

...///,

6-4).-ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LOS TURBOCOMPRESORES: Al ser los turbocompresores, turbomáquinas de fluidos su principio de funcionamiento responde a la Ecuación de Euler, ya estudiadas. Es decir tendremos:

a).-Turbocompresores Centrifugos:

$$E_s = u_2 \cos \alpha_2 - u_1 \cos \alpha_1 = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

b).-Turbocompresores Axiales;

$$E_s = u (c_a \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = u (c_{u2} - c_{u1}) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

En la figura siguiente tenemos el corte meridional y desarrollo de un escalonamiento de un compresor axial. De acuerdo a la notación adoptada internacionalmente, se indica con:

- { el sub-índice 1 la entrada a la corona móvil
- " " 2 la salida de la corona móvil y la entrada a la fija
- " " 3 la salida de la corona fija

También se cumple para los turbocompresores la relación entre la ecuación de Euler y el Primer Principio de la Termodinámica. Desde el punto de vista termodinámico el escalonamiento de un compresor constituye un "Volumen de control", para el cual el P.P., establece:

$$q_1 + h_1 + \frac{c_1^2}{2} + z_1 = W_t + h_3 + \frac{c_3^2}{2} + z_3$$

si bien los turbocompresores son refrigerados, la misma siempre se realiza antes del escalonamiento, por lo cual el cambio de estado termodinámico se puede considerar, sin cometer mayores errores, se produce en forma adiabática. Además la altura geodésica prácticamente.

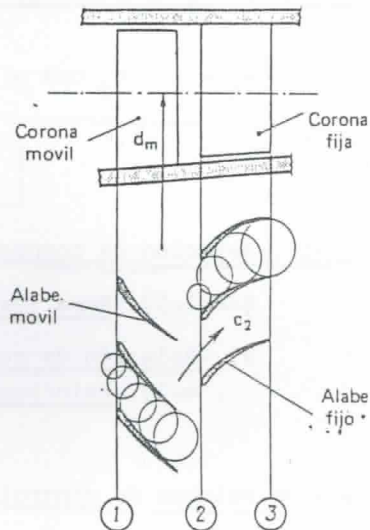
se mantiene constante y como desde el punto de vista de la transformación de la energía debe tenderse a que $c_3 = c_1$, la ecuación anterior se reduce a:

$$h_1 = W_t + h_3 \text{ de donde } -W_t = h_3 - h_1$$

Si aplicamos el mismo razonamiento a la corona fija unicamente tendremos:

$$q_2 + h_2 + \frac{c_2^2}{2} + z_2 = W_t + h_3 + \frac{c_3^2}{2} + z_3$$

Por condiciones adiabáticas $q = 0$; Al ser la corona fija no se entrega trabajo al medio por lo tanto es también $W_t = 0$ y al ser $z_2 = z_3$



-Corte meridional y desarrollo cilíndrico de un escalonamiento de compresor axial.

...///, resulta:

$$h_3 - h_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \Delta H_f$$

es decir se confirma termodinámicamente que la transformación de la energía en forma de velocidad en energía en forma de presión se produce en la corona FIJA ó difusor. DE acuerdo a lo demostrado anteriormente tendremos para:

a).-Turbocompresores centrífugos:

$$E_s = -W_t = u_2 \cos \alpha_2 - u_1 \cos \alpha_1 = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

$$E_s = \Delta H_{cm} + \Delta H_{cf}$$

b).-Turbocompresores Axiales:

$$E_s = -W_t = u (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = u(c_{u_2} - c_{u_1}) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

$$E_s = \Delta H_{cm} + \Delta H_{cf}$$

6-4-1).-Relación de compresión de un escalonamiento:

6-4-1-1).-Para los compresores centrífugos:

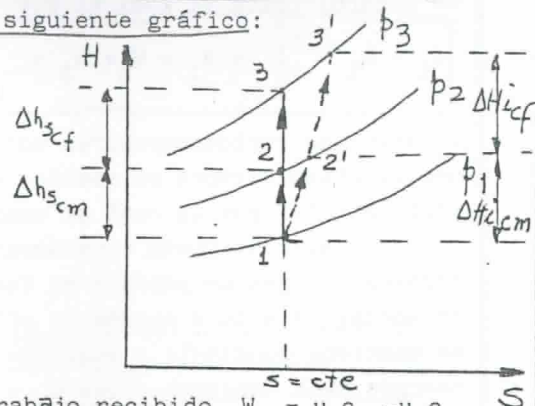
a).-Relación de compresión en el rotor:

a-1).-Relacion ideal; La representación del proceso en un diagrama H-S da el siguiente gráfico:

Para un volumen de control el P.P. establece:

$$q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_t = 0 \text{ de donde}$$

$$h_2 - h_1 = - \left[W_t + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (1)$$



como $W_t = E_s = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}$; pero al ser trabajo recibido $W_t = u_1 c_{u_1} - u_2 c_{u_2}$

y $h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1)$, Reemplazando y operando en la ecuación (1), tendremos:

$$c_p (T_2 - T_1) = (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

$$T_2 - T_1 = \frac{1}{c_p} \left[(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right]$$

...///,

$$T_{2s} = T_1 + \frac{1}{c_p} \left[(u_2^2 - u_1^2) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right]$$

$$T_{2s} = T_1 \left(1 + \frac{1}{c_p T_1} \left[(u_2^2 - u_1^2) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \right)$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

por adiabática, luego será:

$$R_{c_i} = \frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{1}{c_p T_1} \left[(u_2^2 - u_1^2) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

a-2).-Relacion real: En la práctica la compresión es adiabática-NO isoentrópica por lo tanto en las ecuaciones anteriores debemos hacer intervenir el rendimiento interno ó isoentálpico del escalonamiento, que se expresa por:

$$\eta_{ie} = \frac{H_{s_{cm}}}{H_{i_{cm}}} = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{c_p (T_{2's} - T_1)} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2's} - T_1} \quad \boxed{T_{2s} - T_1 = \eta_{ie} (T_{2's} - T_1)}$$

con ello resulta:

$$(T_{2's} - T_1) = \frac{1}{\eta_{ie} c_p} \left[(u_2^2 - u_1^2) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right]$$

efectuando las mismas operaciones que en el caso ideal y considerando que la compresión no isoentrópica tiende a una politrópica, tendremos finalmente que

$$R_{c_r} = \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ie} c_p T_1} \left[(u_2^2 - u_1^2) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \right\}^{\frac{n}{n-1}}$$

b)Relacion de compresion en la corona fija o difusor:

b-1)Relacion ideal: El P.P. aplicado a la corona fija establece que:

$$q_{2-3} = h_3 - h_2 + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + W_t$$

$q_{2-3} = 0$ por condiciones adiabáticas y $W_t = 0$ porque la corona fija no suministra trabajo. Además $h_3 - h_2 = c_p (T_{3s} - T_{2s})$. Reemplazando y operando tendremos:

$$h_3 - h_2 = c_p (T_{3s} - T_{2s}) = - \left(\frac{c_3^2 - c_2^2}{2} \right) = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$$

...///

$$T_{s3} = T_{s2} + \frac{1}{c_p} \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) = T_{2s} \left[1 + \frac{1}{c_p T_{2s}} \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right]$$

$$\frac{T_{3s}}{T_{2s}} = \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left[1 + \frac{1}{c_p T_{2s}} \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right]$$

de donde:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[1 + \frac{1}{c_p T_{2s}} \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

b-2).-Relacion real: la ecuación anterior debe ser afectada del rendimiento interno del escalonamiento. Luego tendremos:

$$\frac{p_{3'}}{p_{2'}} = R_{c_r} = \left[1 + \frac{1}{c_p T_{2's}} \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right]^{\frac{m}{m-1}}$$

6-4-1-2).-Incremento de presión en los turbocompresores axiales: Aplicando el P.P. entre la entrada y salida de un compresor axial, tenemos:

$$q_{1-3} = h_3 - h_1 + W_{1-3} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0 \text{ por condiciones adiabáticas}$$

además: el trabajo es negativo por ser aportado $-W_t = -u(c_{u_2} - c_{u_1}) =$

y la energía cinética a la entrada y salida del escalonamiento son prácticamente iguales, para mayor rendimiento, podemos considerar $\frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0$

con ello resulta

$$h_3 - h_1 = -W_{1-3} = -[-u(c_{u_2} - c_{u_1})] = u(c_{u_2} - c_{u_1})$$

El incremento de presión en los escalonamientos de un turbocompresor axial es pequeño, por lo cual es necesario normalmente más de un escalonamiento. Al ser el incremento de poco valor podemos considerar, sin cometer mayores errores, que el volumen específico de la sustancia de trabajo permanece constante en el escalonamiento. Con esta suposición, podemos escribir para el proceso adiabático-isentrópico que:

$$H = h_3 - h_1 = v d_p = v (p_3 - p_1) = \frac{1}{\rho} (p_3 - p_1)$$

igualando con la ecuación anterior resulta:

$$p_3 - p_1 = \rho u (c_{u_2} - c_{u_1})$$

pero el segundo miembro de esta ecuación indica según Euler la energía suministrada al fluido, luego será también:

