

Rendimiento de compresores

Por el Capitán GABARDA
Ingeniero Aeronáutico.

Siendo fundamental para el funcionamiento del motor la temperatura del aire aspirado (1), la cual es función del rendimiento del compresor, se comprende la gran importancia que tiene el valor del mismo cuando se trata de alcanzar potencias elevadas. Así, por ejemplo, con rendimientos de 0,70 y 0,55 se obtiene, a 6.000 metros de altura de restablecimiento, una elevación de la temperatura del aire de alimentación de 85° y 105° , respectivamente. En las figuras 1 y 2 se representan, con diferentes rendimientos del compresor, la potencia que absorbe al mismo y la elevación de temperatura del aire de alimentación.

Los compresores son mecanismos concebidos esencialmente sin refrigeración; pero las necesidades de alturas de vuelo, cada vez mayores, han obligado al empleo de compresores multi-escalonados, los cuales van provistos de refri-

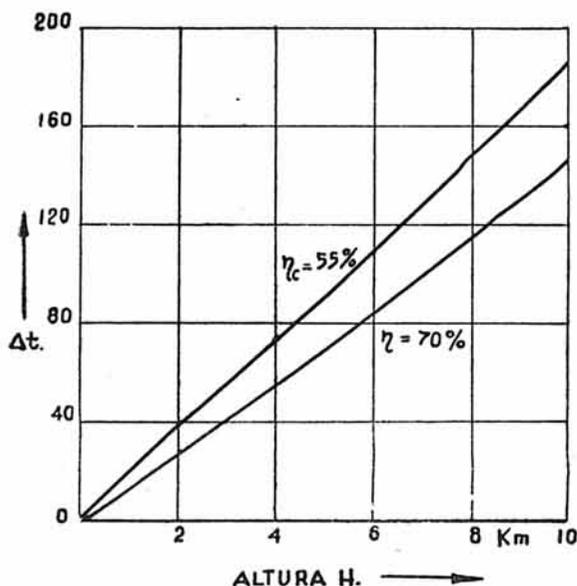


FIG. 1.—Incremento de temperatura del aire de alimentación, según altura y rendimiento del compresor. Presión de alimentación, 1 atmósfera.

(1) La elevación de temperatura produce, por un lado, un peor llenado, y por otro, tendencia hacia la detonación.

geración intermedia y final, para evitar el excesivo calentamiento del aire de aspiración. Los procesos de trabajo en los compresores son transformaciones politrópicas, con refrigeración o sin ella, y el trabajo necesario para la compresión del aire o de la mezcla se obtiene de la suma del trabajo teórico necesario y de las pérdidas de trabajo en el compresor.

Vamos a ver de una manera rápida, con ayuda de la figura 3, las relaciones que existen entre las distintas alturas de alimentación y las pérdidas, para mejor comprender los distintos factores que intervienen en el rendimiento de un compresor.

Supongamos un compresor de infinito número de aletas, el cual, a un régimen determinado, alcanzaría una altura de alimentación (fig. 3) $H_{teórica \infty}$; al pasar a un número finito de aletas sólo tendríamos $H_{teórica}$. Al restar ahora de $H_{teórica}$ las alturas que produzcan una pérdida de presión, obtenemos $H_{efectiva}$, igual a $H_{adiabática}$.

A la salida del rotor sólo tenemos una sobrepresión estática, $H_{estática}$, que se obtiene restando de la energía total de los gases, al abandonar el rotor, la energía cinética de los mismos. Esta energía cinética es en parte transformada en presión en el dispositivo de salida (corona de aletas, difusor y voluta), y en parte se pierde. Sumando a estas pérdidas las debidas a rozamiento interno entre moléculas, llegamos a $H_{teórica}$.

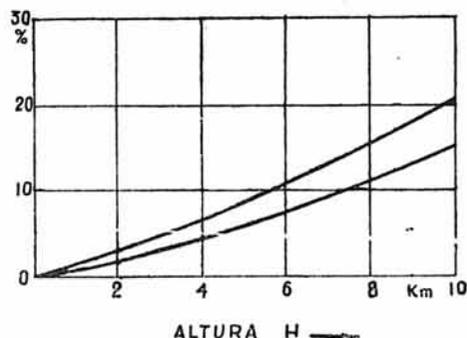


FIG. 2.—Potencia absorbida en el movimiento del compresor a distintas alturas, expresada en % de la potencia del motor en el vuelo.

