III.- COMPRESORES CENTRÍFUGOS

pfernandezdiez.es

III.1.- ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA DE GAS

Una instalación de turbina de gas consta, en general, de compresor, turbina propiamente dicha, cámara de combustión, intercambiadores de calor, toberas, etc.

La construcción de las turbinas de gas presenta algunas analogías con la de las turbinas de vapor, pero se diferencian en las $\begin{cases} \textit{presiones de los fluidos utilizados son mucho más bajas} \\ \textit{temperaturas de funcionamiento son sensiblemente más elevadas} \end{cases}$, de forma que se favorece su construcción, ya que las paredes son más delgadas y las piezas menos pesadas, disminuyendo el precio para materiales idénticos.

En cuanto a su funcionamiento, el aire que se toma de la atmósfera se comprime antes de pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Los gases calientes producto de la combustión se expansionan en la turbina, que acciona el eje del compresor y, frecuentemente, un alternador.

CLASIFICACIÓN

Según el flujo de gases en relación con el eje central

- Turbina axial: el aire fluye coaxialmente al eje de la máquina

- Turbina radial: el aire fluye radialmente respecto al eje de la máquina

- Según la forma de montaje de la cámara de combustión y de la turbina de potencia

- Monoeje: cuando están montados sobre el mismo eje

- De dos ejes: cuando están montados sobre ejes distintos

Las máquinas axiales, ya sean compresores o turbinas, tienen mejores rendimientos que las radiales. Las axiales tienen una estructura más compleja y costosa que las radiales, predominando estas últimas entre las turbinas de gas de baja potencia.

Las máquinas de gas axiales tienen una pequeña sección frontal, característica que interesa en

el campo de la aviación para reducir la resistencia aerodinámica.

La simplicidad constructiva, menor coste, mayor robustez y la facilidad de mantenimiento de las máquinas radiales frente a las axiales las hacen más competitivas en la gama de bajas potencias.

- *En la turbina monoeje*, el compresor y la turbina funcionan a la misma velocidad de giro.

Cuando se precise una disminución en la velocidad de giro del eje de salida, el caudal de aire disminuirá, así como la presión de salida del compresor y, en consecuencia, la potencia y el par motor.

Cuando se trate de accionar un alternador, para lo que se requiere una velocidad de giro en el eje constante, se mantendrá constante el caudal de aire y se podría regular la potencia desarrollada modificando únicamente la inyección de combustible en la cámara de combustión sin que varíe la velocidad de giro del rotor. La variación de la cantidad de combustible inyectado con caudal de aire sensiblemente constante modifica la temperatura de entrada a la turbina y, consecuentemente, el rendimiento de la máquina.

- *En la turbina de dos ejes*, la velocidad de giro del compresor es independiente de la velocidad de giro de la turbina de potencia. Cuando se necesite una velocidad de giro del eje de salida menor, el compresor puede seguir girando a alta velocidad, poniendo a disposición de la turbina de potencia un caudal de gases, incluso, a mayor presión. Este tipo de máquinas es especialmente apto para aquellos casos en que se requiera un aumento del par motor a un reducido número de revoluciones.

III.2.- TCs CENTRÍFUGOS

Son los más sencillos en cuanto a su diseño y forma de trabajo, y fueron los primeros que se utilizaron en los motores de reacción. En ellos la entrada de aire es prácticamente axial, saliendo despedido del rotor por la fuerza centrífuga hacia la periferia radialmente.

Los dos procesos que tienen lugar en el interior del TC centrífugo, son:

a) Un aumento de la energía cinética del aire (presión dinámica), y también algo de la estática, merced al elevado valor que alcanza $\vec{c}_2$

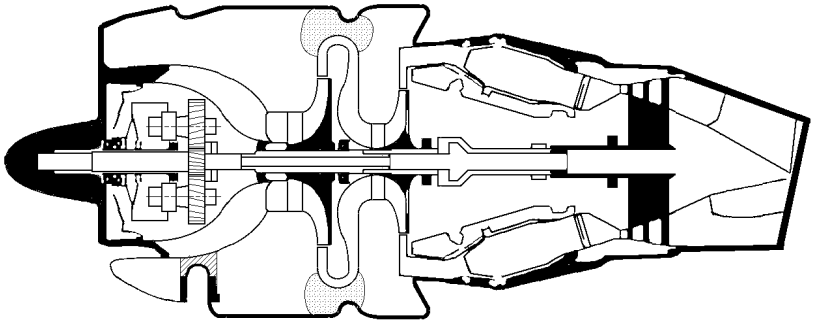


Fig III.1.- Motor de compresor centrífugo de aviación

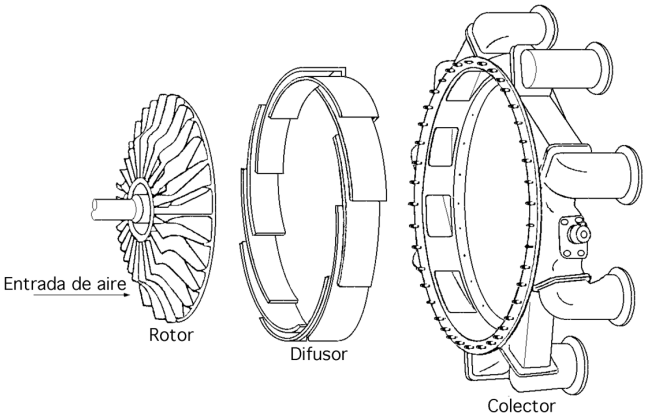


Fig III.2.- Componentes de un compresor centrífugo de aviación

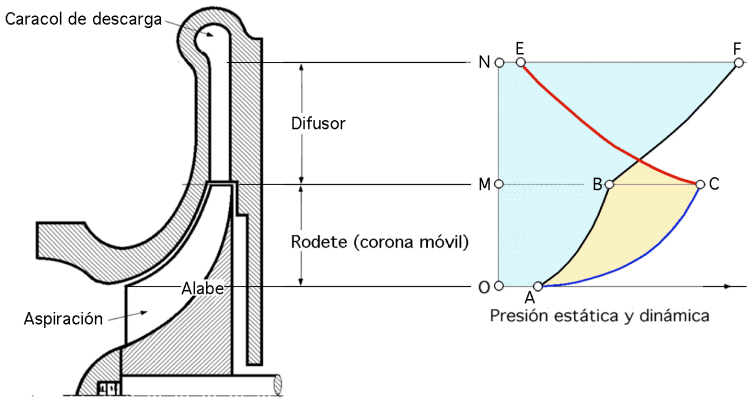
Este proceso tiene lugar en el rodete, que tiene como misión acelerar el aire, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90º convirtiéndolo en un flujo radial.

Cuando el rodete de un TC centrífugo gira, la fuerza centrífuga empuja al aire desde la entrada del rodete hasta el final del álabe; la velocidad del aire originada por esta fuerza centrífuga viene representada por el vector $\vec{w}_2$.

Por otra parte el aire es empujado también en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabe, punto donde la velocidad es, $u_2 = r_2\, w$.

Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el aire a la salida del álabe, se combinan entre sí para dar en dicha salida una resultante $\vec{c}_2$ que es, en magnitud y sentido, la velocidad absoluta a la que realmente el aire abandona el álabe, cuyo valor suele ser del orden del $50 \div 70\%$ de $\vec{u}_2$, dependiendo del ángulo β_2 a la salida.

b) Una disminución gradual, sin turbulencias, de la velocidad alcanzada por el aire en el rodete, consiguiéndose como contrapartida una elevación de la presión estática. Este segundo proceso tiene lugar en el difusor. En la Fig III.3 se muestran los cambios de velocidad y presión estática que el aire sufre a su paso por el TC centrífugo.



OA) Presión estática y dinámica a la entrada del turbocompresor; MB) Presión estática a la salida del rodete; MC) Pres. dinámica a la salida del rodete; NE) Pres. dinámica a la salida del difusor; NF) Pres. estática a la salida del difusor

Fig III.3.- Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo

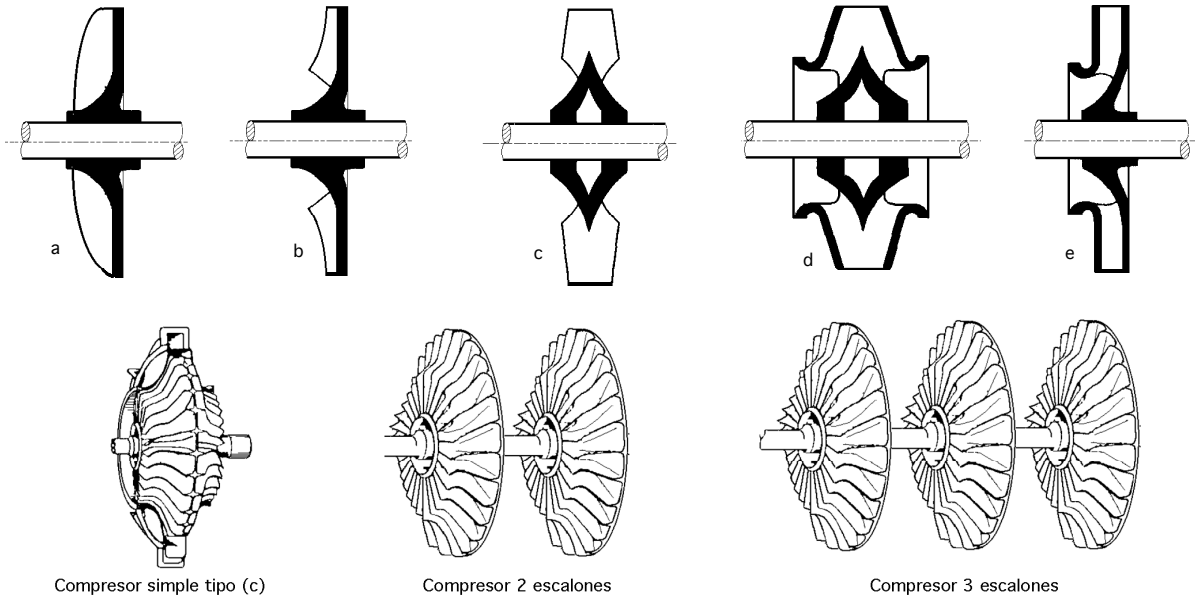
Entrada en el compresor.- En el TC centrífugo, el aire entra en el compresor por el dispositivo de admisión, que debe garantizar una entrada uniforme del aire en el rodete con un mínimo de pérdidas; este dispositivo puede ser axial o acodado.

La entrada en el rodete sin rotación, $c_{1u}= 0$ ó $\alpha_1 = 90^o$, es el caso más frecuente.

Otras veces le comunica al aire una $\begin{cases} contrarotación\ c_{1u} > 0 \\ rotación\ c_{1u} < 0 \end{cases}$ para lo cual se coloca una corona directriz de álabes orientables antes del rodete, que establece el ángulo de entrada α_1 más conveniente en cada caso.

III.3.- EL RODETE DE UN TC CENTRÍFUGO

El rodete consta de un cierto número de álabes, que se fijan solamente al cubo del mismo, como en la Fig III.4a, que representa un rodete abierto, o bien se fijan en un solo disco a un lado del mismo, como en la Fig III.4b, que representa un rodete semiabierto de simple aspiración, o a uno y otro lado del disco, como en la Fig III.4c, que representa un rodete semiabierto de doble aspiración (cuando el caudal volumétrico en la aspiración es superior a los 50 m^3/seg) o bien, finalmente, se fijan entre la superficie anterior 1 y posterior 2, como en la Fig III.4d, que corresponde a un rodete cerrado.



a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración; d) Cerrado de doble aspiración; e) Cerrado de simple aspiración

Fig III.4.- Tipos de rodetes centrífugos

El *tipo abierto,* Fig III.4a tiene mal rendimiento y poca resistencia, permitiendo solamente velocidades periféricas muy pequeñas, por lo que cada vez es menos empleado.

El *tipo cerrado,* Fig III.4e, tiene buen rendimiento, pero es de difícil construcción y sólo permite

velocidades periféricas moderadas.

En los TCs centrífugos de alta presión de escalonamientos múltiples, con frecuencia los dos primeros escalonamientos se construyen de doble aspiración, lo que tiene la ventaja de optimizar los últimos escalonamientos para una velocidad de rotación dada.

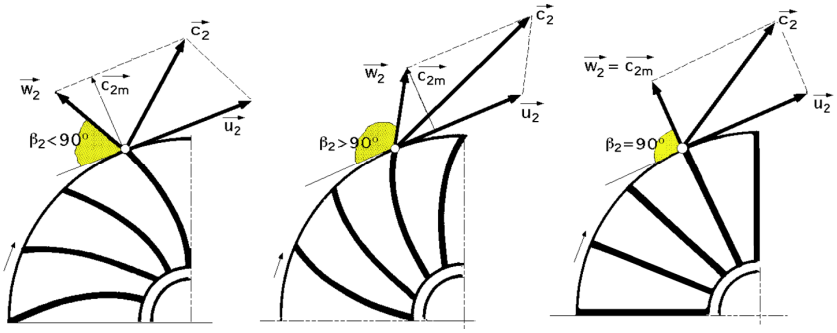
El desarrollo en los últimos años ha ido hacia caudales mayores y hacia relaciones de compresión por escalonamiento también mayores.

- Lo primero se logra aumentando el diámetro de la boca de aspiración, disminuyendo el diámetro del cubo y aumentando el ancho del rodete y la velocidad de rotación.

- Lo segundo se consigue con ángulos de salida grandes hasta de 90° y grandes velocidades de rotación.

El *tipo semiabierto*, Fig III.4b, es muy empleado

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un TC es el ángulo de salida β_2; según él, se clasifican en álabes $\begin{cases} \textit{curvados hacia atrás: } \beta_2 < 90\text{, Fig V.5a} \\ \textit{curvados hacia adelante: } \beta_2 > 90\text{, Fig V.5b} \\ \textit{de salida radial: } \beta_2 = 90\text{, Fig V.5c} \end{cases}$



a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial

Fig III.5.- Forma de los álabes del rodete de TCs

La Fig III.6 representa el corte transversal y meridional de un TC radial con álabes curvados hacia atrás; antiguamente todos los TCs radiales se construían así. La fijación de los álabes en este caso, a causa del esfuerzo centrífugo, exige una construcción del tipo de la Fig III.4d, es decir, el rodete debe ser de tipo cerrado. Aún con ese tipo de construcción la velocidad periférica a la salida no suele exceder los 300 m/seg.

