

”Diseño y construcción de una micro turbina a gas para modelos de aviones a escala usando el rotor de un turbo compresor”.

José Villalobos Toro¹, Jorge Duque²

¹ Ingeniero Mecánico 2004.

² Director de tesis, Ingeniero Mecánico, ESPOL 1983, Profesor de la ESPOL desde 1996.

UNIDAD: Facultad de ingeniería mecánica y ciencias de la producción (FIMCP)

RESUMEN

Desde sus inicios el aeromodelismo ha basado sus sistemas de propulsión en motores alternativos capaces de dar giro a una pequeña hélice. Motores usados en la creación de modelos que imitan a los aviones jet (impulsados por turbinas a gas). Un grupo dedicado al pasatiempo de volar aviones dirigidos por control remoto decide ofrecer un mayor realismo a este tipo de modelos y propone la idea de construir una máquina no alternativa que por su tamaño permita ser alojada dentro de ellos y cumpla con el objetivo principal de impulsarlos.

Se expone la ingeniería del proyecto, selección de materiales, procesos de construcción y las pruebas de funcionamiento de una micro turbina.

El diseño de cada elemento que compone la micro turbina es hecho en base a las características de operación que ofrece el rotor centrífugo (usado en turbo cargadores). Una vez obtenidas las características dimensionales de cada uno de las partes se realizarán los planos de construcción en un programa asistido por computadora. El proceso de construcción es en máquinas-herramientas convencionales.

La recolección de datos se llevará a cabo en un banco de prueba, construido especialmente para que permita evaluar las características de la máquina y su capacidad de crear el empuje necesario para mantener en vuelo durante un intervalo de tiempo a un avión a escala de tamaño mediano controlado por mandos remotos. Los datos experimentales obtenidos en las pruebas realizadas serán comparados con los datos teóricos calculados en la fase de diseño del proyecto.

INTRODUCCION

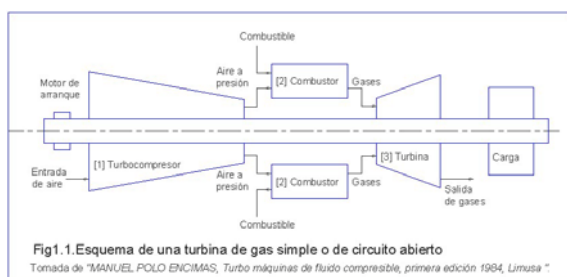
El presente trabajo expone la teoría básica para construir una micro turbina “casera”. El propósito del estudio es confirmar de manera experimental el empuje (a determinadas revoluciones) obtenido de acuerdo al análisis teórico. Para poder llegar a este objetivo se llevo a cabo la construcción de la micro turbina y un banco de pruebas que permita la obtención de estos valores experimentales. El tema no es muy conocido en nuestro medio; a nivel internacional existen revistas que hacen mención de este tipo de máquinas y actualmente la teoría es manejada por empresas fabricantes y de investigación. El procedimiento de diseño es básico; se ha revisado la teoría que describen los procesos térmicos que experimentan los fluidos, a continuación se realiza un análisis dimensional y mecánico (estático y dinámico) para construir de forma muy básica los elementos que conforman una micro turbina.

TEORIA GENERAL

Definición.

La turbina a gas es una máquina térmica diseñada para convertir la energía de un combustible en energía mecánica útil (fuerza sobre un eje) o una fuerza de propulsión (turbinas de aviación).

Elementos principales de una turbina a gas.



La figura 1.1 muestra el esquema básico de una turbina; a continuación se describe sus elementos.