...///, $p_3 - p_1 = u(c_{u_2} - c_{u_1}) = E_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

como $p_3 - p_1 = (p_3 - p_2) + (p_2 - p_1)$

resulta: $p_3 - p_2 = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} =$ incremento de presión teórico en la corona fija o difusor de un escalonamiento adiabático de un compresor axial considerando $\rho = cte.$

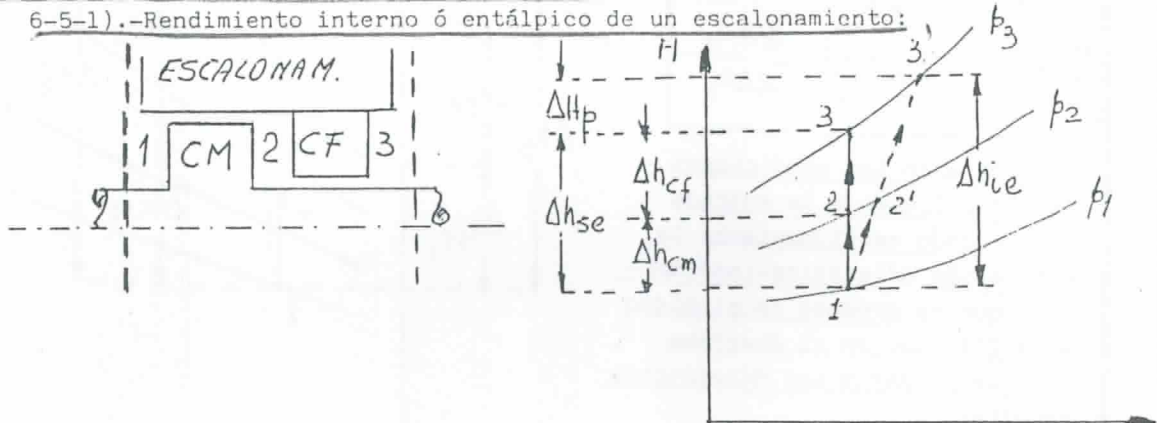
y $p_2 - p_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} =$ incremento de presión teórico en la corona móvil de un escalonamiento adiabático de un compresor axial considerando $\rho = cte.$

6-5).-Rendimiento interno ó entálpico de un Turbocompresor:El rendimiento interno de un turbocompresor tiene en cuenta todas las pérdidas internas del mismo, y que en general son debidas a:

- pérdidas por fricción, remolinos y choques del fluido en los álabes móviles.
- pérdidas por fricción y remolinos en los álabes fijos y en los demás conductos fijos del turbocompresor.
- pérdidas por rozamiento de disco. Se denomina de esta manera a la que se produce entre en la corona móvil, que viene a ser un disco y el fluido, el cual es arrastrado desordenadamente por las caras externas del rodete, dando lugar a la formación de torbellinos con la consiguiente pérdida de energía, que no pasa de esta manera al fluido impulsado entre los álabes.

Debemos considerar a) el rendimiento interno ó entálpico de un escalonamiento b) el rendimiento interno ó entálpico de todo el compresor.-

6-5-1).-Rendimiento interno ó entálpico de un escalonamiento:



El rendimiento interno del escalonamiento se expresa por la relación entre el trabajo suministrado en la compresión ideal, que es adiabático-isoentrópico (reversible) y el trabajo en la compresión real, adiabático-NO isoentrópico (irreversible)

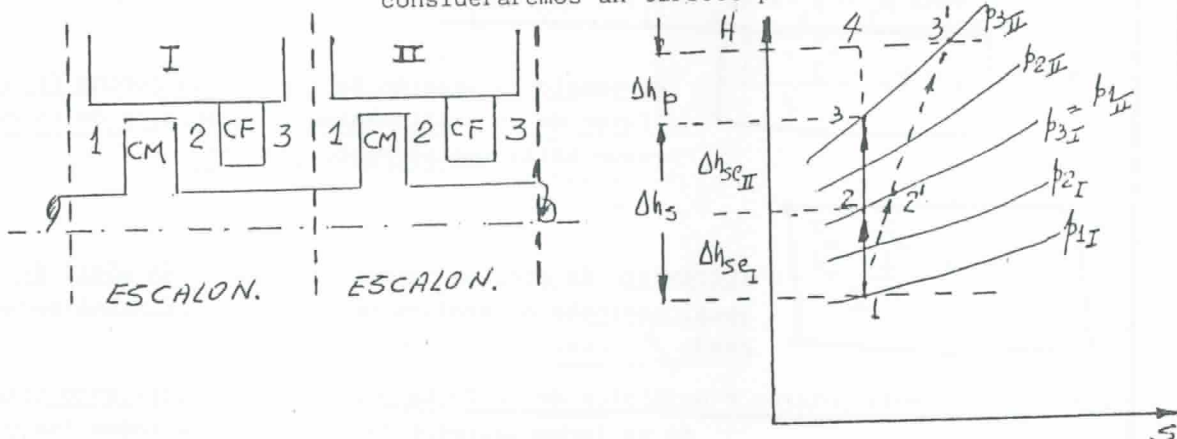
$$\eta_{ie} = \frac{h_{3s} - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{w_s}{w_i} = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}}$$

en el diagrama H-s anterior 3-4 representa las pérdidas internas $h_p = h_4 - h_3$

Es decir las pérdidas provocan una disminución de la relación de compresión, ya que

...///, si no existiera la presión final para la compresión adiabática-isoentrópica sería $p_4 > p_3$

6-5-2).-Rendimiento interno ó entálpico de todo el compresor: Para el análisis consideraremos un turbocompresor de dos escalonamientos



El rendimiento interno de todo el compresor se expresa por la relación entre el salto entálpico adiabático-isoentrópico de todo el compresor y el salto entálpico adiabático-NO isoentrópico:

$$\frac{\Delta H_{sc}}{\Delta H_{ic}} = \frac{h_3 - h_1}{h_{3'} - h_1} = \frac{w_{sc}}{w_{ic}}$$

6-7).-Factor de Recalentamiento : Como en el caso de la turbina, tiene en cuenta las condiciones del vapor en cada escalonamiento.

to.-Considerando igual rendimiento para todos los escalonamientos podemos expresar:

$$\eta_{ie} = \frac{\Delta h_{se1}}{\Delta h_{ie1}} = \frac{\Delta h_{se2}}{\Delta h_{ie2}} \approx \frac{\Delta h_s}{\Delta h_i} \quad (1)$$

Considerando las condiciones real del fluido a la entrada del segundo escalonamiento la compresión adiabática-isoentrópica que se produce en el mismo será 2'A. Como en el diagrama H-s las isobaras son divergentes resulta:

$$2'A > 2-3$$

luego será:

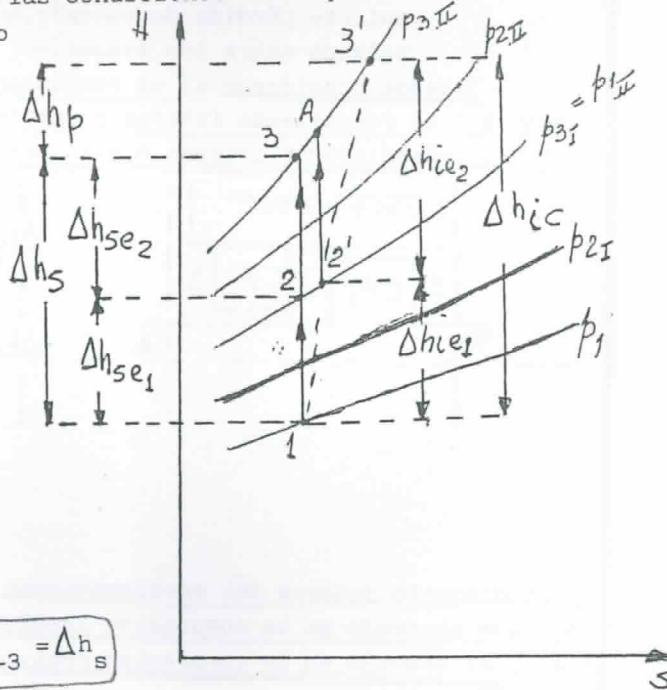
$$\Delta h_{se1} + \Delta h_{2'A} > \Delta h_{1-2} + \Delta h_{2-3} = \Delta h_s$$

que la podemos transformar en:

$$\Delta h_{se1} + \Delta h_{2'a} = \Delta h_s + \Delta h_R$$

donde Δh_R es una cantidad positiva que expresa la diferencia entre los dos miembros. A su vez $\Delta h_i = \Delta h_{ic}$ (salto entálpico de todo el compresor)

reemplazando en (1) y operando tendremos:



$$\dots///, \eta_{ie} = \frac{\Delta h_s + \Delta h_R}{\Delta h_{ic}} = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_{ic}} \left(1 + \frac{\Delta h_R}{\Delta h_s} \right)$$

pero $\frac{h_s}{h_{ic}} = \eta_{ic}$ y $\left(1 + \frac{h_R}{h_s} \right) = F_r = \text{factor de recalentamiento} > 1$

luego resulta: $\eta_{ie} = \eta_{ic} \cdot F_r$ de donde $\eta_{ic} = \frac{\eta_{ie}}{F_r} < \eta_{ie}$

lo cual indica que el rendimiento interno de todo compresor es menor que el rendimiento interno del escalonamiento, y que será menor a medida que aumenta el número de escalonamientos. Esta condición dificulta la construcción de compresores con una relación de compresión elevada y buen rendimiento.-

