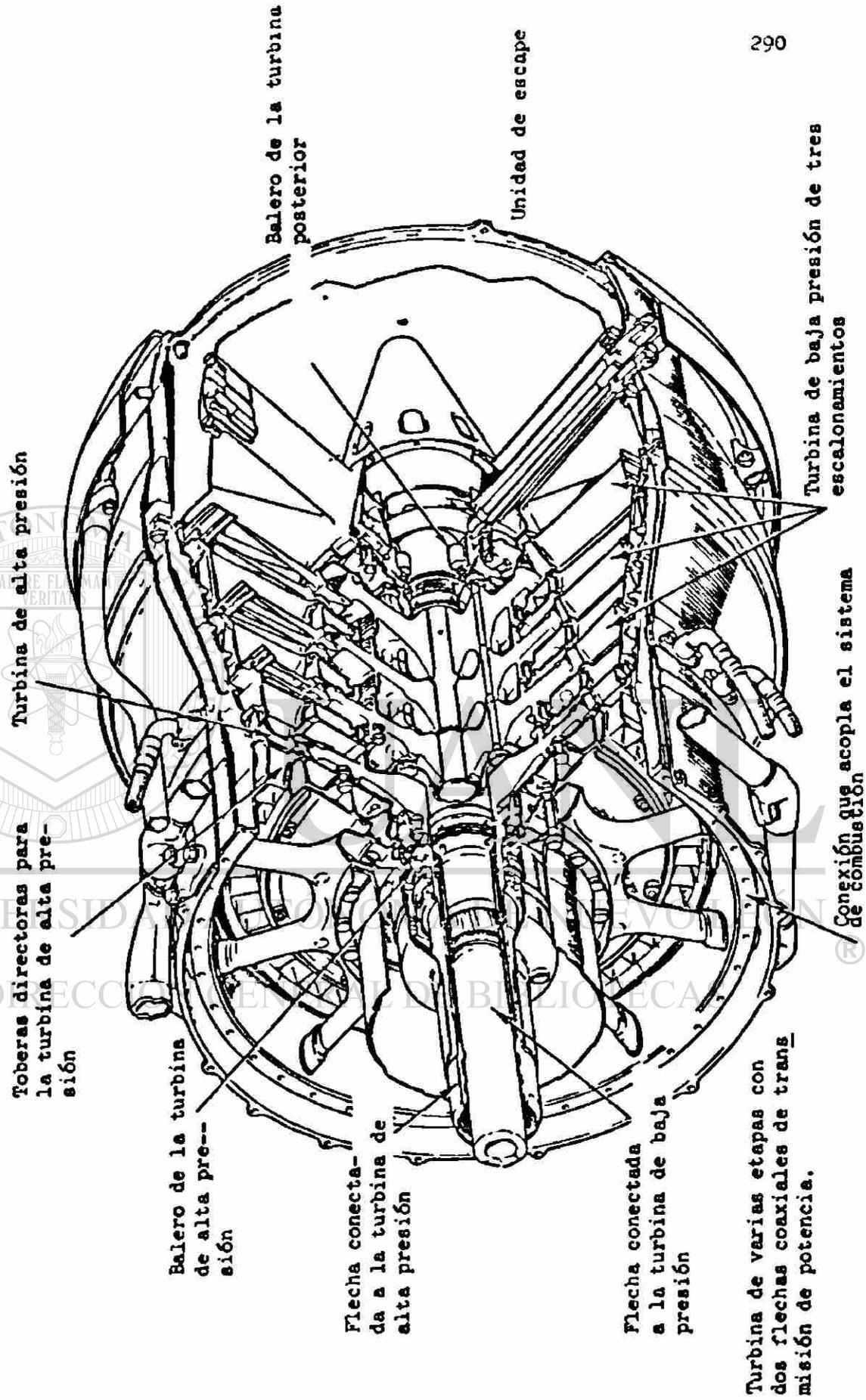
Turbinas de acción con escalonamientos de velocidad (tipo Curtis)

En las turbinas de acción con escalonamientos de velocidad se trata de aprovechar la energía cinética inicial de los gases de la combustión en varios pasos, de forma que disminuya la acción dinámica de éste, en forma paulatina, a fin de tener velocidades de giro más bajas, mejorando, al mismo tiempo, la transferencia de energía.

En el estator permanecen constantes la velocidad y la presión de los gases; los álabes fijos sirven solamente de directores del flujo hacia el rotor siguiente. El fluido sólo cede su energía cinética en los álabes del rotor; la presión permanece constante. Todo ello considerando condiciones de transferencia de energía ideales.

Como la caída de velocidad es escalonada se tienen acciones más moderadas sobre los álabes, y en consecuencia, velocidades de giro más bajas. Según el número de escalonamientos, las velocidades tangenciales del rotor pueden reducirse cuatro o más veces la velocidad del fluido incidente. Todos los rodets están rígidamente montados sobre el mismo eje.

Todos los escalonamientos son de la misma potencia, para que en los rotores se tenga el mismo ω , ya que todos ellos tienen la misma velocidad angular.



Turbina de alta presión

Toberas directoras para la turbina de alta presión

Balero de la turbina de alta presión

Flecha conectada a la turbina de alta presión

Flecha conectada a la turbina de baja presión

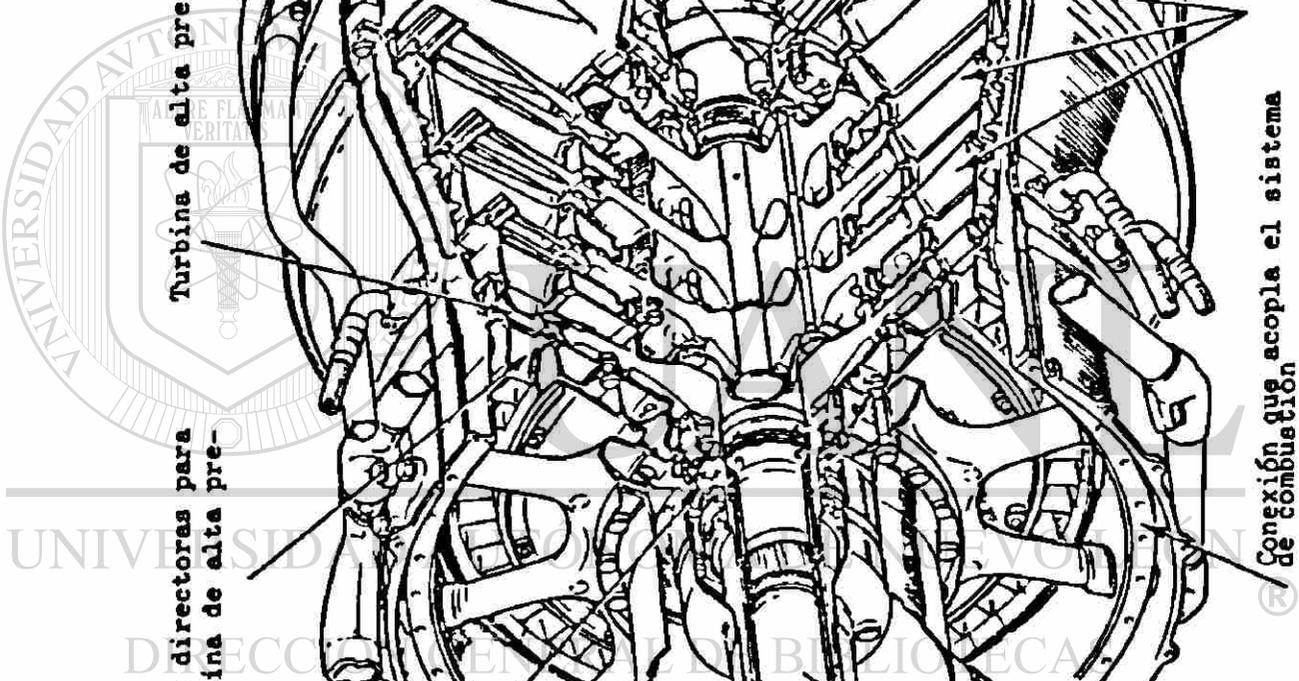
Turbina de varias etapas con dos flechas coaxiales de transmisión de potencia.

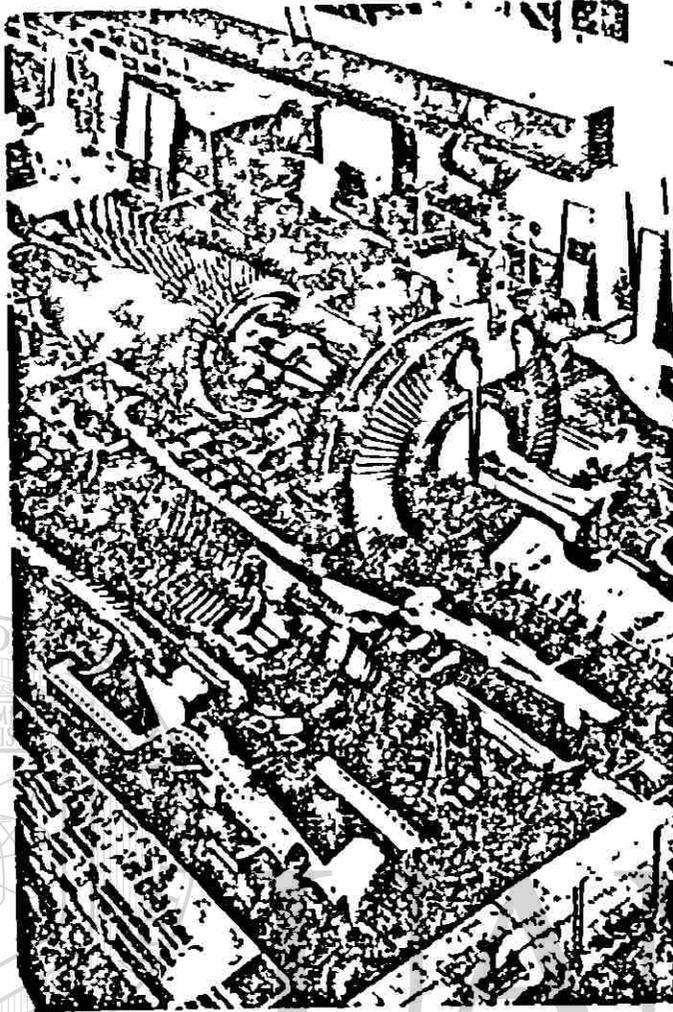
Balero de la turbina posterior

Unidad de escape

Turbina de baja presión de tres escalonamientos

Conexión que acopla el sistema de combustión





Turbina de gas ALSTHOM de 120000 Hp.

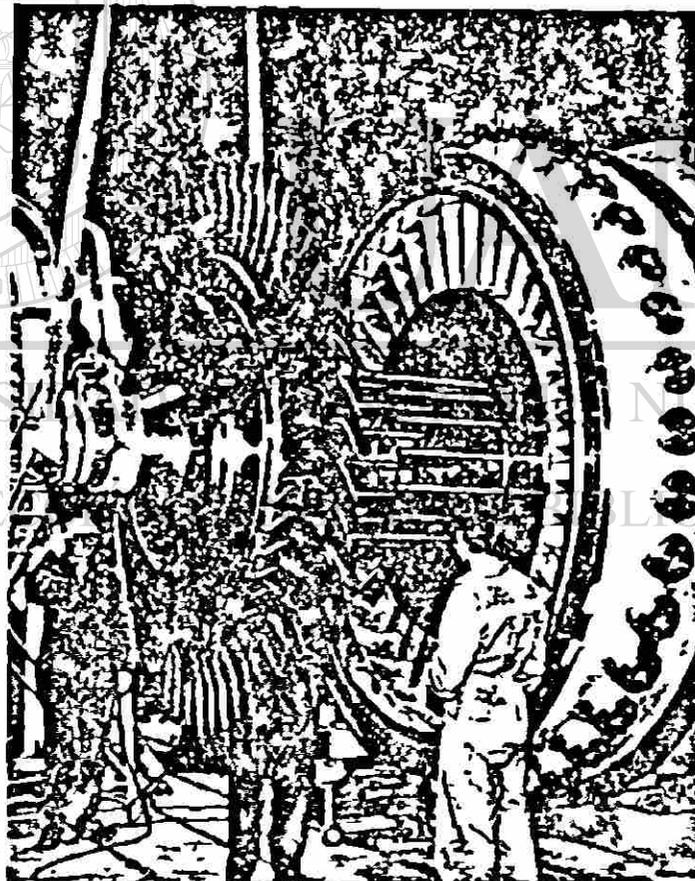
Turbinas de acción con escalonamiento de presión (tipo Rateau) ®

Los álabes del rotor son de la misma forma que en cualquier turbina de acción. En el rotor se producirá siempre una acción dinámica sobre los álabes, con caída de la velocidad.

Sin embargo, los álabes del estator constituyen verdaderas toberas que permiten ganar velocidad a expensas de la presión. En los diferentes estatores se tendrá, pues, una caída de presión en forma escalonada. Alternativamente en los rotores se mantiene constante la presión, con caída de la velocidad.

La capacidad de conversión de la energía del fluido en energía en el rotor, es mayor con los escalonamientos de velocidad, lo cual exige menos pasos, y hace más sencilla la construcción. Con escalonamientos de presión se necesitan más pasos para la misma potencia, haciendo más complicado el diseño; pero se pueden lograr mejores rendimientos globales y velocidades de giro menores. En máquinas de gran potencia, y sobre todo en las turbinas de gas, se instalan escalonamientos de velocidad de entrada, seguidos de escalonamientos de presión, y en último término escalonamientos de reacción.

La energía transferida en una turbina de reacción, se efectúa siempre en los rotores, los que por tener álabes de acción o impulso absorberán solamente la energía cinética.



Ensamblaje de la turbina de gas GT 200 de
STAL - LAVAL

Turbina múltiple con tres flechas axiales independientes, conectadas a sus respectivas turbinas.

Balero soporte de la turbina de baja presión
Conexión de acoplamiento al escape

Balero soporte de la turbina de intermedia

Conexión de acoplamiento al sistema de combustión

Flecha conectada a la turbina de baja presión
Flecha conectada a la turbina de presión intermedia

Flecha conectada a la turbina de alta presión

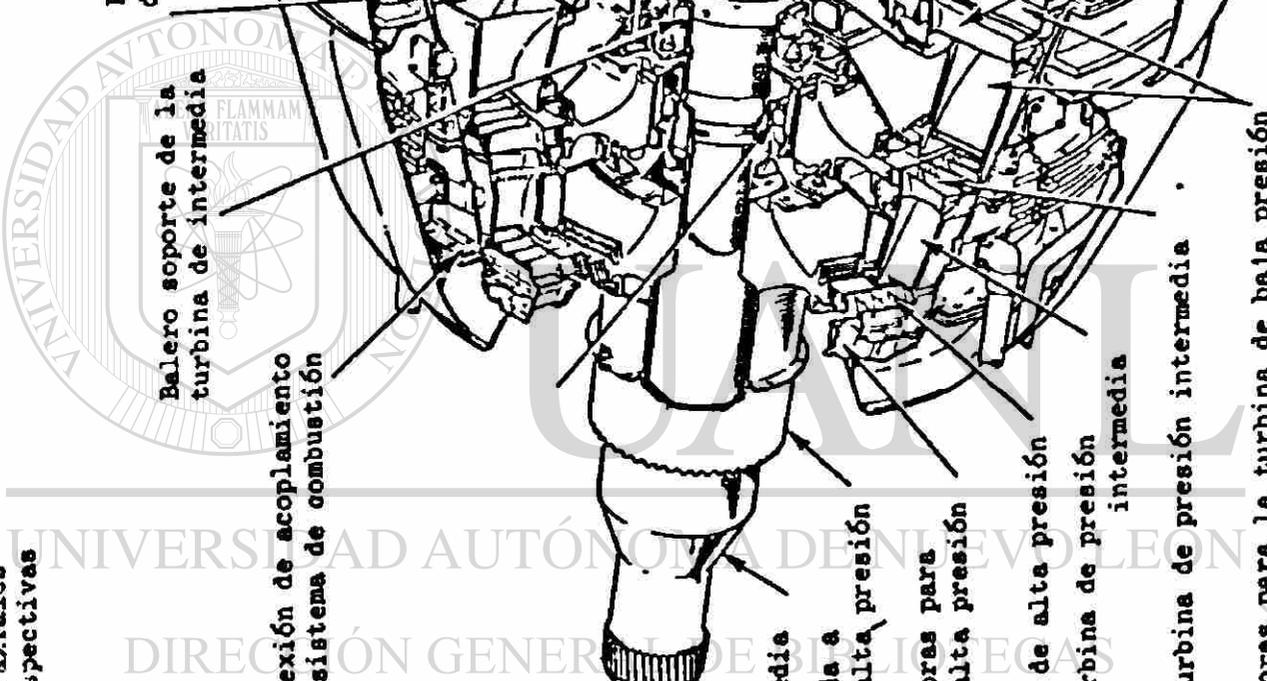
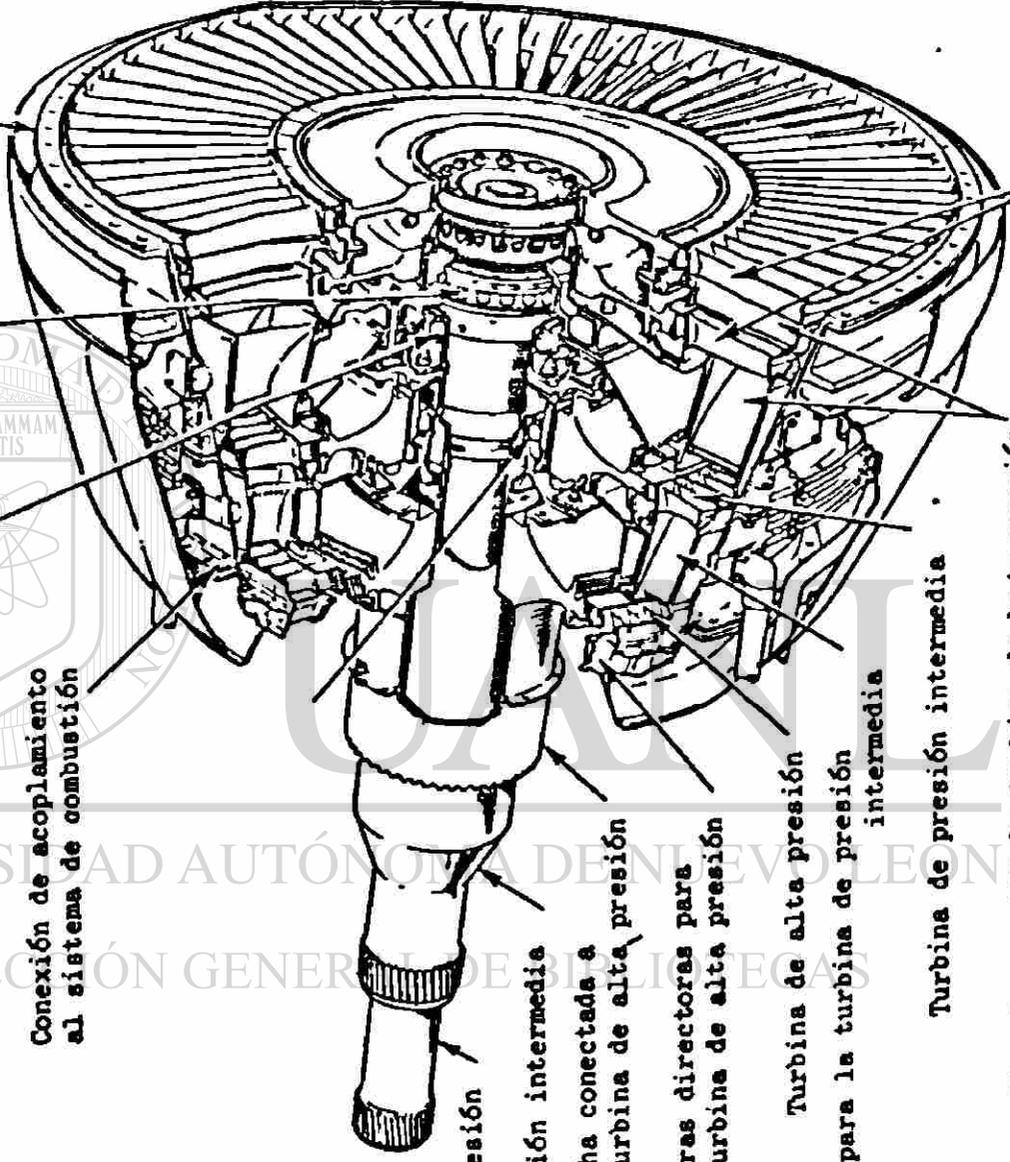
Toberas directoras para la turbina de alta presión