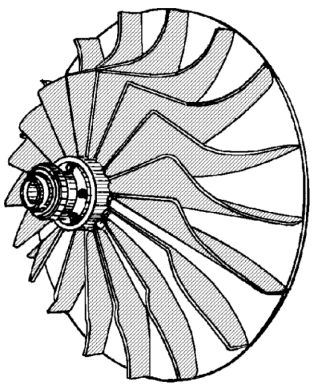


Fig III.6.- Rodete de turbocompresor con álabes de salida radial, curvados a la entrada, del tipo semiabierto.

En la actualidad se emplea cada vez más la construcción de la Fig III.7, es decir, el tipo semiabierto de la Fig III.4b, con álabes de salida radial, pero curvados a la entrada, de tal manera que el ángulo

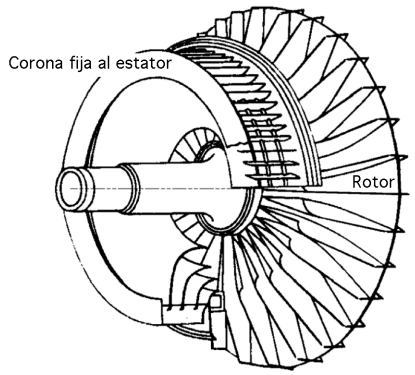
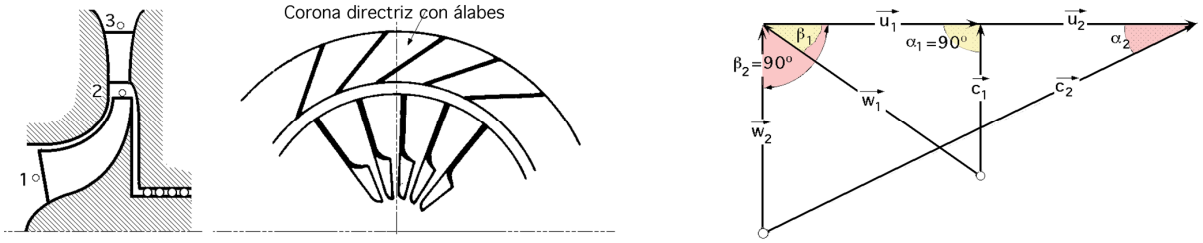


Fig III.7.- Disposición en un turbocompresor de un turborreactor de la corona directriz a la entrada

β_1 de la velocidad relativa, sea el exigido por una entrada radial de la corriente absoluta $\alpha_1 = 90^o$, sin rotación.

La Fig III.8 representa el corte meridional y transversal de un TC de este tipo, junto con los triángulos de velocidades correspondientes. La construcción con salida radial $\beta_2 = 90^o$ reduce los esfuerzos centrífugos prácticamente a esfuerzos de tracción; de ahí que para la fijación de los álabes sólo se requiera un disco (rodete semiabierto); con este tipo de rodete se obtienen velocidades periféricas elevadísimas, pudiéndose llegar a los 500 m/seg.



(Triángulo de entrada $\alpha_1 = 90$ y triángulo de salida $\beta_2 = 90$; este tipo de triángulos es frecuente en los TCs.

Fig III.8.- TC radial con álabes del rodete curvados a la entrada y salida radial de la corriente relativa

III.4.- EL SISTEMA DIFUSOR DE UN TC CENTRÍFUGO

El sistema difusor consta de uno o varios órganos fijos, cuya misión es recuperar una parte de la energía cinética a la salida del rodete, o lo que es lo mismo, conseguir con el mejor rendimiento posible, a expensas de la energía cinética que crea el rodete, un incremento adicional de presión.

El *sistema difusor* suele constar al menos de una caja espiral, a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: *corona directriz, cono difusor,* o los dos *simultáneamente*.

En diseños sencillos se dispone una corona directriz sin álabes; reduciéndose a veces la corona directriz a una simple caja de paredes paralelas. La sensibilidad de esta corona sin álabes a los cambios de régimen, es mucho menor, pero el rendimiento en el punto nominal o de diseño es también inferior.

La velocidad periférica a la salida del rodete $\vec{u}_2$ influye en la presión p_2 que se alcanza en el rodete. La resistencia del rodete a los esfuerzos centrífugos limita esta velocidad $\vec{u}_2$ y, consiguientemente, la relación de compresión máxima que se alcanza en un TC centrífugo, puede llegar en algunos casos particulares a $\varepsilon = 4$ y aun mayor.

La velocidad máxima $\vec{u}_2$ en los rodetes de acero puede llegar a 300 m/seg; en construcciones es-

peciales con aceros aleados se llega hasta los 500 m/seg.

III.5.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA EN UNA ETAPA DE UN TC CENTRÍFUGO

Aceptando la condición de rendimiento máximo, $\alpha_1 = 90^o$, se demuestra que la máxima relación de compresión teóricamente alcanzable en una etapa es:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \frac{\text{Presión absoluta en el escape}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\ \frac{u_2\ c_{2u}}{R\ T_1} + 1\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Admitiendo la hipótesis simplificadora de despreciar $\vec{w}_2$ frente a $\vec{u}_2$, se cumple que:

$c_2 = u_2 = r_2\ w$, *por lo que,* $u_2 = c_{2u} \ \Rightarrow \ \beta_2 = 90^o$

quedando la relación de compresión en la forma:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\ \frac{u_2^2}{R\ T_1} + 1\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

de la que se deduce que en un compresor dado, girando a velocidad constante y desplazando un aire determinado, cuanto mayor sea la temperatura de entrada del aire menor será la relación de compresión generada.

Puesto que la relación de compresión conseguida no depende de p_1 sino de T_1, resulta que si un mismo compresor girando a una velocidad fija comprime aire desde 1 bar a 3 bar, lo comprimirá también por ejemplo desde 0,2 bar hasta 0,6 bar, siempre que en ambos casos la temperatura T_1 a la entrada sea la misma.

III.6.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA EN UN TC CENTRÍFUGO DE VARIOS ESCALONAMIENTOS

Colocando en serie cuantos rodetes sean precisos, como en los dos representados en la Fig III.9, la relación de compresión total del TC es igual al producto de las relaciones de compresión de cada escalonamiento, y si la relación de compresión es la misma para todos los escalonamientos, resulta igual a la enésima potencia de dicha relación de compresión, siendo Z el número de escalonamientos.