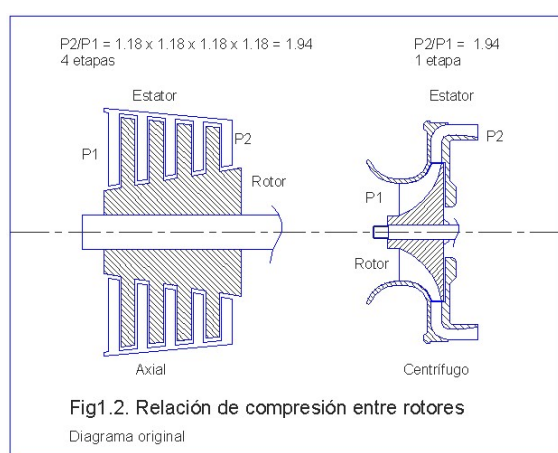
[1] Turbocompresor.- Máquina que aumenta la presión de un fluido compresible. Las turbinas usan dos tipos; axiales o centrífugos.

La figura 1.2. Compara la capacidad de ambos compresores para producir una diferencia de presión en el menor espacio posible. La relación de compresión necesaria en la micro-turbina para obtener el máximo flujo de aire esta entre [1.94-2] a 100000 RPM (curva de funcionamiento fig 2.2); relación que un compresor centrífugo obtiene en una sola etapa; mientras que el axial la obtiene en 4. (Como se describe en el cálculo de la figura 1.2). Cada etapa posee una relación de compresión de entre [1.18-1.27]. Esto hace impráctica la construcción de una micro- turbina con un compresor axial, debido a los problemas de balance, disposición de apoyos, tolerancias y eficiencias que traería consigo esta elección.

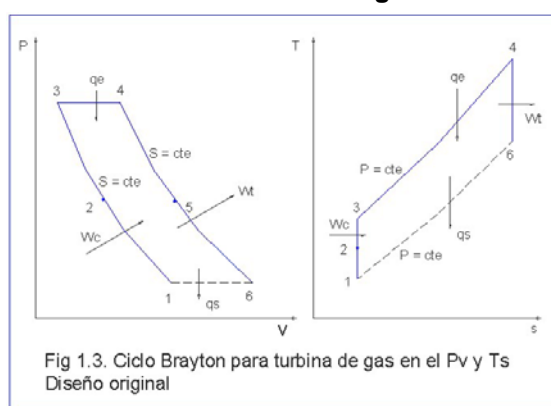
[2] Cámara de combustión.- Para la mayoría de los casos se encuentra entre el compresor y la turbina, paralela al eje de giro. Las turbinas convencionales para la aviación civil y militar poseen varias cámaras dispuestas de forma circular y simétrica. Para este caso en particular se uso en la micro-turbina una única cámara de forma anular dispuesta alrededor del eje de giro.

Siendo este un caso de un ciclo abierto, el aire (comburente) se toma de la atmósfera, se comprime en el compresor y se inyecta en la cámara de combustión, donde al mismo tiempo se inyecta el combustible. Iniciada la combustión con una chispa, seguirá, así en forma continua. Los gases, productos de la combustión, con presión y temperaturas altas, pasan a la turbina propiamente dicha, donde se expansionan cediendo energía a la máquina, convirtiéndose la energía termodinámica de aquellos en energía mecánica en el eje de la unidad.

[4] Turbina.- Máquina roto dinámica que convierte una parte de la energía termodinámica proporcionada por los gases de combustión en energía cinética de rotación aplicada al eje común compresor-turbina. La otra parte de la energía termodinámica es usada para el impulso que adquiere el chorro de gases. En la micro-turbina se ha usado una turbina del tipo axial; debido a su facilidad de construcción.



Ciclo teórico de la turbina a gas.



La figura 1.3 describe los procesos que se producen en la turbina. En el punto 1, el aire posee las propiedades en condiciones atmosféricas estándares ($t_1 = 25^\circ\text{C}$ y $P_1 = P_o$) en el instante mismo que esta en la toma de aire.