6-8).-Curvas características de los turbocompresores: El diseño de un Turbocompresor se realiza para:

- un cierto caudal referido a la entrada del turbocompresor, porque es el que realmente se aspira, ya que en el interior del mismo las condiciones de presión y de volumen específico son diferentes.-
- una cierta relación de compresión.-
- un cierto número de revoluciones.-

En estas condiciones de diseño el turbocompresor funcionará en lo que se denomina punto nominal $(Q_n ; R_p ; n_n)$, con el máximo de rendimiento.-

En la práctica sin embargo se presentan situaciones en que el turbocompresor debe trabajar en condiciones diferentes a las de diseño. Es por lo tanto de suma utilidad poder conocer su comportamiento para distintas condiciones de servicio que pueden presentarse. Ello se consigue en base a las "Curvas características de funcionamiento", que se trazan en base a resultados de ensayo en distintas condiciones de servicio. Durante el ensayo se debe medir:

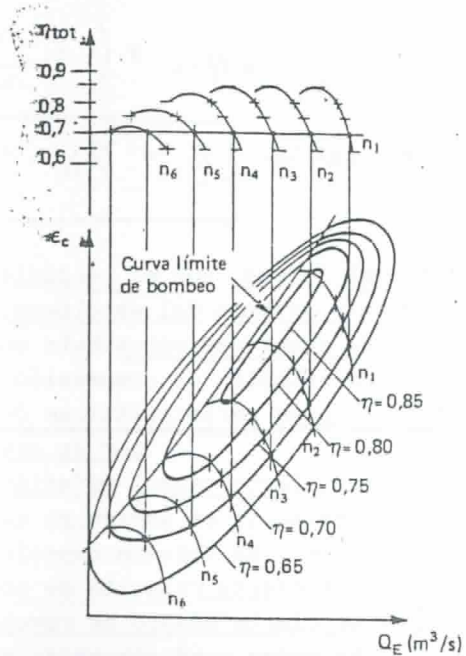
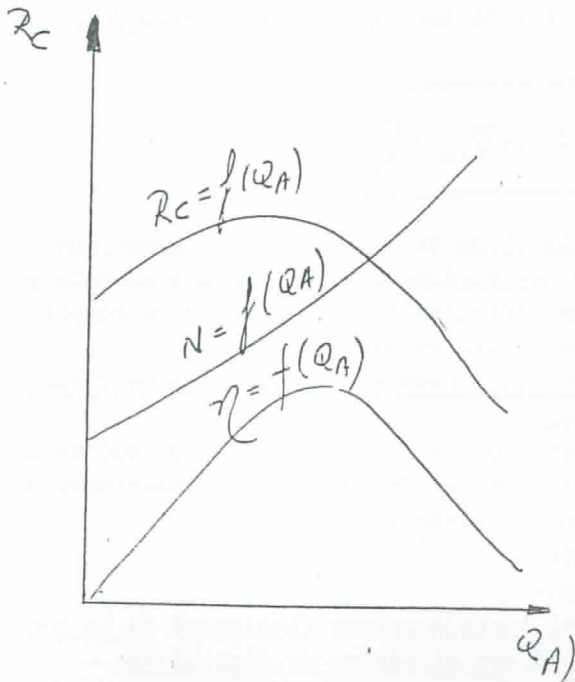
- el caudal a la entrada del turbocompresor.-
- la presión a la entrada y salida del mismo.-
- el número de revoluciones.-
- la potencia del motor de accionamiento.-
- la presión barométrica del lugar donde se efectúa el ensayo.-
- la temperatura a la entrada y salida del compresor.-

Con los datos obtenidos se calcula el rendimiento.-

Se pueden realizar dos tipos de ensayos denominados respectivamente ensayo elemental y ensayo completo.-

El primero es aquel en que el ensayo se realiza únicamente para un determinado número de revoluciones. Cuando los datos se obtienen en varios ensayos elementales se lo denomina completo. y es el que se realiza normalmente para construir las Curvas Características.- Para cada valor del número de revoluciones se varía la presión y el caudal por el cierre de una válvula colocada en la admisión ó en la impulsión. Para cada abertura parcial de la válvula se mide el caudal; la presión y la potencia consumida. Con los valores obtenidos se calculan las relaciones de presiones y el rendimiento para cada valor de "n" Los resultados obtenidos se llevan a un par de eje donde se toma normalmente en abcisa valores de caudal y en ordenadas de relación de compresión y de rendimiento. La relación de compresión aumenta a medida que aumenta el caudal hasta un cierto valor máximo ó limite, a partir del cual disminuye. Lo mismo ocurre con el rendimiento, en tanto que la potencia aumenta, mientras aumenta el caudal. El diagrama de uso más comun es aquel que se obtiene superponiendo en el mismo gráfico las curvas de rela-

...///,ción de compresión en función del caudal y de las líneas de rendimientos constantes para cada valor de "n" y uniendo luego los valores de igual rendimiento. El diagrama que se obtiene se lo denomina de "Colina".-

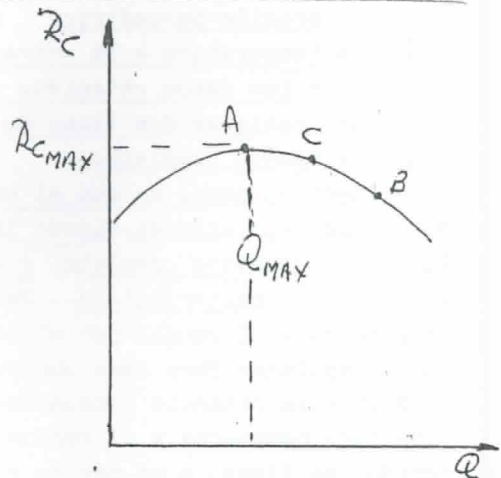


-Trazado de las curvas colina de rendimientos de un compresor.

Si bien el turbocompresor axial tiene mejor rendimiento que el centrífugo, es más sensible a la variación de caudal, lo que provoca que su rendimiento disminuya en forma más rápida, al variar las condiciones fijadas para el punto nominal. Como consecuencia de ello la curva de rendimiento en función del caudal en el compresor centrífugo (radial) es más plana que la del axial que adquiere la forma de un gancho (curva en gancho).!

6-9).-Fenomeno de bombeo y curva límite de bombeo: Para un determinado número de revoluciones la curva relación de compresión en función

del caudal, tiene una máxima, a partir del cual disminuye. Supongamos por ejemplo, que el punto nominal de funcionamiento este indicado por el punto B del diagrama. Una reducción del caudal en la red de impulsión provocará un incremento de la relación de compresión, ya que el compresión continua suministrando el mismo caudal y el punto de funcionamiento se desplaza hacia la izquierda, por ejemplo al punto "C". Si desaparece la causa que provoco la disminución de caudal en la impulsión, el turbocompresor vuelve a funcionar en su punto nominal (B). Si por el contrario la situación continúa, se llegará a un punto (A), en que el fluido retrocede hacia el interior del turbocompresor, provocando vibraciones en el mismo, que puede afectarlo en su constitución física, sobre todo si el fenomeno se hace ciclico. Este fenomeno se denomina BOMBEO. El lugar geométrico de los puntos de funcionamiento límite para cada valor de "n", se denomina curva límite de bombeo



-- MAQUINAS TERMICAS --

UNIDAD TEMATICA: 7 - TURBINA DE GAS.

