V.- TURBOCOMPRESOR AXIAL

pfernandezdiez.es

V.1.- INTRODUCCIÓN

Los compresores axiales más primitivos que se construyeron alrededor de 1900 por Sir Charles Parsons, eran de baja relación de compresión y alcanzaban rendimientos muy modestos, del orden del 55%, debido al desprendimiento de la capa límite en el álabe, por lo que se abandonaron en favor de los compresores centrífugos de varios escalonamientos por su más alto rendimiento, del orden del $70 \div 80\%$.

Los primeros TCs axiales de rendimiento aceptable aparecen mucho más tarde; en 1926, A. A. Griffith establece los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico para el diseño de compresores y turbinas, y es a partir de aquí cuando se emprende el desarrollo de los compresores axiales.

Cuando se comparan los compresores axiales con las turbinas axiales, las diferencias provienen de los propios procesos del flujo; cuando el fluido se acelera rápidamente en un conducto sufre una pérdida moderada de presión de remanso, pero cuando experimenta una rápida deceleración, que provoca un gradiente adverso de presión, se puede producir desprendimiento del flujo y, en consecuencia, grandes pérdidas.

Para limitar estas pérdidas, es necesario mantener la relación de deceleración del flujo a través de las coronas de álabes en valores bajos, circunstancia que implica el que para una relación de compresión dada, un TC axial tenga muchos más escalonamientos que una turbina axial. Su diseño entraña una gran dificultad dada la importancia especial que el método aerodinámico y el método de diseño de los álabes con torsión tiene en estas máquinas. El ángulo de desviación $(\beta_1 - \beta_2)$ de los álabes de un TC axial tiene que ser muy reducido si se quiere mantener un rendimiento elevado, siendo inferior a 45º, mientras que en las Turbinas de vapor o de gas es mucho mayor.

Análisis bidimensional del escalonamiento de un compresor axial.- Un escalonamiento de un TC axial consiste en una corona de álabes móviles o *rotor* seguida de otra de álabes fijos o *estator*. Los álabes del rotor están montados sobre un *tambor* y los del estator sobre la carcasa. Si en este TC axial los últimos escalonamientos tienen una relación (base/extremo) alta, el problema de diseño se simplifica considerando que las condiciones del flujo no varían en las direcciones circunferencial y radial, lo que equivale a suponer que existen infinitos álabes en cada corona y que las condiciones del flujo que imperan en el diámetro medio de la misma son idénticas para cualquier otro diámetro.

Los álabes se pueden suponer rectos, y si la relación $\frac{r_{base}}{r_{exterior}}$ es alta, los incrementos de presión y velocidad a lo largo de su altura son pequeños, por lo que la hipótesis de diseño es suficiente.

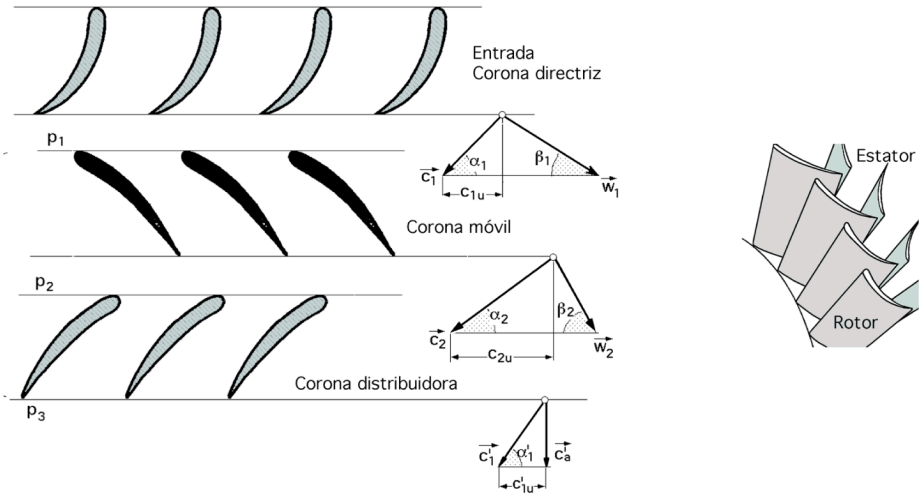


Fig V.1.- Escalonamiento de un TC axial y triángulos de velocidades

Rotor.- El proceso en el rotor es un proceso adiabático en el que se transfiere trabajo al fluido. El fluido llega a los álabes del rotor con una velocidad absoluta $\vec{c}_1$, que forma un ángulo α_1 con la dirección axial, y atraviesa los conductos divergentes formados por los álabes del rotor, que ceden energía mecánica al fluido aumentando su energía cinética y su presión estática. El fluido sale del rotor con una velocidad relativa $w_2 < w_1$ y una velocidad absoluta $c_2 > c_1$, debido a la energía cedida por el rotor. A continuación, el fluido atraviesa los conductos divergentes que forman los álabes del estator decelerándose y aumentando, por lo tanto, su presión estática.

El flujo entra en el rotor sin rotación, por lo que:

$c_{1u} = 0 \quad \Rightarrow \quad \alpha_1 = 90^o$

mientras que la velocidad axial $\vec{c}_m$ es constante.

$c_{2u} - c_{1u} = w_{2u} - w_{1u}$

$w_{2u} = - c_m cotg\ \beta_2 \quad ; \quad w_{1u} = - c_m cotg\ \beta_1$

El trabajo de compresión en un escalonamiento de un TC axial, o trabajo periférico, es:

$$T_u = (i_2 + \frac{c_2^2}{2\,g}) - (i_1 + \frac{c_1^2}{2\,g}) = \frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g} = \frac{u\,c_m\,(cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2)}{g}$$

De esta ecuación se deduce que como en un TC axial la diferencia $(cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2)$ es muy pequeña, el aumento del salto entálpico por escalonamiento se tiene que conseguir mediante un aumento de la velocidad periférica $\vec{u}$ ó de $\vec{c}_m$.