Turbina de alta presión
Toberas directoras para la turbina de presión intermedia

Turbina de presión intermedia

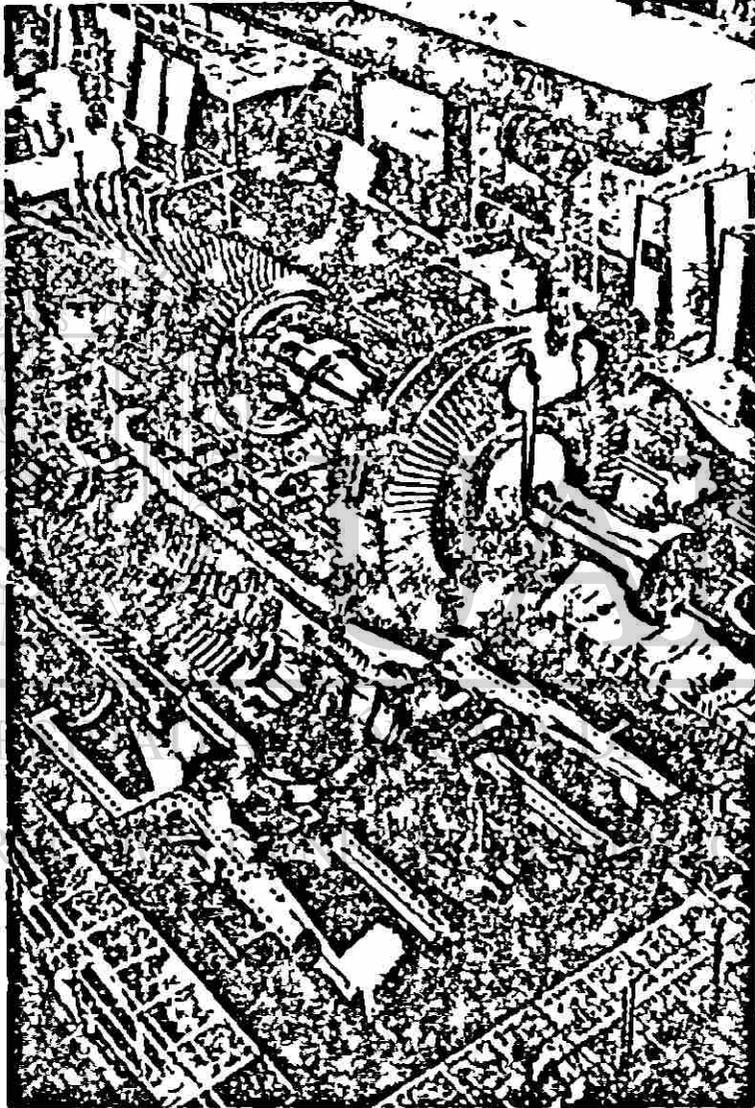
Toberas directoras para la turbina de baja presión

Turbina de baja presión de dos etapas



Turbinas de Reacción

En las turbinas de reacción los álabes de los rotores, sobre los que -
ejerce acción el fluido, son asimétricos, con perfil de ala de avión o
perfil Joukowski. También los álabes de los estatores tienen el mismo
perfil, pero invertido, constituyendo verdaderas toberas donde el flui



do de trabajo se acelera ganando velocidad a expensas de la presión. -
En los rotores los gases ceden su energía de velocidad y también de pre-
sión.

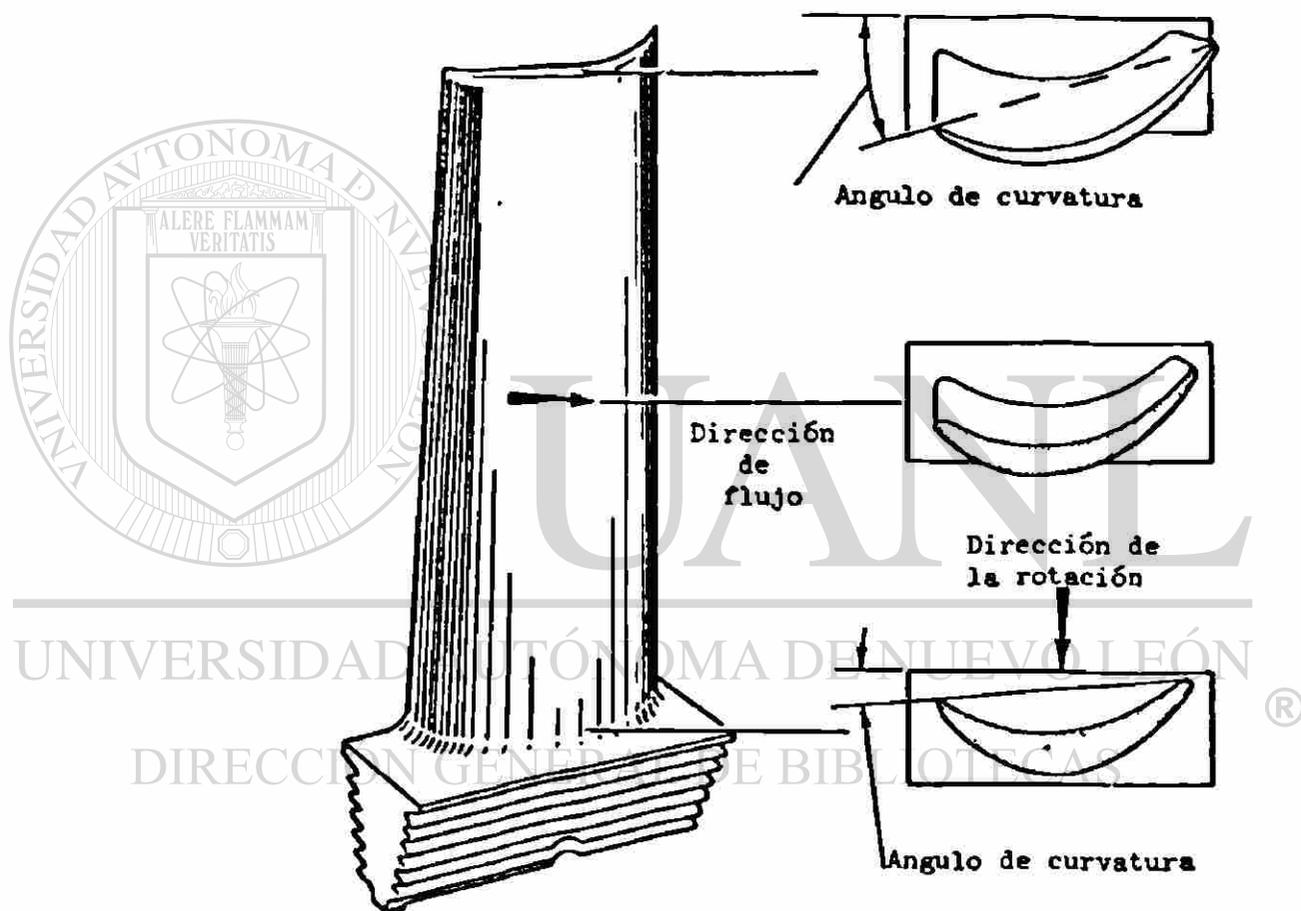
En las turbinas de reacción las velocidades de incidencia del fluido - en los álabes del rotor son menores que en el caso de turbinas de acción. Las velocidades tangenciales serían proporcionalmente menores, por lo que es necesario que los rotores tengan mayor diámetro para mantener la misma velocidad angular. Debido a la caída progresiva de la presión, los álabes deben irse haciendo más grandes para lograr acciones equivalentes en los distintos escalonamientos, cuyos rotores van todos montados sobre el mismo eje.

Alabes

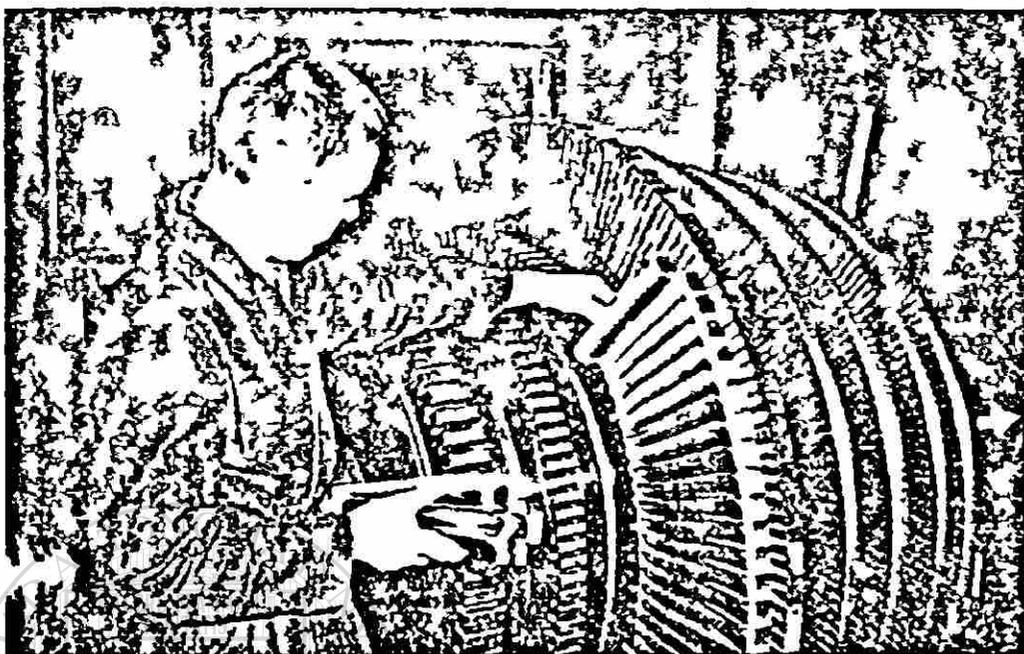
En las turbinas de gas actuales, no suelen encontrarse álabes de acción con un grado de reacción cero; aún en los primeros primeros escalonamientos de alta presión se admite un cierto grado de reacción, cuyo valor depende de las aplicaciones de la turbina y características de los gases de la combustión a la entrada, aunque a estos escalonamientos de bajo grado de reacción se le sigue conociendo como de acción. Se reserva la denominación de escalonamientos de reacción para aquellos en que el grado de reacción es de 50% o próximo a este valor.

Las formas de los álabes y los sistemas de fijación al rotor son muy variados. Los álabes de los escalonamientos de alta presión son cortos y de un grado de reacción muy pequeño (álabes de acción). En cambio, los álabes de los escalonamientos de baja presión son largos y con un grado de reacción que puede llegar al 50%.

En el álabe se distinguen tres partes; la raíz, el cuerpo y la cabeza. La raíz es la parte inferior del álabe por donde se fija al rotor, pudiendo ser de formas variables. Muy común es la raíz de abeto, con entrada lateral en los álabes de acción de los primeros escalonamientos de control. En otros casos la raíz puede estar dispuesta para una fijación de los discos, o tambor, por medio de pernos, cola de milano, engar



Alabe típico de una turbina axial.



Colocación de los álabes en un rotor

golado, etc.

El cuerpo del es la parte efectiva donde se realiza la transferencia de energía entre el fluido y el propio álabes. El perfil del mismo depende del grado de reacción que se exige al escalonamiento en cuestión.

La parte extrema del álabes puedeterminar en forma recta normal al radio de la rueda o con cierta inclinación, reduciendo la arista de ataque del fluido, o bien puede tener una cabeza de muñones o corona para cierre de todos los álabes de una misma rueda, por medio de cubrebarridos, constituyendo coronas integradas.

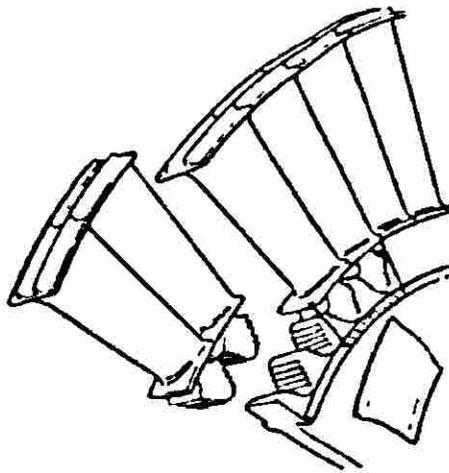
Las coronas se instalan en los primeros pasos de control de todas las turbinas, donde se tiene una acción energética muy fuerte de los gases a alta presión y alta temperatura. Pero también suelen ponerse coronas en las ruedas de los cuerpos de alta presión y de presión intermedia -

de las turbinas cuyos rotores están compuestos de discos con sujeción de los álabes por medio de pernos. Cuando los rotores son de tipo tambor, los álabes van engargolados en ranuras circunferenciales y no se acostumbra a colocar coronas exteriores de cierre, salvo en los primeros pasos de control. En los cuerpos de baja presión de rotores de disco, los álabes se ligan en los extremos para dar rigidez al conjunto.

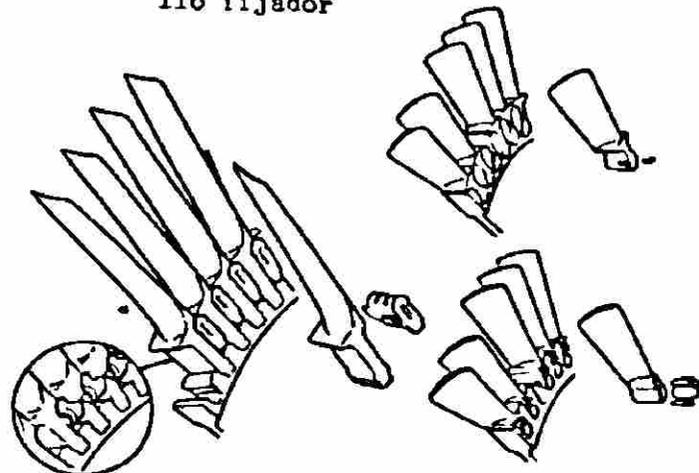


Colocación del disco de sujeción de los álabes.

Diseño de De Laval con tornillo fijador



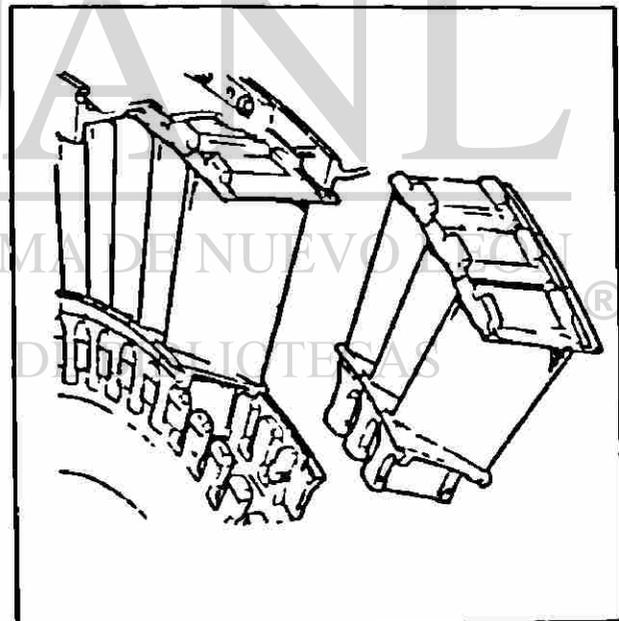
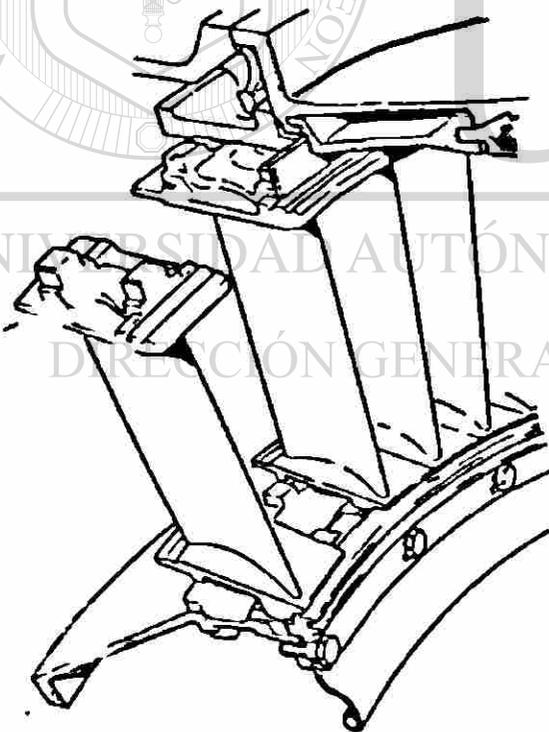
Diseño de pino con placa fijadora



Diseño de pino con vástago sellador

Diseño BMW con pernos fijadores

Formas de instalación de los álabes de turbinas en el cuerpo rotativo



Forma y localización de las toberas directoras del flujo

Anteriormente mencione la importancia de la temperatura de entrada a la turbina y se mencionó que uno de los principales problemas en el diseño actual de turbinas de gas es el diseño álabes que soporten mayores temperaturas de entrada uno de los avances logrados en este campo se debe al enfriamiento interno al que son sometidos los álabes por medio aire proveniente del compresor, el efecto de enfriamiento depende de factores aerodinámicos, temperatura del fluido de enfriamiento (aire del compresor) comparada con la temperatura de los gases de la combustión, localización, dirección y por supuesto la cantidad de refrigerante. Algunos de estos factores han sido estudiados de forma experimental, a saber:

1. Enfriamiento por convección
2. Camisa de enfriamiento
3. Enfriamiento por transpiración
4. Enfriamiento con agua

Cuerpo del rotor

Se llama cuerpo del rotor al conjunto de flecha y disco, o tambor, que son portadores de los álabes móviles de la turbina. Pueden incluirse también como parte del rotor, los diversos collarines de los laberintos, las transmisiones al regulador, acoptamientos, etc.