7-1). Generalidades: Como lo definimos oportunamente (U.T. n° 1), la TURBINA DE GAS es una Turbomáquina de fluido motora. La "unidad física turbina" es semejante a la unidad física turbina de vapor, por lo cual lo estudiado para esta última es aplicable a la primera (triángulo de velocidades; ecuaciones de Euler; escalonamientos, etc). La única diferencia con la turbina de vapor, en la que la sustancia de trabajo es vapor de agua, es que en este caso es una mezcla de gases de combustión y gases no quemados. Como las características de esta mezcla es similar a la que se utiliza en los motores Otto; Diesel, etc, se considera a la turbina de gas como un motor de COMBUSTION INTERNA, aún cuando la misma, como estudiamos posteriormente, se produzca en forma separada al elemento físico turbina.-

Como máquina motora la turbina de gas, presenta con respecto a los motores Otto, Diesel, etc, la ventaja del movimiento giratorio que permite obtener velocidades de rotación elevada que conduce a una máquina de mucho menor volumen y peso para una misma potencia.-

Según la forma en que produce el proceso de combustión de la mezcla aire-combustible, se clasifica a las turbinas de gas en:

- turbinas de gas de combustión isocórica
- turbinas de gas de combustión isobárica (X)

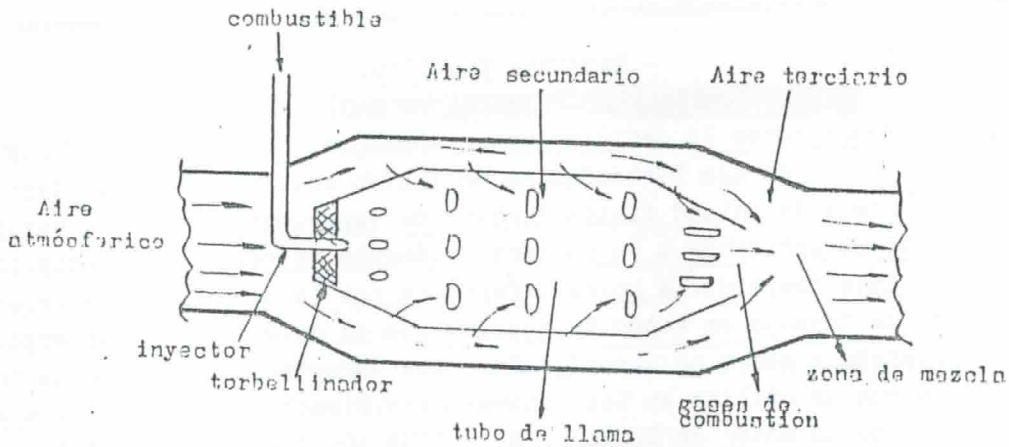
en el primer caso se envía a la cámara de combustión una cierta cantidad de la mezcla combustible-comburente y se provoca su inflamación en forma artificial, por ejemplo por acción de una chispa eléctrica. La combustión de la mezcla provoca una sobrepresión que lleva a la apertura de la válvula de entrada a la turbina, en forma automática, atravesando los gases de combustión los conductos de admisión, para actuar posteriormente sobre los álabes del rotor. Cuando todos los productos de la combustión han sido eliminados se introduce una nueva cantidad de mezcla en la cámara. Es decir el proceso es discontinuo. Este es el motivo por el cual este tipo de turbina no ha alcanzado gran progreso, ni difusión.-

En la combustión isobárica la mezcla combustible-comburente es alimentada en forma continua, por lo cual para un régimen determinado de alimentación la presión en la cámara de combustión se mantiene constante, de allí su nombre. Su desventaja en cierta manera es la necesidad de utilizar un compresor para enviar el aire a cierta presión a la cámara de combustión. Como este compresor es accionado por la misma turbina, disminuye el salto entálpico útil. No obstante ello el balance final indica la conveniencia de utilizar las turbinas de combustión isobárica, que es la que ha adquirido verdadero desarrollo tecnológico y son las que más se utilizan actualmente.-

→ 7-2). Ciclo de funcionamiento: Como toda máquina térmica, el funcionamiento de una turbina de gas, requiere un ciclo de funcionamiento que permita la transformación de la energía en forma de calor en forma de trabajo. En este caso, el ciclo funcionamiento es el de Joule (teórico) ó el de Brayton (práctico). Los elementos físicos necesarios son los siguientes:

→ 1) Turbocompresor: que suministra el aire comprimido a la temperatura conveniente, necesario para el proceso de combustión.-

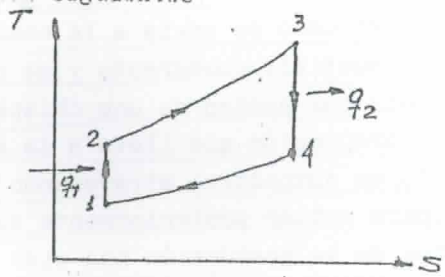
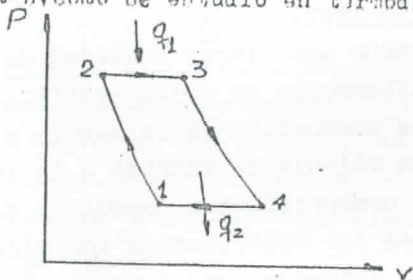
→ 2) Cámara de combustión: En cuyo tubo central, denominado "tubo de llama", se inyecta el combustible, a través de un pico pulverizador, mezclándose posteriormente con una cierta cantidad de aire comprimido, denominado aire "primario", que penetra en forma de torbellino para asegurar el intercambio más íntimo y térmico. El aire primario provoca primero la vaporización del combustible pulverizado y luego su inflamación. El aire secundario, necesario para que prosiga



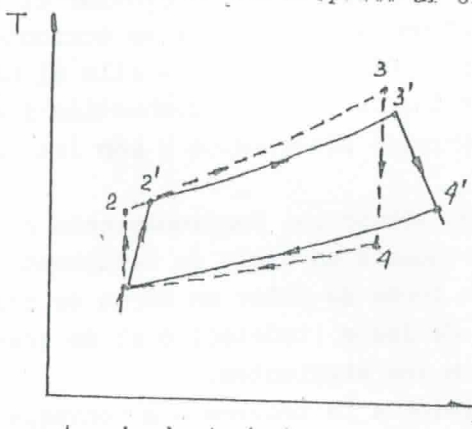
la combustión se introduce por orificios laterales del tubo de llama construidos en todo su perimetro circunferencial. La temperatura en la cámara de combustión alcanza 1.600 a 1900°C. Los gases de combustión generados pasa a la de mezcla o de dilución, donde se agrega aire terciario para reducir su temperatura a la de trabajo en la turbina (± 1000 C).

3).- **Turbina:** Generalmente son turbinas axiales, que ya se estudio en tema anterior. En la misma los gases de combustión se expanden desarrollando una cierta potencia, parte de la cual se utiliza para el accionamiento del compresor.

La representación gráfica del ciclo basico, en los diagramas p-v y t-s, como se estudio en termodinámica son las siguientes:



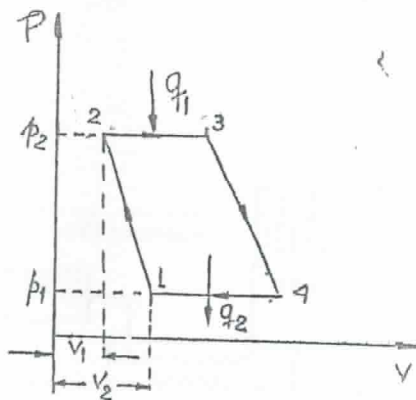
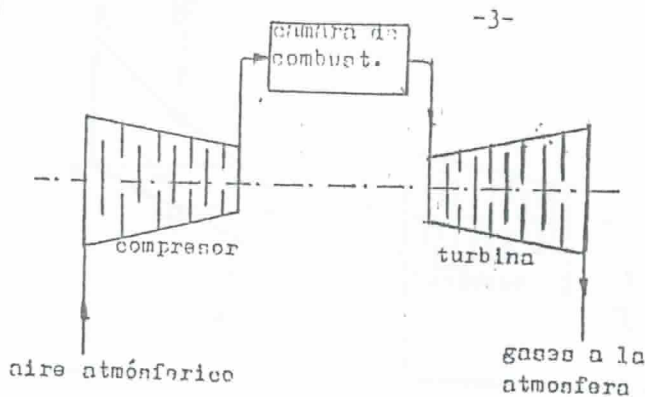
En los mismos la evolución 1-2 representa la compresión adiabática-isoentrópica que experimenta el aire en el turbocompresor. La 2-3- la combustión isobárica en la cámara de combustión (fuente caliente donde el sistema recibe q_1 kilocalorias) la 3-4 la expansión adiabática-isoentrópica en la turbina de gas y la 4-1 la expulsión de los gases (fuente fría donde el sistema cede q_2 kilocalorias), o la atmósfera por tratarse de un ciclo abierto. -El ciclo real presenta las siguientes diferencias con respecto al ciclo ideal: a) el proceso de compresión 1-2 en



el compresor es prácticamente adiabático, pero no isoentrópico, porque al ser el ciclo reversible aumenta la entropía. b) El proceso de combustión no es isobárico por pérdida en el sistema de conducción de los gases antes de la turbina. c) la expansión tampoco es isoentrópico por ser la evolución irreversible y d) la 4-1 tampoco es isobárico por pérdida de presión en el escape.