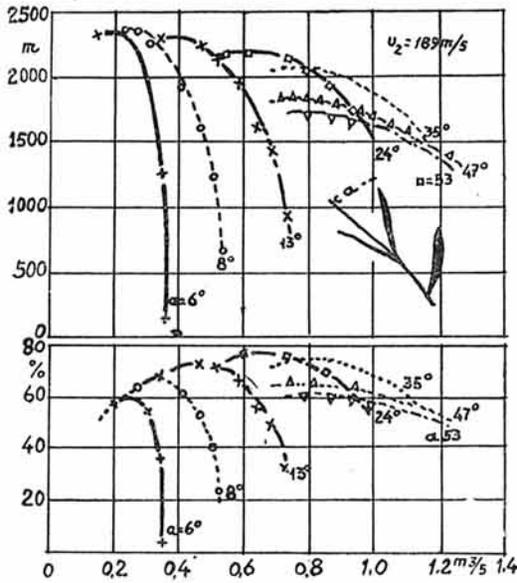
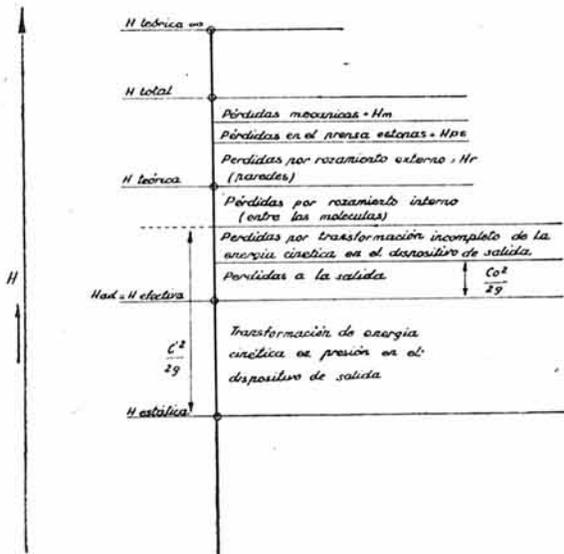


FIG. 3.—Curvas características de un compresor experimental D. V. L. con aletas rectilíneas orientables en el difusor.

Aparte de estas pérdidas, existen las que no producen ninguna disminución de presión, pero ocasionan un aumento de la potencia necesaria para mover el compresor; éstas son las pérdidas por rozamientos en las paredes del rotor H_r , las pérdidas en el prensaestopas H_{ps} y las pérdidas mecánicas H_m . Con la suma de todas ellas llegaremos a H_{total} , o sea, a la potencia necesaria para mover el compresor, que nos da la potencia útil H_{ad} .



Rendimientos.—En los compresores distinguimos tres rendimientos:

- 1) El rendimiento adiabático o total del compresor, η_{ad} .
- 2) El rendimiento adiabático interno del compresor, η_{i-ad} .
- 3) El rendimiento mecánico $\eta_{um} \frac{\gamma_{ad}}{\gamma_{i-ad}}$.

(El rendimiento mecánico considera las pérdidas mecánicas en el engranaje y en el compresor, o sólo en el compresor cuando se trata de un turbocompresor.)

Rendimiento adiabático o total del compresor ad:

$$\eta_{total} = \eta_{ad} = \frac{H_{ad}}{H_{teórica} + H_r + H_{ps} + H_m}$$

el cual puede también expresarse así:

$$\eta_{ad} = \frac{H_{ad} \cdot G_L}{75 \times 3.600 N_L}$$

$$H_{ad} = \text{Altura adiabática} \left[\frac{m \text{ kgs.}}{\text{kgs.}} \right]$$

G_L = Peso del aire que suministra el compresor en kgs/hora.

N_L = Potencia necesaria para mover el compresor.

La potencia N_L comprende las pérdidas mecánicas, tanto en el acoplamiento como en el compresor, o sólo en el compresor, caso de estar accionado por turbina.

Rendimiento adiabático interno.—Este rendimiento viene expresado por

$$\eta_{i-ad} = \frac{H_{ad}}{H_{teórica} + H_r + H_{ps}}$$

o también,

$$\eta_{i-ad} = \frac{G_L \cdot H_{ad}}{75 \times 3.600 N_i}$$

N_i se diferencia de N_L en el total de las pérdidas mecánicas, tanto del engranaje como del compresor mismo.

El rendimiento adiabático interno η_{i-ad} nos permite formar un juicio del comportamiento interno del compresor.

El rendimiento adiabático interno puede también expresarse en el supuesto de que no exista ninguna pérdida de calor hacia afuera; y admitiendo constante el calor específico a presión constante c_p como relación de incrementos de temperatura:

$$\eta_{i-ad} = \frac{\Delta t \text{ adiabática}}{\Delta t \text{ medida}}$$

Esta medición es extraordinariamente difícil, y caso de no tomar las debidas precauciones, conduce a errores en las altas velocidades, que pueden hacer que obtengamos valores para η_{i-ad} inferiores a los obtenidos para η_{ad} .