Hay tres tipos diferentes de cuerpos del rotor:

- a. Rotores de discos
- b. Rotores de tambor
- c. Rotores de tambor y de discos simultáneamente



Turbina de alta presión

Turbina de presión intermedia

Conexión a la cámara de combustión

Conexión que acopla a la unidad de escape

Turbina de baja presión

Tres turbinas unidas a una sola flecha de transmisión de potencia.

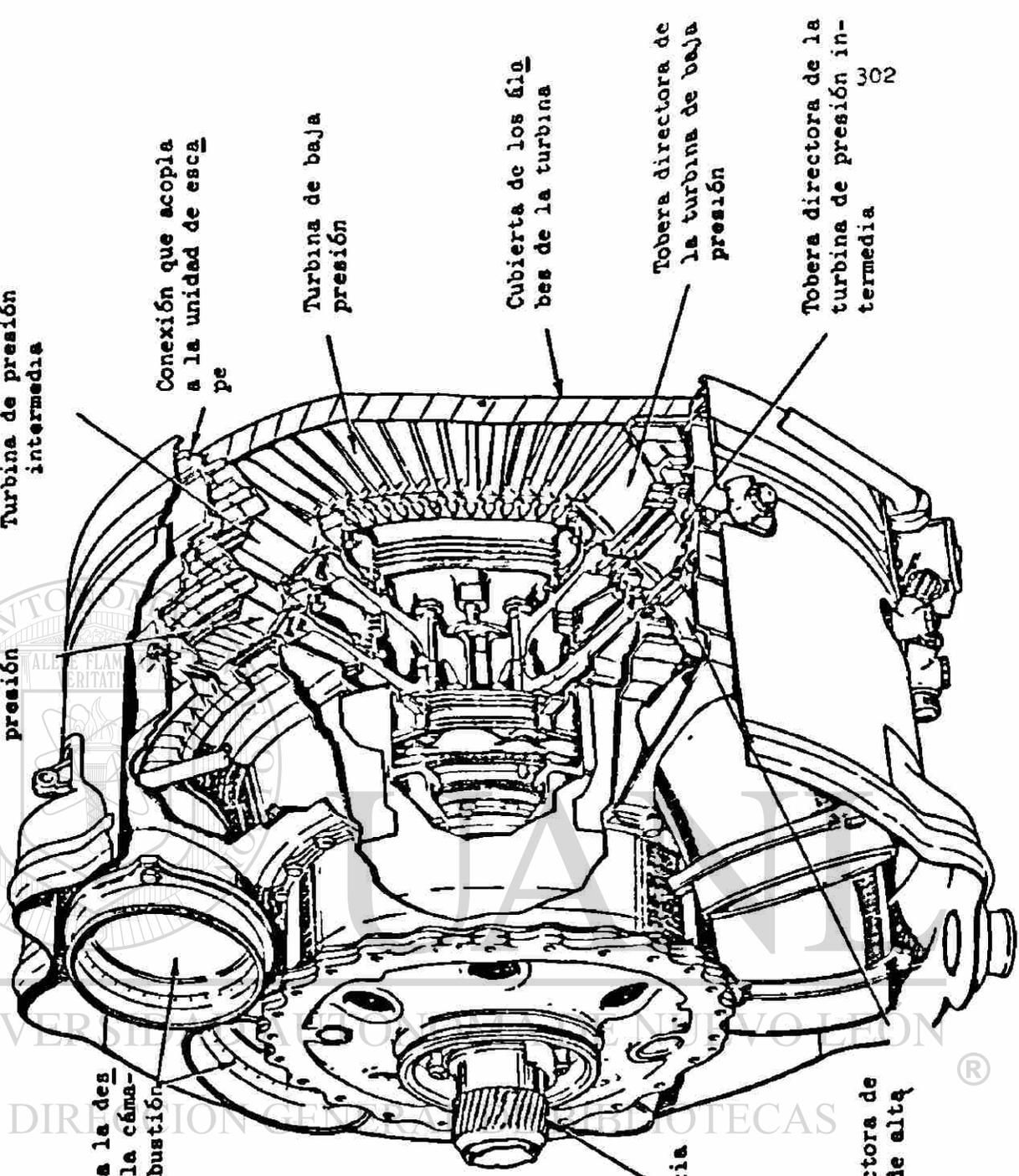
Cubierta de los álabes de la turbina

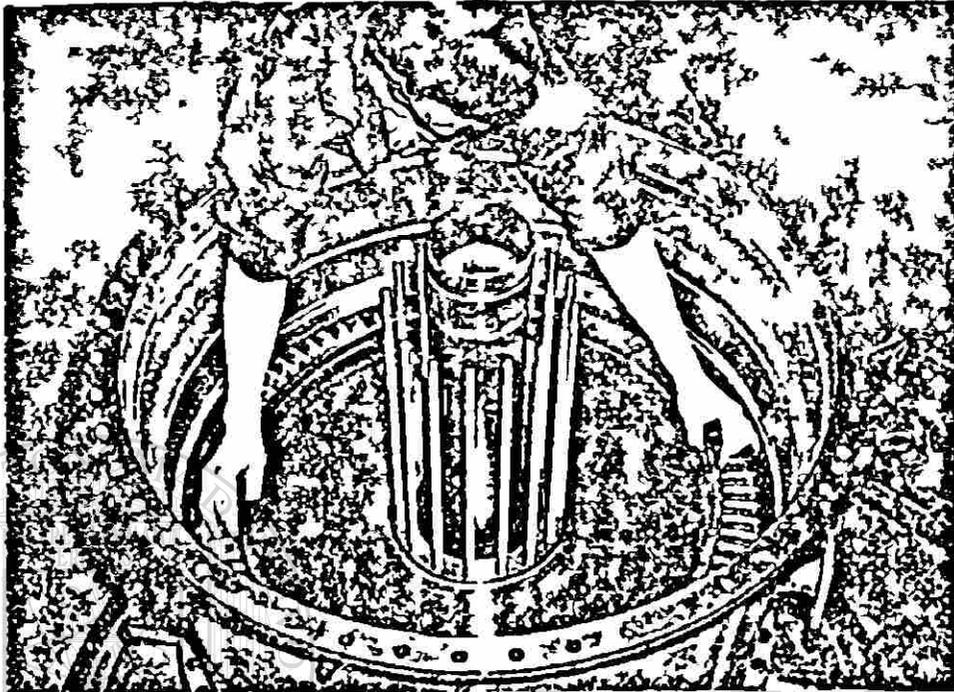
Flecha de transmisión de potencia

Tobera directora de la turbina de baja presión

Tobera directora de la turbina de alta presión

Tobera directora de la turbina de presión intermedia





Otra vista de la colocación del disco
de sujección de los álabes.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

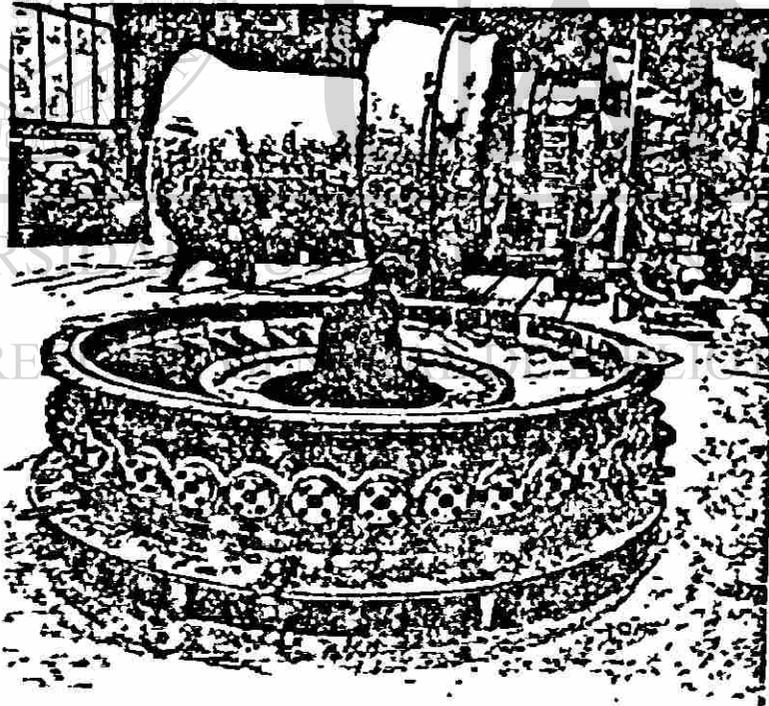
a. Potor de discos

Estos portan en su perifería los álabes, sujetos generalmente por pernos. A veces, pueden forjarse de una sola pieza flecha y discos para lograr una construcción más robusta, cuando los discos son de un diámetro no muy grande, inferiores a un tres pies. Ello es debido a cuestiones económicas ya que conviene emplear aleaciones específicas en los primeros escalonamientos, ya que encarecerían la construcción de todo el rotor si estos materiales se usaran también en los escalonamientos

de baja presión, donde no son necesarios.

Los discos empleados en los rotores de turbinas de gas, pueden ser de varias formas:

1. Disco de espesor constante para velocidades periféricas del orden de 426 a 560 pie/seg, según se monten: independientes o se forjen con la flecha.
2. Discos de perfil cónico en los que la velocidad periférica puede llegar a 984 pies/seg.
3. Discos de perfil hiperbólico empleado en las ruedas de acción de los primeros escalonamientos.
4. Discos de igual resistencia en sentido radial, con los que se puede alcanzar velocidades periféricas de 1312 pies/seg.



Inspección de los álabes en un rotor

b. P tores de tambor.

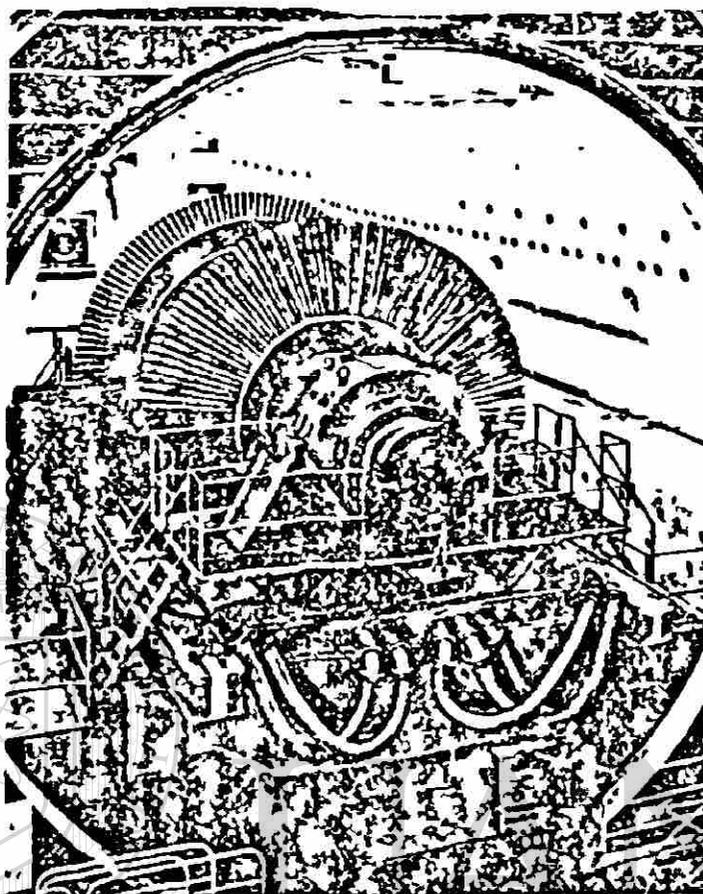
El tambor es un cilindro macizo con ranuras circunferenciales donde van engargolados los álabes. Algunos constructores, como la Brown Boveri, realiza el rotor en varios módulos que luego sueldan entre sí. Esto permite modificar los tamaños según sus aplicaciones. Ciertos módulos pueden estar formados por cilindros huecos, según características de la turbina, por ejemplo, cuando las velocidades periféricas son inferiores a 656 pies/seg.



Vista de un tambor con sus álabes.

Balaneo de rotores

Cada cuerpo de rotor de turbina con sus álabes instalados, se somete a una prueba de balanceo dinámico en una cámara al vacío, donde se le --



Balaneo dinámico en una cámara al vacío.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

hace girar a velocidades de un 20% superiores a la nominal. El vacío, donde se le hace girar a velocidades de un 20% superiores a la nominal. El vacío en la cámara es necesario para evitar la fuerte resistencia - del aire sobre los álabes en su movimiento giratorio.

Estatores

En las turbinas con rotores de discos, los álabes fijos que constituyen la corona del estator se sujetan por un extremo a la propia carcasa y por el otro a diafragmas colocados entre los discos del rotor. Esta instalación debe ser muy cuidadosa debido a los reducidos espacios que deben existir entre la masa rodante y el cuerpo fijo, para evitar las fugas de los gases y conservar la libertad de movimiento, teniendo en cuenta las dilataciones del metal. Entre dos diafragmas consecutivos se tiene un escalonamiento, por lo que se suele conocer a estas turbinas como multicelulares.

Con el sistema de discos y diafragma se logra controlar el flujo de los gases, reduciendo las turbulencias y la recirculación perturbadora.

En las turbinas con rotor de tambor, los portadores de los álabes del estator van en la propia carcasa de la turbina. La construcción es más robusta que en el sistema de discos, y la acción de los gases de la combustión más directa.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TURBINAS

Ecuación general de la energía

Teorema del momento cinético: La derivada, con respecto al tiempo, del momento cinético o momento resultante de la cantidad de movimiento es igual al momento resultante de las fuerzas exteriores que obran sobre el sistema. En notación vectorial es:

$$\frac{dM}{dt} = \Sigma \vec{u} \quad (6-1)$$

Veamos la siguiente figura (6-1), si durante el intervalo (dt), el trozo de vena fluida (AB) pasa a (A'B'), observemos que la parte (A'B) es común, por lo tanto la variación del momento (M) será la diferencia entre el momento (dM₂) de la parte saliente (BB') y el (dM₁) de la entrante (AA'), para el gasto de (m) en lb/seg., nos da:

$$dM_1 = m \, dt \, v_{u1} r_1 \quad (6-2)$$

$$dM_2 = m \, dt \, v_{u2} r_2 \quad (6-3)$$

donde, (v_{u1}) y (v_{u2}) son las proyecciones respectivas de (v₁) y (v₂) sobre las direcciones de las correspondientes velocidades periféricas (u₁) y (u₂) de entrada y de salida, y (r₁) y (r₂) son sus respectivos radios. Factorizando

$$\frac{dM}{dt} = \Sigma \vec{u} = m (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1) \quad (6-4)$$

si el rotor gira a una velocidad angular (ω), la potencia transferida será

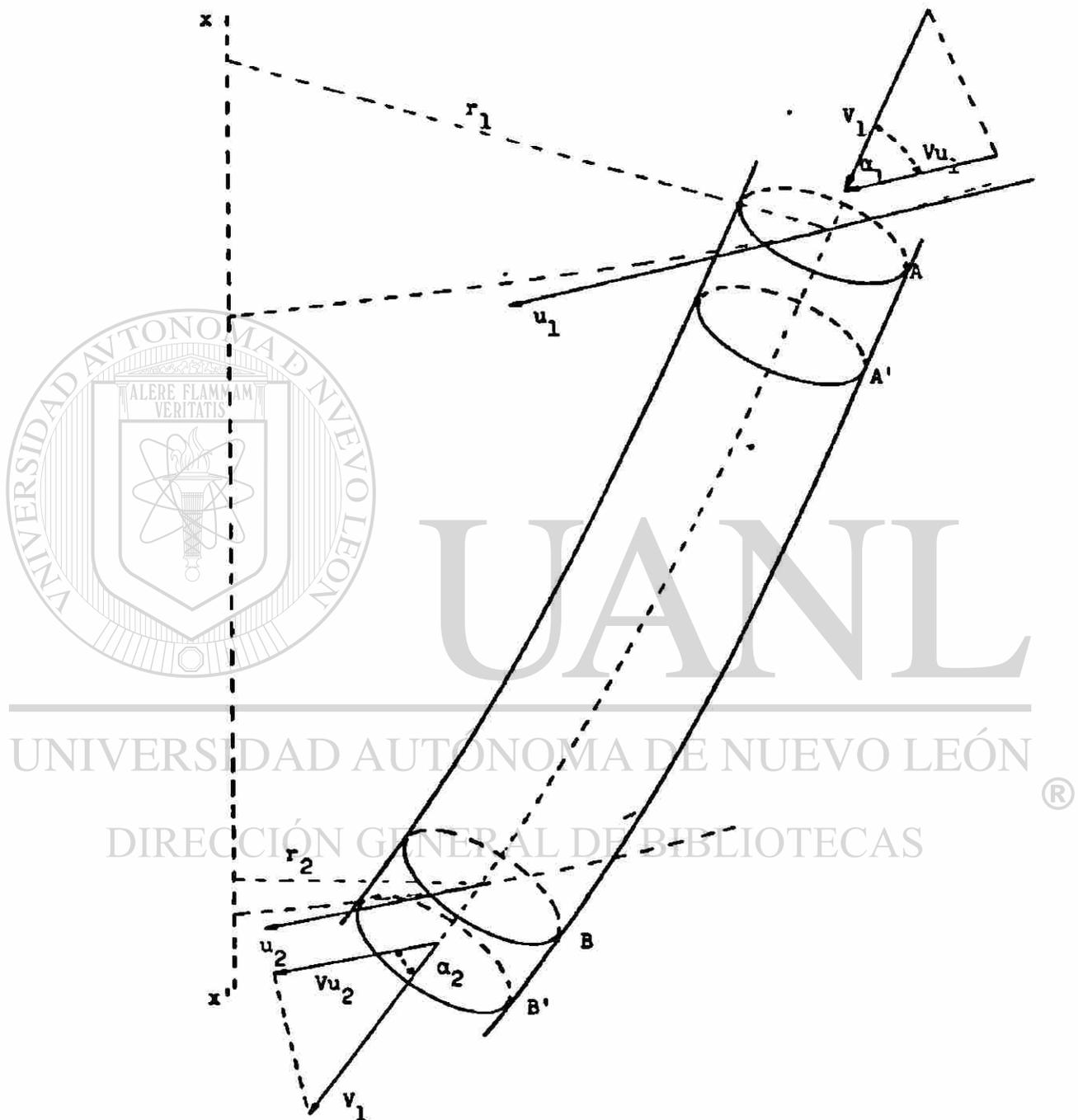


Figura 6-1 Ecuación general de las turbinas

$$\text{Pot.} = M\omega \quad (6-5)$$

sustituyendo M

$$\text{Pot.} = m (v_{u_2} r_2 - v_{u_1} r_1) \omega \quad (6-6)$$

cabe mencionar que en estas deducciones no se toman en cuenta para nada las presiones, ya que estas se consideran fuerzas interiores y el teorema es solo significativo a las fuerzas exteriores.