Rendimiento térmico del ciclo ideal: El aire en los problemas de la turbina de gas, se puede suponer sin cometer mayores errores, que se comporta como un gas perfecto, y que

la sustancia de trabajo es la misma en todo el ciclo (en realidad primero tenemos aire y luego gases de combustión). Es decir no se tiene en cuenta la variación del calor específico de los gases con su composición y temperatura. Con esta suposición se puede admitir la invariabilidad de los calores específicos a volumen y a presión constante, y por lo tanto constante la relación $K = c_p/c_v$. Con esta simplificación podemos establecer las siguientes relaciones, para llegar a una expresión del rendimiento térmico del ciclo ideal:



$$\eta_c = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad ; \quad q_1 = c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_2 = -c_p (T_1 - T_4) = c_p (T_4 - T_1)$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 R_p^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_3 = T_4 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_4 R_p^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_4 R_p^{\frac{k-1}{k}} - T_1 R_p^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{R_p^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$\epsilon =$ relación de compresión volumétrica

$$\epsilon = R_p^{\frac{1}{k}}$$

Para un gas cualquiera el rendimiento se debe determinar en base a los calores absorbidos y cedidos.-

$$\eta_c = \frac{q_a - q_c}{q_a} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \quad ; \quad q_c = q_2 = -(h_1 - h_4) = (h_4 - h_1)$$

$$q_a = q_1 = h_3 - h_2$$

$$\eta_c = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{h_3 - h_2 - h_4 + h_1}{h_3 - h_2} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

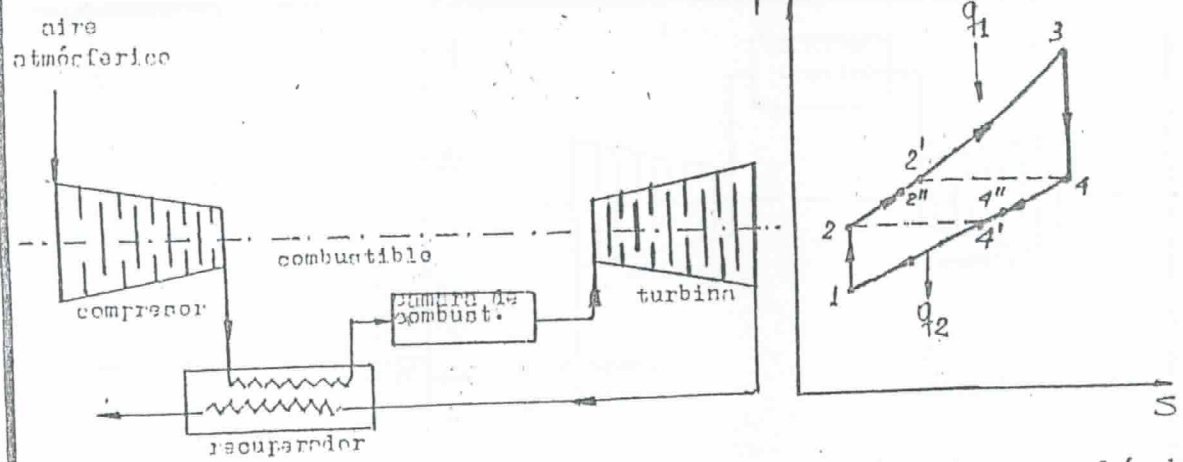
$$\eta_c = \frac{L_t - L_c}{h_3 - h_2} = \frac{L_{NETO}}{q_a}$$

L_t = trabajo desarrollado por la turbina; L_c = trabajo absorbido por el compresor.-

El compresor absorbe una porción importante del trabajo desarrollado por la turbina (30-40 %), consecuencia que la compresión se realiza en fase gaseosa.

CICLO ABIERTO REGENERATIVO: En el ciclo abierto básico, descrito anteriormente, los gases de escape que salen de la turbina lo hacen con temperatura, con lo cual se pierde energía en forma de calor a la atmósfera. Su recuperación puede efectuarse, calentando con los mismos el aire comprimido antes de enviarlo a la turbina. Con esta disposición el calor que se debe generar en la cámara de combustión para una misma temperatura de entrada a la turbina será menor, con el consiguiente ahorro en combustible. Este ciclo se lo denomina, como se estudio en termodinámica, **REGENERATIVO**, y el intercambiador de calor **REGENERADOR** O **RECUPERADOR**. El gas que sale de la turbina se enfría teóricamente hasta la temperatura de salida del aire del compresor, que a su vez se calienta hasta la temperatura de salida de los gases de la turbina.-

64



El gas que sale de la turbina cede calor al aire que sale del compresor, enfriándose desde la temperatura T_4 hasta T_4' . A su vez el aire comprimido aumenta su temperatura desde la temperatura T_2 hasta T_2' . En la práctica no se alcanza a elevar la temperatura del aire hasta T_2' sino hasta una temperatura menor T_2'' . Lo mismo ocurre con la temperatura de los gases que van a la atmósfera a una temperatura T_4'' mayor. Por este motivo se considera una eficiencia del recuperador o regenerador, dada por la relación

$$e_R = \frac{\text{Incremento real de la temperatura}}{\text{Incremento teórico de la temperatura}} = \frac{T_2'' - T_2}{T_4 - T_4'}$$

En la práctica el número de ciclos posibles de los motores de turbina de gas es numeroso. En efecto combinando determinado número de compresores y/o turbinas y recuperadores se pueden obtener diversos ciclos, muchos de los cuales se han llevado a la práctica con resultados aceptables. Lógicamente todo dependerá del balance económico final.

RENDIMIENTO DEL CICLO ABIERTO REGENERATIVO:

a) Considerando el aire como gas perfecto:

$$\eta_c = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad ; \quad q_1 = c_p (T_3 - T_2') \quad ; \quad q_2 = -c_p (T_1 - T_4')$$

$$T_2' = T_4 \quad ; \quad T_4' = T_2 \quad ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = R_p^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}$$

$$T_2 - T_1 = T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \quad ; \quad T_3 - T_4 = T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \quad ; \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{R_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_1}{T_3} \frac{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{\left(1 - \frac{1}{R_p^{\frac{k-1}{k}}}\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \frac{\left(R_p^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{1}{R_p^{\frac{k-1}{k}}}\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} R_p^{\frac{k-1}{k}}$$

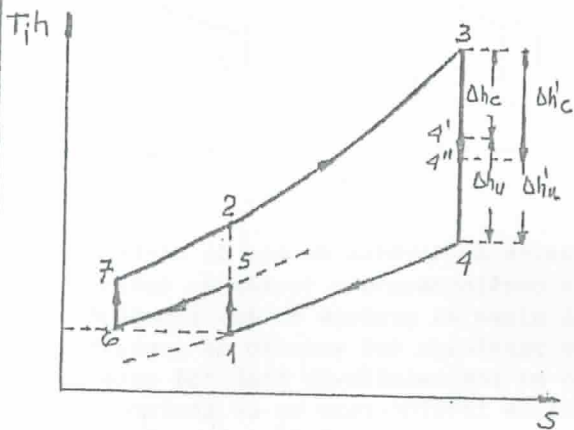
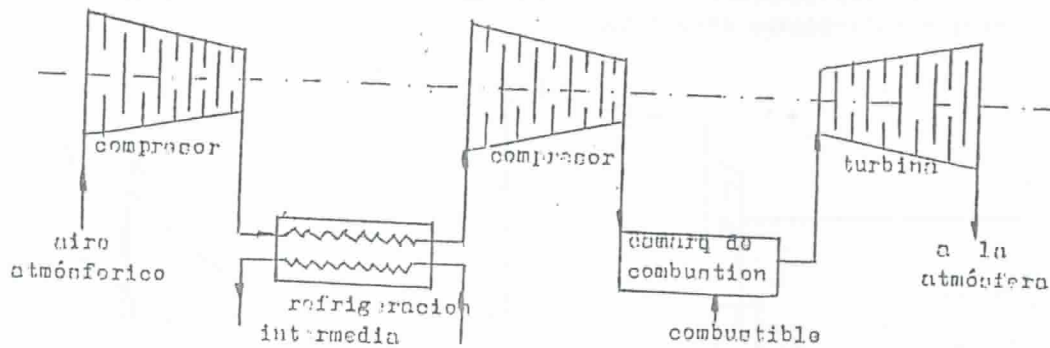
$$\eta_c = 1 - \frac{T_1}{T_3} R_p^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \epsilon^{k-1}$$

Para un gas cualquier será:

$$\eta_c = \frac{q_a - q_c}{q_a} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} = \frac{L_T - L_C}{q_a} = \frac{L_{NETO}}{q_a}$$

OTROS CICLOS ABIERTOS:

1).- Doble compresión con refrigeración entre etapas:



En la compresión sin enfriamiento intermedio, el trabajo suministrado al compresor será:

$$L_c = h_2 - h_1$$

con refrigeración intermedia resulta

$$L_c = (h_5 - h_1) + (h_7 - h_6)$$

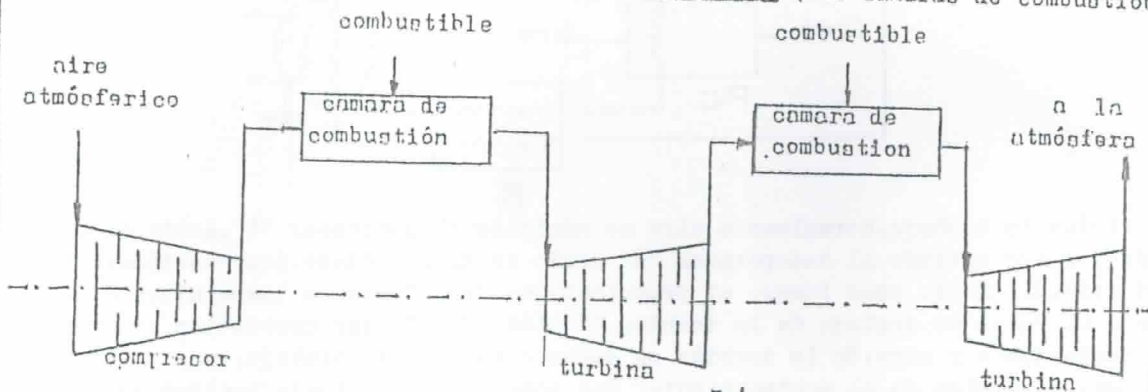
pero por la divergencia de las isobaras

$$h_2 - h_5 > h_7 - h_6$$

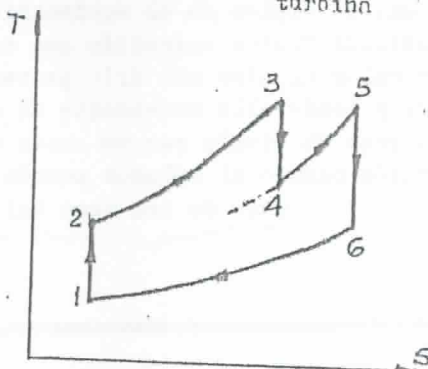
y en consecuencia el trabajo total de compresión será menor que el utilizado para el accionamiento del compresor

de en la evolución 1-2. Además para un mismo valor de T_3 el salto entálpico de la turbina utilizado para el accionamiento del compresor será menor ($\Delta h_c < \Delta h'_c$) resultando un trabajo útil mayor. Hay que tener en cuenta sin embargo que al disminuir la temperatura inicial del proceso de combustión T_3 , se necesitará mayor cantidad de calor, es decir mayor consumo de combustible y por lo tanto menor rendimiento total del ciclo.-

2).- Expansión en etapas con recalentamiento intermedio (dos cámaras de combustión)



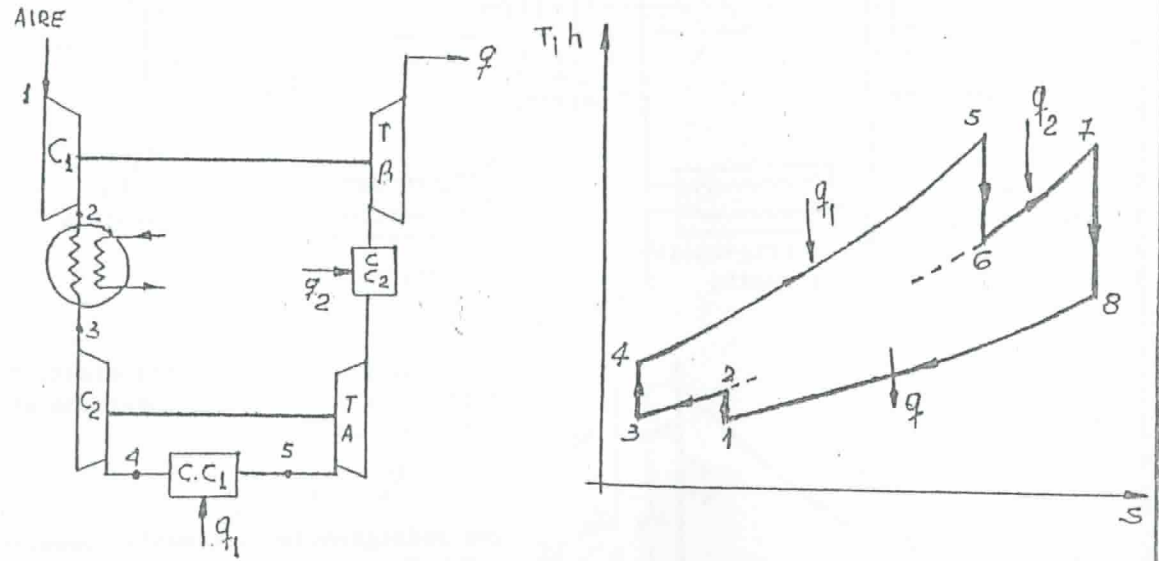
Como en la primera cámara de combustión se utiliza aire en exceso, es posible efectuar la expansión en etapas con recalentamiento intermedio en una segunda cámara de combustión, donde no es necesario agregar aire, porque por el exceso utilizado en la primera, siempre habrá oxígeno disponible, para la combustión. Si bien se incrementa la potencia a obtener, es necesario un mayor consumo de combustible. Este ciclo es conveniente con el agregado de un regenerador, porque el salto térmico



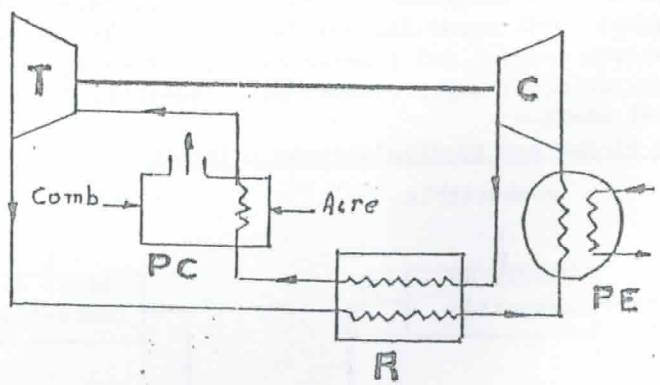
66

es mayor.-

En los ejemplos mencionados anteriormente todos los elementos están montados sobre un mismo eje. Existen instalaciones de compresión y expansión en etapas, donde el compresor y la turbina de alta presión están montados sobre el mismo eje, mientras que el compresor y la turbina de baja presión, están montados en otro eje, lo que ofrece mayor flexibilidad de control. Además uno de los conjuntos puede ser operado a velocidad constante y el otro a velocidad variable, mejorando el rendimiento a carga parciales. Igualmente a carga máxima, las turbinas (alta y baja presión) pueden girar a velocidades diferentes.-



TURBINA DE GASE DE CICLO CERRADO: En un motor de turbina de gas de ciclo cerrado el mismo fluido de trabajo es recirculado continuamente a través de todos los componentes del motor y el calentamiento del mismo se produce en intercambiadores de calor. Es de decir el fluido de trabajo no participa del proceso de combustión y no necesita ser renovado por no alterarse su composición. En realidad este motor no pertenecería al grupo de los de combustión interna, pero se lo incluye por tratarse de un motor de turbina de gas. El esquema siguiente indica los elementos de una planta básica de ciclo cerrado.



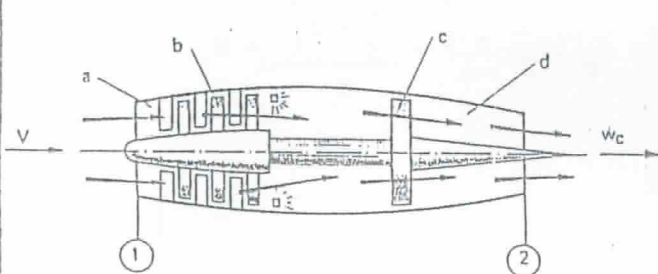
El fluido de trabajo, normalmente aire es admitido al compresor "C", donde es comprimido y luego enviado al recuperador "R" donde es precalentado, incrementándose su entalpía. El fluido pasa luego, al precalentador "PC", donde su temperatura aumenta hasta al valor de trabajo de la turbina "T" (660-720°C), por combustión externa de un combustible y aire. En la turbina se expande entregando trabajo, una parte de la cual se emplea en el accionamiento del compresor y el resto realiza un trabajo útil. El fluido expandido que sale de la turbina pasa por el recuperador, donde cede calor al aire más frío proveniente del compresor. Pasa luego al preenfriador "PE", y desde allí nuevamente al compresor para iniciar un nuevo ciclo. Es un sistema poco utilizado por su costo de instalación. Es decir sólo se justifica su utilización cuando el balance económico así lo indica.-

Otro de los usos del motor de turbina de gas, es como motor en la ins

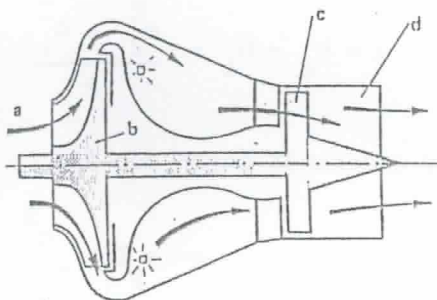
industria aeronáutica, donde además de los elementos básicos mencionados, se debe agregar a continuación de la turbina una TOBERA, cuya finalidad es obtener el empuje por reacción. En la turbina parte del salto entálpico se convierte en trabajo para accionamiento del compresor; A la salida de la turbina los gases de combustión todavía poseen elevada entalpía; presión muy superior a la atmosférica y su temperatura puede ser superior a 800 °C. Este salto entálpico todavía disponible se transforma en la tobera en energía cinética, originando el efecto o chorro propulsivo.-

(Los motores de aviación comúnmente son los turborreactores y los turbohélices. En los primeros la compresión del aire se realiza en un turbocompresor que puede ser axial o centrífugo. Si bien el compresor axial requiere, para una misma relación de compresión mayor número de escalonamiento, tiene menor área frontal, lo que facilita su instalación en el motor, por lo cual es el más utilizado. El aire comprimido pasa a la cámara de combustión que puede ser una única anular o varias individuales dispuestas perifericamente. Los gases de combustión pasan a la turbina de escape y finalmente al exterior a través de la tobera, provocando el efecto de reacción ya mencionado.-

El motor de turbohélice es una variante del turborreactor. La diferencia está en el hecho que la expansión en la turbina es mayor, es decir es mayor el salto entálpico, aproximándose la presión de salida a la atmosférica. El remanente del trabajo utilizado para el accionamiento del turbocompresor, se lo emplea para el accionamiento de la hélice. Pero lo disponible para la expansión en la tobera y con ello la energía cinética del chorro es menor que en el turborreactor. Es decir en el turbohélice la propulsión se realiza principalmente por la hélice y parcialmente por efecto propulsivo del chorro.-

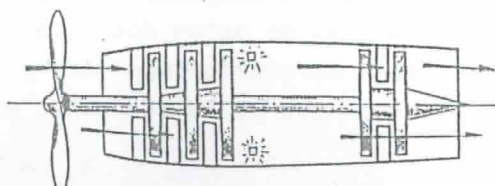


-Turborreactor con compresor axial.

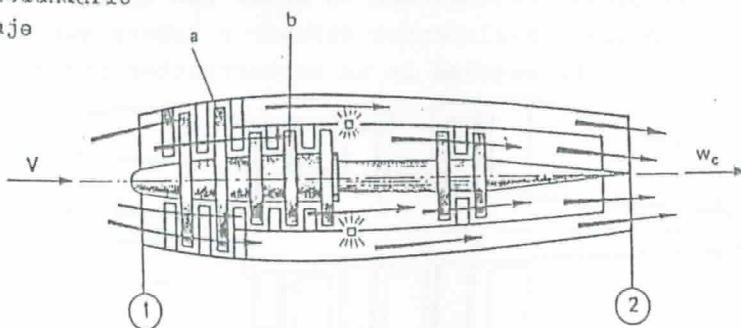


-Turborreactor con compresor centrífugo.

Reactor de doble flujo, conocido corrientemente como TURBOFAN, en el cual el aire que entra al motor se bifurca en dos flujos; el flujo interior o flujo principal y el flujo exterior o flujo secundario. El flujo principal no se diferencia en principio del flujo de un turbohélice, salvo que en el turbofan la potencia sobrante de accionamiento del turbocompresor, se utiliza para el accionamiento de otro turbocompresor de baja presión o VENTILADOR (de allí el nombre de turbofan) dispuesto en el flujo secundario. El empuje del motor es producido de esta manera, no solo por el chorro de gas que sale de la tobera de escape o flujo principal, sino también por el chorro de aire proveniente del turbofan o flujo secundario. Como variante, se puede realizar una combustión suplementaria en el flujo secundario que aumenta aún más el empuje y lo hace apropiado para velocidades supersónicas de vuelo. Los turborreactores, los turbohélices y los turbofan forman el grupo de las turbinas de gas de aviación.-



-Turbohélice.



-Turbofan o turborreactor de doble flujo.

66

...///,

ANALISIS DE LOS PROCESOS DE UN MOTOR CON TURBINA DE GAS: Para simplificar su estudio, se puede suponer, sin incurrir en mayores errores, que los procesos que se producen en un motor con Turbina de gas, responden a las condiciones de un Volumen de Control en circulación a régimen permanente, es decir la de un sistema cuyas propiedades no varían con el tiempo, y en consecuencia el caudal másico será constante. Por esta causa cada elemento físico que constituye el ciclo estará continuamente en contacto con las sustancia de trabajo en un determinado estado. Este fué el motivo por el cual el motor con turbina de gas adquirió desarrollo, recién cuando el avance tecnológico permitió el empleo de aleaciones capaces de resistir altas temperaturas generadas en el proceso.-

De acuerdo a lo estudiado en Termodinámica, la ecuación general de la energía aplicada a un volumen de control, por unidad de caudal másico establece que:

$$q + h_1 + \frac{c_1^2}{2} + z_1 = W_t + h_2 + \frac{c_2^2}{2} + z_2$$

normalmente $z_1 = z_2$ por lo tanto la ecuación la podemos expresar también de la siguiente manera:

$$q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_t = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_t$$

y ordenando según sub-índice

$$q = (c_p T_2 + \frac{c_2^2}{2}) - (c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2}) + W_t$$

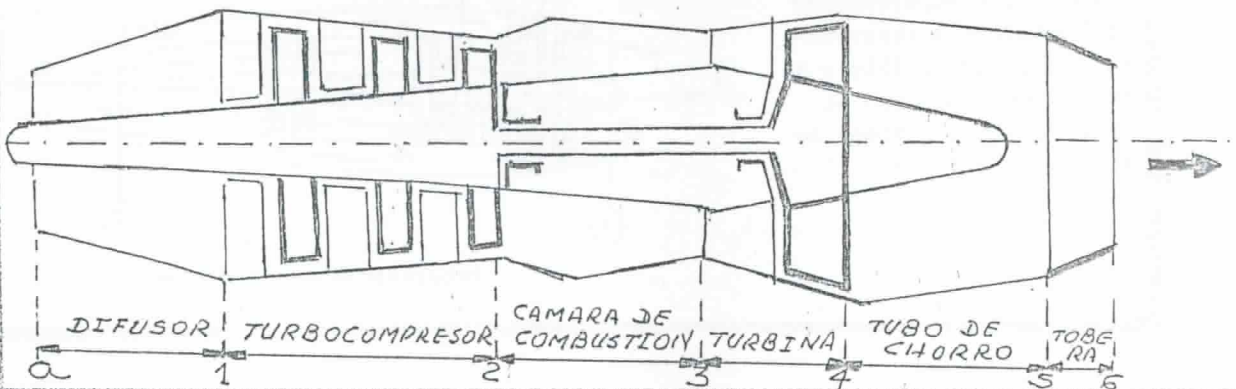
en la ecuación anterior $c_p \cdot T$ es entalpía puntual y $\frac{c^2}{2}$ energía cinética puntual. La suma de estos dos términos $(c_p T + \frac{c^2}{2})$ es de uso común en los problemas aerodinámicos, y normalmente se lo utiliza como un único parámetro que se lo denomina "entalpía total ó de impacto", que se indica por:

$$h_t = h + \frac{c^2}{2}$$

Este concepto de entalpía total ó de impacto, simplifica la ecuación general de la energía, en el estudio de los procesos que se producen durante el funcionamiento de un motor con turbina de gas.-

Teniendo en cuenta el concepto anterior analizaremos los distintos procesos que se producen en un turboreactor, que es el que posee el mayor número de componentes físicos. Para un motor con turbina de gas fijo, el análisis es similar excluyendo los elementos difusor y tobera que no lo poseen.-

El esquema de un turborreactor indica lo siguiente:



...///, las secciones a considerar son: :

- a - entrada al difusor
- 1 - " al turbocompresor
- 2 - " a la cámara/s de combustión
- 3 - " a la turbina
- 4 - " al conducto de escape o tubo de chorro
- 5 - " a la tobera

En el caso del turborreactor y con el fin de simplificar el análisis, supondremos que el calor agregado o sustraído al motor considerado como sistema, por transferencia al medio es despreciable, en comparación con el total generado en el proceso. Es decir la simplificación permite considerar que todos los procesos de cambio termodinámico que se producen en el turborreactor son adiabáticos con respecto al medio, pero irreversibles.-

Para el análisis supondremos que el aire entra al difusor con una velocidad c_a y los gases de combustión salen de la tobera con una velocidad c_6 . Los elementos a considerar son:

a).- Difusor de entrada: El aire entra al difusor con una velocidad V_a , y por efecto del desplazamiento de la aeronave experimenta una primera compresión (finalidad del difusor) para compensar las pérdidas por fricción a fin de que la corriente mantenga su presión total hasta su entrada al turbocompresor.- En el difusor además de condiciones adiabáticas no se produce trabajo por lo tanto la ecuación del P.P. se reduce a:

$$h_a + \frac{c_a^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_{t_1} = \text{entalpía total ó de impacto a la entrada del turbocompresor.-}$$

b).- Turbocompresor: El aire que llega al turbocompresor con una entalpía total h_t sufre en el mismo una compresión dinámica para incrementar su nivel de energía, de tal manera que en el proceso siguiente experimente una expansión, para obtener energía mecánica. En el turbocompresor el sistema recibe un trabajo del medio exterior, por lo tanto la ecuación del P.P. indica que:

$$h_{t_2} = h_{t_1} + W$$

ó bien también
$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

el trabajo W es el entregado por el turbocompresor a la sustancia de trabajo (en este caso aire) y no el recibido por este en el eje, que lógicamente será mayor.