El punto 2, muestra el cambio de las propiedades del aire al ser comprimido de forma adiabática solo a la mitad del proceso por acción del rotor del compresor. El punto 3, cuando el aire adquiere mayor velocidad y presión a la salida del estator justo antes de entrar a la cámara de combustión. Entre 3 y 4 se lleva a cabo un proceso de combustión controlada dentro de la cámara en un proceso a presión constante con una expansión brusca de los gases descritos en el punto 4

justo antes de ingresar a los NGV (Nozzle guide vane) o álabes guías de la turbina. Entre los puntos 4 y 5 se muestra el proceso de expansión que ocurre en los NGV; donde el punto 5 describe las propiedades del aire antes de ingresar al rotor de la turbina. El punto 6, presenta las propiedades con que son expulsados los gases a la atmósfera después de pasar por la turbina.

DISEÑO Y ANALISIS DE LOS ELEMENTOS DE UNA MICRO TURBINA

Proceso de diseño.

La figura 2.1. Describe los pasos a seguir en el diseño y construcción de una micro-turbina. A continuación se describe cada uno de ellos.

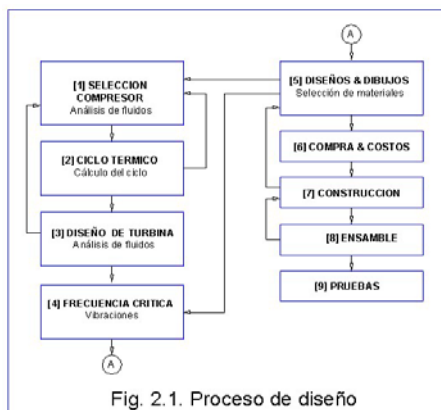


Fig. 2.1. Proceso de diseño

[1] Selección del compresor.- Los turbo cargadores comerciales llevan denominaciones del modelo que se pueden asociar a sus tamaños de armazón. Los turbo cargadores "Garret" (marca más conocida en el mercado local) se pueden describir como:

- Armazón compacto; usado en automóviles pequeños.
- Armazón pequeño; usado en autos estándares a diesel o gasolina.
- Armazón mediano; usado en camiones comerciales a diesel.
- Armazón grande; usado para camiones de trabajo pesado.

El rodete o rotor del compresor será seleccionado de entre los dos primeros grupos; debido a que su diámetro no debe superar los 70 mm. Los diámetros de los rodetes de los dos últimos grupos se encuentran entre 100 a 150 mm; esto haría que la micro-turbina sea de mucho mayor tamaño a lo requerido.

La figura 2.2. Muestra como está compuesto un turbo cargador. Estos están formados por una turbina accionada por los gases de escape y un compresor centrífugo (rotor usado en la micro-turbina) montados en los extremos opuestos de un eje común y encerrados en carcasas fundidas. El eje mismo está encerrado y apoyado por un cuerpo central, al cual la carcasa del compresor y la turbina están unidos. El turbo cargador típico puede girar a velocidades de 100000 RPM y más.

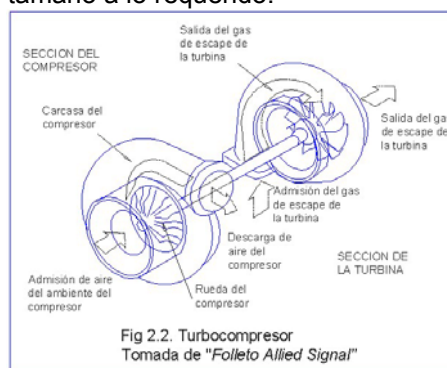


Fig 2.2. Turbocompresor Tomada de "Folleto Allied Signal"

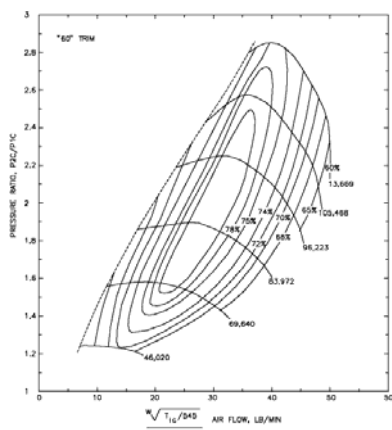


Fig. 2.3. Curvas de concha o colina de rendimientos del ensayo completo de un compresor centrífugo usado en un turbo cargador. Tomado de THOMAS KAMPS, Model jet engines, United Kingdom 1995, Traplet.