Según la ecuación (6-6), si un gasto en masa (m) circula por un conducto (AB), que puede girar sobre un eje (x), y el fluido entra con una velocidad absoluta (v_1) y sale con la (v_2), y recordando que la (v_{u_1}) y (v_{u_2}) son proyecciones de (v_1) y (v_2) en las direcciones respectivas de (u_1) y (u_2), tenemos que

$$v_{u_1} = v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-7)$$

$$v_{u_2} = v_2 \cos \alpha_2 \quad (6-8)$$

sustituyendo en la ecuación (6-6)

$$\text{Pot.} = m\omega [(v_2 \cos \alpha_2) r_2 - (v_1 \cos \alpha_1) r_1] \quad (6-9)$$

recordando que la velocidad angular por el radio es igual a la velocidad periférica, $\omega r = u$, sustituyendo en la ecuación anterior nos da

$$\text{Pot.} = m [(v_2 \cos \alpha_2) u_2 - (v_1 \cos \alpha_1) u_1] \quad (6-10)$$

8

$$\text{Pot.} = m [(v_{u_2}) u_2 - (v_{u_1}) u_1] \quad (6-11)$$

si la ecuación (6-10) la dividimos por (m) obtenemos el trabajo o energía específica transferida entre el rotor y el fluido y que lo designamos con la letra griega (τ), o sea

$$\tau = (v_2 \cos \alpha_2)u_2 - (v_1 \cos \alpha_1)u_1 \quad (6-12)$$

6

$$\tau = (vu_2)u_2 - (vu_1)u_1 \quad (6-13)$$

A las ecuaciones anteriores se les conoce con el nombre de ecuación de Euler. Por lo tanto la energía transferida entre el rotor y fluido tiene su significación en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del rotor y del fluido desde la entrada hasta la salida del primero. El fluido puede ser cualquiera, bajo la hipótesis de que todas las partículas que entran en el rotor tienen la misma velocidad y experimentan la misma aceleración.

Para hacer que (τ) la energía o trabajo en el rotor conserve siempre un valor positivo, la ecuación de Euler se escribe convencionalmente así

$$\tau = (vu_2)u_2 - (vu_1)u_1 \quad (6-14)$$

6 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\tau = (v_2 \cos \alpha_2)u_2 - (v_1 \cos \alpha_1)u_1 \quad (6-14a)$$

Para máquinas receptoras (compresores), y

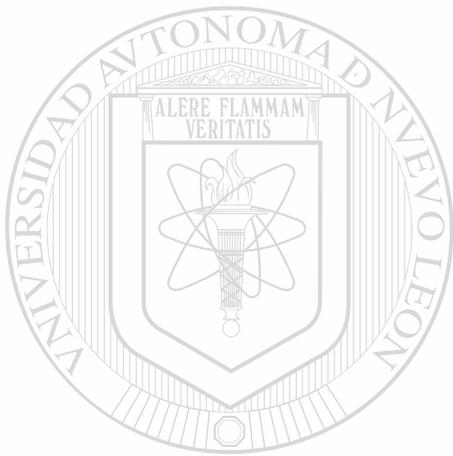
$$\tau = (vu_1)u_1 - (vu_2)u_2 \quad (6-15)$$

6

$$\tau = (v_1 \cos \alpha_1)u_1 - (v_2 \cos \alpha_2)u_2 \quad (6-15a)$$

para máquinas motrices (turbinas).

Esto es lógico, ya que un compresor sirve para transferir energía a un fluido, es decir, el fluido recibe energía de la máquina, y por lo tanto, la energía del fluido a la salida del rotor será mayor que la que tiene a la entrada (flujo de adentro hacia afuera), o sea, -- $(Vu_2)u_2 > (Vu_1)u_1$, lo que hace que el trabajo en el rotor sea positivo. Recíprocamente, en una turbina donde $(Vu_1)u_1 > (Vu_2)u_2$, la energía cedida por el fluido al rotor será también positiva.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Turbinas de acción

La ecuación general que nos da la potencia cedida a un eje en máquinas de movimiento circular continuo es

$$\text{Pot} = m [(Vu_2)u_2 - (Vu_1)u_1] \quad (6-11)$$

ecuación deducida anteriormente, pero como vamos a estudiar una turbina el par motor es negativo o sea

$$\Sigma \mu = - \text{Pot.} \quad (6-16)$$

por lo tanto

$$\text{Pot.} = m [(Vu_1)u_1 - (Vu_2)u_2] \quad (6-17)$$

que viene a ser la potencia cedida a un eje por una turbina, ahora -- bien, si como ocurre en la inmensa mayoría de los tipos industriales de estas máquinas, la turbina es axial (llamandose así aquellas máquinas en que la marcha general de la corriente del fluido es paralela al eje de giro) por lo que $u_1 = u_2 = u_3 = u = \text{cte.}$ y la ecuación anterior se puede escribir

$$\text{Pot.} = m u (Vu_1 - Vu_2) \quad (6-18)$$

6

$$\text{Pot.} = m u (\Sigma Vu) \quad (6-19)$$

El calor equivalente es

$$Q_e = A \text{Pot.} = Am u (Vu_1 - Vu_2) \quad (6-20)$$

en donde (A) es el área, y si, $h_1 - h_2' = \Delta h$ es el salto adiabático

(en BTU/lb de fluido), el máximo calor transformable en energía cinética por expansión adiabática reversible entre el estado (1) de entrada y el (2) de salida, vale

$$Q_a = A m \frac{V_a^2}{2} \quad (6-21)$$

donde (V_a) es la velocidad correspondiente al salto adiabático Δh_a .

La relación entre el calor (Q_e) equivalente a la potencia (Pot.) disponible en el rodete, y el máximo (Q_a), recibe el nombre de rendimiento-periférico, que se representará por (η_k), según ésta definición se — tiene

$$\eta_k = Q_e / Q_a = \frac{A m u (V_{u1} - V_{u2})}{A m (V_a^2 / 2)} \quad (6-22)$$

$$\eta_k = \frac{2u (V_{u1} - V_{u2})}{V_a^2} \quad (6-23)$$

recordando que

$$\begin{aligned} V_{u1} &= V_1 \cos \alpha_1 \\ V_{u2} &= V_2 \cos \alpha_2 \end{aligned}$$

y sustituyendo

$$\eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{V_a^2} \quad (6-24)$$

o también

$$\eta_k = \frac{(2u) (\Sigma Vu)}{v_a^2} \quad (6-25)$$

tomando para (Vu_2) el signo positivo, si $\alpha_2 > 90^\circ$, y el signo negativo, si $\alpha_2 < 90^\circ$.

Ahora analicemos los triángulos de velocidades y las ecuaciones en el caso de una turbina de acción de rodete único. Esta turbina fue realizada por primera vez, en toda su pureza teórica, por De Laval. Este tipo de turbina lo podemos observar en la figura (6-2).

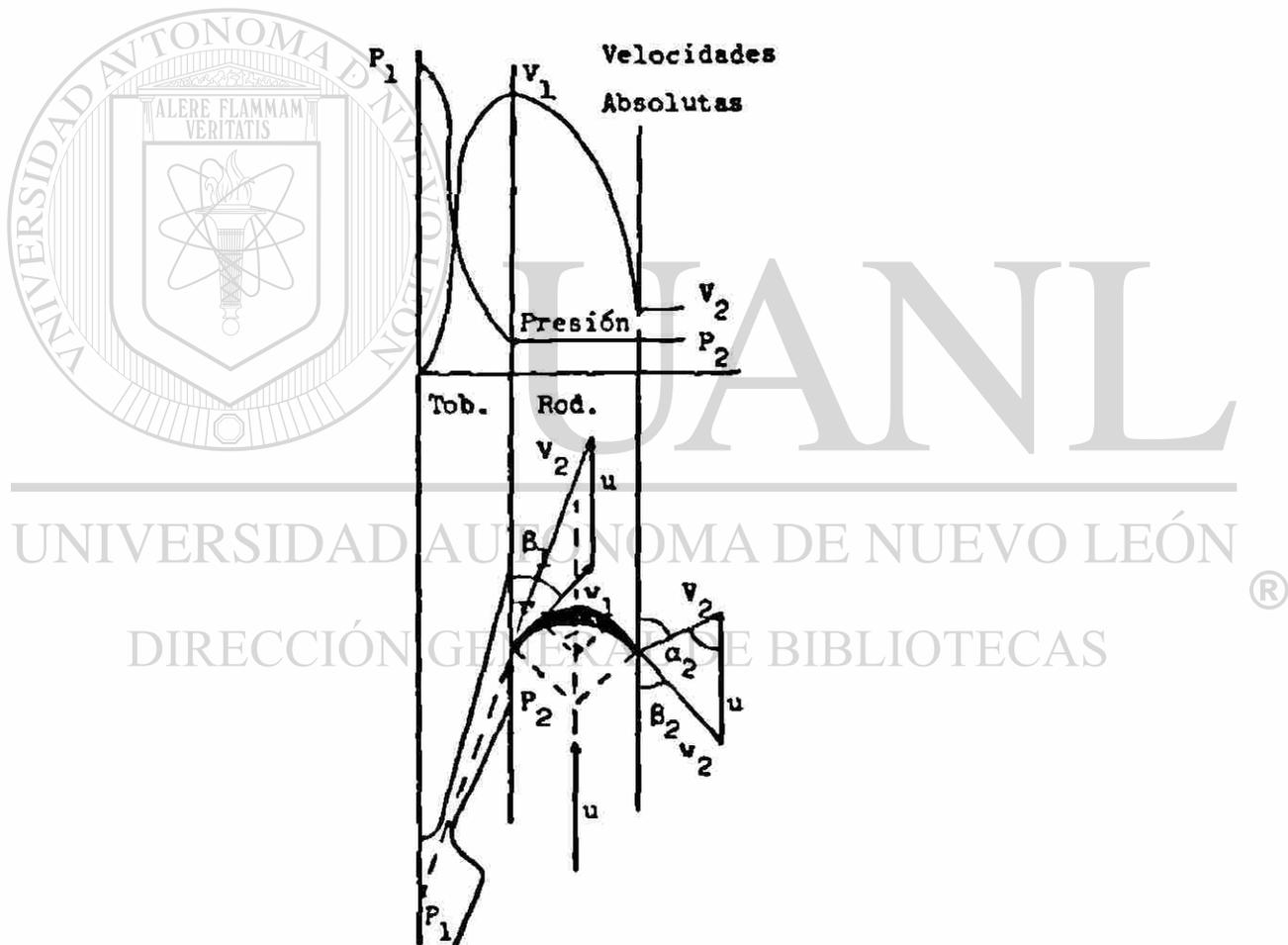


Figura 6-2 Turbina de acción de rodete único

donde se ve un conjunto de toberas (T) simétricamente dispuestas, que producen sendos chorros de gases de la combustión que inciden sobre los álabes de un rodete (R), a lo largo de los cuales los gases de la combustión se mueven en planos sensiblemente paralelos al eje. Es pues, esta, una turbina de tipo axial.

En donde la velocidad absoluta con que los gases de la combustión salen de las toberas es

$$v_1 = (2g_0 J \Delta h)^{1/2} \quad (6-26)$$

$$v_1 = (2)(32.2)(778) \Delta h^{1/2} \quad (6-27)$$

$$v_1 = 223.7 (\Delta h)^{1/2} \quad (6-28)$$

y (u) la velocidad periférica del rodete, una bien conocida composición de velocidades da el vector (w_1), representativo de la velocidad relativa de entrada en el álabe móvil. Este vector que forma un ángulo (β_1) con la dirección de (u), marcará la de la tangente al primer elemento de álabe. La presión, mientras tanto, ha bajado en la tobera desde (P_1) hasta (P_2), manteniéndose constantemente en este último valor a la entrada, paso y salida del álabe.

En el caso de un funcionamiento ideal, sin pérdidas, ni rozamientos, la velocidad relativa (w_2) de salida será igual a la (w_1) de entrada, y como el estado de los gases, es decir, su volumen específico, es el mismo en uno y otro extremo, las secciones de entrada y salida serán iguales, lo que conduce al álabe simétrico corrientemente empleado en estas turbinas.

Entonces ($\beta_2 = \beta_1$), condición que determina el triángulo de velocidades en la salida, y, con ello la velocidad absoluta de salida (v_2), que forma con la periférica (u) el ángulo (α_2).

Condición de máximo rendimiento

Se sabe que el máximo rendimiento periférico vale, según la ecuación (6-24)

$$\eta_k = \frac{2u(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2)}{v_a^2} = \frac{2u(\Sigma Vu)}{v_a^2} \quad (6-24)$$

en la que (v_a) es la velocidad correspondiente al salto adiabático-
(Δh_a):

En este caso, como la expansión se realiza íntegramente en la tobera
(y siempre bajo la hipótesis de que no hay pérdidas), $v_a = v_1$; ---
luego sustituyendo en la ecuación anterior (6-24)

$$\eta_k = \frac{2u(v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2)}{v_1^2} \quad (6-29)$$

6

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{v_2}{v_1} \cos \alpha_2 \right) \quad (6-30)$$

Ahora, conectando los triángulos de entrada y salida, tal como se ve
en la figura (6-3), podemos deducir que

$$v_2 \cos \alpha_2 = 2u - v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-31)$$

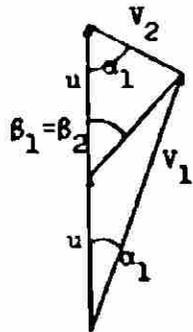


Figura 6-3

valor que sustituido en la ecuación anterior (6-30), nos da

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \cos \alpha_1 - \frac{(2u - v_1 \cos \alpha_1)}{v_1} \quad (6-32)$$

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{2u}{v_1} + \cos \alpha_1 \right) \quad (6-33)$$

$$\eta_k = \frac{2u}{v_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{2u}{v_1} \right) \quad (6-34)$$

$$\eta_k = \frac{4u}{v_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{v_1} \right) \quad (6-35)$$

que viene a dar la ecuación de una parábola como en la figura (6-4)

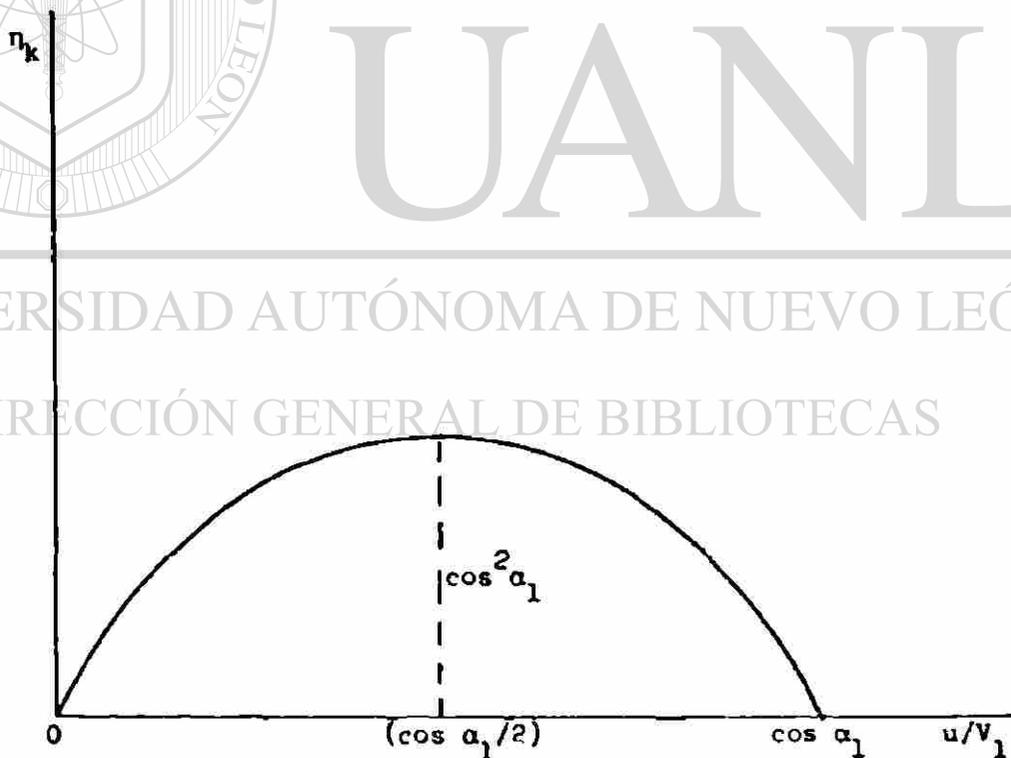


Figura 6-4 Parábola de rendimientos

que corta el eje horizontal en los puntos

$$u/v_1 = 0 \quad \text{y} \quad u/v_1 = \cos \alpha_1$$

Y el máximo rendimiento se logrará para .

$$u/v_1 = (\cos \alpha_1) / 2 \quad (6-36)$$

o sea, que la velocidad periférica que conducirá a dicho máximo valdrá

$$u_m = \frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \quad (6-37)$$

sustituyendo (u) por (u_m) en la ecuación (6-35), tenemos

$$\eta_k \text{ máx} = \frac{u_m}{v_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u_m}{v_1} \right) \quad (6-38)$$

6

$$\frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \left(\cos \alpha_1 - \frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \right)$$

$$\eta_k \text{ máx} = \frac{v_1 \cos \alpha_1}{v_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{v_1 \cos \alpha_1}{2} \right) \quad (6-39)$$

luego: DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\eta_k \text{ máx} = 2 \cos \alpha_1 \left(\cos \alpha_1 - \frac{\cos \alpha_1}{2} \right) \quad (6-40)$$

$$\eta_k \text{ máx} = 2 \cos \alpha_1 \left(1/2 \cos \alpha_1 \right) \quad (6-41)$$

firmemente

$$\eta_k \text{ máx} = \cos \alpha_1 \quad (6-42)$$

Si se quiere mantener este rendimiento dentro de límites aceptables,-- el ángulo (α_1) no puede tener valores muy elevados y en la práctica,-- no suele exceder de 15° a 20°

y como

$$\cos \alpha_1 = \cos 20^\circ = 0.9396 \approx 1$$

$$\cos \alpha_1 = \cos 15^\circ = 0.9659 \approx 1$$

resulta que

$$u_m = (v_1/2) \cos \alpha_1 \approx (v_1/2)$$

- Estas conclusiones son también aplicables al caso de álabes simétricos en los que ($\beta_2 = \beta_1$). Si se mantiene la condición de perpendicularidad entre la velocidad de salida y la periférica, y se supone que ($\beta_1 < \beta_2$) los triángulos de la figura (6-5) toman la disposición de la figura (6-6) con lo que, al ser ($u' < u_m$), el rendimiento periférico disminuye según la ecuación (6-24), esto también resulta cuando ($v_2' > v_2$).

Es preferible, y más usual en la práctica de la construcción de turbinas, la adopción de ($\beta_2 < \beta_1$), pues entonces ($u'' > u_m$) y ($v_2'' < v_2$), con lo que (η_k) aumenta respecto del caso de álabe simétrico, como se aprecia fácilmente en la figura (6-7).