c).- Cámara de combustión: En este elemento del ciclo, se suministra energía en forma de calor a la sustancia de trabajo proveniente de su combustión, transportada por los gases. En el proceso intervienen tres elementos o fluidos: aire-combustible-gases de combustión. El balance de energía para esta etapa indica:

$$G_a h_{t_2} + G_c h_c + q = (G_a + G_c) h_{t_3}$$

donde:

- G_a = caudal de aire aspirado por el turbocompresor
- G_c = caudal de combustible suministrado a la cámara de combustión.-
- h_c = entalpía del combustible
- h = entalpía del aire a la temperatura de admisión

(67)

...///, h_{t3} = entalpía de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión.-

Si la ecuación anterior la dividimos por G_a tendremos los parámetros referidos a la unidad de peso

$$\frac{G_a}{G_a} h_{t2} + \frac{G_c}{G_a} h_c + \frac{q}{G_a} = \frac{G_a}{G_a} + \frac{G_c}{G_a} h_{t3}$$

y si a la relación $\frac{G_c}{G_a}$, la indicamos con la letra "f" llegamos finalmente a

$$h_{t2} + f h_c + \frac{q}{G_a} = (1 + f) h_{t3}$$

Como en la practica existe una limitación tecnológica de materiales a utilizar a la salida de la cámara, es necesario disminuir la temperatura de los gases de combustión a la salida de la misma, para lo cual se inyecta (diluye) una gran volumen de aire, por lo que normalmente el valor del coeficiente f es muy pequeño y se lo puede despreciar. Con ello la ecuación anterior se reduce a:

$$h_{t2} + \frac{q}{G_a} = h_{t3}$$

d).-Turbina: En la turbina los gases provenientes de la cámara de combustión se expanden suministrando un cierto trabajo. La ecuación de la energía se expresa por:

$$h_{t3} = h_{t4} + W$$

W es el trabajo suministrado por los gases a la turbina, y no el que se transmite al medio.-

e).-Tobera: Es el elemento final en el turborreactor, y su finalidad es comunicar alta velocidad a los gases de combustión (escape) para lograr el efecto de "empuje" por reacción. Se considera que entre la salida de la turbina y la entrada a la tobera, que se denomina comúnmente "tubo de chorro", no se produce pérdida de presión. Como el proceso en la tobera se considera adiabático, la velocidad del chorro de gases, debe formar parte de la ecuación de la energía, es decir será:

$$h_{t4} = h_{t6} + \frac{c_6^2}{2}$$

Resumiendo: tendremos:

En el DIFUSOR..... $h_{t1} - h_a = \frac{c_a^2}{2}$

En el TURBOCOMPRESOR..... $h_{t2} - h_{t1} = W$ (energía suministrada por el compresor)

En la CAMARA DE COMBUSTION..... $h_{t3} - h_{t2} = q$ (calor generado)

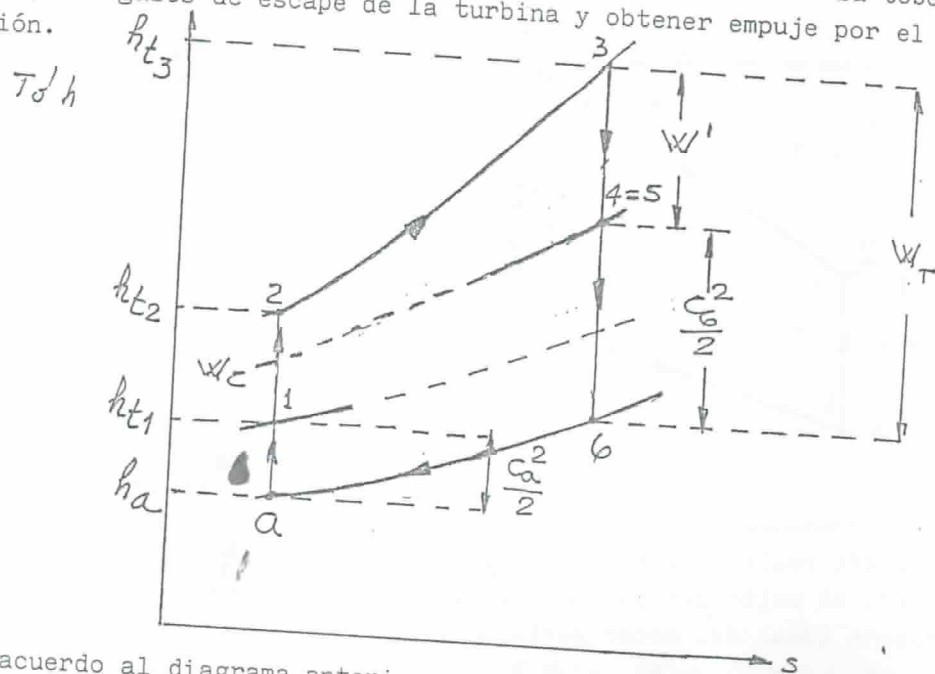
En la TURBINA..... $h_{t3} - h_{t4} = W$ (energía suministrada por los gases)

En la TOBERA..... $h_{t4} - h_{t6} = \frac{c_6^2}{2}$ (aumento de velocidad)

La velocidad "c_a" correspondería a la del vuelo de la aeronave.-

La expansión total que se produce en el ciclo BRAYTON se divide en dos etapas: a) la parcial que se produce en la turbina, y por la cual se entre-

...///,ga al exterior energía en forma de trabajo mecánico. que se utiliza para el accionamiento del turbocompresor y b) expansión final en la tobera para acelerar el flujo de gases de escape de la turbina y obtener empuje por el principio de reacción.



De acuerdo al diagrama anterior sera $W' = W_c$ (trabajo entregado por la turbina al compresor.-

El rendimiento térmico del ciclo ideal del turborreactor será:

$$\eta_t = \frac{W_u}{q} = \frac{W_t - W_c}{q} = \frac{(h_{t3} - h_{t6}) - (h_{t2} - h_a)}{(h_{t3} - h_{t2})}$$

pero: $h_{t6} = h_{t4} - \frac{c_6^2}{2}$ y $h_a = h_{t1} - \frac{c_a^2}{2}$

reemplazando y operando tendremos:

$$W_t = h_{t3} - (h_{t4} - \frac{c_6^2}{2}) = h_{t3} - h_{t4} + \frac{c_6^2}{2}$$

$$W_c = h_{t2} - (h_{t1} - \frac{c_a^2}{2}) = h_{t2} - h_{t1} + \frac{c_a^2}{2}$$

$$\eta_t = \frac{(h_{t3} - h_{t4}) + \frac{c_6^2}{2} - (h_{t2} - h_{t1}) - \frac{c_a^2}{2}}{h_{t3} - h_{t2}}$$

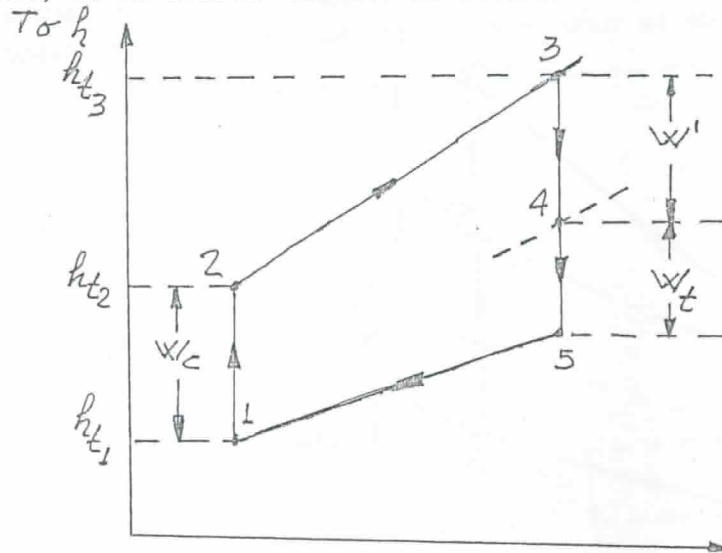
pero $h_{t3} - h_{t4} = W_t = W_c = h_{t2} - h_{t1}$

resultando finalmente

$$\eta_t = \frac{c_6^2 - c_a^2}{2(h_{t3} - h_{t2})}$$

...///,-

Para un motor industrial con turbina de gas (planta estacionaria), tendremos lo siguiente, al no existir difusor ni tobera:



la expansión 4-5 puede realizarse en otra turbina, (que se denomina turbina libre o eventualmente todo el salto 3-5 en una sola turbina.-

El rendimiento ideal del motor sería en este caso:

$$\eta_t = \frac{(h_{t3} - h_5) - (h_{t2} - h_1)}{(h_{t3} - h_{t2})}$$

como $h_{t3} - h_{t4} = w' = w_c = (h_{t2} - h_1)$ resulta tambien:

$$\eta_t = \frac{h_{t3} - h_{t5} - h_{t3} + h_{t4}}{h_{t3} - h_{t2}} = \frac{h_{t4} - h_{t5}}{h_{t3} - h_{t2}}$$