La figura 2.3 describe como son presentadas las variables más importantes del compresor (flujo de aire, relación de compresión, revoluciones y eficiencia) para determinar un punto de funcionamiento óptimo. La curva de rendimiento así obtenidas se aplican para un compresor con las siguientes características.

La figura 2.4 muestra como es la secuencia de cálculo para el análisis de las propiedades del compresor. Las variables en la parte superior son los datos que se obtienen de las curvas de funcionamiento y dimensiones del compresor. Las variables que se encuentran en la parte inferior son calculadas con fórmulas basadas en mecánica de fluidos. Las líneas indican cual es el dato previo que se necesita para poder calcular todas las variables expuestas en la figura. Los dos datos más importantes son el número de revoluciones y el flujo de aire que obtiene el rotor a determinadas revoluciones (ambos datos están relacionados entre sí; como se puede ver en la figura 2.3).

El conjunto de datos así obtenidos permite diseñar el estator para que se pueda acoplar al rotor del compresor del turbo cargador.

[2] Ciclo térmico.- Los datos obtenidos en el proceso de cálculo del compresor complementan el análisis térmico de la micro turbina. Con este análisis se obtienen variables como la presión, temperatura, áreas, densidad y flujo de masa en cada punto de la máquina.

[3] Diseño de la turbina.-En esta parte del proceso se inicia con un análisis estático y dinámico de cada componente. El análisis estático aplicado para todos los elementos estáticos de la micro turbina, mientras que el dinámico solo fue aplicado para las piezas móviles (compresor, eje, turbina). Esta sección se relaciona con diseños básicos de la turbina en un dibujo general.

[4] Frecuencia crítica.- Parte del diseño de la turbina, pero debido a las revoluciones a las que gira la micro turbina es importante dedicar una sección para su cálculo y diseño. Aquí se define la distancia mínima entre apoyos que debe existir para evitar que la micro turbina entre en resonancia.

[5] Diseños & dibujos.- Los cálculos que se presentan en los anexos permiten realizar en un programa de CAD un diseño preliminar en el cual se ubica y ensambla cada uno de los componentes de la micro turbina.

[6] Compra & costos.- Todos los materiales y accesorios fueron adquiridos en el mercado nacional.

[7] Construcción.- El diseño final se obtuvo una vez cumplidos todos los criterios principales para cada elemento de la micro-turbina. Solo aquí se podrá llevar a cabo la construcción de la máquina, su posterior ensamble y pruebas; en esta fase de la construcción se realizan los ajustes y pequeñas modificaciones que requiera la máquina.

[8] Ensamble.- En esta sección del proceso se lleva a cabo la unión de los componentes; revisando tolerancias y ajustes.

[9] Pruebas.- Realizadas en un banco, donde se probaron los elementos y evaluaron las características más importantes de la micro turbina.

Cálculos termodinámicos del ciclo básico de Brayton.

Propiedades del Aire

Para iniciar el cálculo termodinámico considero al aire como un gas ideal con calores específicos constantes; escogido así por la facilidad en el manejo de fórmulas. Valor que corresponde al calor específico a presión constante es:

$C_p = 1004.5 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K}$. Con una relación de calores específicos constante igual a: $K=C_p/C_v = 1.4$. La

forma de la ecuación que describe el comportamiento del gas ideal (aire) que se utiliza es: $P = \rho RT$

Donde: P , es la presión; ρ es la densidad; $R = 287 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K}$, es la constante del gas; T , es la

temperatura absoluta del aire en el punto de análisis. Todas estas propiedades definen el punto de operación específico del gas en cada sección de la micro-turbina.