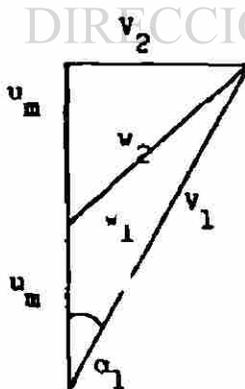


Figura 6-5

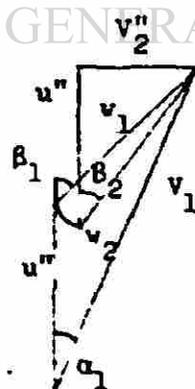


Figura 6-7

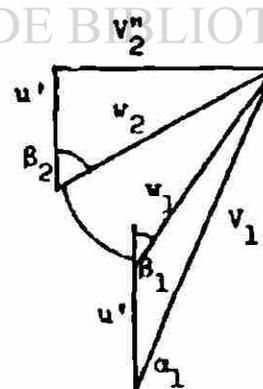


Figura 6-6

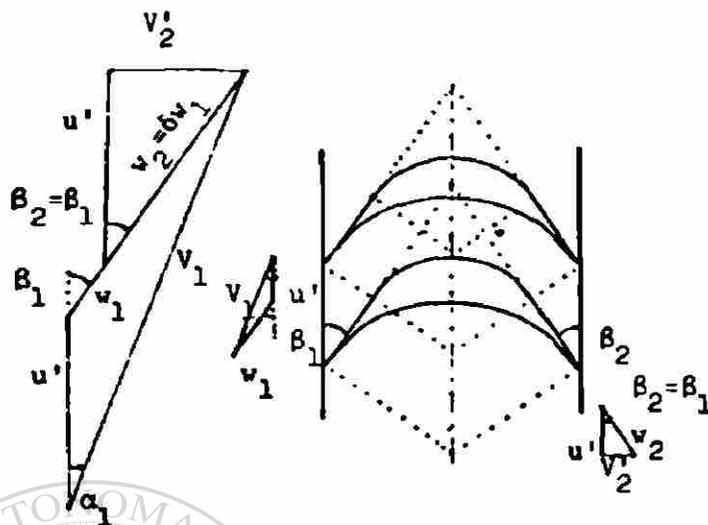


Figura 6-8 Alabes simétricos ($\beta_2 = \beta_1$)

Las figuras (6-8) y (6-9) representan, comparativamente, los triángulo de velocidades y formas teóricas de álabes para los casos de ser ($\beta_2 = \beta_1$) (álabes simétricos) y ($\beta_2 = \alpha_1$) que es el tipo de álabes asimétricos más usual.

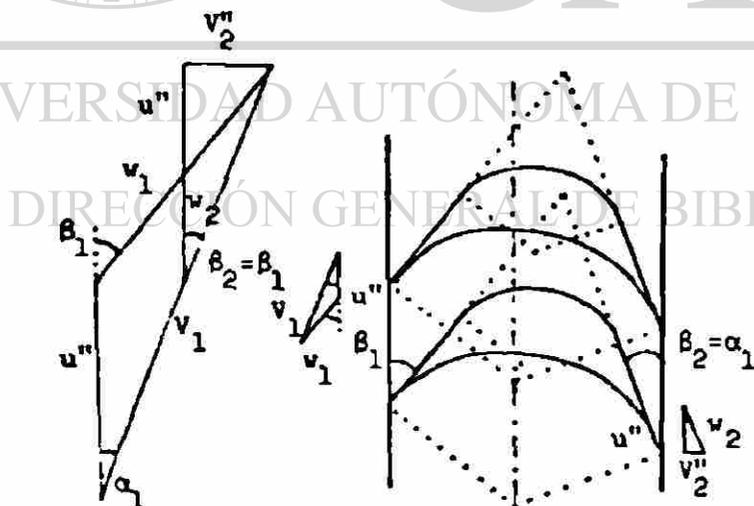


Figura 6-9 Alabes asimétricos ($\beta_2 = \alpha_1$)

Para calcular, esta última hipótesis, la velocidad de rendimiento óptimo, recordando la ley de los cosenos tenemos

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos A$$

de la figura (6-9) y con la ley de los cosenos, sustituimos

$$v_1^2 = v_1^2 + (u'')^2 - 2(v_1)(u'') \cos \alpha_1 \quad (6-43)$$

y en la salida, cuando se cumple la condición de rendimiento óptimo es decir, cuando la (v_2'') es perpendicular a (u'') , observando la figura (6-9) deducimos que

$$u_m'' = v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-44)$$

despejando v_1

$$v_1 = \frac{u_m''}{\cos \alpha_1} \quad (6-45)$$

sustituyendo en ecuación (6-43) y haciendo $u'' = u_m$

$$\left(\frac{u_m''}{\cos \alpha_1} \right)^2 = v_1^2 + (u_m'')^2 - 2(u_m'')v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-46)$$

luego

$$\left[\frac{(u_m'')^2}{\cos^2 \alpha_1} \right] - v_1^2 - (u_m'')^2 + 2(u_m'')v_1 \cos \alpha_1 \quad (6-47)$$

$$(6-48) \quad (u_m'')^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1 \right) + (u_m'')2v_1 \cos \alpha_1 - v_1^2 = 0$$

que viene a ser una ecuación de segundo grado, entonces

$$\frac{-b \pm (b^2 - 4ac)^{1/2}}{2a}$$

donde

$$a = \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1 \right)$$

$$b = 2v_1 \cos \alpha_1$$

$$c = -v_1^2$$

sustituyendo

$$(6-49) \quad u_B^n = \frac{-2v_1 \cos \alpha_1 \pm [(2v_1 \cos \alpha_1)^2 - 4\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)(-v_1^2)]^{1/2}}{2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)}$$

luego

$$(6-50) \quad u_B^n = \frac{-2v_1 \cos \alpha_1 \pm [4v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + 4v_1^2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)]^{1/2}}{2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)}$$

$$(6-51) \quad u_B^n = \frac{-2v_1 \cos \alpha_1 \pm 2\left[v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + v_1^2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)\right]^{1/2}}{2\left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1\right)}$$

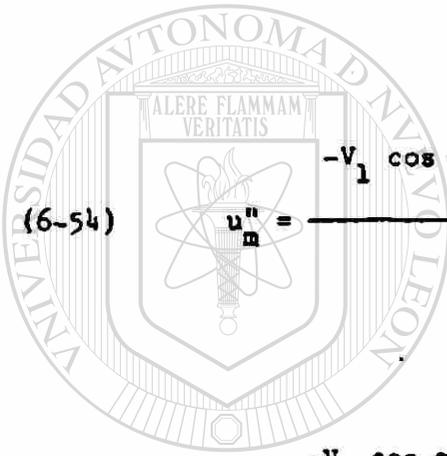
$$(6-52) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + v_1^2 (\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1)]^{1/2}}{(\frac{1}{\cos^2 \alpha_1} - 1)}$$

$$(6-53) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + v_1^2 (\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})]^{1/2}}{(\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})}$$

$$(6-54) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [v_1^2 \cos^2 \alpha_1 + (\frac{v_1^2 - v_1^2 \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})]^{1/2}}{(\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})}$$

$$(6-55) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + (\frac{v_1^2 \cos^4 \alpha_1 + v_1^2 - v_1^2 \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})^{1/2}}{(\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})}$$

$$(6-56) \quad u_B'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + [\frac{v_1^2}{\cos^2 \alpha_1} (\cos^4 \alpha_1 + 1 - \cos^2 \alpha_1)]^{1/2}}{(\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1})}$$



UNANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

$$(6-57) \quad u_m'' = \frac{-v_1 \cos \alpha_1 + \frac{v_1^2}{\cos \alpha_1} (\cos^4 \alpha_1 + 1 - \cos^2 \alpha_1)^{1/2}}{\left(\frac{1 - \cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1} \right)}$$

pero

$$\operatorname{sen}^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$$

por lo tanto

$$\operatorname{sen}^2 \alpha_1 = 1 - \cos^2 \alpha_1$$

sustituyendo y haciendo operaciones, nos queda

$$(6-58) \quad u_m'' = \frac{\left[-v_1 \cos \alpha_1 + \frac{v_1}{\cos \alpha_1} (\cos^4 \alpha_1 + \operatorname{sen}^2 \alpha_1)^{1/2} \right] \cos^2 \alpha_1}{\operatorname{sen}^2 \alpha_1}$$

$$(6-59) \quad u_m'' = \frac{v_1 \left[-\cos^3 \alpha_1 + \cos \alpha_1 (\cos^4 \alpha_1 + \operatorname{sen}^2 \alpha_1)^{1/2} \right]}{\operatorname{sen}^2 \alpha_1}$$

y para $\alpha_1 = 0^\circ$, $\cos \alpha_1 = 1$ y $\operatorname{sen} \alpha_1 = \alpha_1$, la expresión anterior toma la forma

$$u_m'' = \frac{v_1 \left[-1 + 1 (1 + \alpha_1)^{1/2} \right]}{\alpha_1^2}$$

$$u_m'' = v_1 \left[-\frac{1}{(\alpha_1)^2} + \frac{(1 + \alpha_1)^{1/2}}{(\alpha_1)^2} \right] \quad (6-61)$$

pero

$$\begin{aligned} [1 + (\alpha_1)]^{1/2} &= 1 + 1/2 (\alpha_1)^2 - 1/2 \cdot 1/4 (\alpha_1)^4 + \\ &+ 1/2 \cdot 1/4 \cdot 3/6 (\alpha_1)^6 - \dots \end{aligned}$$

entonces, sustituyendo y haciendo operaciones

$$(6-62) \quad \frac{u_m''}{v_1} = 1/2 - 1/2 \cdot 1/4 (\alpha_1)^2 + 1/2 \cdot 1/4 \cdot 3/6 (\alpha_1)^4 \dots$$

con lo que se ve, que, para pequeños valores de ángulo (α_1), la relación (u_m''/v_1) se aproxima, como en el caso del álabe simétrico, a --- (1/2). Los álabes asimétricos en los que ($\beta_2 = \alpha_1$) tienen su más importante aplicación en los escalonamientos de velocidad.

Pérdidas por fricción en toberas y álabes

Este es un problema que ha venido preocupando a los proyectistas y constructores de turbinas desde la iniciación del desarrollo industrial de estas máquinas. Las investigaciones, ya clásicas, de Stodola, Prandtl, Christein y muchos otros, están de acuerdo en admitir que la pérdida de energía en la tobera consta de dos sumandos principalmente:

- 1) Las pérdidas debidas al rozamiento del chorro de fluido sobre las paredes.
- 2) La formación de torbellinos en el seno del fluido.

Hay otras causas de pérdida pero en menor grado que son: las fugas de fluido por el espacio entre toberas y rodetes, y choque con el borde de entrada de los álabes.

Comunmente, todas estas pérdidas se resumen en un coeficiente ($\phi < 1$), - llamado coeficiente de velocidad.

Ahora bien, si (Δh_a) es el salto adiabático en la tobera, y $V_a = 223.7(\Delta h_a)^{1/2}$, es la velocidad teórica, la velocidad efectiva a la salida -- valdrá

$$V_1 = \phi V_a = 223.7(\Delta h_a)^{1/2} \quad (6-65)$$

Donde los valores numéricos de (ϕ) comunmente varían desde 0.93 hasta 0.97, tomándose generalmente el promedio 0.95.

Entonces la pérdida de energía cinética por cada lb de fluido será

$$\frac{V_a^2 - V_1^2}{2} = \frac{V_a^2 - (\phi V_a)^2}{2} = \frac{V_a^2 (1 - \phi^2)}{2} = z_1 \quad (6-66)$$

si igualamos

Si igualamos la pérdida relativa de energía en las toberas es

$$\zeta = 1 - \phi^2 \quad (6-68)$$

Un promedio generalmente aceptado, para (ϕ) es 0.95, si no se cuenta con datos concretos. Ahora bien, los valores de (ζ) varían desde 0.05 hasta 0.15, cuyo promedio es $\zeta = 0.10$ el cual corresponde a $\phi = 0.95$, o sea, $\zeta = 1 - (0.95)^2 = 0.10$.

Más complejo es el problema que plantea el cálculo de las pérdidas causadas por el paso de los gases a lo largo de los álabes. Se ha supuesto que el fluido pasa a presión constante por los álabes de una turbina de acción, aunque esto no sea rigurosamente cierto ya que las diferencias de presiones que existieran entre los filetes de fluidos de distinta curvatura, darán lugar a la formación de torbellinos que vendrán

a sumarse con las que origina la ir p'a circulación del fluido.

Para valorar estas p'rdidas, tenemos afectar la velocidad relativa con la que el fluido circula sobre los álabes, con un coeficiente de velocidad (δ), de modo que la velocidad relativa de salida (v_2) ya no será igual a (v_1), sino a (δv_1). La pérdida de energía valdrá

$$\frac{v_1^2 - \delta v_1^2}{2} = \frac{v_1^2 (1 - \delta^2)}{2} \quad (6-69)$$

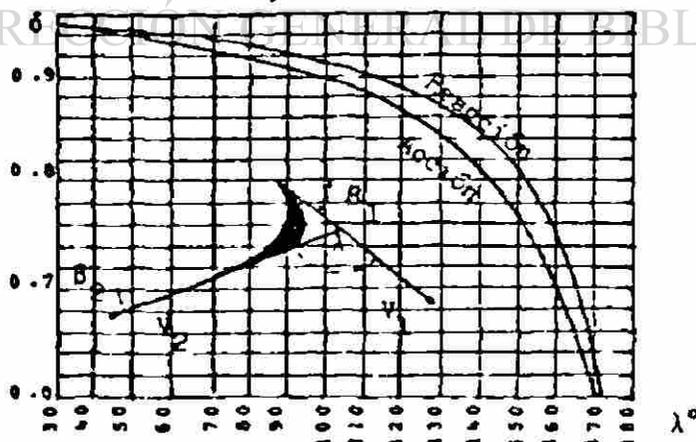
por cada lb de fluido que pase por el rodete.

Generalmente (δ) se expresa en función de la desviación de la vena de fluido, es decir, el ángulo que forman entre sí las velocidades relativas de entrada y de salida. Esta desviación vale pues

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) \quad (6-70)$$

en donde (β_1) y (β_2) son los ángulos que forman las velocidades relativas en un álabe de cualquier perfil.

En la figura (6-11) se señalan los valores de (δ) correspondientes a -- los de (λ) para álabes que trabajan por acción o por reacción.



$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

Figura 6-11 Valores del coeficiente δ

Ahora analizaremos que influencia tienen estas pérdidas sobre el rendimiento (η_k) anteriormente definido, re ordenando la expresión del -- rendimiento periférico (ecuación 6-24), tenemos

$$\eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{V_a^2} \quad (6-24)$$

Y, con la ayuda de los triángulos de velocidad de la figura (6-10) -- deducimos el valor de ($V_2 \cos \alpha_2$), observamos y podemos decir que

$$V_2 \cos \alpha_2 = u + u\delta - V_1 \delta \cos \alpha_1 \quad (6-71)$$

6

$$V_2 \cos \alpha_2 = u(1 - \delta) - V_1 \delta \cos \alpha_1 \quad (6-72)$$

sustituyendo en la ecuación (6-24) resulta

$$(6-73) \quad \eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1 - u(1 - \delta) + V_1 \delta \cos \alpha_1)}{V_a^2}$$

$$(6-74) \quad \eta_k = \frac{2u (V_1 \cos \alpha_1)(1 - \delta) - u(1 + \delta)}{V_a^2}$$

$$\eta_k = \frac{2u (1 + \delta)(V_1 \cos \alpha_1 - u)}{V_a^2} \quad (6-75)$$

recordando que

$$v_1 = \phi V_a \quad \delta \quad \phi = v_1 / V_a$$

sustituyendo

$$\eta_k = \frac{2u (1 + \delta)}{V_a} (\phi \cos \alpha_1 - u/V_a)$$

que también es una función parabólica de (u/V_a) , cuyo máximo corresponde a un valor (u_m) de (u) tal que

$$u_m = \frac{V_a}{2} (\phi \cos \alpha_1) \quad (6-77)$$

o sea, que $(\phi < 1)$ y por lo tanto es menor que en el caso de la turbina sin pérdidas, haciendo $(u = u_m)$ en la ecuación (6-76) y sustituyendo el valor anterior nos queda

$$(6-78) \quad \eta_{k \text{ máx}} = \frac{2(1 + \delta) (V_a/2) \phi \cos \alpha_1 [\phi \cos \alpha_1 - (V_a/2)\phi \cos \alpha_1]}{V_a}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$(6-79) \quad \eta_{k \text{ máx}} = (1 + \delta) \phi \cos \alpha_1 \left(\phi \cos \alpha_1 - \frac{\phi \cos \alpha_1}{2} \right)$$

$$(6-80) \quad \eta_{k \text{ máx}} = (1 + \delta) \phi^2 \cos^2 \alpha_1 - \frac{(1 + \delta) \phi^2 \cos^2 \alpha_1}{2}$$

$$(6-81) \quad \eta_{k \text{ máx}} = (1 + \delta) \phi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 - \frac{1}{2} \right)$$

$$\eta_k \text{ máx} = \frac{\phi^2}{2} (1 + \delta) \cos^2 \alpha_1 \quad (6-82)$$

que viene a ser el valor máximo del rendimiento y que depende como es natural, de los dos coeficientes de pérdida (δ) Y (ϕ).

Pérdidas en las turbinas de acción .

Existen cinco tipos de pérdidas principalmente a saber:

1).- Pérdidas de energía por rozamiento, choques, etc., del chorro de gases sobre toberas y álabes. (Z_1) representa el valor de esta pérdida en BTU/lb de fluido.

2).- Pérdida por la energía cinética que llevan los gases al salir del rodete o, sencillamente, pérdida por velocidad de salida. Su valor será ($Z_2 = AV_2^2/2$) en btu/lb de fluido.

3).- Pérdidas por el rozamiento producido al girar el rodete en la atmósfera de gases que les rodea, y por lo tanto el llamado efecto de ventilación, producido en los álabes vacíos de las turbinas de admisión parcial. (Z_3) representa el valor de esta pérdida en BTU/lb de fluido.

4).- Pérdidas de calor por conductividad y radiación, cuyo valor, se determina por lo general en forma indirecta en BTU/lb de fluido.

5).- Pérdidas mecánicas, entre las que figuran como más importantes las causadas por el rozamiento en los cojinetes, el accionamiento de los mecanismos de regulación. Su valor representado por (Z_5) se determina por fórmulas empíricas, o se estima por comparación con tipos ya construidos. En BTU/lb de fluido.