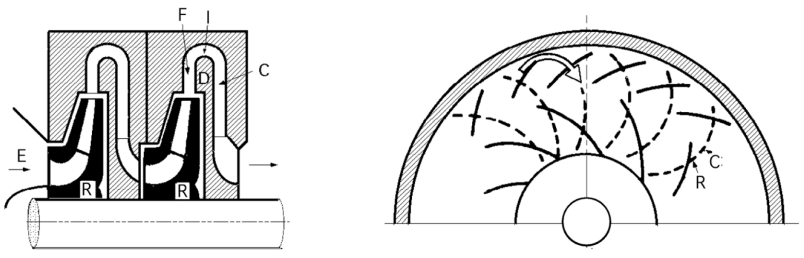


Fig III.9.- Turbocompresor radial de varios escalonamientos, a) corte meridional; b) corte transversal

En la Fig III.9 se observa que E es la entrada del aire en el rodete, R los álabes móviles del rodete, F la corona directriz con álabes fijos, que a expensas de la energía cinética del aire incrementa la presión del mismo; rodeando el diafragma D de separación de los dos escalonamientos se encuentran el conducto inversor sin álabes I, de donde pasa el aire a la corona directriz de flujo centrípeto C, que constituye el elemento característico de los TCs de varios escalonamientos.

Estos álabes sirven para conducir el aire a la entrada del rodete siguiente con la misma velocidad, aproximadamente, en módulo y dirección que tenía a la entrada del primer rodete {en general la entrada en todos los rodetes es sin rotación es, $c_{1u} = 0$.

Si la relación de compresión es pequeña suelen construirse todos los rodetes iguales y con el mismo diámetro exterior, por lo que el salto entálpico en todos los rodetes es igual pero la relación de compresión no, debido al aumento de temperatura con la compresión.

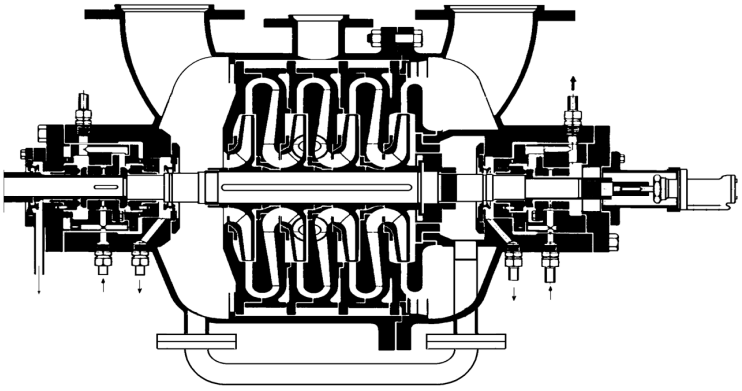


Fig III.10.- TC centrífugo de escalonamientos múltiples, caudal de 2.700 m^3/min, y elevadas presiones

Compresión isentrópica en el rodete.- Aplicando la ecuación energética de un fluido en régimen estacionario entre los puntos 1 y 2, para un compresor adiabático no refrigerado y disipación de calor al exterior nula, $Q_{12} = 0$, se tiene:

$$Q_{12} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + T_{12} = 0$$

El trabajo específico comunicado al aire viene expresado por la ecuación de Euler, (teoría unidimensional), de la forma:

$$T_{12} = u_1\, c_{1u} - u_2\, c_{2u}$$

Como el aire obedece muy aproximadamente a la ecuación de los gases perfectos, la variación de la entalpía es:

$$i_2 - i_1 = c_p\,(T_2 - T_1)$$

en la que c_p es el calor específico medio del aire entre las temperaturas consideradas y T_2 la temperatura final de la compresión isentrópica.

Sustituyendo en:

$$Q_{12} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + T_{12} = 0$$

se obtiene:

$$c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + u_1\ c_{1u} - u_2\ c_{2u} = 0 \quad ; \quad T_2 = T_1 + \frac{(c_1^2 - c_2^2) + 2 (u_2\ c_{2u} - u_1\ c_{1u})}{2\ c_p}$$

En la compresión isentrópica se tiene

$$\frac{T_2}{T_1} = (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

siendo la relación de compresión:

$$\frac{p_2}{p_1} = (1 + \frac{(c_1^2 - c_2^2) + 2 (u_2\ c_{2u} - u_1\ c_{1u})}{2\ c_p\ T_1})^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

ecuación que relaciona los parámetros termodinámicos con $\begin{cases} \textit{las dimensiones del rodete} \\ \textit{su número de revoluciones} \\ \textit{la forma de los álabes} \end{cases}$

Compresión adiabática real en el rodete.- En el rotor real adiabático, $Q_{12} = 0$, y la compresión del aire, aunque no es isentrópica, se comprueba experimentalmente que sigue una ley aproximadamente politrópica de índice *n*, de la forma:

$$\frac{T_2}{T_1} = (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{n-1}{n}}, \text{ en la que, } \begin{cases} T_2 \text{ es la temperatura final real de la compresión} \\ n_{aire} \text{ oscila en los compresores adiabáticos, entre 1,45 y 1,7} \end{cases}$$

El rendimiento interno de la compresión en el rotor, en función de las entalpías, es:

$$\eta_i = \frac{i_{2t} - i_1}{i_{2r} - i_1} = \frac{T_{2t} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

por lo que:

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2t} - T_1}{\eta_i} = T_1 + \frac{(c_1^2 - c_2^2) + 2 (u_2\ c_{2u} - u_1\ c_{1u})}{2\ c_p\ \eta_i}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \{1 + \frac{(c_1^2 - c_2^2) + 2 (u_2\ c_{2u} - u_1\ c_{1u})}{2\ c_p\ T_1\ \eta_i}\}^{\frac{n}{n - 1}}$$

Compresión adiabática en el sistema difusor.- Aplicando el Primer Principio entre los puntos 2 salida rodete y 3 entrada en el difusor, se observa que entre estos dos puntos no se ejerce ningún trabajo sobre el aire por lo que, $T = 0$; en consecuencia, en la compresión (difusión) se tiene:

$$c_p\ T_2 + \frac{c_2^2}{2} = c_p\ T_3 + \frac{c_3^2}{2} \quad ; \quad \frac{T_3}{T_2} = 1 + \frac{c_2^2}{2\ c_p T_2} (1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})$$

Para la compresión adiabática, $\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\,c_p T_2}\,(1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

Para la compresión real politrópica, $\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\,c_p\ T_2\ \eta_{i(difusor)}}\,(1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{\frac{n}{n-1}}$

donde $\eta_{i\,(difusor)}$ es el rendimiento interno del difusor, que en primera aproximación podemos suponer igual al del rodete y al de todo el escalonamiento.

El rendimiento interno de los compresores en régimen estacionario oscila entre $0{,}75 \div 0{,}9$.

III.7.- DETERMINACIÓN DEL NUMERO Z DE ESCALONAMIENTOS DE UN TC CENTRÍFUGO

El número de escalonamientos Z del compresor se puede determinar una vez se ha fijado el número de revoluciones.

En grupos estacionarios no se suele pasar de una relación de compresión $2 < \varepsilon_c < 2{,}5$, aunque se puede llegar hasta $4 < \varepsilon_c < 2{,}5$.