Las condiciones del aire a la entrada del compresor que considero son: Temperatura $T_{01} = 25^\circ C$. Presión atmosférica $P_{01} = 101300 Pa$.

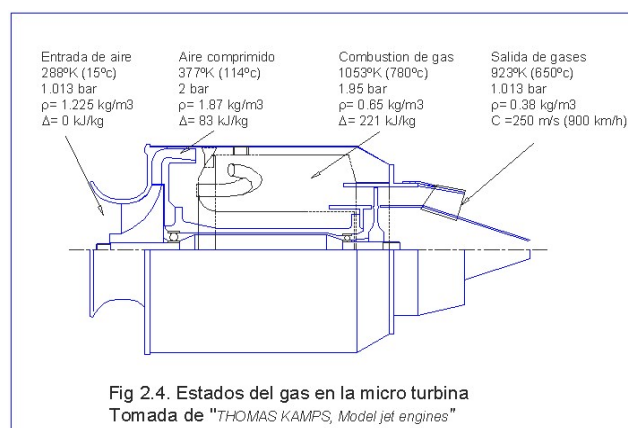
La figura 2.4 presenta de forma resumida las características del aire a medida que pasa a través de la micro turbina; a la entrada y salida del compresor, en la cámara de combustión y a la salida de la turbina.

Proceso de compresión

Para el análisis de la micro turbina se considera como un sistema de flujo constante y de estado estable. Debido a esto es posible aplicar la ecuación de energía con flujo constante. Se asume que el proceso es adiabático ($\Delta P=0$, $\Delta K=0$), uso por lo tanto la siguiente ecuación:

$$\Delta h_{rotor} = C_p T_{01} \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

compresor



Donde: Δh_{rotor} ; Es la entalpía que gana el aire al pasar por el rotor del compresor y esta dada en [J/Kg]. $\pi_c = \sqrt{\pi}$; Es la relación de compresión obtenida solo por la etapa del compresor. $\frac{K-1}{K}$; Es la relación de calores específicos.

Para describir las características del aire (temperatura, presión y flujo de masa) en cada uno de los puntos del ciclo uso las siguientes ecuaciones:

$$T_{02} = T_{01} + \frac{\Delta h_{rotor}}{\eta_c C_p}$$

Modificando la ecuación ideal de los gases se obtiene:

$$P_{02} = P_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Donde: $\frac{K}{K-1}$; Es la relación de calores específicos. A partir de la ecuación ideal de los gases se obtiene:

$$\rho_{02} = \frac{P_{02}}{RT_{02}}$$

Y de la ecuación de continuidad despejada se obtiene:

$$Q_{02} = \frac{m_{total}}{\rho_{02}}$$

Donde: m_{total} ; es la masa total de aire que ingresa al compresor.

Proceso de combustión

Es una combinación química exotérmica del aire atmosférico comprimido con el combustible, acompañado del incremento de la temperatura y una transferencia de calor. Los combustibles utilizados en las turbinas a gas son por lo general hidrocarburos, cuya fórmula general es C_xH_y .

Existiendo cuatro factores para una combustión eficiente.

- Una mezcla eficiente de combustible y comburente (oxidante).
- El aire suficiente para suministrar el oxígeno adecuado.
- La temperatura de ignición apropiada para iniciar y mantener el proceso de combustión.
- El tiempo justo que permita la quema o combustible completa.

Proceso de expansión.

Proceso en el cual el fluido transforma la energía obtenida en la compresión y combustión en energía cinética aplicada al eje y de impulso en el chorro de gases. Proceso inverso al que se realiza en el rotor del compresor. Siendo similares las ecuaciones para el compresor y la turbina (debido a que el compresor da energía al fluido y la turbina la aprovecha) se usaron las siguientes ecuaciones con los cambios en las variables descritos a continuación.

$$\pi_c = \pi_{turbina} = \pi_{estator} = \sqrt{\pi} \quad \Delta h_{turbina} = C_p T_{05} (\pi_{turbina}^{k_1} - 1) \quad T_{06} = T_{05} - \frac{\Delta h_{rotor} \eta_{turbina}}{C_p}$$