Rendimientos en las turbinas de acción

1).- Rendimiento periférico, será como ya se había deducido

$$\eta_k = \frac{2u (\sum Vu)}{V_a^2} \quad (6-24)$$

o también

$$\eta_K = \frac{\Delta h_k}{\Delta h_a} \quad (6-83)$$

donde

Δh_a = es el salto adiabático

$\Delta h_k = \Delta h_a - (z_1 - z_2) =$ salto en la periferia.

y la potencia en la periferia será también como se había definido anteriormente

$$Pot_k = m u (\sum Vu) \quad (6-84)$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

$$Pot_k = 1.415 m \Delta h_k = \text{en Hp} \quad (6-85)$$

2).- Rendimiento interno

Viene dado como

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_a} \quad (6-86)$$

donde

Δh_a = salto adiabático

Δh_i = Δh_a - (todas las pérdidas, excepto las mecánicas)

es decir

$$\Delta h_i = \Delta h_a - (z_1 + z_2 + z_3 + z_4)$$

y la potencia interna será

$$\text{Pot}_i = 1.415 \text{ m } \Delta h_i = \text{ en Hp} \quad (6-87)$$

y el trabajo interno, por lb de gas

$$T_i = 778 \Delta h_i = 778 \eta_i \Delta h_a \quad (6-88)$$

3).- Rendimiento efectivo

$$\eta_e = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_a} \quad (6-89)$$

donde

Δh_a = salto adiabático

Δh_e = Δh_a - (todas las pérdidas)

o sea

$$\Delta h_e = \Delta h_a - (z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5)$$

La potencia efectiva será

$$\text{Pot}_e = 1.415 \text{ m } \Delta h_e = \text{ en Hp} \quad (6-90)$$

y el trabajo efectivo

$$\tau_e = 778 \Delta h_e = 778 \eta_e \Delta h_a \quad (6-91)$$

4).- Rendimiento mecánico.

$$\eta_m = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_i} \quad (6-92)$$

y de ésta definición se deduce que:

$$\eta_m = \frac{\Delta h_e}{\Delta h_i} = \left(\frac{h_e}{\Delta h_i} \right) / \frac{h_i}{\Delta h_a} = \frac{e}{\eta_i} \quad (6-93)$$

luego

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (6-94)$$

5).- Rendimientos térmicos.

$$\eta_t = \frac{\Delta h_a}{h_i} \quad (6-95)$$

donde:

h_i = es la entalpía inicial.

Δh_a = es el salto adiabático

6).- Rendimiento del élabo.

$$\eta_a = \frac{\Delta h_a - Z_1}{\Delta h_a} = 1 - \frac{Z_1}{\Delta h_a} \quad (6-96)$$

Recuperación de la velocidad de salida.

En las turbinas de acción se tiende a recoger directamente (es decir, sin la transformación intermedia en calor) en cada corona de directrices, la energía cinética que el chorro de gases arrastra procedente -- del rodete anterior. Para esto se necesita que la admisión sea total y por otra parte, la turbina ha de estar dispuesta de tal forma que los rodetes y directrices estén completamente juntos.

En la figura (6-12) podemos observar como baja la velocidad de salida (v_s) del rodete, convirtiéndose en calor, hasta un valor (v_0), muy pequeño, casi nulo, con el que entra en la siguiente corona de directrices.

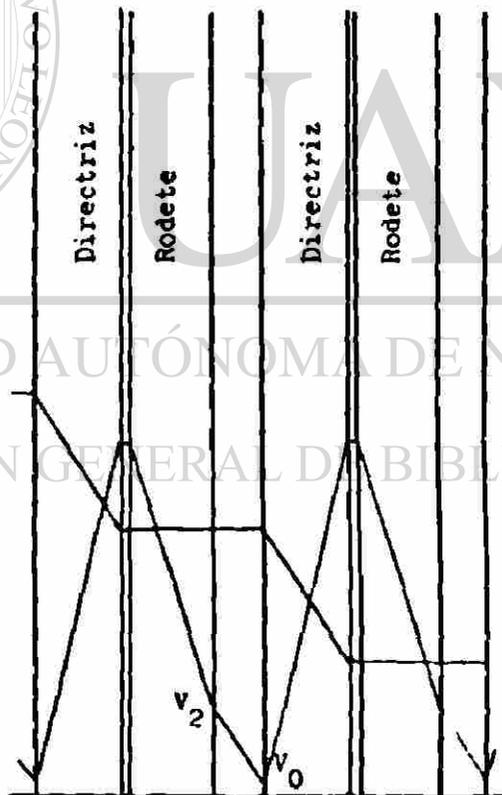


Figura 6-12 Turbina de acción sin recuperación directa de la velocidad de salida.

Por el contrario, en el caso de la figura(6-13), la velocidad de salida (v_s) sale de la directriz y entra en el rodete siguiente con la misma velocidad (v_s)

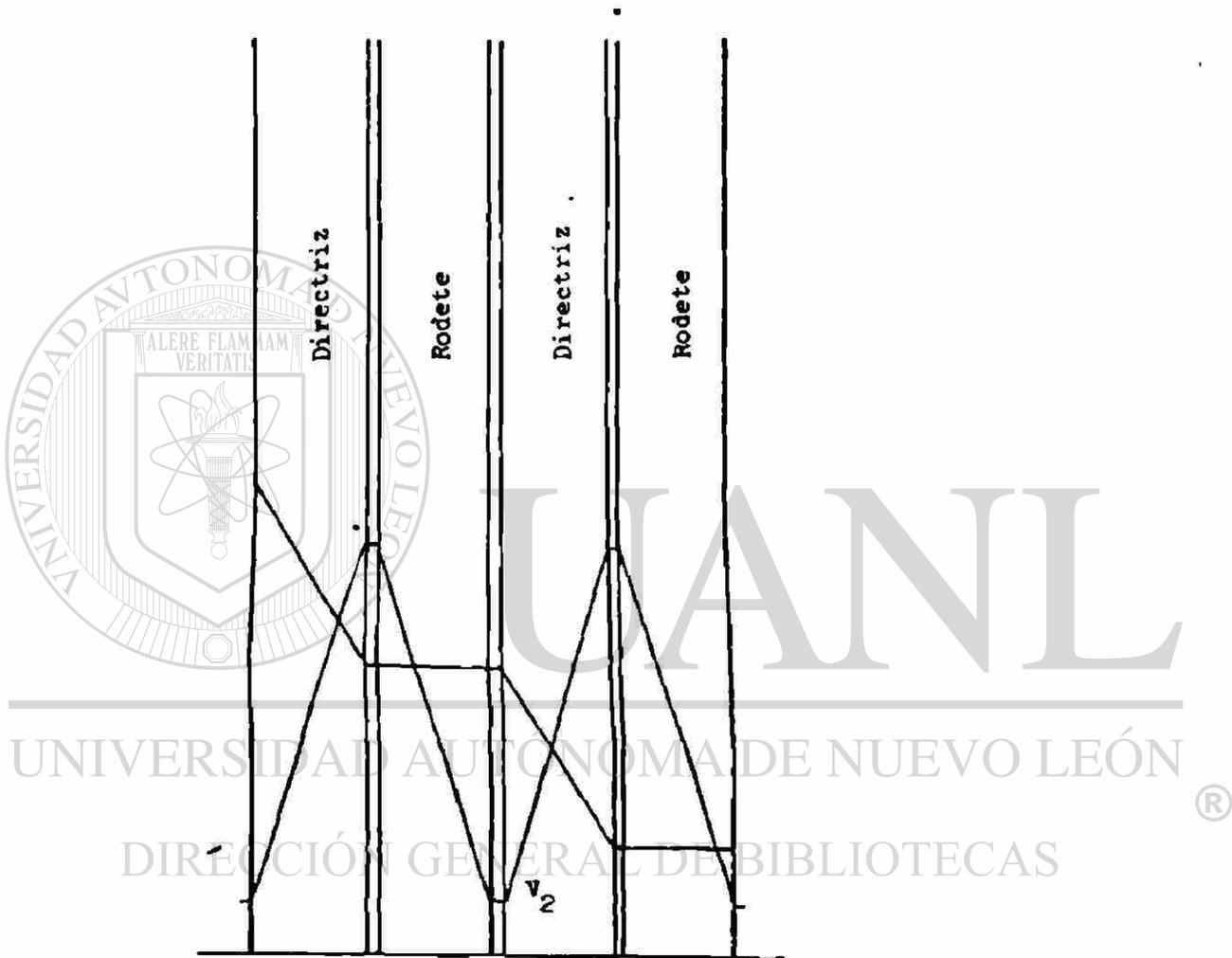


Figura 6-13 Turbina de acción con recuperación directa de la velocidad de salida

En realidad, esto no ocurre así; puesto que de la energía cinética de salida ($v_s^2/2$) que lleva una libra de gases al salir de un escalonamiento, sólo se recupera una parte en los directrices siguientes; ésta recu

Ahora bien, de datos experimentales podemos decir que el valor de K es:

$G = 0$ a la salida de los escalonamientos de admisión parcial.

$G = 1/3$ a $1/2$ a la salida de los escalonamientos en que $C = u/V_a = 0.4$.

$G = 2/3$ a la salida de los escalonamientos en que $C = u/V_a = 0.45$ a 0.50 .

Cálculo termodinámico de una turbina de acción de rodete único de álabes simétricos.

El cálculo termodinámico es la determinación del estado termodinámico de los gases en la entrada y salida del rodete y en los tubos de escape, el trazado de los triángulos de velocidad y la deducción de las dimensiones principales de rodete y álabes.

Se trata de una turbina de acción de rodete único que debe dar 500 Hp efectivos a $N = 10000$ R.P.M., admitiendo gases de la combustión procedentes de los combustores o cámaras de combustión de una turbina de gas a una presión de 90 lb/pulg^2 y 134°F , con una presión en la salida de 8.38 lb/pulg^2 , y siendo $\eta_m = 0.95$ el rendimiento mecánico de la máquina.

Los pasos a seguir para el cálculo termodinámico son:

- I.- Cálculo de los saltos adiabáticos total disponibles y salto útil.
- II.- Elección de la velocidad periférica y trazado de los triángulos de velocidad.

- III.- Cálculo del rendimiento periférico.
- IV.- Separación de las pérdidas.
- V. Determinación de las condiciones de los gases de la combustión en cada uno de los puntos principales a través de la turbina.
- VI.- Determinación del consumo o gasto necesario de gases de la combustión.
- VII.- Determinación de las dimensiones generales.
- VIII.- Dibujo de los álabes.
- IX.- Localización de los puntos principales en el diagrama Entalpía - Entropía.
- X.- Gráfica de condiciones a través de la turbina.

Cálculo termodinámico

- I.- Cálculo de los saltos adiabáticos total disponible y salto útil.

Para simplificar algo el cálculo y en el afán de mostrar la sistemática del mismo, supondremos que los gases de la combustión poseen aproximadamente las mismas propiedades termodinámicas del aire. Y que se trata de una turbina con álabes simétricos.

Según tablas de aire de Jenings y Rogers, tenemos las condiciones iniciales: punto 1 del diagrama Entalpía - Entropía figura(6-16) con $T_1 = 1340^{\circ}F = 1800^{\circ}R$.

T_1	h_1	Pr_1
$^{\circ}R$	BTU/lb	
1800	340.155	144.761

Para las condiciones teóricas al final de la expansión adiabática (punto 2 del diagrama Entalpfa - Entropfa figura (6-16)).

$$P_2 = 8.38 \text{ lb/pulg}^2$$

pero

$$\frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

por lo tanto

$$Pr_2 = Pr_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = (144.76) \left(\frac{8.38}{90} \right) = 13.478$$

$$Pr_2 = 13.478$$

De las tablas de aire con $Pr_2 = 13.478$

T_2 °R	h_2 BTU/lb	Pr_2
961	121.523	13.4

el salto adiabético total disponible será:

$$\Delta h_a = h_1 - h_2 = 340.15 - 121.523 = 218.627$$

$$\Delta h_a = 218.627 \text{ BTU/lb.}$$

El salto en la tobera dependerá del coeficiente de velocidad (ϕ), que varía comunmente desde 0.93 hasta 0.97, para este cálculo tomaremos el valor de $\phi = 0.95$, y recordando que la pérdida relativa de energía es es tá dado por ($\zeta = 1 - \phi^2$) sustituyendo, nos da, $\zeta = 1 - (.95)^2 = \text{---}$
 $.0975 = .1$, por lo tanto la pérdida en la tobera será

$$z_1 = (1 - \phi^2) \Delta h_a = (0.1) (218.627) = 21.862$$

$$z_1 = 21.862 \text{ BTU/lb.}$$

Y para el salto en la tobera o salto útil:

$$\Delta h_1 = \Delta h_a - z_1 = 218.627 - 21.862$$

$$\Delta h_1 = 196.76 \text{ BTU/lb}$$

Estas cifras conducen a una velocidad adiabática:

$$v_a = 223.7 (\Delta h_a)^{1/2} = 223.7 (218.627)^{1/2}$$

$$v_a = 3307.63 \text{ pies/seg. } \checkmark$$

Y a una velocidad absoluta de entrada en el rodete:

$$v_3 = 223.7 (\Delta h_1)^{1/2} = 223.7 (196.76)^{1/2}$$

$$v_3 = 3137.866 \text{ pies/seg} = 3138 \text{ pies/seg}$$

II. Elección de la velocidad periférica y trazado de los triángulos de velocidades.

Diversas condiciones ha de cumplir el valor que, en definitiva, haya - de adoptarse para la velocidad periférica del rodete. Y pueden agruparse en tres categorías:

- a) Condiciones termodinámicas, o de rendimiento.
- b) Condiciones mecánicas, o de resistencia.
- c) Condiciones geométricas, o de dimensión.

Por lo que respecta a las primeras, es sabido que

$$u_m = \frac{v_3}{2} \cos \alpha_1 \text{ y para } \alpha_1 = 17^\circ \text{ y álabe simétrico}$$

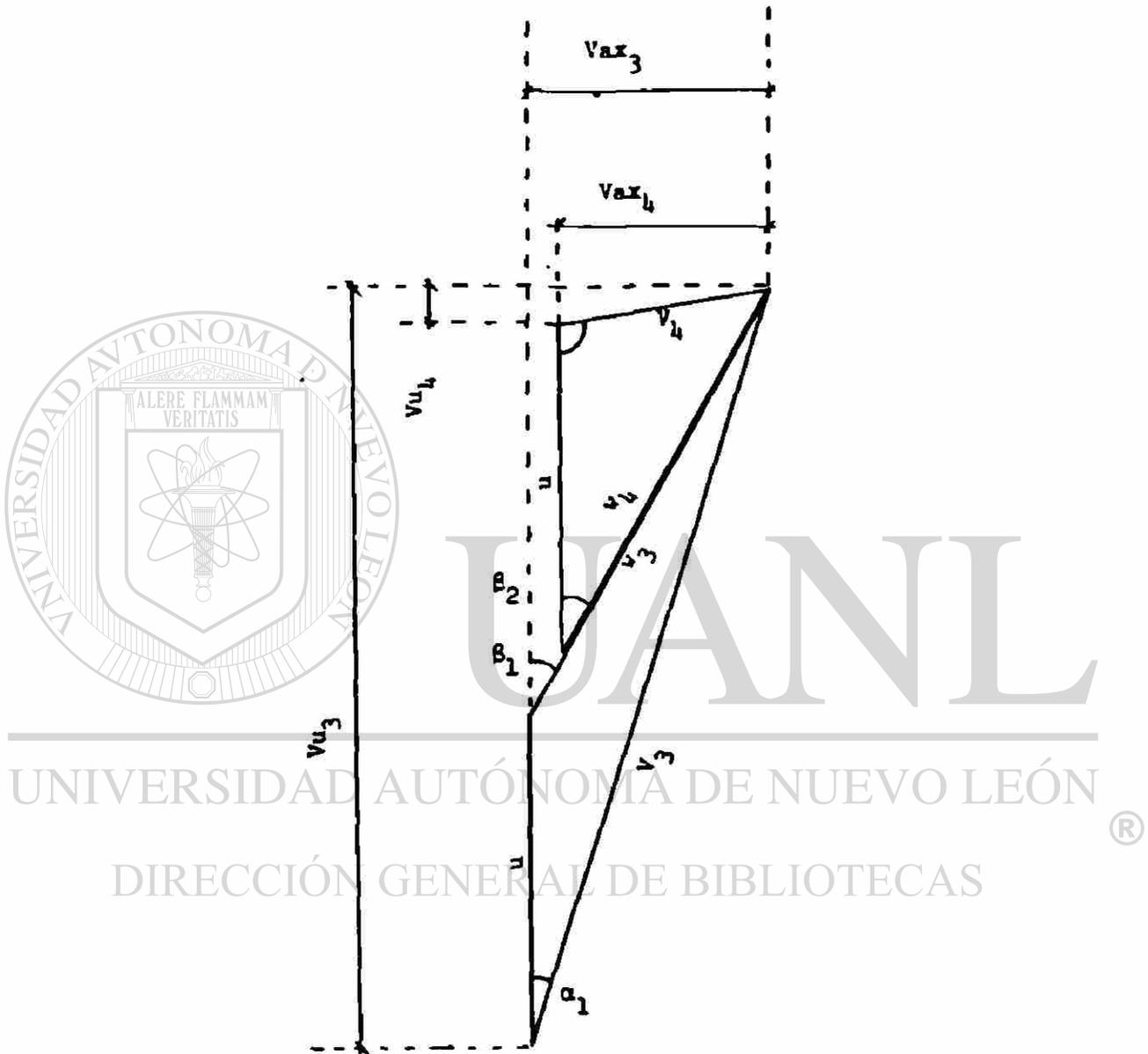
(o sea, $\beta_1 = \beta_2$) resulta $u_m = 1500$ pies/seg, velocidad totalmente inaceptable desde el punto de vista de condiciones mecánicas, o de resistencia del rodete, pues, con los materiales hoy usados en la construcción de los rodetes, no se puede exceder de velocidades periféricas del orden de los 1312 pies/seg. y aún este límite se alcanza con dificultad. Pero suponiendo que adoptemos esa velocidad periférica máxima $u_m = 1312$ pies/seg, se deduce para el diámetro del rodete:

$$u = \omega r = 2\pi N \frac{D}{2} = \pi N D$$

o

$$D = \frac{60 u}{\pi N}$$

donde



Triángulos de velocidades para una turbina de acción de rodete único, con un salto de presión y uno de velocidad.

Figura 6-14

Datos obtenidos de la figura 6-14

Triángulos de velocidades para una turbina de acción de rodete único,
con 1 salto de presión y 1 de velocidad.

Datos del problema necesarios para graficar: escala:

$$u = 1312 \text{ pies/seg}$$

$$1312 \text{ pies/seg} = 5 \text{ cm}$$

$$\alpha_1 = 17^\circ$$

$$1 \text{ cm.} = \frac{1312 \text{ pies/seg}}{5} =$$

álabe simétrico

$$\beta_1 = \beta_2$$

$$262.4 \text{ pies/seg.}$$

$$V_3 = 3138 \text{ pie/seg}$$

Datos obtenidos de el triángulo de velocidades:

$$w_3 = 1942 \text{ pies/seg}$$

$$\beta_1 = 29^\circ = \beta_2$$

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\lambda = 122^\circ$$

de figura (6-11) con $\lambda = 122^\circ$

$$\delta = 0.86$$

$$w_4 = w_3 \delta = 1942 (0.86)$$

$$w_4 = 1670 \text{ pie/seg}$$

$$v_4 = 826.8 \text{ pie/seg}$$

$$\alpha_2 = 99^\circ$$

$$v_{u3} = 2987 \text{ pies/seg}$$

$$v_{u4} = 144 \text{ pies/seg}$$

$$v_{ax3} = 945 \text{ pies/seg}$$

$$v_{ax4} = 813.6 \text{ pies/seg}$$

N = revoluciones por minuto (R.P.M.)

u_m = velocidad periférica máxima

por lo tanto según la ecuación anterior:

$$D = \frac{60 (1312)}{(3.1416) (10000)} = 2.5 \text{ pies} = 30 \text{ pulg.}$$

valor aceptable, con lo que la tercera y última condición queda también satisfecha.