Los valores que se indican se pueden considerar usuales para $\varepsilon_c = \begin{cases} 1{,}1 \text{ a } 1{,}5 \ldots . Z = 2 \text{ escalonamientos} \\ 1{,}5 \text{ a } 2{,}5 \ldots . Z = 4 \\ 2{,}5 \text{ a } 4 \ldots \ldots . Z = 4 \text{ a } 6 \\ 7 \text{ a } 10 \ldots \ldots . Z = 9 \text{ a } 11 \end{cases}$

Para relaciones de compresión mayores se requiere la construcción de varios escalonamientos en serie, cuyos rodetes se fijan a un mismo eje, verificándose que $\varepsilon_c = \varepsilon_1\ \varepsilon_2\ \ldots\ \varepsilon_n$, siendo, $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \ldots, \varepsilon_n$, las relaciones de compresión de cada escalonamiento.

Para una relación de compresión $\varepsilon_c = 600$, factible con un TC radial, harían falta unos 30 escalonamientos; sin embargo, para evitar el fenómeno de bombeo, no se deben alojar en el mismo cuerpo (carcasa) más de 12 escalonamientos.

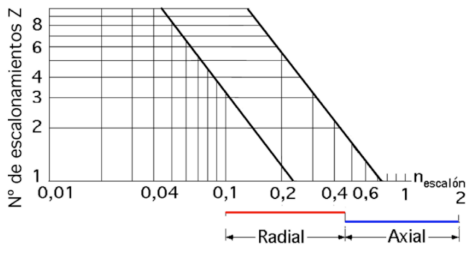


Fig III.11
Estimación del número Z de escalonamientos de un TC

Si las relaciones de compresión de todos los escalonamientos son iguales se tiene:

$\varepsilon_{c\,(escalón)} = \sqrt[n]{\varepsilon_c}$

siendo $\varepsilon_{c\,(escalón)}$ la relación de compresión de un escalonamiento.

Una vez fijado el número n de revoluciones, se calcula $n_q = 5{,}5431\ \frac{n\ \sqrt{Q}}{\Delta i^{3/4}}$ para la unidad completa, obteniéndose a partir de ellos el valor de $n_{escalón}$, que llevado a la Fig III.11 proporciona una estimación bastante razonable del número de escalonamientos, valor confirmado por la experiencia y que no repre-

senta el mínimo de escalonamientos. A continuación se hace el reparto del salto entálpico total entre todos los escalonamientos, y se procede al diseño de las dimensiones principales de cada escalonamiento.

Tabla III.1.- Cálculo de los valores de $n_{escalón}$

	$n_q\ (rpm\ \frac{\sqrt{m^3/seg}}{m^{3/4}})$	$n_s\ (rpm\ \frac{\sqrt{CV}}{m^{5/4}})$	n_0 (adimensional)	$n_{escalón}$ (adimensional)
n_q	1	$0{,}274/\sqrt{\eta_{total}}$	333	$158{,}13\sqrt{\rho_{total}/\rho_{estática}}$
n_s	$3{,}65\sqrt{\eta_{total}}$	1	$1246\sqrt{\eta_{total}}$	
n_0	0,003	$0{,}000822/\sqrt{\eta_{total}}$	1	$0{,}4744\sqrt{\rho_{total}/\rho_{estática}}$
$n_{escalón}$	$0{,}006324\sqrt{\rho_{total}/\rho_{estática}}$	$0{,}001733\sqrt{\rho_{total}/\rho_{estática}}$	1	$2{,}108\sqrt{\rho_{total}/\rho_{estática}}$

III.8.- CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES

Las dimensiones principales que determinan la forma del rodete son:

- *Diámetro del eje* d_e
- *Entrada del rodete* d_1, b_1 *y* β_1
- *Salida del rodete* d_2, b_2 *y* β_2
- *Diámetro del cubo* d_c
- *Diámetro de la boca del rodete* d_a

Criterios para la estimación de $u_{máx}$ ***y*** β_2**.-** La velocidad periférica máxima de un TC tiene lugar a la salida del rodete del primer escalonamiento, y viene limitada por el esfuerzo centrífugo máximo que puede soportar el rodete, por los materiales y el tipo de construcción del rotor elegidos.

En los compresores estacionarios, corona directriz sin álabes, la velocidad no sobrepasa los 300 m/seg

Para facilitar la comparación de los tres tipos de rodetes según que β_2 sea mayor, igual o menor de 90º, supondremos que en los tres casos no varían las condiciones de entrada en el rodete, d_1, b_1, β_1, $c_1 = c_{1m}$, (entrada radial), y que son iguales también el diámetro exterior, d_2, n, b_2 *y* c_{2m}.

En los triángulos de velocidades a la salida de los tres rodetes se observa:

- *La energía cinética a la salida del rodete, de acuerdo con la Fig III.5,* es:
- *Máxima con álabes curvados hacia adelante* $\beta_2 > 90^o$
- *Mínima con álabes curvados hacia atrás,* $\beta_2 < 90^o$
- *Intermedia con álabes de salida radial,* $\beta_2 = 90^o$

Lo mismo sucede con la componente c_{2u}, luego para un mismo tamaño el tipo (b), Fig III,5, es el que proporciona mayor trabajo.

a) La energía cinética que se transforma en presión en el difusor es $\begin{cases} \textit{máxima en el tipo (b)} \\ \textit{mínima en el tipo (a)} \\ \textit{intermedia en el (c)} \end{cases}$ *, Fig III.5; como el rendimiento del difusor es bajo, el menor rendimiento corresponderá al tipo (b)*

b) El rodete tipo (b) es el menos estable, es decir, su curva característica, de gran pendiente, reduce la zona de utilización posible del compresor, que es aquella en que no se produce el fenómeno de bombeo.

Por eso el empleo del tipo (b) se limita a aquellos casos en que se necesitan grandes cantidades de gas con presiones estáticas pequeñas, por ejemplo, en la refrigeración por aire y en la ventilación; en esta clase de aplicaciones el grado de reacción pequeño no es un inconveniente

c) El tipo (c) ha sido muy utilizado en los TCs de los motores TG, debido a sus buenas características junto a la mayor facilidad del mecanizado del rodete, forjado de una pieza, ya que el forjado de un rodete con álabes curvados hacia adelante o hacia atrás resulta más complicado. Este rodete permite velocidades periféricas superiores a los 450 m/seg. Se utiliza cuando hace falta un gran caudal, disminución de esfuerzos y peso reducido, como en los turbosobrealimentadores de los motores alternativos y en los turborreactores.

El rodete tipo (a) es, por el contrario, el preferido en las aplicaciones estacionarias, a causa de su mayor rendimiento y de su línea característica más estable.