Como a un salto periférico pequeño le corresponde un incremento de presión por escalonamiento pequeño, la relación de compresión ε_c por escalonamiento en estos TCs axiales es, a su vez, muy pequeña, del orden de 1,15÷ 1,35, aproximadamente, y mucho menor que en el TC centrífugo.

Sin embargo ésto no es problema para que en la actualidad el TC axial predomine sobre el TC centrífugo en el campo de las grandes potencias, grandes caudales e incluso grandes relaciones de compresión, del orden de $\varepsilon_c = 4$, que se alcanzan aumentando el número de escalonamientos. Estos escalonamientos se suceden unos a otros, ya sean de tambor o de disco, constituyendo una máquina compacta con una reducida sección transversal, lo que constituye una gran ventaja sobre el TC centrífugo, sobre todo en la aplicación a los turborreactores de los aviones que precisan de pequeñas superficies frontales.

Los TC axiales pueden ser subsónicos y supersónicos; en esta sección sólo trataremos los TC subsónicos, que son los más corrientes.

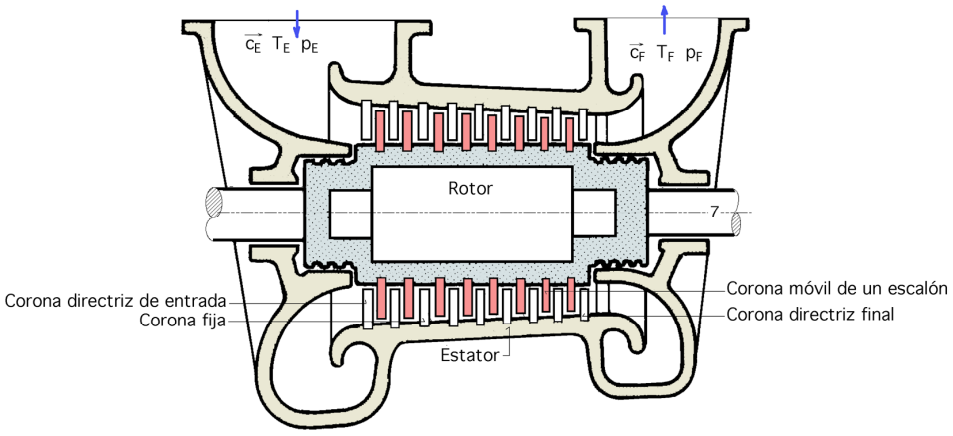


Fig V.2.- Esquema del corte longitudinal de un TC axial:

Por lo que respecta a las pérdidas, saltos entálpicos, rendimientos, potencias, refrigeración, etc, lo visto en los TC centrífugos, es aplicable a los TC axiales.

V.2.- INCREMENTO DE PRESIÓN EN UN ESCALONAMIENTO DE TC AXIAL

El incremento de entalpía en un escalonamiento de compresor adiabático es:

$$\Delta i = i_3 - i_1 = \frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g}$$

en el supuesto de que la energía cinética es sensiblemente la misma a la salida del escalonamiento (3) que a la entrada del escalonamiento (1), $c_3 \approx c_1$.

El trabajo de compresión realizado es:

$$T_u = \frac{u\,c_m\,(\cot g\,\beta_1 - \cot g\,\beta_2)}{g}$$

Como en un TC axial el incremento de presión por escalonamiento es muy reducido, la variación de la densidad será también muy pequeña; si en primera aproximación se supone para un escalón que la densidad ρ = Cte, (no en el TC completo), se obtiene:

$$di = du + p\,dv + v\,dp = \left| du + p\,dv = dQ = 0 \right| = v\,dp = \frac{dp}{\rho} \quad \Rightarrow \quad i_3 - i_1 = \frac{p_3 - p_1}{\rho}$$

por lo que el incremento de presión teórico en un escalonamiento de turbocompresor axial con ρ = Cte, y $c_3 \approx c_1$, es:

$$p_3 - p_1 = r\,\frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g} = \frac{(w_1^2 - w_2^2) - (c_2^2 - c_1^2)}{2\,g/\rho} = (p_2 - p_1) + (p_3 - p_2)$$

Rotor.- En la corona móvil del escalonamiento del TC axial con ρ = Cte, el incremento de entalpía, (para un observador unido al rotor), es:

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2\,g} = i_2 + \frac{w_2^2}{2\,g} \quad \Rightarrow \quad \frac{p_2 - p_1}{\rho} = i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2\,g}$$

es decir, el aumento de entalpía en el rotor está ligado el aumento de presión estática, fenómeno que sólo es debido a un proceso de difusión del flujo relativo por ser, $w_1 > w_2$

Estator.- El incremento de presión teórico en la corona fija (estator) del escalonamiento de un turbocompresor axial con ρ = Cte, y $c_3 \approx c_1$ es:

$$i_2 + \frac{c_2^2}{2\,g} = i_3 + \frac{c_3^2}{2\,g} \quad \Rightarrow \quad i_3 - i_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2\,g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g}$$

por cuanto se trata de un proceso adiabático y en el mismo no se realiza ningún trabajo, es decir, la

energía aportada por el rotor se emplea en aumentar la presión debido a un proceso de difusión, la velocidad del aire $c_2 > c_1$ y en vencer las distintas pérdidas. El establecer la hipótesis ρ = Cte, equivale a tratar al compresor axial como una bomba axial, por lo que las ecuaciones anteriores son idénticas a las que proporcionan los incrementos de presión en la bomba axial o en un ventilador.