A continuación exponemos las correcciones que, según Von der Nüll, deben hacerse en la expresión de

$$\eta_{i-ad} = \frac{t_{ad} - t_I}{t_{II} - t_I},$$

obtenida en el supuesto de compresor aislado térmicamente y admitiendo el calor específico c_p constante:

1.^a Debido a ser mayor la velocidad de salida del cárter del compresor que la de entrada, se produce una altura dinámica de alimentación que es trabajo útil comunicado al aire, y que debe, por tanto, considerarse en el numerador y denominador de η_{i-ad} . Esta corrección vale:

$$\frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} \cdot \frac{A}{c_p} = \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2.000} \text{ (para el aire).}$$

2.^a Las temperaturas medidas con el termómetro no son las verdaderas del fluido, sino valores más altos, debido al efecto de estancamiento.

Si es t' la temperatura medida, el error, cuando la velocidad está expresada en m/s., vale:

$$t' - t = K \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{A}{c_p} = \frac{K}{2.000} \cdot c^2 \text{ (}^\circ\text{C).} \quad (1)$$

K , según las condiciones de la medición, suele encontrarse en las proximidades de 0,85; según las experiencias del D. V. L., oscilaba entre 0,82 y 0,84. (Es lo mismo emplear 0,85 que 0,8. Lo fundamental es emplear una magnitud de este tipo.) Para las velocidades inferiores a 30 m/s. puede despreciarse esta corrección.

3.^a Teniendo en cuenta el remanso del termómetro y el aumento de la velocidad, el rendimiento se expresa:

$$\eta_{i-ad} = \frac{t_{IIad} - \left(t_I - \frac{K}{2.000} c_I^2 \right) + \frac{1}{2.000} (c_{II}^2 - c_I^2)}{t_{II} - \frac{K}{2.000} c_I^2 - \left(t_I - \frac{K}{2.000} c_I^2 \right) + \frac{1}{2.000} (c_{II}^2 - c_I^2)} \quad (a)$$

Como a la entrada la velocidad c_1 es peque-

ña, ponemos $K = 1$ en los términos a ella correspondientes, y obtenemos:

$$\eta_{i-ad} = \frac{t_{IIad} - t_I + \frac{c_{II}^2}{2.000}}{t_{II} - t_I + \frac{1-K}{2.000} c_I^2} \quad (b)$$

Esta ecuación resulta sencilla y suficientemente exacta para la evaluación de los ensayos.

Aceptando que el valor real de K se encuentra entre 0,75 y 1,00, se puede, no obstante, calcular la ecuación (b) con $K = 1$ hasta valores de c_2 igual a 60 m/s., sin que el error sea superior a 0,5%. Como, por otro lado, la corrección por remanso de termómetro aparece en la ecuación (a) en el numerador y denominador, se puede emplear la ecuación (b) hasta para $c_1 = 80$ m/s.

$$4.^a \quad T_{IIad} = T_I \left(\frac{p_{II}}{p_I} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Siempre que $c_I > 30$ m/s., hay que tener en cuenta en la medición de T_I la corrección por remanso del termómetro.

5.^a Para obtener las velocidades, y debido a que sólo entran como términos correctores, basta calcularlas de los volúmenes de aire a las temperaturas registradas.

Se desprecian las correcciones de temperaturas en el cálculo del volumen que pasa por una sección determinada, así como las influencias de la energía del torbellino en el lugar de medición.

Una vez expuestas las correcciones necesarias para una determinación precisa del η_{i-ad} de un compresor, haremos una consideración sobre la influencia que sobre el rendimiento interno η_{i-ad} tienen los volúmenes aspirados y la temperatura del medio ambiente.

En la figura 3 representamos los resultados obtenidos por un pequeño compresor de ensayos del D. V. L., provisto de un difusor de aletas orientales.

En ellas se ve que para pequeños ángulos se obtuvieron alturas de impulsión elevadas, pero pequeños rendimientos. Al ir aumentando los ángulos de las aletas, por consiguiente el volumen aspirado, ya que aumenta la sección de paso, se llega, con algo de disminución de la altura de impulsión, a tener un rendimiento máximo para $\alpha = 24^\circ$. Si seguimos aumentando el ángulo de las aletas, tanto la altura de impulsión como el rendimiento caen. Se observa en las figuras que se obtienen para ángulos de 35° ,

(1) Se supone que emplean termómetros con depósito cilíndrico para el mercurio.