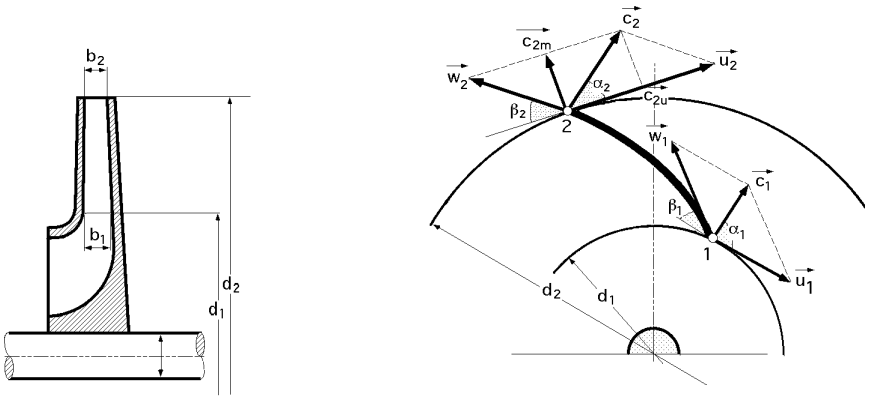


Fig III.12.- Dimensiones principales de un rodete de TC radial: a) Corte meridional; b) Corte transversal.

Variación del caudal.- A continuación vamos a especificar para algunos tipos de álabes, los efectos producidos al aumentar en un determinado compresor centrífugo, el caudal volumétrico aspirado a un nº de revoluciones, n = Cte:

Alabes rectos $\beta_2 = 90^o$.- El aumento de caudal no influye en el valor de c_{2u} que se mantiene siempre igual a u_2, Fig III.13a; se observa que la suma vectorial de $\vec{w}_2$ y $\vec{u}_2$ suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida ligeramente superior a $\vec{u}_2$, por lo que un aumento del caudal no variará el incremento Δp teóricamente generado, según se puede comprobar en la expresión:

$$\frac{p_3}{p_1} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{u_2 \, c_{2u}}{R \, T_1} + 1\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

o en la curva característica teórica del compresor que en este caso es una recta de pendiente nula.

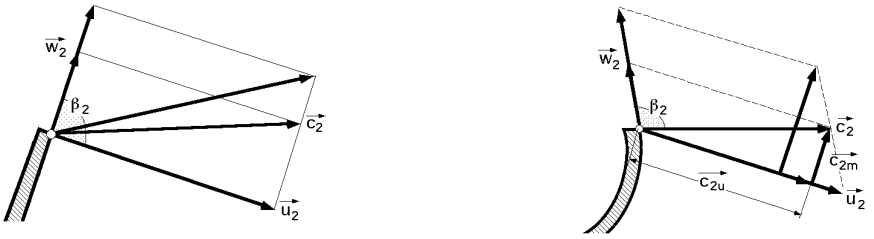


Fig III.13 a.b

Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^o$.- El aumento de caudal disminuye el valor de c_{2u} magnitud que en este caso de álabes curvados hacia atrás, Fig III.13b, se mantiene siempre menor que $\vec{u}_2$; se puede apreciar que la suma vectorial de $\vec{u}_2$ y $\vec{w}_2$ suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida $\vec{c}_2$ inferior a $\vec{u}_2$ por lo que un aumento del caudal al ocasionar un decrecimiento de $\vec{c}_2$ hará también disminuir el incremento Δp teóricamente generado, según se puede comprobar en la expresión anterior; lo mismo se apreciaría en la curva característica teórica del compresor, que en este caso es una recta de pendiente negativa.

Estimación simultánea de β_2 , u_2 , *y* $\frac{d_1}{d_2}$.- Eckert en base a deducciones teóricas y experimentales presenta un diagrama Fig III.14, que permite seleccionar las dimensiones principales del rodete, o el ángulo β_2 y la velocidad $\vec{u}_2$.

La velocidad periférica $\vec{u}_2$ *determina el tamaño del rodete o lo que es lo mismo, el diámetro exterior* d_2*, una vez fijado el número de revoluciones*

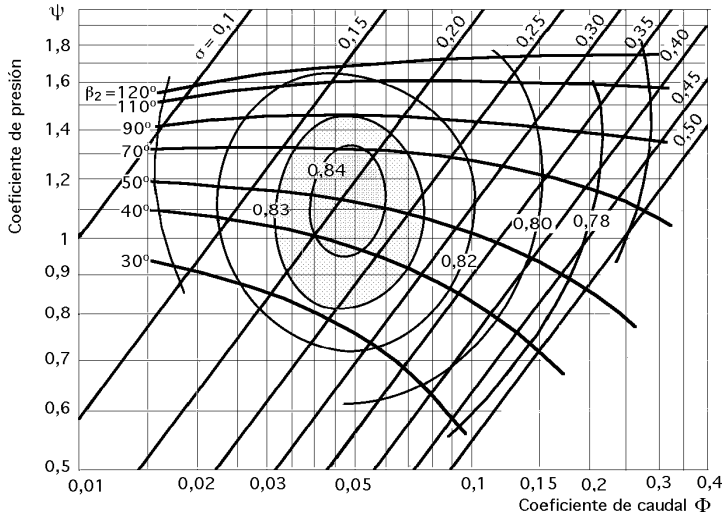


Fig III.14.- Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un TC radial

Mediante el gráfico auxiliar de la Fig III.14 se determina la relación $\frac{d_1}{d_2}$ que, frecuentemente, vale 0,5. Para el trazado de este diagrama se ha supuesto β_1= 30º y un factor de deslizamiento 0,875; para su utilización se procede de la siguiente manera:

- A partir de los datos iniciales y de la estimación del número de revoluciones, se calcula el número específico adimensional de revoluciones del escalonamiento $n_{escalón} = \frac{\sqrt{\Phi}}{\Psi^{3/4}}$ *, que es distinto del* n_q *calculado para todo el compresor y que determina la forma del rodete, en condiciones de rendimiento óptimo*

- Para el $n_{escalón}$ *calculado, normalmente se tiende a realizar el mejor rendimiento posible, que se determina mediante las curvas de rendimiento y los coeficientes de caudal* Φ *y de presión* Ψ

- En el gráfico se lee el ángulo β_2 *y con el coeficiente* Ψ *se calcula* u_2

- Para el coeficiente Φ *hallado se lee en el diagrama auxiliar del pie de la Fig III.14 la relación* $\frac{d_1}{d_2}$

La Tabla III.2 expresa la relación que suele existir entre el ángulo β_2 y el coeficiente Ψ en los TCs radiales que han demostrado buen rendimiento:

Tabla III.2.- Relación entre el ángulo de salida β_2 *y el coeficiente* Ψ

β_2	20º	25º	39º	35º	40º	50º	60º	70º	80º	90º
Ψ	0,7	0,8	0,85	0,92	0,98	1,1	1,23	1,35	1,48	1,6

Los valores más frecuentes de Ψ están comprendidos entre $0,9 \div 1,1$.

Los TCs radiales con álabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90º$, tienen coeficientes de presión del orden de $1,2 \div 1,4$.

Triángulo de salida del rodete.- La componente meridional de la velocidad absoluta suele estar comprendida en el intervalo $c_{2m} = (0,22 \div 0,32)\ u_2$; de esta manera con u_2, β_2 y c_{2m} queda determinado el triángulo de salida. En los TCs ligeros de las turbinas de gas, el ángulo α_2 suele estar comprendido entre $14º \div 16º$.