Donde:

$\eta_{turbina}$; es la eficiencia de la turbina; asumida igual que la obtenida en el compresor.

$$P_{06} = P_{05} \left(\frac{T_{06}}{T_{05}} \right)^{K_2} \quad \rho_{06} = \frac{P_{06}}{RT_{06}} \quad Q_{06} = \frac{m_t + m_{comb}}{\rho_{06}}$$

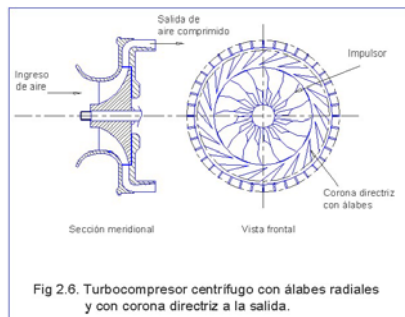
Triángulo de velocidades

La energía que se transfiere de máquina a fluido en un compresor centrífugo viene cuantificada por la ecuación de Euler.

$$w = U_2 V_{t_2} - U_1 V_{t_1}$$

Donde: U_2 ; es la velocidad periférica a la salida del compresor, [m/s]. V_{t_2} ; es la componente tangencial de la velocidad a la salida del rotor, [m/s]. U_1 ; es la velocidad periférica a la entrada del compresor, [m/s].

V_{t_1} ; es la componente tangencial de la velocidad a la entrada del rotor, [m/s].



El turbocompresor de la figura 2.6 tiene el rotor con álabes curvados hacia atrás y con un estator de álabes curvados hacia delante, descargando en una corona de álabes directrices que sirve de control de flujo y al mismo tiempo de difusor.

En la figura 2.7 se presenta el diagrama de velocidades, a la entrada esta en el plano paralelo al eje. La V_1 de ataque al inductor generalmente se halla un poco desviada de la dirección axial.

Sin pre-rotación del fluido al entrar, la energía transferida según la ecuación de Euler, resulta.

$$w = U_2 V_{t_2}$$

Asumido así por que se incrementa la transferencia y se evitan turbulencias a la entrada reduciendo las pérdidas y mejora el rendimiento.

Cálculo de frecuencia de giro del rotor.

La frecuencia de giro límite del rotor se establece con el cálculo de la a frecuencia natural de giro del sistema compresor – eje – turbina; esta frecuencia debe ser superior aproximadamente un 20% a la frecuencia de operación establecida en la figura 2.3, para que la máquina no entre en resonancia y evite llegar a la frecuencia de giro límite.

Cálculo de potencia requerida.

La potencia de un compresor se expresa por la siguiente fórmula:

$$P = \dot{m}_{\text{aire}} \Delta h_{\text{estado}} = \dot{m}_{\text{aire}} U_2 V_{t_2}$$

Donde: P; Potencia [J/s = watts]; \dot{m}_{aire} ; Flujo másico de aire [kg/s]. Δh_{estado} ; Aumento de entalpía entre la entrada y la salida de la turbina. [J/kg].

Diseño del eje central de la micro-turbina.

Velocidad crítica del sistema rotor–eje–turbina.

El eje, rotor de compresor y turbina constituye un sistema con capacidad de vibrar. Si la frecuencia natural es similar a la frecuencia de rotación el sistema podría comenzar a oscilar; provocando resonancia en el sistema que ocasionaría distorsiones y excentricidades en los elementos que lo constituyen.

La solución a este tipo de problema es diseñar el sistema (rotor-eje-turbina) con una frecuencia natural lo más alta y alejada posible de la velocidad de giro establecida para el rotor del compresor.

Frecuencia natural del eje.