Factor de disminución de trabajo en los TC axiales.- Las ecuaciones que se han visto hasta ahora son sólo válidas en la teoría unidimensional, es decir, para un número infinito de álabes, por lo que en el TC axial es preciso considerar un *factor de disminución de trabajo* $\mu < 1$, ya que el trabajo dado por la ecuación de Euler, en el caso real, no es igual al salto interno del escalonamiento debido a los efectos tridimensionales que tienen lugar en el conducto anular del TC; se ha comprobado que el trabajo dado por la ecuación de Euler es superior al salto interno, por lo que para obtener este último es necesario multiplicar el resultado de la ecuación de Euler por *el factor de disminución de trabajo* $\mu > 1$.

El trabajo periférico o energía comunicada al fluido por el rodete T_u (teoría unidimensional), es:

$$T_u = \frac{u\,(c_{2u} - c_{1u})}{g} = \frac{u\,c_m\,(cotg\,\beta_1 - cotg\,\beta_2)}{g}$$

que representa el aumento de entalpía del fluido en el escalonamiento, y que para un gas perfecto vale $c_p \Delta T$, luego

$$T_u = \frac{u\,c_m\,(cotg\,\beta_1 - cotg\,\beta_2)}{g} = c_p\ \Delta T_{u_\infty} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_{u_\infty} = \frac{u\,c_m\,(cotg\,\beta_1 - cotg\,\beta_2)}{g\,c_p}$$

en la que ΔT_{u_∞} es el incremento real de temperatura, expresando el subíndice ∞ la validez de la ecuación sólo en la teoría unidimensional.

El factor de disminución de trabajo en el TC axial es:

$$\mu = \frac{\Delta T_u}{\Delta T_{u_\infty}} = \frac{T_u}{T_{u_\infty}} < 1$$

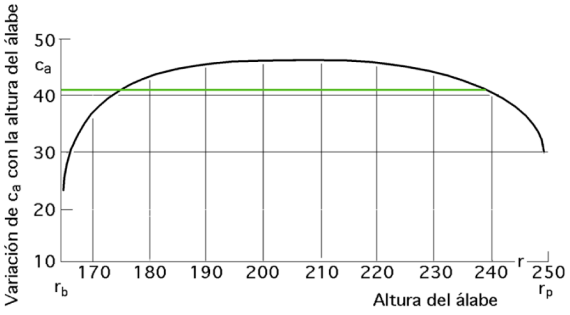


Fig V.3.- Variación de c_m de la base al extremo del álabe en un TC axial

El que el factor μ sea menor que la unidad se debe a que la velocidad axial $\vec{c}_m$ se ha obtenido mediante la ecuación de continuidad, en el supuesto de que $\vec{c}_m$ sea constante a lo largo del álabe, desde la base al extremo del mismo.

Sin embargo, en el TC axial real $\vec{c}_m$ no es constante, como se indica en la Fig V.3, que representa la variación de $\vec{c}_m$ según medidas experimentales desde la base al extremo del álabe del TC axial, por lo que el valor de $\vec{c}_m$ en la ecuación:

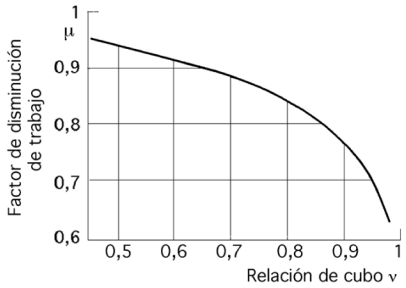


Fig V.4.- Factor de disminución de trabajo μ , en función de la relación de cubo ν , en un TC axial

$$\Delta T_{u_\infty} = \frac{u\, c_m}{g\, c_p} (cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2)$$

es bastante elevado, lo que implica también que lo sean los de Δc_u y el factor $cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2$.

En los cálculos, el factor de disminución de trabajo μ se puede suponer del orden de 0,86; depende de la relación de cubo ν, y para más exactitud se deberá tomar de la Fig V.4 en función de dicha relación.

V.3.- GRADO DE REACCIÓN

Si se sigue manteniendo la teoría unidimensional ρ = Cte, el grado de reacción de un TC axial se puede definir utilizando la misma ecuación que define el grado de reacción de las turbomáquinas hidráulicas, es decir:

$$\sigma = \frac{Salto\ de\ presión\ en\ la\ corona\ móvil}{Salto\ de\ presión\ en\ el\ escalonamiento} = \frac{p_2 - p_1}{p_3 - p_1}$$

donde los subíndices se refieren a las secciones indicadas en la Fig V.1 que corresponde a un escalonamiento con grado de reacción en el intervalo $0{,}5 < \sigma < 1$.

El grado de reacción de un TC axial puede tener un valor cualquiera comprendido entre 0 y 1 e incluso tomar valores menores que 0 y mayores que 1. Todos estos valores se pueden conseguir con una corona móvil, y una corona fija que, en el caso general se puede disponer antes o después de la corona móvil.

En la Fig V.5 se presentan cinco casos en los que la corona móvil va antes que la fija, tomando σ los valores indicados. Para cada uno de estos casos se han trazado los triángulos de velocidades y al pie de ellos los esquemas de la corona móvil y fija, siendo éstas la disposiciones más corrientes.

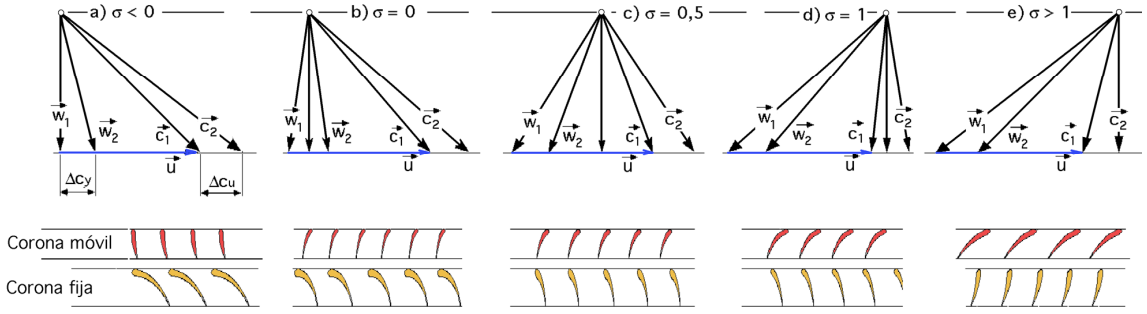


Fig V.5.- Triángulos de velocidad de diferentes escalonamientos de TC axiales, con la misma relación de presiones, pero distintos grados de reacción, σ < 0, σ = 0, σ = 0,5, σ = 1, y σ > 1.

También es posible colocar la corona fija antes de la móvil.

Para establecer mejor la comparación, en los cinco casos se ha mantenido la misma velocidad periférica $\vec{u}$, así como el mismo Δc_u, por lo que el trabajo absorbido en todos los escalonamientos de la Fig V.5, $u\Delta c_u$ es el mismo; $c_{1m} = c_{2m} = c_m$, es igual también en todos los triángulos.

El grado de reacción $\sigma = 0$ correspondiente al escalonamiento puro de acción y el $\sigma < 0$ se utilizan algunas veces cuando es posible la instalación de un difusor del compresor para la transformación de energía, por ejemplo, en los exhaustores.

El grado de reacción $\sigma = 1$ corresponde al escalonamiento puro de reacción.

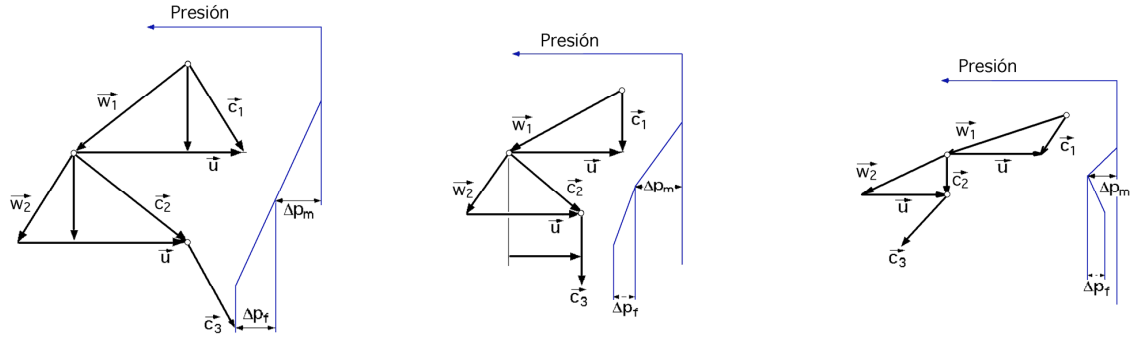
En general, el grado de reacción más utilizado en un TC axial está comprendido entre $0{,}4 \div 1$, siendo algunas veces mayor que 1.

Dentro de esta gama se encuentran los tres tipos de escalonamientos correspondientes a los triángulos de velocidades de la Fig V.6 que constituyen una clasificación que ha sido muy empleada, en los que, $c_3 = c_1$:

- *Escalonamiento simétrico:* $\sigma = 0{,}5$; $\alpha_1 < 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, *Fig V.6a*

- *Escalonamiento sin rotación (a la entrada):* $0{,}5 < \sigma < 1$; $\alpha_1 = 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, *Fig V.6b*

- *Escalonamiento con contrarotación (a la entrada);* $\sigma > 1$; $\alpha_1 > 90^o$; $\beta_2 < 90^o$, *Fig V.6c*. Este tipo de escalonamiento se suele diseñar para la salida del rodete axial, $\alpha_2 = 90^o$.



a) Escalonamiento simétrico, σ = 0,5 b) Escalonamiento sin rotación a la entrada c) Escalonamiento con contrarotación a la entrada

a) Escalonamiento simétrico, $s = 0{,}5$; $a_1 < 90^o$

b) Escalonamiento sin rotación (a la entrada), $0{,}5 < s < 1$; $a_1 = 90^o$

c) Escalonamiento con contrarotación (a la entrada), $s > 1$; $a_1 > 90^o$

Fig V.6.- Triángulos de velocidades e incrementos de presión en la corona fija y en la corona móvil, para los tres tipos de escalonamientos más corrientes de TCs axiales

Los TCs axiales de turbinas de gas de aviación se caracterizan por tener grandes velocidades periféricas; se utiliza el TC axial de $\sigma = 0{,}5$ que tiene la ventaja constructiva de utilizar el mismo perfil de álabe para la corona móvil y la corona fija, pudiendo realizar una compresión más uniforme.

En las *turbinas estacionarias*, (sus velocidades periféricas son más reducidas), se utiliza un TC axial de σ = 1 porque para una misma velocidad periférica $\vec{u}$ se alcanza una mayor presión en el escalonamiento, y al mismo tiempo se consigue un compresor más estable.

Comparando entre sí los tipos de escalonamiento representados en la Fig V.5.c.d vamos a considerar las siguientes situaciones:

a) Se puede suponer que $u = c_m$, así como el ángulo de desviación $\beta_1 - \beta_2$; en este caso, la presión para σ = 1 es mayor que para σ = 0,5 puesto que en este último la diferencia $cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2$ es menor que en el primero, ya que del triángulo de velocidades se deduce que:

$$cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2 = \frac{sen\ (\beta_2 - \beta_1)}{sen\ \beta_1\ sen\ \beta_2}$$

b) Se puede suponer que $u = c_m$, así como $cotg\ \beta_1 - cotg\ \beta_2$, por lo que las presiones creadas por los escalonamientos también son iguales, mientras que $\beta_2 - \beta_1$ será mayor en el caso de σ = 0,5 y, por tanto, las pérdidas serán también mayores, siendo menor la estabilidad de funcionamiento del compresor.

Tabla V.1.- Estudio comparativo de los tres diseños básicos de TCs axiales en función de s

Escalonamiento	*Simétrico*	*Sin rotación*	*Contrarotación*
Grado de reacción	*0,5*	*0,5 < σ < 1*	*σ > 1*
u y c_m la misma en todos los escalonamientos	*w pequeña* *Poco rozamiento* *Buen rendimiento*	*w intermedia*	*w grande*
u y c_m la misma en todos los escalonamientos	*u grande* *Reducción del número de escalonamientos*	*u intermedia*	*u pequeña*
u y w la misma en todos los escalonamientos	*c_m grande* *Aumento de la capacidad para un cierto trabajo*		
Δp	*Grande* *Reducción del número de escalonamientos*	*c_m intermedia* *Intermedio*	*c_m pequeña* *Pequeño*

V.4.- COEFICIENTES DE DISEÑO

Coeficiente de presión Ψ .- El coeficiente de carga o de presión ψ de un escalonamiento, referido al extremo del álabe, expresa la capacidad de trabajo T_u por unidad de masa desarrollado por el escalonamiento; se define como:

$$\Psi = \frac{T_u}{u^2/g} = \left| T_u = \frac{u}{g}(c_{1u} - c_{2u}) = \frac{u}{g}\, c_{1m}(cotg\ \alpha_1 - cotg\ \alpha_2) \right| = \frac{c_{1m}}{u}(cotg\ \alpha_1 - cotg\ \alpha_2)$$

siendo T_u el salto energético isentálpico en el escalonamiento; el coeficiente así definido varía de la base al extremo, a lo largo de la longitud radial del álabe, por lo que viene referido en cada caso a la

sección de que se trate. En los TC de varios escalonamientos los valores de Ψ en la base y en la mitad del álabe son:

$$\Psi_{base} < 1 \quad ; \quad \Psi_{mitad\ del\ álabe} < 0,7$$

Coeficiente de caudal o de flujo Φ_a .- Está relacionado con el tamaño de la máquina para un gasto másico G dado, y se define en la forma: $\Phi_a = \dfrac{c_m}{u}$

En el diseño de los TCs axiales de varios escalonamientos, se recomienda mantener:

$$\Phi_a \geq 0,45\ \sqrt{\Psi}$$

Los valores usuales de Φ_a referidos al diámetro medio, suelen estar comprendidos entre $0,5 \div 0,8$

Relación de cubo ν**.-** Se define como la relación entre el radio de la base y el radio exterior del álabe:

$$\nu = \frac{r_{base}}{r_{exterior\ del\ álabe}}$$

El coeficiente ν se escoge tanto mayor, cuanto mayor sea el coeficiente de presión adoptado; la experiencia demuestra que el valor óptimo oscila entre un mínimo y un máximo en la forma:

$$\frac{0,9\ \Psi}{1,4 - 0,9\ \Psi} < \nu < (0,8 \div 0,85) \quad \Rightarrow \quad 0,5 < \nu < 0,85$$

Número específico adimensional de revoluciones $n_{escalón}$.- El número específico adimensional de un escalón en los TCs axiales se define en la forma:

$$n_{escalón} = \frac{\sqrt{(1 - \nu^2)\ \Phi_a}}{\Psi^{3/4}}$$

Nº de Mach M.- Sabemos que para un escalonamiento se tiene, $T_u = \Psi\ \dfrac{u^2}{g}$

Aumentar la relación de compresión de un escalonamiento equivale a aumentar T_u , para lo cual, una vez escogido un valor de Ψ, la velocidad periférica u aumentará, lo que implica, para valores de c_m y Δc_u a la entrada del rodete constantes, un aumento creciente de w_1 que, al acercarse a la velocidad del sonido c_s, aumenta el nº Mach $M = \dfrac{w_1}{c_s}$, hasta llegar al valor crítico, que viene a estar comprendido entre 0,65 y 0,85, pasando de régimen subsónico a transónico.

En los álabes de gran espesor y gran curvatura el número crítico es aún menor, y disminuye al aumentar el ángulo de ataque, dependiendo finalmente del ángulo de posición del perfil en el enrejado.

Si el régimen pasa de supersónico a subsónico, en el compresor se crean ondas de choque, con desprendimientos locales de la capa límite, aumento de las pérdidas y disminución del rendimiento. Para que se produzcan estos fenómenos basta conque en algún punto del perfil, que se encuentra de ordinario en la superficie convexa, se llegue a la velocidad del sonido; allí la velocidad local es muy superior a la velocidad media de la corriente.

Como el nº de Mach crítico se determina a la velocidad media, implica que los fenómenos supersónicos ocurran antes de que la velocidad media de la corriente alcance la velocidad del sonido; en esta situación $\begin{cases} \textit{la resistencia al arrastre aumenta} \\ \textit{simultáneamente disminuye el empuje ascensional} \end{cases}$ lo que equivale a un descenso rápido del rendimiento del TC en el enrejado de álabes.

Para un mismo enrejado de álabes, en el que se mantiene la semejanza de los triángulos de velocidades, un aumento de u implica un aumento de $\vec{w}_1$ y $\vec{c}_m$ por lo que la limitación de estas últimas velocidades implica la limitación de la velocidad periférica $\vec{u}$.

En los TC de varios escalonamientos, aún manteniendo $M > M_{crít}$ se puede lograr un aumento del salto entálpico por escalonamiento, con la consiguiente reducción del número de los mismos, aprovechando el hecho de que la temperatura del aire aumenta con la compresión y, por lo tanto, la velocidad del sonido, siendo su valor del orden de: $c_s = 20\sqrt{T}$

V.5.- FORMAS BÁSICAS DEL PERFIL MERIDIONAL

El diseño de la carcasa y del tambor, para que siempre se logre una disminución de la altura del álabe en el sentido del flujo, que tenga en cuenta la disminución del volumen específico con la compresión, se puede hacer de seis formas distintas, que se representan en la Fig V.7.

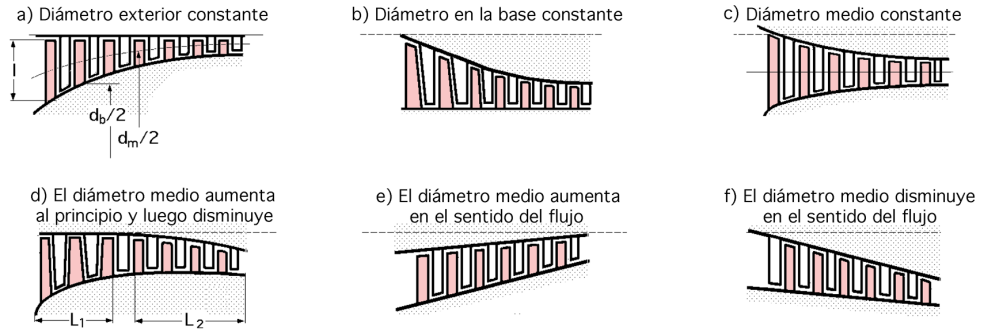


Fig V.7.- Formas básicas del corte meridional de un TC axial

- Diámetro exterior d_p constante, Fig V.7a.- La disminución creciente de la altura del álabe se consigue aquí con el aumento del diámetro d_b en la base, en el sentido de la compresión. Con este tipo de diseño se alcanzan grandes valores del trabajo de compresión por escalonamiento, del orden de $30 \div 40$ kJ/kg, reduciéndose el número de escalonamientos.

Las desventajas de este diseño son:

- Si el gasto es pequeño y la relación de compresión total es grande, los álabes de las últimas coronas móviles son muy cortos, lo que influye desfavorablemente en el rendimiento

- Esta construcción es tecnológicamente complicada

***- Diámetro d_b constante*, Fig V.7-b.-** En este diseño el diámetro medio del álabe d_m es variable. El trabajo por escalonamiento es menor que en el caso anterior, pero desaparecen las desventajas enunciadas.

- Diámetro d_m constante, Fig V.7c

- El diámetro d_m aumenta al principio y luego disminuye, Fig V.7d.- En el intervalo L_1, el diámetro d_m aumenta, para disminuir luego en el intervalo L_2.

- El diámetro d_m aumenta en el sentido del flujo, Fig V.7e.- Con este disposición se consigue disminuir el número de escalonamientos, para caudal volumétrico pequeño y grado de compresión elevado.

- El diámetro d_m disminuye en el sentido del flujo, Fig V.7f.- Con este diseño se consiguen elevados rendimientos, si los caudales volumétricos son pequeños y las relaciones de compresión elevadas.

La elección de uno u otro tipo de diseño dependerá también del grado de reacción, que puede variar de un escalonamiento a otro, y de la aplicación a que se destine el compresor.

V.6.- NUMERO DE ESCALONAMIENTOS

Al igual que en los TCs radiales se puede hacer una estimación del número de escalonamientos a base de los datos iniciales conocidos Fig V.8, calculando el número específico adimensional de revoluciones del compresor $n_q = 5{,}543 \dfrac{n\sqrt{Q}}{T_u^{3/4}}$ para la unidad completa y, posteriormente, con ayuda de la Tabla V.2 el valor de $n_{escalón}$ (número específico adimensional de revoluciones del escalón) a introducir en la Fig V.8 y obtener así un nº Z de escalonamientos aproximado.

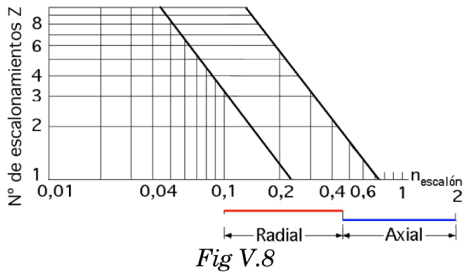


Fig V.8

Estimación del nº de escalonamientos Z de un TC

El caudal medio es $Q = \dfrac{Q_1 + Q_2}{2}$, siendo Q_1 un dato de partida en el diseño del turbocompresor, de forma que:

$$Q_2 = Q_1 \frac{\dfrac{p_2}{p_1}}{1 + \dfrac{(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_i}}$$

Tabla V.2.- Cálculo de los valores de $n_{escalón}$ a partir del n_q

	$n_q\ (rpm\ \frac{\sqrt{m^3/seg}}{m^{3/4}})$	$n_s\ (rpm\ \frac{\sqrt{CV}}{m^{5/4}})$	*n0 (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*	$2{,}108\sqrt{\rho_{total}/\rho_{estática}}$

siendo $\frac{p_2}{p_1}$ la relación de compresión; el rendimiento interno η_i hay que estimarlo, llegándose a rendimientos internos en cada escalonamiento del orden de 0,9, estando el rendimiento interno de todo el compresor entre $0{,}86 \div 0{,}90$.

El salto energético total en la máquina es:

$$T_u = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R\, T_E \{(\frac{p_F}{p_E})^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1\}$$

V.7.- DIMENSIONES PRINCIPALES DE UN TC AXIAL DE DIÁMETRO EXTERIOR CONSTANTE

Se han hecho numerosos estudios teóricos y experimentales, basándose en la teoría de la semejanza, que se recogen en gráficos como los que se representan en las Fig V.8 y 10, (Eckert), y que permiten estimar rápidamente las dimensiones principales de un TC axial de diámetro exterior constante, que sólo es aplicable al diseño (a) de la Fig V.7.

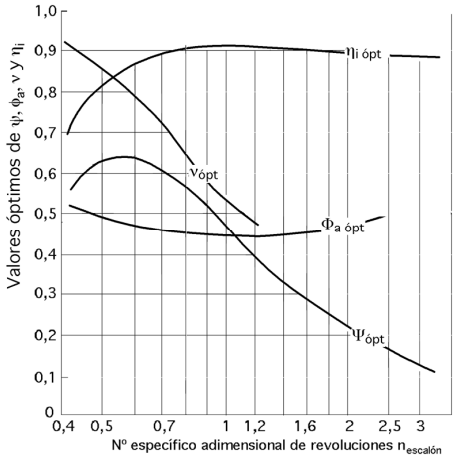


Fig V.9.- Valores óptimos de Ψ, Φ_a, ν y η_i, de un escalonamiento de TC axial, en función del número específico adimensional de revoluciones $n_{escalón}$, sin rotación a la entrada $\alpha_1 = 90^o$

Por lo que se refiere a los tres diseños fundamentales estudiados anteriormente, la gráfica de la

Fig V.9, se puede aplicar a los diseños (a) y (b) de la Figura V.7 $\begin{cases} (a)\ sin\ rotación\ a\ la\ entrada\ \alpha_1 = 90^o \\ (b)\ con\ rotación\ positiva\ \alpha_1 < 90^o \end{cases}$, pero en ningún caso al diseño (c) en contrarotación $\alpha_1 > 90^o$. El intervalo $0 < \sigma < 1$ del grado de reacción es el más corriente en los TC axiales, y se utiliza para un cálculo previo.

En el gráfico representado en la Fig V.9 se encuentran los valores óptimos para el coeficiente de presión Ψ, el coeficiente de caudal Φ_a, la relación de cubo ν y el rendimiento interno óptimo η_i de un escalonamiento, en función del número específico adimensional de revoluciones del TC axial referido a un escalonamiento.

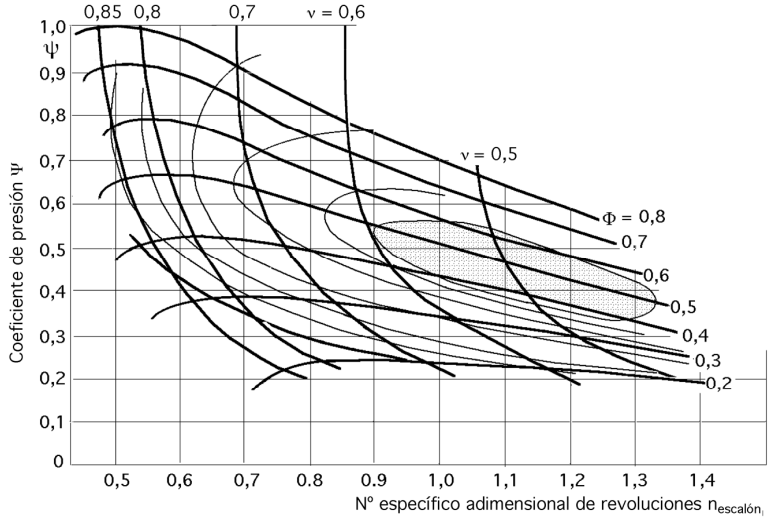


Fig V.10.- Diagrama de Eckert para la obtención de las dimensiones principales de un TC axial de varios escalonamientos

Para determinar el número específico adimensional de revoluciones $n_{escalón}$ de cada escalonamiento, hay que calcular el salto adiabático isentrópico medio del escalonamiento $\Delta i = \dfrac{1{,}03\ T_u}{Z}$, en la que se incluye el valor 1,03 que es el *factor de recalentamiento del fluido*.

El número específico adimensional de revoluciones de cada escalonamiento del TC axial disminuye desde el primero hasta el último escalonamiento, aumentando al mismo tiempo la relación de cubo y el coeficiente de presión. Si se conoce el número específico adimensional de revoluciones para el primer escalonamiento, se obtienen de la Fig V.9 los valores de Ψ_1, Φ_{a1}, ν_1, η_{i1}.

En los TC de varios escalonamientos no siempre es posible optimizar todos los escalonamientos, por lo que habrá algunos que no alcanzarán la condición de rendimiento óptimo. En esta situación se utiliza el gráfico de la Fig V.10, que permite estimar el rendimiento a alcanzar en cada caso. Este gráfico no es válido para el diseño con contrarotación.

Para calcular el diámetro exterior de los álabes se utiliza la expresión:

$$d_e = \sqrt{\frac{4\ Q_1}{\pi\ (1 - \nu)^2\ \Phi_{a1}\ u_e}}$$

en la que:

- $\vec{u}_e$ es la velocidad periférica en el extremo del álabe a la entrada del escalonamiento que coincide con la velocidad correspondiente al diámetro exterior

- Q_1 es el caudal volumétrico del primer escalonamiento

- Φ_{a1} es el coeficiente de caudal del primer escalonamiento

Si el número de revoluciones n es un dato inicial, el diámetro $d_e = \frac{u_e}{\pi\, n}$, y la longitud axial del álabe: $b = (0{,}25 \div 0{,}35)\, d_e$, para $d_e = 300 \div 600\ mm$

Para diámetros d_e mayores, los valores son más pequeños y para diámetros menores más grandes.

V.8.- PROCEDIMIENTO DE CALCULO DEL TC AXIAL

En el diseño de un TC axial es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Rendimiento óptimo en el punto de diseño (objetivo muy frecuente en todo diseño)

- Mayor economía en la construcción, aún sacrificando algo el rendimiento

- Seguridad de funcionamiento y resistencia.- Si el salto isentálpico total que se alcanza en un escalonamiento del TC axial oscila, por ejemplo, entre $8 \div 15\ kJ/kg$, y se busca una máquina totalmente exenta de vibraciones y bombeo, se escogerán dentro de la gama indicada los valores más bajos; para los TC móviles se escogerán los valores intermedios y los más elevados para los turborreactores de los aviones

- El número de revoluciones es, con frecuencia, el factor decisivo en el diseño; de manera que si el número de revoluciones viene prescrito por la máquina conducida, el diseño puede ser totalmente distinto que si éste pudiese ser elegido arbitrariamente en el proyecto

Diseño refrigerado.- Con los datos iniciales del proyecto y con el diagrama (i-s) se tiene:

- Presión p_E y temperatura T_E del gas a la entrada del TC

- Relación total de compresión $\frac{p_F}{p_E}$

- Salto isentálpico total o salto energético en la máquina

- Presión p_F y temperatura real T_F del gas al final de la compresión, calculada esta última mediante la estimación de un rendimiento interno medio del escalonamiento η_{ie} y del factor de recalentamiento

- El gasto másico G constante en toda la máquina o el caudal volumétrico a la entrada, estando ambos relacionados por la ecuación: $Q_E = G\, v_E = G\, \frac{R\, T_E}{p_E}$

- Selección del número de revoluciones n

- Cálculo del número de escalonamientos Z

- Decidir entre diseño:

a) Con torbellino libre en el que el grado de reacción es variable, mínimo en la base del álabe y creciente con la altura del mismo, siendo c_m= *Cte, y circulación* $\Gamma = 2\,\pi\,c_u\,r = Cte$

b) Con grado de reacción constante en todo el álabe

- Selección del perfil del álabe en la base, que tenga un coeficiente de empuje ascensional elevado, un coeficiente de arrastre bajo y que sea estable en una amplia gama de ángulos de ataque. Con frecuencia se selecciona primero un perfil base simétrico, a continuación se escoge una línea media y una distribución de espesores.

- Selección de los coeficientes de presión Ψ, *de caudal* Φ_a , *y de empuje ascensional* C_a *desde la entrada a la salida de la máquina*

- Determinación del diámetro medio del primer escalonamiento y de la longitud radial a_1 *del álabe, a la entrada del mismo, si no se tiene en cuenta el espesor de los álabes, por medio de las ecuaciones:*

$$u_{e1} = \frac{d_{e1}\pi\, n}{60} \quad ; \quad \pi\, d_{m1}\, a_1\, c_{1m} = G\, v_E$$

con v_E *el volumen específico del aire a la entrada*

En este esquema se prescinde de la refrigeración, que se podrá hacer después de cada cuerpo del TC, o incluso después de cada escalonamiento en los TCs más eficientes, y consideramos cada cuerpo, o respectivamente cada escalonamiento, idealmente adiabático.

Valores usuales de la velocidad axial c_m *para compresores:* $\begin{cases} \text{estacionarios, } 80 \div 120, \text{ m/seg} \\ \text{móviles, } 140 \div 200, \text{ m/seg} \end{cases}$

La longitud radial de los álabes no debe ser menor de $35 \div 40$ *mm.*

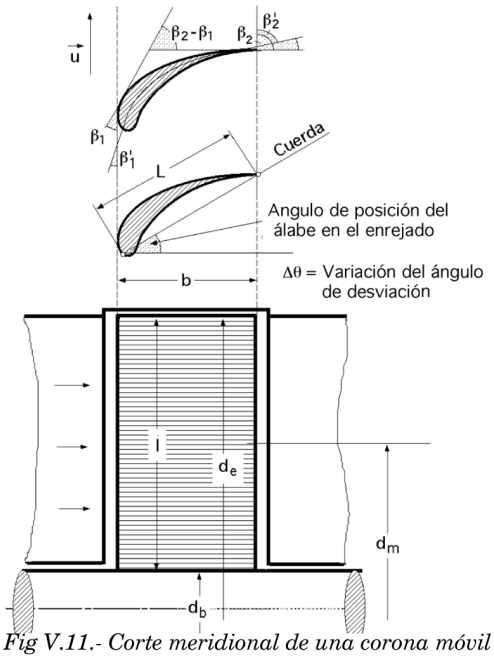


Fig V.11.- Corte meridional de una corona móvil de TC axial y desarrollo cilíndrico

Los valores de d_{m1} *y altura del álabe* a_1 *están relacionados entre sí y con la relación de cubo* ν *por la ecuación:*

$$\nu = \frac{d_{b1}}{d_{e1}} = \frac{d_{m1} - b_1}{d_{m1} + b_1} = 0{,}5 \div 0{,}85$$

en la que se escoge, por ejemplo 0,5 en el primer escalonamiento y 0,85 en el último.

-Determinación del diámetro medio del último escalonamiento, utilizando el coeficiente $\Phi_{a(último)}$ *de caudal y* η_F

- Selección de la forma del corte meridional.

- Construcción de los triángulos de velocidades, tanto a la entrada como a la salida, al menos en la base, álabe medio, y extremo del álabe (aunque conviene hacerlo en más secciones del álabe). A continuación se comprueba el ángulo de desviación $\beta_2 - \beta_1$ *que ha de tener un valor conveniente. Es muy difícil que los ángulos de la co-*

rriente a la entrada y salida β_1 y β_2 coincidan con los ángulos que forman las tangentes a la línea media del álabe, por lo que, en general, aun en el punto de diseño, el desvío de la corriente $\beta_2 - \beta_1$ no coincidirá con el desvío que marca la línea media del perfil, como se observa en la Fig V.11.

- Determinación del paso relativo $\frac{t}{L}$ en todas las secciones, que suele oscilar entre 0,9 ÷ 1, pudiéndose extender la gama por un lado y por otro de 0,5 ÷ 1,5. El número de álabes Z viene relacionado con el paso por la ecuación: $t = \frac{\pi\, d_m}{Z}$

- Determinación de la cuerda del perfil L_m en el diámetro medio.

- Diseño del álabe de la base al extremo teniendo en cuenta que, $C_a\ L \sqrt{(u - \frac{\Delta c_u}{2})^2 + c_m^2} = Cte$

- Comprobación del número de Mach en cada sección del álabe

- Determinación del rendimiento del escalonamiento, del estado del gas y de la longitud del álabe a la salida del escalonamiento.

A continuación se repite el proceso de cálculo para los restantes escalonamientos y finalmente se determina el rendimiento interno del TC.