Triángulo de entrada del rodete.- En el triángulo de entrada se conoce la relación, $u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$

Experimentalmente se ha comprobado que el ángulo, $\begin{cases} \beta_{1\,óptimo} \text{ es del orden de } 30º \\ \alpha_1 = 90º \end{cases}$

Si el diseño es tal que la velocidad relativa a la entrada $\vec{w}_1$ se acerca a la velocidad del sonido $\vec{c}_s$, el número de Mach M, empieza a influir en forma apreciable en el rendimiento; si se hace que la corriente entre en el rodete con una rotación positiva, o sea, $\begin{cases} c_{1u} > 0 \\ \alpha_1 < 90º \end{cases}$, los efectos perjudiciales debidos a la compresibilidad se pueden disminuir, y el rendimiento aumentar, mejorando el funcionamiento del turbocompresor, disminuyendo el número de Mach.

Este caso tiene lugar, frecuentemente, en los TCs de los turborreactores; la corriente entra espontáneamente en el rodete sin rotación, $c_{1u} = 0 \Rightarrow \alpha_1 = 90º$.

Para conseguir que $c_{1u} < 0$, es preciso disponer una corona fija en el estator de la máquina antes del rodete, Fig III.15, que corresponde al TC de un turborreactor.

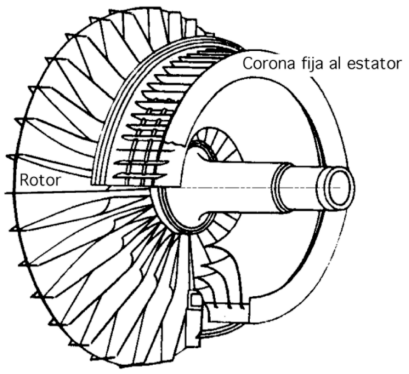


Fig III.15 .- Disposición en un TC de la corona directriz a la entrada (destinado a un turborreactor)

Para evitar la formación de ondas de choque, la velocidad $\vec{w}_1$ de ordinario no debe exceder el valor indicado por la relación

$$M = \frac{w_1}{c_s} \leq 0{,}85 \div 0{,}9$$

a no ser que se quiera realizar un diseño de escalonamiento supersónico o transónico

Valores de b_1 y b_2 a la entrada y salida del rodete.- A la entrada, se considera el caso de entrada radial, y teniendo en cuenta la ecuación de continuidad, se tiene:

$$k_1\ b_1\ d_1\ \pi\ c_{1m} = Q + q \quad \Rightarrow \quad b_1 = \frac{Q+q}{k_1\ d_1\ \pi\ c_{1m}} = \frac{Q}{\eta_{vol}}\ \frac{1}{k_1\ d_1\ \pi\ c_{1m}}$$

siendo:
- Q *el caudal volumétrico a la entrada del escalonamiento*
- *El rendimiento volumétrico,* $\eta_{vol} = \dfrac{Q}{Q+q}$
- q *el caudal intersticial, un 2% del caudal que bombea el compresor*

A la salida se tiene:

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_{vol}}\ \frac{1}{\pi\ k_2\ d_2\ c_{2m}}$$

en estas ecuaciones, k_1 *y* k_2 son los coeficientes de obstrucción a la entrada y salida de los álabes.

Diámetro del eje d_e, del cubo d_c y de la boca del rodete d_a.- El diámetro del eje d_e se calcula teniendo en cuenta el material y el momento de torsión máximo admisible del eje, Fig III.13, que se puede estimar para los aceros utilizados en su construcción de $17 \div 23$ N/mm^2, correspondiendo los valores menores para los TCs de un escalonamiento de pequeña longitud y rotores de poco peso.

El diámetro del cubo d_c en los compresores radiales se suele hacer algo mayor que el diámetro del eje d_e, $25 \div 50$ mm.

El diámetro de la boca del rodete d_a se hace ligeramente menor que el diámetro de entrada en el rodete, con objeto de conseguir una entrada suave.

III.9.- NUMERO DE ALABES DE UN TC CENTRÍFUGO

El *número de álabes del rodete* está relacionado:

a) Con el rendimiento, ya que un aumento del número de álabes aumenta el rozamiento de superficie al aumentar la superficie mojada y, simultáneamente, disminuye el rozamiento de forma porque la corriente va mejor guiada. El número de álabes óptimo será el que reduzca a un mínimo la suma de estos dos tipos de pér-

didas

b) Con la *altura teórica* que se puede conseguir con una geometría y tamaño de rodete determinado

La Fig III.16 permite seleccionar el número óptimo de álabes de un compresor radial en función del ángulo medio $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ y de la relación de diámetros $\frac{d_2}{d_1}$.

También se puede llegar a una estimación del *número óptimo de álabes* mediante la fórmula propuesta por Stepanoff, que da buenos resultados para una amplia gama de velocidades específicas:

$$\frac{\textit{Longitud desarrollada del álabe}}{\textit{Paso del álabe}} = \frac{1}{\frac{\pi\ d^2}{Z}} = 2{,}38\ \Psi \quad ;\quad Z = 2{,}38\ \Psi\ \pi\ d^2$$

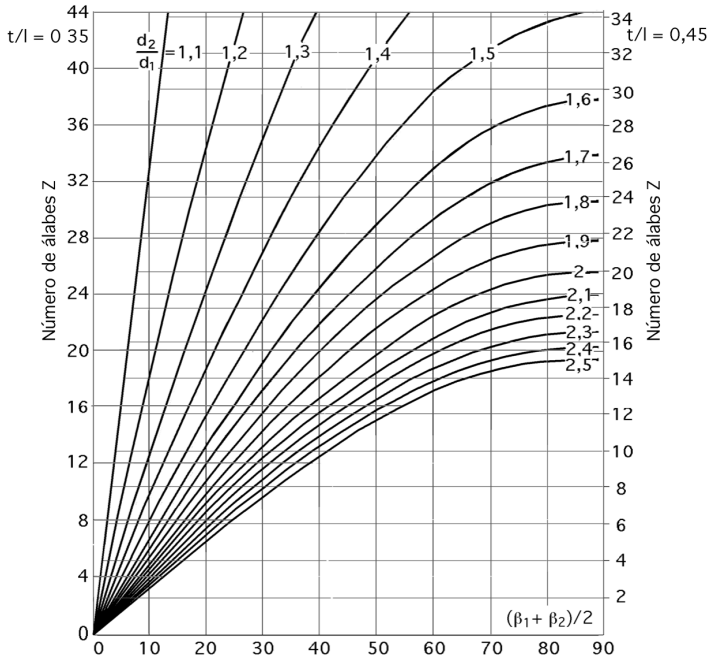


Fig III.16.- Número de álabes Z de un TC radial en función del ángulo medio de los álabes

Trazado de los álabes.- Para el trazado de los álabes se han determinado hasta el presente solamente los ángulos β_1 y β_2, Fig III.17.

- En un fluido ideal, la forma del álabe sería indiferente

- En un fluido real es preciso buscar la curvatura del álabe más favorable que reduzca las pérdidas a un mínimo

Por su sencillez de cálculo y construcción en los TCs baratos y de baja calidad se utiliza mucho el álabe de un solo arco de circunferencia. Para hacer este trazado basta con determinar el centro C de una circunferencia que corte a las circunferencias de diámetros d_1 y d_2 respectivamente bajo los ángulos β_1 y β_2 ; en un punto cualquiera B de la circunferencia d_2 se construye el ángulo β_2; el centro del arco buscado se encuentra en la recta (BC); a continuación se traza el radio (BO); a partir de él

se construye un ángulo igual a $(\beta_1 + \beta_2)$ y se traza la recta (BD) que se prolonga hasta A.