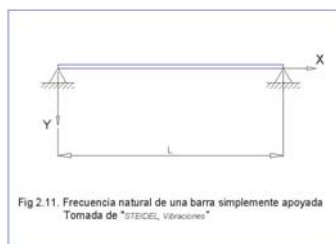
A continuación se describe el conjunto de fórmulas usadas en el cálculo.

$$W = \frac{\omega}{L}$$

Donde: W; peso del eje por unidad de longitud [N/m]. ω ; peso del eje [N]. L; longitud del eje entre apoyos [m].

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

Donde: I; momento de inercia del eje [m⁴]. D; diámetro del eje [m].



$$\omega_n = n^2 \pi^2 \sqrt{\frac{EIg}{WL^4}} \quad \text{Ref. Tomado del Steidel problema 11.8 / pág. 403.}$$

Donde: ω_n ; frecuencia natural del eje [1/s = Hz]. n ; número entero que define el tipo de armónica. E ; módulo de Young del material [N/m²]. I ; momento de inercia [m⁴]. g ; aceleración de la gravedad [m/s²]. W ; peso por unidad de longitud [N/m]. L ; longitud del eje entre apoyos [m].

Frecuencia natural del rotor del compresor y turbina.

La fórmula que se obtuvo para calcular la frecuencia natural del rotor del compresor y turbina es:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{3E}{mc_1 \left(\frac{L}{I_2} + \frac{c_1}{I_1} \right)}}$$

Donde: ω_n ; frecuencia natural compresor o turbina [1/s = hz]. E ; módulo de Young del material [N/m²]. m ; masa del compresor o turbina [kg]. c_1 ; distancia del extremo libre al apoyo inmediato [m]. L ; longitud del eje [m]. I_2 ; momento de inercia del eje [m⁴]. I_1 ; momento de inercia del compresor o turbina [m⁴].

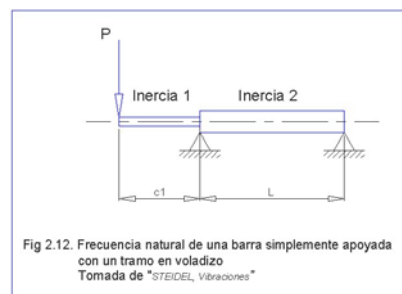


Fig 2.12. Frecuencia natural de una barra simplemente apoyada con un tramo en voladizo
Tomada de "STEIDEL, Vibraciones"

Los tres valores obtenidos de las frecuencias naturales por separado se superponen en la siguiente fórmula, obteniendo así la frecuencia natural del sistema.

$$\frac{1}{\omega_{sist}^2} = \frac{1}{\omega_{comp}^2} + \frac{1}{\omega_{eje}^2} + \frac{1}{\omega_{turb}^2}$$

Selección del material.

Debido a las altas revoluciones a la que gira el sistema compresor – eje – turbina; el eje debe ser de un material que pueda resistir esfuerzos fluctuantes y combinados que provocaran daños por fatiga. De aquí que se halla seleccionado el acero AISI 4340H. Tipo de aleación: Carbono C 0.34%, silicio Si 0.30, manganeso Mn 0.50, cromo Cr 1.5, níquel Ni 1.5, molibdeno Mo 0.2 %. Acero especial de bonificación al cromo-níquel-molibdeno altamente resistente a la tracción, a la torsión, y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

Cámara de combustión Combustible

Entre los combustibles más usados están, la gasolina, el diesel, el petróleo, querosén, y también el propano y gas butano. El calor específico de combustión de estos combustibles es aproximadamente el mismo, y esta en el rango de 40,000 a 45,000 kJ/kg. No se usa la gasolina por que la mezcla aire-gasolina no se enciende sino sobrepasa los 600°C; mientras la mezcla diesel-aire enciende a una temperatura de 300°C. Esto permite mantener encendida la llama en el aparato para que exista una combustión constante.

Los combustibles pueden ser quemados si ellos primero pasan al estado gaseoso y se mezclan con el aire. La mezcla puede ser entonces encendida como en un motor de pistón, es importante que la mezcla sea correcta, y que los gases sean mezclados completamente. En la práctica se recomienda usar JET A1 o querosén que es un combustible que permite una composición más homogénea de la mezcla aire-combustible.