Cabe mencionar que si solo se consideran las pérdidas en toberas, álabes y la velocidad de salida, la velocidad periférica de máximo rendimiento viene dada, como mencionamos por la relación

$$u_m = \frac{v_3}{2} \cos \alpha$$

que generalmente nos conducirá a valores muy elevados para (u). El valor óptimo de (u) será aquel que haga mínima la suma de las pérdidas en la periferia (álabes y salida), más las debidas al rozamiento y ventilación. Este valor óptimo, casi siempre, sólo puede determinarse por tanteos, dando distintos valores a la relación cinemática ($u: v$), y efectuando todo el cálculo hasta llegar al rendimiento interno (η_i) — que pasa por un máximo para un cierto valor de esa relación, valor que determina la velocidad periférica óptima de funcionamiento.

Conocida la velocidad periférica, puede ya trazarse el triángulo de velocidades en la entrada del rodete como se ve en la figura(6-14) de esta figura a escala medimos (v_3) y ($\beta_1 = \beta_2$) y tenemos que:

$$v_3 = 1942 \text{ pies/seg} \quad \text{y} \quad \beta_1 = 29^\circ = \beta_2$$

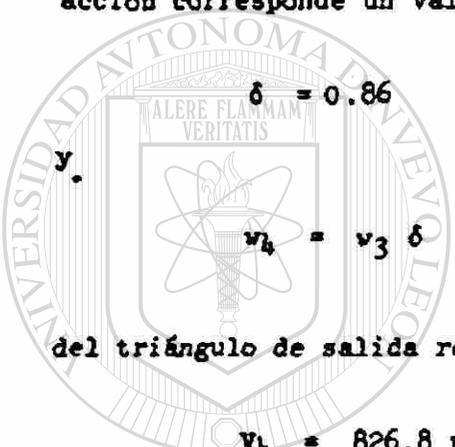
o sea, una desviación

$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\lambda = 180^\circ - (58) = 122^\circ.$$

$$\lambda = 122^\circ$$

utilizando la figura (6-11), observamos que a 122° en una turbina de acción corresponde un valor de:



$$\delta = 0.86$$

$$v_4 = v_3 \delta = 1942 (.86) = 1670.12$$

del triángulo de salida resulta:

$$v_4 = 826.8 \text{ pies/seg } \text{ y } \alpha_2 = 99^\circ$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

III.- Cálculo del rendimiento periférico.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

De los triángulos de velocidades, ya trazados, se pueden deducirse fácilmente los componentes periféricos (v_{u3}) y (v_{u4}) de las velocidades absolutas de entrada y salida del rodete, lo que permite la aplicación directa de la ecuación (6-24):

$$\eta_k = \frac{2u (\Sigma v_u)}{v_a^2} \quad (6-24)$$

Recordando que $\Sigma Vu = Vu_3 + Vu_4$ y que (Vu_4) será positiva si $\alpha_2 > 90^\circ$ y negativa si $\alpha_2 < 90^\circ$, como $\alpha_2 = 99^\circ$, o sea $99^\circ > 90^\circ$, la velocidad Vu_4 será positiva, sustituyendo los datos en la ecuación (6-24) tenemos:

$$\eta_k = \frac{2 (1312) (2987 + 144)}{(3307.63)^2} = 0.75$$

IV.- Separación de las pérdidas

Para determinar el estado de los gases de la combustión a la entrada y salida de la rueda móvil conviene separar la pérdida total, que vale:

$$\Sigma Z_T = \Delta ha (1 - \eta_k) = 218.627 (1 - 0.75) = 54.656$$

$$\Sigma Z_T = 54.66 \text{ BTU/lb.}$$

o en sus componentes, que son: (considerando el área "A" unitaria)

$$\text{Pérdida en la tobera} = (1 - \phi^2) \Delta ha = 0.1(218.65) = 21.865 \text{ BTU/lb.}$$

$$\begin{aligned} \text{Pérdida en los álabes} &= \frac{A}{2gJ} (v_3^2 - v_4^2) = \frac{(1942)^2 - (1670)^2}{2 (32.2) (778)} = \\ &= 19.6 \text{ BTU/lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pérdida por velocidad de salida} &= \frac{A}{2gJ} v_4^2 = \frac{(826.8)^2}{2 (32.2) (778)} = \\ &= \frac{13.6 \text{ BTU/lb}}{55 \text{ BTU/lb}} = 54.66 = 55 \end{aligned}$$

Por lo tanto el salto periférico es, pues, $\Delta h_k = \Delta h_a - \Sigma Z$, sustituyendo valores:

$$\Delta h_k = 218.627 - 54.66$$

$$\Delta h_k = 163.627 \text{ BTU/lb.}$$

Cabe mencionar que en este cálculo no se consideran las pérdidas ocasionadas por el rozamiento del rodete sobre la atmósfera de gases que lo rodea, ni las debidas a la radiación térmica, o sea los representados por (Z_3) y (Z_4) respectivamente.

V.- Determinación de las condiciones de los gases de la combustión en cada uno de los puntos principales a través de la turbina.

Las condiciones a la entrada de la turbina (punto 1 del diagrama entalpía-entropía figura (6-16))

$$h_1 = 340.155 \text{ BTU/lb}$$

$$P_1 = 90 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T_1 = 1800^\circ\text{R}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{53.3 (1800)}{90 (144)} = 7.4 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

Las condiciones en la salida de la tobera son también las condiciones de entrada al rodete de la turbina (punto 3 del diagrama entalpía-entropía, figura (6-16)) y lo podemos determinar por medio de la entalpía -- real existente en ese punto, que vendría a ser:

$$h_3 = h_1 - (\Delta h_a - z_1)$$

$$h_3 = h_2 + z_i$$

sustituyendo valores tenemos:

$$h_3 = 340.15 - (218.627 - 21.865)$$

$$h_3 = 143.388 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = 121.523 + 21.865 = 143.388 \text{ BTU/lb.}$$

Con $h_3 = 143.388 \text{ BTU/lb}$ en tablas de aire:

$$T_3 = 1048.5^\circ\text{R} = 588.5^\circ\text{F}$$

$P_3 =$ (presión a la salida = 8.38 lb/pulg^2)

luego DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$P_3 v_3 = R T_3 \text{ por lo tanto } v_3 = \frac{R T_3}{P_3}$$

sustituyendo valores tenemos:

$$v_3 = \frac{(53.3) (1048.5)}{(8.38) (144)} = 46.311 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

La componente axial de la velocidad de entrada al rodete de la turbina es, según la figura (6-16):

$$v_{ax3} = 945 \text{ pies/seg}$$

Las condiciones a la salida del rodete las podemos conocer por medio de la entalpía real a la salida (punto 4 del diagrama entalpía-entropía - figura (6-16) que está dada por:

$$h_4 = h_2 + \text{pérdida en las toberas} + \text{pérdidas en el rodete}$$

$$h_4 = h_1 - \Delta h_x = h_1 - (\Delta h_a \pm \text{pérdidas en las toberas} - \text{pérdidas en el rodete})$$

sustituyendo valores tenemos:

$$h_4 = 121.523 + 21.86 + 19.6 = 162.98 \text{ BTU/lb.}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

$$h_4 = 340.15 - (218.65 - 21.86 - 19.6) = 162.98 \text{ BTU/lb.}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
Con el valor de $h_4 = 162.98 \text{ BTU/lb}$ en las tablas de aire encontramos

$$T_4 = 1126^\circ\text{R} = 666^\circ\text{F}$$

luego

$$v_4 = \frac{RT_4}{P_4}$$

sustituyendo valores:

$$v_4 = \frac{(53.3)(1126)}{(8.38)(144)} = 49.73 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

y la componente axial de la velocidad de salida del rodete de la turbina es según la figura (6-16):

$$V_{ax4} = 813.6 \text{ pies/seg}$$

y las condiciones finales a la salida de la turbina los podemos conocer por medio de la entalpía real a la salida (punto 5 del diagrama -- entalpía - entropía) que está dada por:

$$h_5 = h_1 - (\Delta h_a - \text{pérdidas totales})$$

$$h_5 = h_2 + \text{pérdidas totales}$$

sustituyendo

$$h_5 = 340.15 - (218.627 - 54.656) = 176.17 \text{ BTU/lb}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$h_5 = 121.523 + 54.66 = 176.17 \text{ BTU/lb}$$

con $h_5 = 176.17 \text{ BTU/lb}$ en tablas de aire:

$$T_5 = 1179^\circ\text{R}$$

luego

$$v_5 = \frac{RT_5}{P_5} = \frac{(53.3)(1179)}{8.38(144)} = 52.07 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

VI.- Determinación del consumo o gasto necesario de gases de la combustión, el consumo teórico será:

$$m_t = 2544 \frac{\text{BTU}}{h_p - h_r} \left(\frac{1}{\Delta h_a \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}} \right) = \frac{2544}{\Delta h_a} = \frac{\text{lb}}{h_p - h_r}$$

$$m_t = \frac{2544}{218.627} = 11.636 \text{ lb por } h_p - h_r \text{ en la perifería}$$

si no se consideran las pérdidas por razonamiento del rodete en el medio que le rodea y las debidas a la radiación térmica, o sea, los que se han representado por Z_3 y Z_4 , respectivamente, de la ecuación 6-83, se tiene que el salto periférico es:

$$\Delta h_k = \Delta h_a - (Z_1 + Z_2)$$

y que el salto interno es:

$$\Delta h_i = \Delta h_a - (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4)$$

pero dijimos que no consideraríamos Z_3 y Z_4 , por lo tanto: el salto periférico es igual al salto interno.

$$\Delta h_k = \Delta h_i \quad \text{luego} \quad \eta_k = \frac{\Delta h_k}{\Delta h_a}$$

y

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_a} \quad \text{y como} \quad \Delta h_k = \Delta h_i$$

$$\eta_k = \eta_i = 0.75$$

VII. Determinación de las dimensiones generales:

Estas dimensiones dependen de dos factores principales:

1. Los elementos geométricos.
2. El volumen específico de los gases de la combustión.

por lo tanto, el área de entrada al rodete de la turbina, según la ecuación de la continuidad valdrá

$$A_3 = \frac{m_3 v_3}{v_{ax3}} = \frac{(2.269) (46.311)}{945} = 0.1111 \text{ pies}^2$$

$$A_3 = 16.01 \text{ pulg}^2$$

pero el área A_3 también es:

$$A_3 = \pi D Y_3$$

donde:

D = diámetro medio del rodete

Y = altura del álabe

Y en el caso de admisión total, sustituyendo nos da:

$$Y_3 = \frac{A_3}{\pi D} = \frac{16.01}{\pi(30)} = 0.1698 \text{ pulg}$$

que es la altura del álabe a la entrada del rodete de la turbina, luego, según la ecuación de la continuidad, el área de salida será:

Por otra parte, el rendimiento efectivo es:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i$$

o

$$\eta_e = \eta_m \eta_k$$

Sustituyendo valores:

(de datos del problema $\eta_m = 0.95$)

$$\eta_e = (0.95) (0.75) = 0.712$$

Con lo que, el consumo efectivo de gases será:

$$m_e = \frac{m_t}{\eta_e} = \frac{11.636}{0.712} = 16.34 \text{ lb por hp efectivos - hora en la periferia.}$$

o sea, un gasto de gases por segundo de:

(de datos del problema sabemos que se necesitan 500 hp efectivos)

$$m_g = 500 \left(\frac{16.34}{3600} \right) = 2.269 \text{ lb/seg.} = \text{cte.}$$

que será constante a través de toda la turbina.

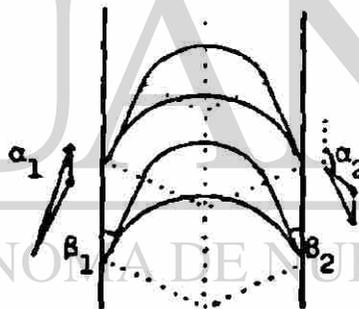
$$A_4 = \frac{m_s v_4}{V_{ax} v_4} = \frac{(2.269) (49.73)}{813.6} = 0.1386 \text{ pies}^2$$

$$A_4 = 19.97 \text{ pulg}^2$$

Y en el caso de admisión total, la altura del álabe a la salida será:

$$Y_4 = \frac{A_4}{D} = \frac{19.97}{(30)} = 0.2119 \text{ pulgadas}$$

Según se puede ver en la figura (6-15) con una forma de álbes y sus ángulos.



Alabe oblicuo

Figura 6-15

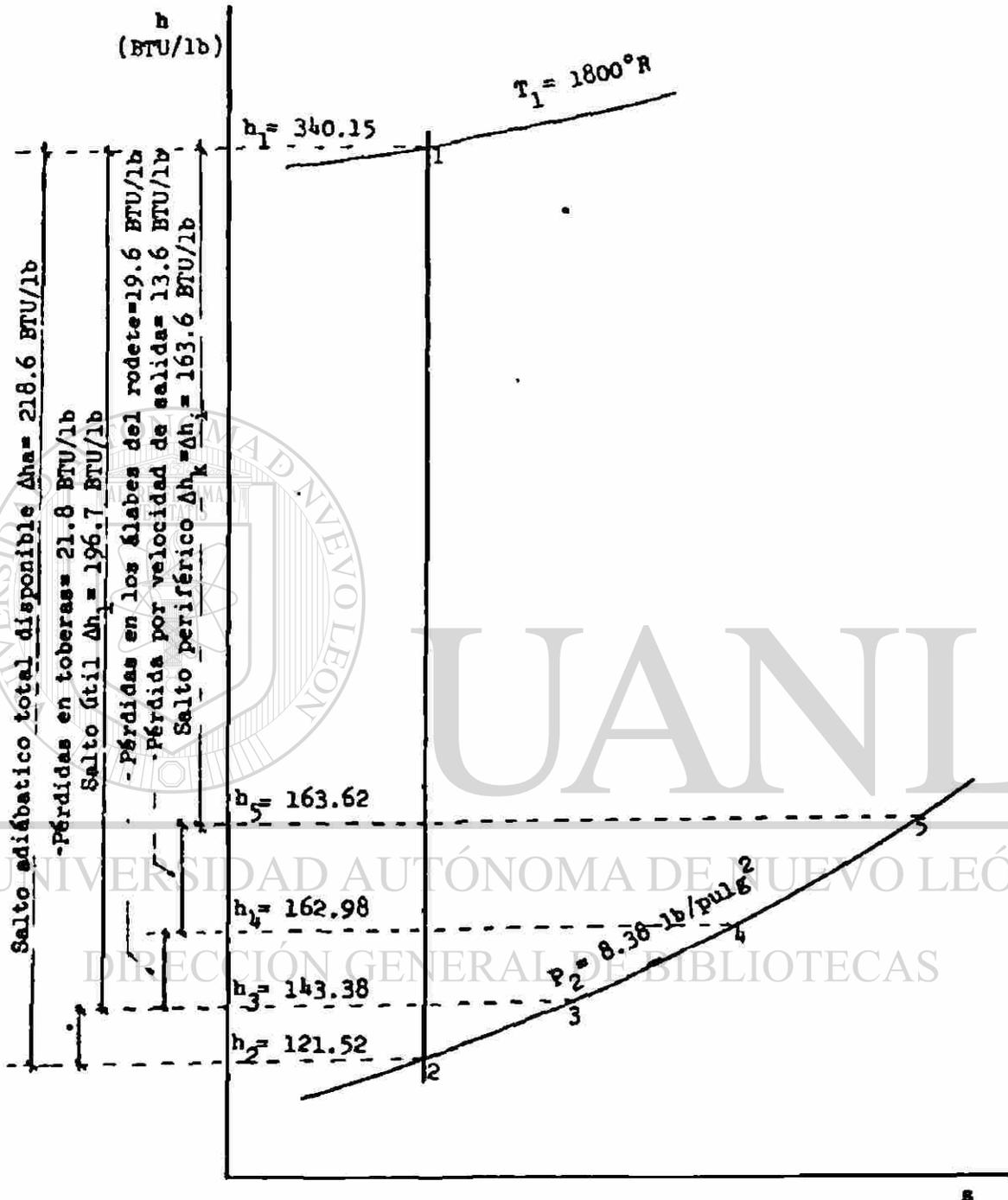
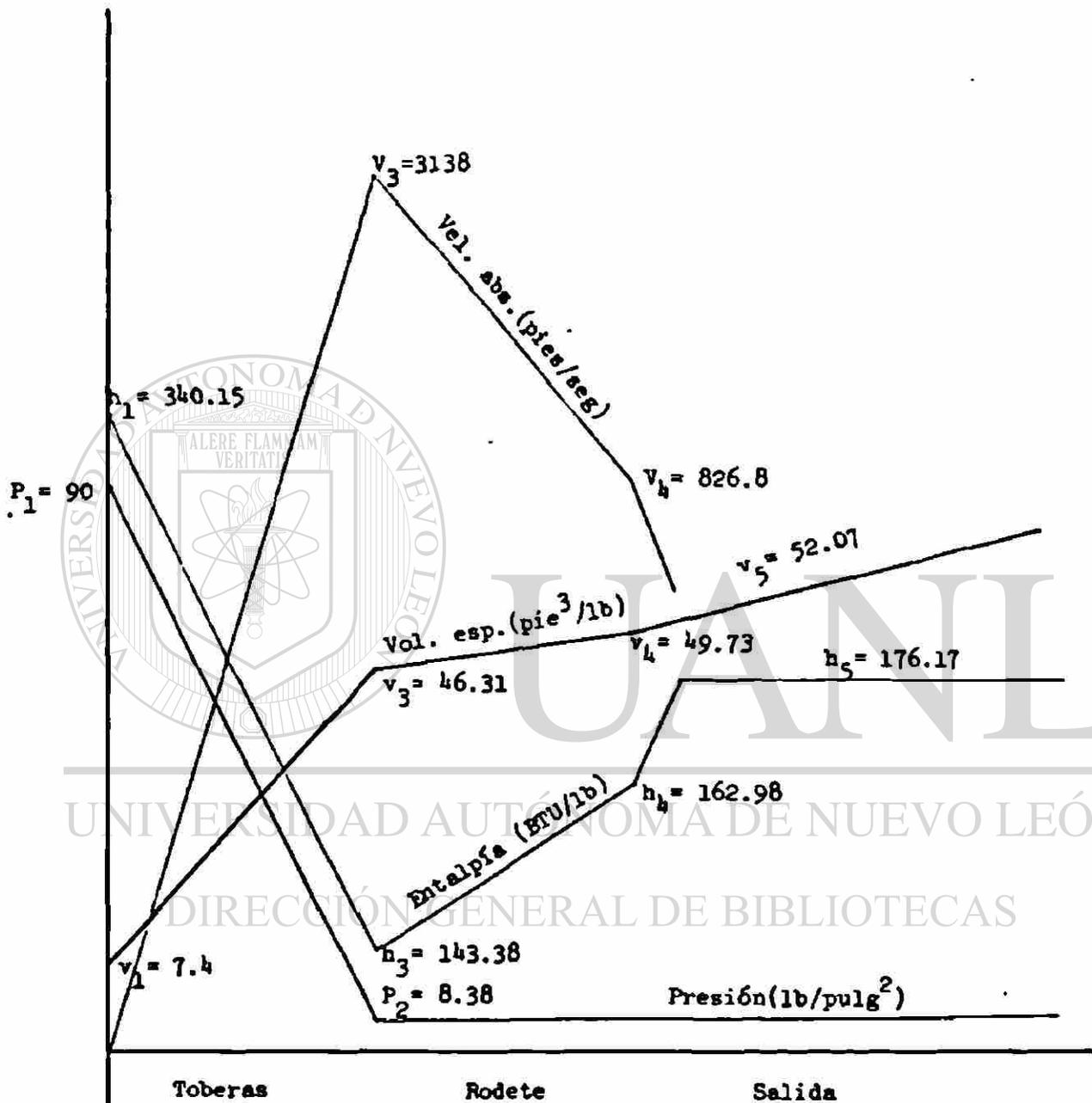


Diagrama de entalpía-entropía en el caso de una turbina de acción de rodete único con álabes simétricos, con un salto de presión y uno de velocidad

Figura 6-16



Resumen de condiciones a través de la turbina de rodete único con álabes simétricos, con un salto de presión y uno de velocidad

Figura 6-17

Reducción de la velocidad periférica en las turbinas de acción.