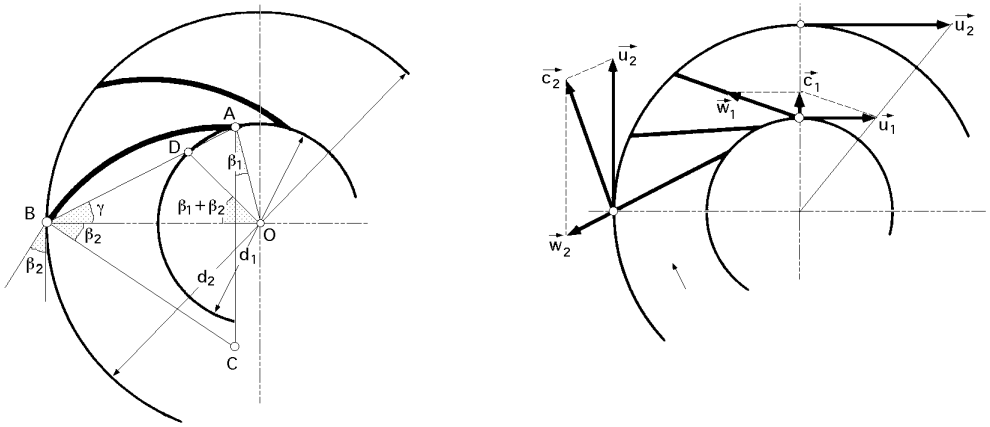


Fig III.17.- Trazado del álabe de un TC radial constituido: a) Por un arco de círculo, b) Por una recta.

En el punto A se construye el ángulo β_1. El punto C en que se cortan las rectas (BC) y (AC) es el centro del arco de circunferencia, que constituye el álabe, y (BC) = (CA) su radio.

Para su demostración basta ver que los ángulos en B y en A del triángulo (CBA) son iguales, por lo que, (CB) = (CA) = radio. Los álabes de la Fig III.17b son álabes rectos y su construcción es muy económica.

III.10.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ SIN ALABES

Se emplea en los TCs $\begin{cases} estacionarios \\ de\ un\ solo\ escalonamiento\ (turbosoplantes) \end{cases}$, y se puede ver en la Fig III.18.

La ecuación que proporciona la relación de compresión adiabática isentálpica en un difusor, para un gas perfecto y c_p y γ constantes, hemos visto es:

$$\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\,g\,c_p T_2}\,(1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

En la compresión (difusión) real politrópica un razonamiento análogo al utilizado anteriormente conduce a la expresión:

$$\frac{p_3}{p_2} = \{1 + \frac{c_2^2}{2\,g\,c_p T_2\ \eta_{i\ difusor}}\,(1 - \frac{c_3^2}{c_2^2})\}^{\frac{n}{n-1}}$$

donde $\eta_{i\ difusor}$ es el rendimiento interno del difusor, que en primera aproximación podemos suponer igual al del rodete y al de todo el escalonamiento.

El proceso en el difusor se puede suponer politrópico con un exponente, n = 1,45÷ 1,7

Los siguientes valores de diseño están confirmados por la experiencia: $\begin{cases} b_{2'} = b_3 \simeq b_2 \\ d_3 = (1{,}55 \div 1{,}17)\, d_2 \\ d_{2'} = (1{,}05 \div 1{,}1)\, d_2 \end{cases}$

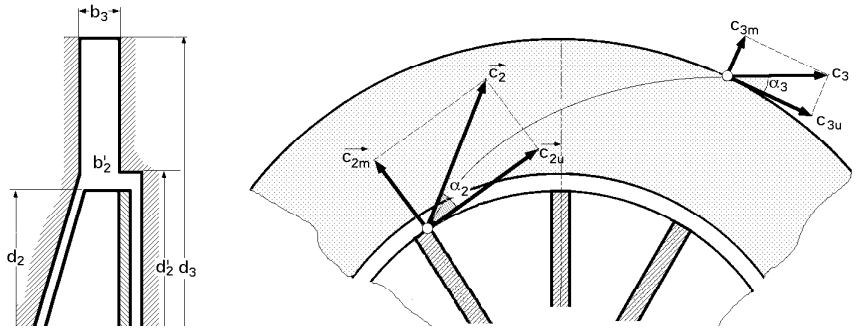


Fig III.18.- Corona directriz sin álabes

Si se considera el gas como un fluido ideal que se mueve en la corona directriz en régimen irrotacional, al ser la circulación constante:

$$d_3\ c_{3u} = d_2\ c_{2u} = Cte \quad \Rightarrow \quad c_{3u} = \frac{d_2}{d_3}\ c_{2u}$$

y el ángulo de entrada α_3 de la corriente absoluta en la caja espiral que sigue a la corona directriz sin álabes vale:

$$\alpha_3 = arc\ tg\ \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{\dfrac{Q_3}{\pi\ d_3 b_3}}{c_{3u}}$$

III.11.- CALCULO DE LA CORONA DIRECTRIZ CON ALABES

La corona directriz con álabes, de la que se puede ver un esquema en la Fig III.19, es más costosa, pero tiene mejor rendimiento que la corona directriz sin álabes.

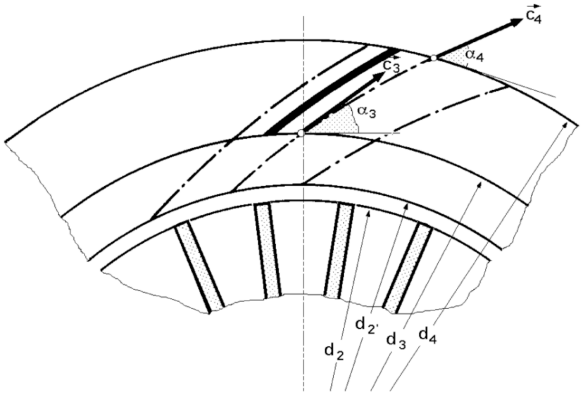


Fig III.19.- Corona directriz con álabes

Siempre que $\alpha_2 < 20^o$, conviene instalar álabes en la corona directriz

Para el ancho y diámetro de esta corona se pueden utilizar los siguientes valores experimentales:

$$\begin{cases} b_3 = b_4 = (1 \div 2)\ b_2 \\ d_3 = 1{,}1\ d_2 \\ d_4 = (1{,}45 \div 1{,}55)\ d_2 \end{cases}$$

El ángulo α_3 materializado en los álabes directrices a la entrada, es igual a α_2, ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rodete.

El ángulo de salida de los álabes directrices α_4 suele ser de $30^o \div 40^o$.

El número de álabes de la corona directriz Z_d no debe ser ni igual ni múltiplo del número de álabes del rodete; en las construcciones ordinarias, $Z_d = 20 \div 28$.

La forma de los álabes puede ser también un arco de círculo o una espiral logarítmica.