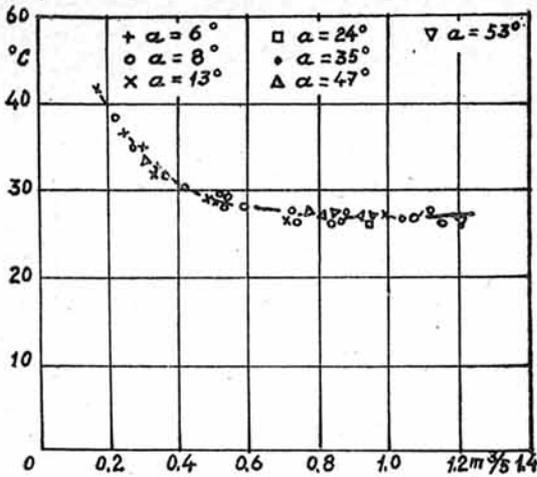


Figura 4.

47° y 53° la altura de impulsión máxima y el rendimiento máximo para el mismo volumen aspirado 0,8 m³/s., o sea, que a pesar de que disminuye la altura de impulsión, no aumenta por eso el volumen aspirado. Esta interrupción en las variaciones continuas de la altura de impulsión y del volumen aspirado se debe a no haber cambiado la rueda helicoidal de entrada, habiéndose llegado a un cierto valor del volumen aspirado, superior al correspondiente a la rueda helicoidal. Esto origina un aumento perjudicial de la velocidad de la misma, seguido inmediatamente de una disminución que origina las mermas en los rendimientos y en las alturas de impulsión.

Dependencia entre el volumen del aire aspirado y la elevación de temperatura del mismo.—El calentamiento del aire aspirado viene expresado por

$$\Delta t = \frac{A \cdot H_{ad}}{\eta_{ad} \cdot C_p} \quad (1)$$

Aplicando esta fórmula a los valores de las figuras 2 y 3, se llega a la figura 4, donde puede observarse:

- 1) Todos los puntos representativos del calentamiento, con los distintos ángulos de entrada de la corona de aletas, están sobre una misma curva.
- 2) La disminución rápida del calentamiento en el origen para volúmenes aspirados crecientes y con pequeños descensos de la altura de alimentación, es la razón por la cual el rendimiento crece al aumentar el ángulo de calaje de las aletas.

(1) Se supone constante el calor específico a presión constante durante todo el proceso. $C_p = 0,24$.

Esta disminución del calentamiento representa, además de otras influencias, las pérdidas por cambio de energía entre la rueda móvil y el difusor; estas pérdidas decrecen cuando el volumen aspirado aumenta, hasta que la curva se convierte en una horizontal. Si la altura de alimentación continúa disminuyendo en la parte correspondiente al tramo horizontal de la curva, al ser constante el calentamiento, nos indicará que el rendimiento disminuye. El valor constante del calentamiento que corresponde al tramo horizontal de la curva es mayor al aumentar el número de aletas, como era, por otro lado, de esperar.

Rendimiento mecánico.—Sabemos que

$$\eta_m = \frac{\eta_{ad}}{\eta_{i-ad}}$$

y que comprende las pérdidas mecánicas, tanto en el compresor como en el engranaje, o sólo en el compresor en el caso de turbocompresores.

Para la determinación de este rendimiento pueden seguirse dos procedimientos distintos:

- 1) Hallarlo como cociente de η_{ad} y η_{i-ad} , los que, a su vez, habrán sido determinados por mediciones escrupulosas de la presión, temperatura, del momento de rotación y del número de revoluciones.
- 2) Disponer, en vez del rotor, un elemento de freno, y registrar las pérdidas que se presentaron a diversas potencias y número de revoluciones.

Los valores de los rendimientos hallados por ambos procedimientos son casi exactos, por lo cual es correcto determinar η_m como cociente de η_{ad} y de η_{i-ad} .

No debe olvidarse que las consideraciones expuestas se refieren exactamente a la hipótesis de que no hay absorción ni desprendimiento de calor durante el proceso de la compresión. Como esto sólo en el caso de disponer un aislamiento térmico alrededor del compresor puede conseguirse, es conveniente ver entre qué límites se encuentra el error.

En investigaciones hechas con un compresor de 0,6 m² de superficie libre y con 100° de temperatura en el cárter, se ha llegado a que las pérdidas de calor originadas por convección y radiación, suponiendo un coeficiente de radiación mitad del del cuerpo negro absoluto, introduciendo, en el supuesto de pasos de aire de 0,5, 0,8 y 1,3 kg/s., un error que alcanzó 1,9, 1,2 y 0,7 por 100 del valor de η_{i-ad} .