Ya mencionamos las dificultades que se presentan en la realización -- práctica de una turbina de acción de un sólo rodete, ya que, si ha de trabajar con un rendimiento aceptable, o sea en las proximidades del -- máximo, su velocidad periférica debe de ser aproximadamente la mitad de la velocidad de salida del fluido. Así, que velocidades mayores a 1312 pies/seg son totalmente inadmisibles por razones constructivas, pues -- los materiales de que hoy se dispone no permiten velocidades periféricas superiores a los 1312 pies/seg y aún ésta velocidad se alcanza con dificultad.

Con tal de utilizar prácticamente los grandes saltos adiabáticos disponibles en la inmensa mayoría de las turbinas, se adoptan sistemas que permiten recoger gradualmente, y sin perjuicio del rendimiento, la -- energía de los gases de la combustión. Tales sistemas son los llamados escalonamientos, y pueden ser de velocidad, de presión, o de ambos.

Escalonamientos de velocidad.

Los escalonamientos de velocidad fueron ideados por el constructor norteamericano Curtis, cuyo fundamento estriba en producir la expansión -- completa de los gases de la combustión en toberas o distribuidores, tal como en las turbinas de acción de rodete único, el chorro de gases adquieren una velocidad bastante elevada, velocidad que, en lugar de ser absorbida por un sólo rodete, es recogida gradualmente por varias ruedas sucesivas, cada una de las cuales va movido por una fracción de la velocidad periférica, cada fracción de velocidad vendría a ser la que de rendimiento máximo, como si se tratara de una sola turbina.

En la figura (6-18) se muestra la realización de un doble escalonamiento de velocidad. Los gases salen de la tobera con una velocidad (V_1) -

inciden sobre el 1er. rodete (R_1) de la turbina, movido por la velocidad periférica $u_m/2$ dando lugar a los triángulos de entrada y salida como se ve en la figura (6-18), donde se aprecia que la velocidad absoluta (V_1') de salida del 1er. rodete (R_1), es lo suficientemente oblicua para tener una componente apreciable en la dirección de la velocidad periférica, pero de sentido contrario a ésta. Para que el 2do. rodete (R_2) de la turbina, gire en el mismo sentido que el 1er. rodete (R_1), se necesita hacer pasar el chorro de gases de la combustión por una corona de directrices fijas (D), casi siempre de forma simétrica con lo que la velocidad (V_1') al incidir sobre estos adquiere la dirección adecuada para entrar al 2do. rodete (R_2) de la turbina. Se puede ver, que a la salida del rodete (R_2), la velocidad absoluta (V_2) es ya perpendicular a la dirección de la velocidad periférica, como exige la condición de máximo rendimiento.

Si adoptamos como velocidad periférica ($u_m/3$), necesitaríamos de tres rodetes y dos directrices intermedios y, en general, para la velocidad periférica (u_m/n) serían necesarios n rodetes y $n - 1$ directrices intermedios.

Rendimiento periférico en turbinas con varios escalonamientos.

Cada libra de gases de la combustión que circula por la turbina cede a la primera rueda móvil (rodete) una cantidad de energía dada por la ecuación (6-97),

$$\tau = u (v_{u1} - v_{u1}') \quad (6-97)$$

pero observemos que la (v_{u2}) vendría a ser la (v_1') que entraría a la directriz, según se aprecia en la figura (6-18)

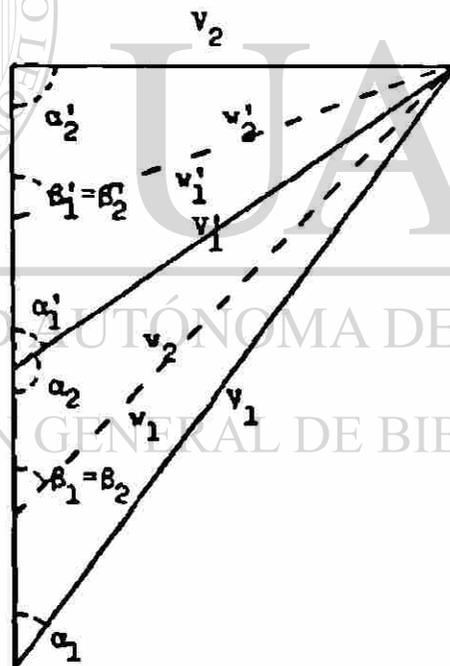
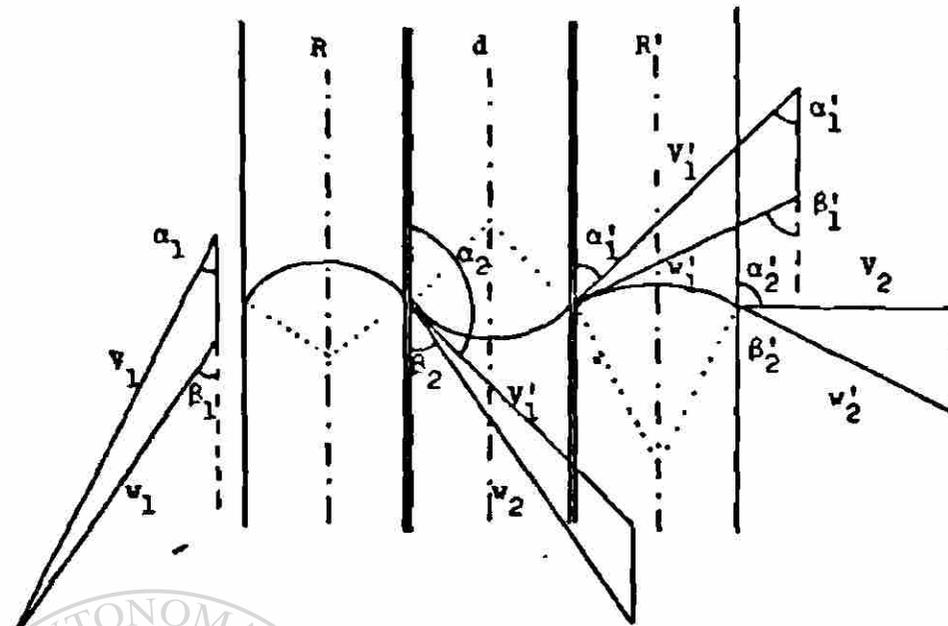


Figura 6-18 Escalonamientos y triángulos de velocidades

$$\tau_1 = u (vu_1 - vu_1')$$
 (6-98)

o

$$\tau_1 = u (v_1 \cos \alpha_1 - v_1' \cos \alpha_2')$$
 (6-99)

luego, en la segunda rueda móvil se tendría:

$$\tau_2 = u (vu_2' - vu_2)$$
 (6-100)

$$\tau_2 = u (v_1' \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2')$$
 (6-101)

y así sería sucesivamente, si hubiera esalonamientos.

La energía total podrá expresarse así:

$$(6-102) \quad \tau_t = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_n = u \sum v_n \cos \alpha_n$$

Tomando en cuenta que las velocidades serán positivas si el ángulo $\alpha_n < 90^\circ$; y serán negativos si el ángulo de salida $\alpha_n > 90^\circ$.

Ahora bien, si (Δh_a) es el salto adiabático, y (v_a) la velocidad correspondiente, de modo que $\Delta h_a = A v_a^2 / 2$, y recordando la ecuación (6-24) que nos da el rendimiento periférico de la turbina tenemos que:

$$\eta_k = \frac{2u (\sum v_u)}{v_a^2}$$
 (6-24)

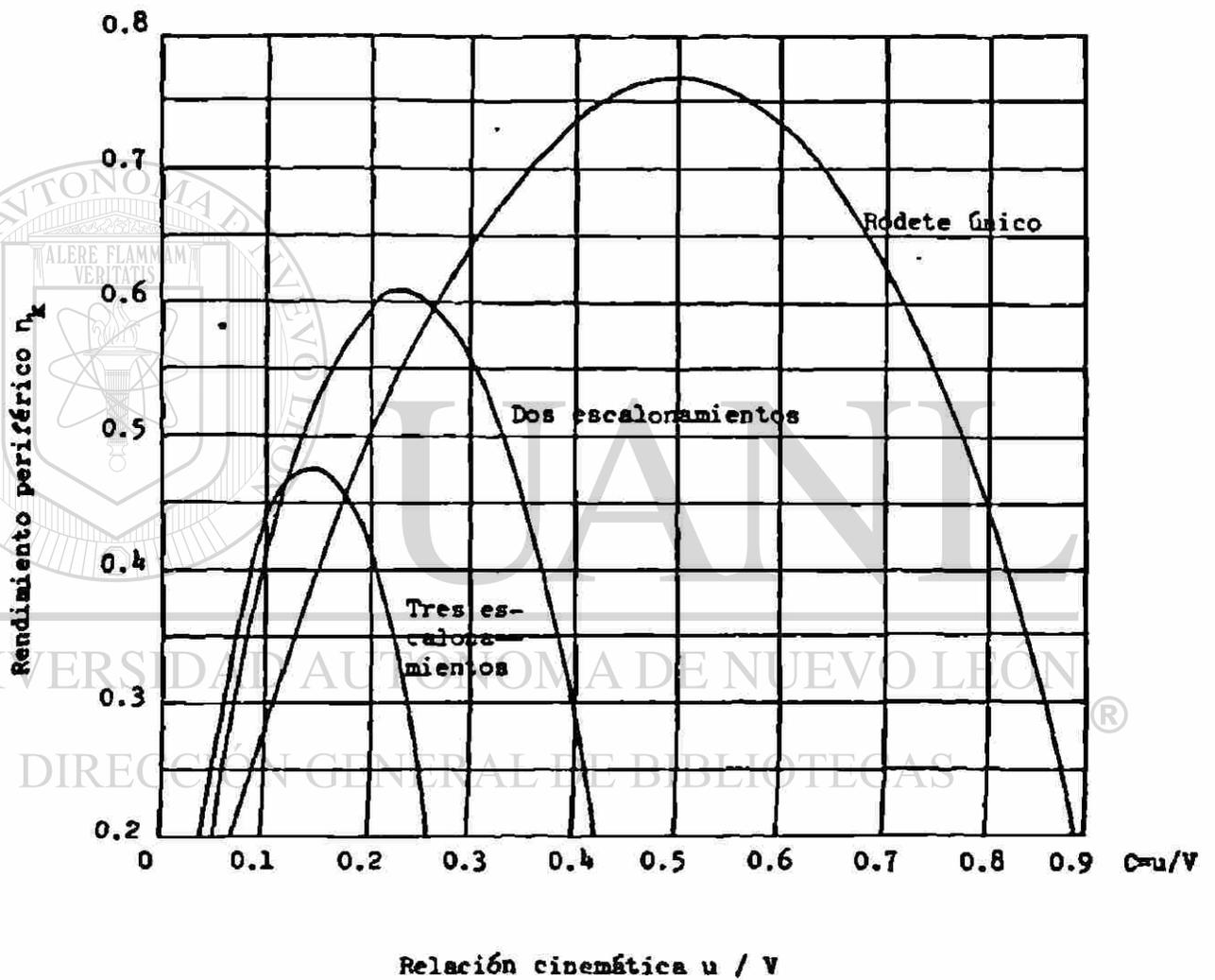


Figura 6-19

o

$$\eta_k = \frac{2u (\sum V_n \cos \alpha_n)}{V_a^2} \quad (6-103)$$

Por lo que respecta al número de escalonamientos de velocidad, se comprueba que, para cada valor de este número, hay un límite para el de la relación cinemática $C = u/V$, que hace máximo el rendimiento del conjunto, como se ve en la figura (6-19).

Ejemplo del cálculo termodinámico de una turbina de acción de álabes simétricos con un sólo escalonamiento de presión y varios de velocidad.

Se trata de una turbina con un sólo escalonamiento de presión y varios de velocidad, que haya de dar 10000 hp efectivos, a $N = 4000$ R.P.M., utilizando los gases provenientes de las cámaras de combustión de una turbina de gas a una presión de 75 lb/pulg^2 y 1500°F , los gases son descargados a la presión atmosférica, el rendimiento mecánico de la turbina es de $\eta_m = 96\%$.

Siguiendo el orden del ejemplo anterior:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

I. Cálculo de los saltos adiabáticos total disponible y salto útil.

Como en el caso anterior, con el propósito de mostrar la sistemática del cálculo y hacerlo un poco más sencillo, supondremos que los gases de la combustión poseen aproximadamente las mismas propiedades termodinámicas del aire. Y que se trata de una turbina con álabes con disposición simétrica.

Según tablas de aire de Jeinings y Rogers.

Con $T_1 = 1500^\circ\text{F} = 1969^\circ\text{R}$, encontramos la condición inicial: (punto 1 del diagrama Entalpía - Entropía, figura (6-21))

T_1	h_1	Pr_1
$^\circ\text{R}$	BTU/lb	
1960	384.130	203.622

Para las condiciones teóricas al final de la expansión adiabática (punto 2 del diagrama Entalpía - Entropía, figura (6-21))

$$P_2 = \text{Presión atmosférica} = 14.7 \text{ lb/pulg}^2$$

pero

$$\frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

por lo tanto

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$Pr_2 = Pr_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 203.622 \left(\frac{14.7}{75} \right) = 39.91$$

$$Pr_2 = 39.9$$

De las tablas de aire son $Pr_2 = 39.91$

T_2	h_2	Pr_2
$^\circ\text{R}$	BTU/lb	
1290.5	204.7	39.91

el salto adiabático total disponible será:

$$\Delta h_a = h_1 - h_2 = (384.130 - 204.7) = 179.43$$

$$\Delta h_a = 179.43 \text{ BTU/lb}$$

El salto en la tobera dependerá del coeficiente de velocidad (ϕ), que varía comúnmente donde 0.93 hasta 0.97, para este cálculo tomaremos — el valor de $\phi = 0.97$, y recordando que la pérdida relativa de energía — está dado por $\zeta = 1 - \phi^2$ sustituyendo, nos da, $\zeta = 1 - (0.97)^2$ $0.0591 = 0.06$, por lo tanto la pérdida en la tobera será:

$$Z_1 = (1 - \phi^2) \Delta h_a = 0.06 (179.43) = 10.76$$

$$Z_1 = 10.76 \text{ BTU/lb}$$

Y para el salto en la tobera o salto útil es:

$$\Delta h_1 = \Delta h_a - Z_1 = 179.43 - 10.76 = 168.67$$

$$\Delta h_1 = 168.67 \text{ BTU/lb}$$

Estas cifras conducen a una velocidad adiabática:

$$V_a = 223.7 (\Delta h_a)^{1/2} = 223.7 (179.43)^{1/2} = 2996.5$$

$$V_a = 2996.5 \text{ pies/seg.}$$

Y a una velocidad absoluta de entrada en el rodete:

$$V_3 = 223.7 (\Delta h_1)^{1/2} = 223.7 (168.67)^{1/2} = 2905.25$$

$$V_3 = 2905.25 \text{ pies/seg.}$$

II.- Elección de la velocidad periférica y trazado de los triángulos de velocidades.

Para adaptar una velocidad periférica se tienen que cumplir ciertas condiciones como se había ya mencionado, recordando estas condiciones que son:

- a) Condiciones termodinámicas, o de rendimiento
- b) Condiciones mecánicas, o de resistencia
- c) Condiciones geométricas, o de dimensión

Hemos mencionado también que la velocidad periférica mayores a

$u_m = 1320$ pies/seg, son inaceptables por limitaciones mecánicas o de resistencia.

Para encontrar la velocidad periférica (u_m) apropiada, cuando se tienen varios escalonamientos, podemos hacer uso de la figura (6-19) donde se grafica la relación cinemática $c = u/V$, contra el rendimiento periférico η_k .

Si se quiere un rendimiento periférico máximo con dos escalonamientos de velocidad, la relación cinemática corresponde aproximadamente a --

$$c = u/V = .235$$

despejando

$$u = c (V_1)$$

sustituyendo valores:

$$u = 0.235 (2905.25) = 682.73$$

$$u = 682.73 \text{ pies/seg.}$$

Bien, ahora se elegirá el valor del ángulo (α_1), que en la práctica no puede tener valores muy elevados y comúnmente se encuentra entre 15° a 20° . Para este problema eligiremos $\alpha_1 = 20^\circ$.

Con $\alpha_1 = 20^\circ$ y conociendo que se trata de una turbina con álabes simétricos, o sea, $\beta_1 = \beta_2$, se puede ya construir el triángulo de velocidades a la entrada del 1er. rodete (R_1) de la turbina, como se ve en la figura (6-20), de esta figura a escala mediana (w_3) y ($\beta_1 = \beta_2$) encontrando que:

$$w_3 = 2275.57 \text{ pies/seg}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 26^\circ$$

o sea, una desviación

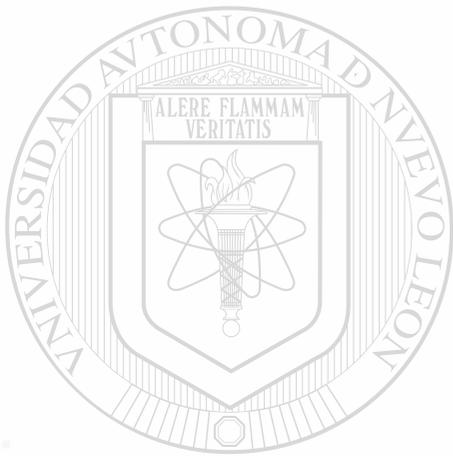
$$\lambda = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\lambda = 180^\circ - (26 + 26)$$

$$\lambda = 128^\circ$$

Utilizando la figura (6-11), observaremos que con $\lambda = 128^\circ$ en una turbina de acción corresponde aproximadamente un valor de:

$$\delta = 0.84$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS