

Teoría básica sobre el funcionamiento del Compresor.

El primer elemento fundamental que forma parte de la Turbina de Gas es el compresor. En él se produce el primero de los procesos que ha de sufrir el fluido que atraviesa la máquina, es decir, la compresión del mismo para que sea posible una expansión en la turbina.

En la presente sección se presentará de manera conceptual el proceso de compresión, las actuaciones de los escalonamientos y los parámetros que caracterizan la eficiencia del proceso. Finalmente se muestra el método simplificado mediante el cual se caracteriza de manera global el funcionamiento del compresor.

1. Escalonamientos del compresor axial.

En el compresor axial se aplica el principio básico de la aceleración del fluido motor seguida de una de una difusión que convierta la energía cinética adquirida en un aumento de presión. Este proceso se lleva a cabo en una serie de escalonamientos y puede estudiarse considerando el paso a través de uno cualquiera de ellos.

Para simplificar la presente sección en la que se pretende dar introducción a la geometría básica del compresor, se admitirá de principio el hecho de que el flujo se produzca en un plano tangente a la altura media del álabe, en el cual la velocidad periférica asociada al giro del rotor se designará por U .

Este planteamiento bidimensional significa que, en general, la velocidad del flujo tendrá dos componentes, una axial designada por a , y una de giro, o periférica, designada por w . En la realidad el flujo tridimensional, pero para dar una visión general de cómo se produce el intercambio energético dentro del compresor, basta con los resultados obtenidos a partir del flujo bidimensional.

En los turbocompresores axiales la corona móvil o rotor antecede a la corona fija o estator tal y como se muestra en la figura siguiente.

A continuación se tratará de obtener una relación entre la geometría de los álabes de un escalonamiento en general y el intercambio energético producido.

Se supone en primer lugar que el aire llega a los álabes del rotor con una velocidad absoluta C_1 que forma un ángulo α_1 con la dirección axial. Combinando esta velocidad con la periférica U se obtiene la velocidad relativa V_1 , de ángulo β_1 , como puede verse en el triángulo de velocidades superior. Después de atravesar los conductos divergentes formados por los álabes del rotor, los cuales realizan un trabajo

sobre el aire y aumentan su velocidad absoluta, el aire saldrá con una velocidad relativa V_2 y un ángulo β_2 menor que β_1 . Como V_2 es menor que V_1 , se habrá conseguido en el rotor cierto aumento de presión debido a la difusión.

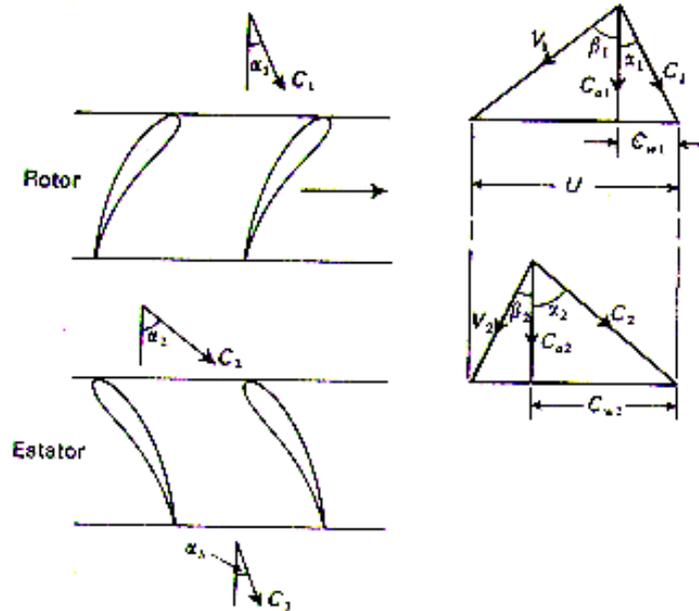


Figura 3.2: Esquema básico de escalonamiento de compresor y triángulo de velocidades.

La combinación de las velocidades V_2 y U proporciona la velocidad absoluta de salida del rotor de ángulo α_2 como puede apreciarse en el triángulo de velocidades. Entonces el aire atraviesa los álabes del estator, donde experimenta otra difusión hasta la velocidad C_3 de ángulo α_3 , que comúnmente suele ser igual a α_1 .

A partir de la geometría de los triángulos de velocidades se deducen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{U}{C_a} = \operatorname{tg} a_1 + \operatorname{tg} b_1$$

$$\frac{U}{C_a} = \operatorname{tg} a_2 + \operatorname{tg} b_2$$

donde, $C_a = C_{a1} = C_{a2}$ es la velocidad axial.

Se puede deducir una expresión del trabajo absorbido por el escalonamiento a partir de la variación del momento angular, obteniéndose el trabajo por unidad de gasto másico:

$$W = U \cdot C_a (\operatorname{tg} a_2 - \operatorname{tg} a_1), \text{ o bien: } W = U \cdot C_a (\operatorname{tg} b_1 - \operatorname{tg} b_2)$$

Esta energía se invertirá de manera útil en elevar la presión y la velocidad del aire y de manera inútil en vencer las diferentes pérdidas por fricción, pérdidas que se verán cuantificadas mediante el rendimiento isentrópico.

A quedado pues clara la relación existente entre el trabajo absorbido y el rendimiento isentrópico de un escalonamiento de compresor axial con la geometría de los álabes que los forman.

En la realidad un turbocompresor estará compuesto por un gran número de escalonamientos, que se comportarán de manera semejante al aquí mostrado. Así el comportamiento del conjunto del compresor estará directamente relacionado con su geometría interna, por lo que a priori parece complicado modelarlo. A continuación verá como aplicando las técnicas de análisis dimensional se reduce mucho el problema.

2. Curvas características de los Turbocompresores Axiales.

El comportamiento de una turbomáquina podría ser especificado mediante curvas que representen la variación de la presión y la temperatura de salida con el gasto másico para diferentes valores fijos de la velocidad de giro.

Sin embargo, estas representaciones dependerían también de otras variables como las condiciones de presión y temperatura de entrada así como las propiedades físicas del fluido de trabajo.

Utilizando el análisis dimensional se puede reducir el número de variables que representan una situación física. Con la aplicación de estas técnicas a las turbomáquinas podemos obtener resultados que permitan:

- La predicción del comportamiento de un prototipo a partir de ensayos realizados con un modelo a escala.
- La elección de la máquina que trabajaría con mayor rendimiento para una gama de saltos de energía, velocidad y gastos dados.

Mediante la aplicación de las técnicas de análisis dimensional se llega a la ecuación general adimensional para las turbomáquinas:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \mathbf{h}_c = f\left(\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \frac{\dot{\Omega}}{\sqrt{T_{01}}}\right)$$

Según esto llegamos a la conclusión de que el comportamiento del turbocompresor puede quedar descrito por sólo dos grupos de curvas. La relación de compresión y el rendimiento isentrópico se pueden representar por separado frente al

gasto másico adimensional en forma de una familia de curvas, cada una de las cuales para distintos valores de la velocidad de giro adimensional constante.

En la siguiente figura se muestra un grupo de curvas características para una familia determinada de compresores axiales:

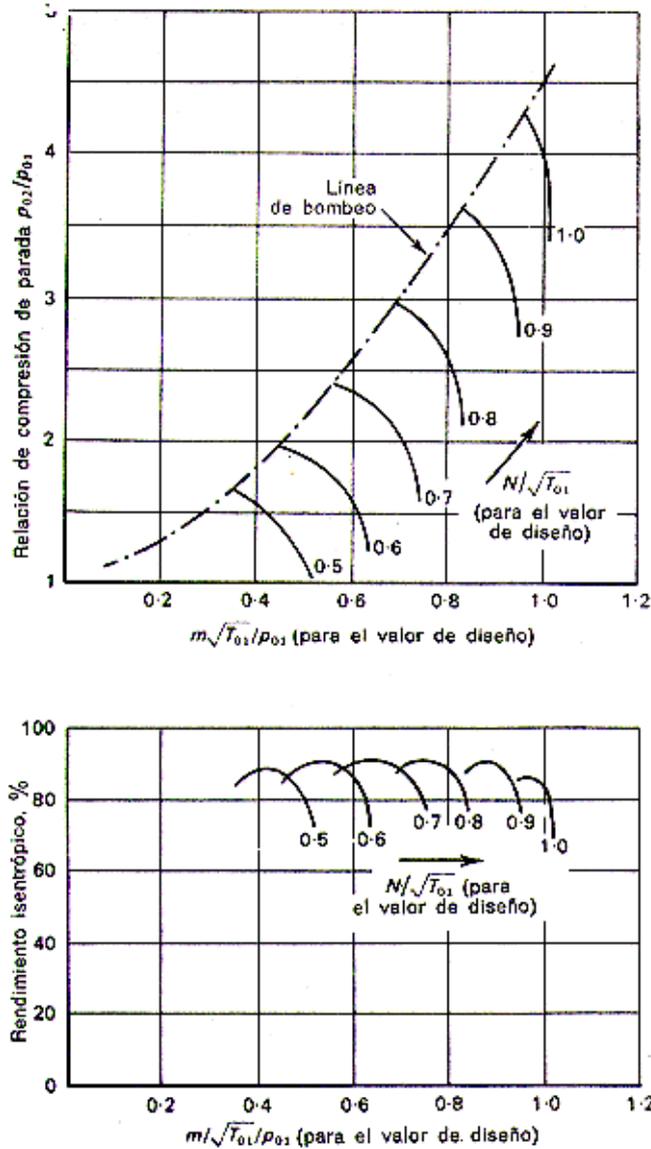


Figura 3.3: Curvas generalizadas para una familia de compresores axiales

Se observa como para velocidades de giro altas las líneas de velocidad constante se hacen muy inclinadas y pueden finalmente llegar a ser verticales. En los extremos de estas líneas se encuentran las limitaciones de funcionamiento correspondientes a los fenómenos de bombeo y bloqueo. Los fenómenos de bombeo

aparecen antes de que las curvas lleguen al valor máximo para la relación de compresión y, por esta razón, el punto de diseño para el funcionamiento se encuentra siempre más cerca del límite de bombeo que del de bloqueo.

El bloqueo del compresor se producirá cuando al ir creciendo el gasto másico disminuye la presión a la salida, a medida que ésta disminuye también lo hará la densidad por lo que la velocidad absoluta será mayor. Se alcanzará un punto en el que no es posible el gasto másico, es entonces cuando se produce el bloqueo para una velocidad de giro dada y no puede suministrar un gasto mayor para esa velocidad de giro. Se habrá alcanzado un número de Mach igual a la unidad en alguna sección de la máquina.

En cuanto al bombeo decir que va asociado a un descenso repentino de la presión de salida y una violenta pulsación aerodinámica que se transmite a través de toda la máquina. De una manera simple el fenómeno del bombeo se puede explicar de la siguiente manera: cuando el punto de funcionamiento del compresor se encuentra en una zona de pendiente positiva, dentro de curva de funcionamiento a velocidad constante, una disminución del gasto másico vendrá acompañada de un descenso de la presión de salida. Si la presión del aire después del compresor no disminuye con la suficiente rapidez, la corriente tenderá a invertir su marcha y retroceder invirtiendo su marcha y retroceder en el sentido del gradiente de presiones resultante.. Al ocurrir esto la relación de compresión cae rápidamente. Mientras tanto la presión después del compresor habrá descendido también, de forma que el compresor podrá recuperarse y repetir este ciclo de sucesos, que tendrá lugar con una frecuencia alta, presentándose así como un fenómeno de inestabilidad.

En consecuencia, el margen de funcionamiento estable de los compresores axiales es estrecho y las turbinas de gas que los incorporan exigen mucho cuidado a la hora del acoplamiento para evitar inestabilidades en condiciones operativas alejadas del punto de diseño.