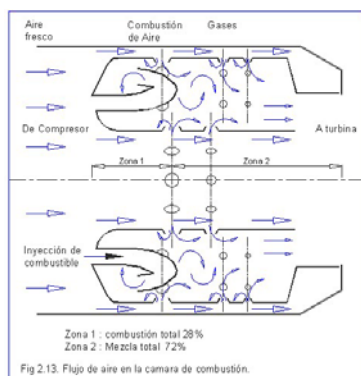


Fig 2.13. Flujo de aire en la cámara de combustión.

Combustión con exceso de aire

El aire al pasar a través del compresor está disponible como un medio para enfriar la micro turbina. El componente más importante que se requiere enfriar es la cámara de combustión. Alrededor de los ¾ del total del flujo de aire pasa por la cámara de combustión para enfriarla. La figura 2.13 muestra como el aire que sale del compresor se distribuye para la combustión y el enfriamiento. Los tubos

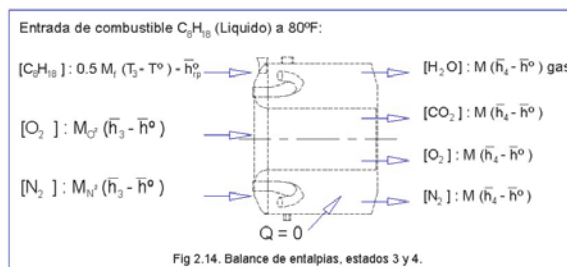
vaporizadores dispuestos de forma curva ayudan a la turbulencia y mezcla del combustible y el aire.

El porcentaje de exceso de aire, en primer lugar se debe equilibrar en la ecuación de combustión en el caso de aire estequiométrico, de modo que se conozca la cantidad ideal de aire necesario; luego se puede determinar la cantidad de aire correspondiente a un porcentaje dado de exceso.

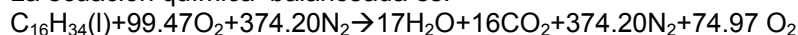
Esto no afecta el funcionamiento del artefacto. Esto es cierto siempre y cuando ningún flujo de aire se pierda y no exista una resistencia de flujo severa que deba ser superada.

Cálculo de la temperatura de combustión.

Para el cálculo de la temperatura después de la combustión se considera un proceso adiabático a presión constante. Una vez obtenida la temperatura T_3 al final de la compresión y teniendo en cuenta que existe un 400 % de exceso de aire estequiométrico (un 300% de exceso de aire), y relación de compresión $r_{af} = 15.12$ kg aire / kg fuel. Se inicia con el cálculo de la temperatura después de la combustión T_4 , se inyectará combustible JP-1 o querosén líquido $C_{16}H_{34}$.



La ecuación química balanceada es:



Las entalpías en el estado 3 (H_{R3}°) son:

$$C_{16}H_{34}: M_f(0.5)(T_3 - T^{\circ}) - \bar{h}_p^{\circ} \quad O_2: M_{O_2} (\bar{h}_3 - \bar{h}^{\circ}) \quad N_2: M_{N_2} (\bar{h}_3 - \bar{h}^{\circ})$$

Siendo

$$H_{R3}^{\circ} = M_f(0.5)(T_3 - T^{\circ}) - \bar{h}_p^{\circ} + M_{O_2} (\bar{h}_3 - \bar{h}^{\circ}) + M_{N_2} (\bar{h}_3 - \bar{h}^{\circ})$$

Las entalpías en el estado 4 (H_{P4}°)son:

$$H_2O: M_{H_2O} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ}) \quad CO_2: M_{CO_2} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ}) \quad O_2: M_{O_2} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ}) \quad N_2: M_{N_2} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ})$$

Siendo

$$H_{P4}^{\circ} = M_{H_2O} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ}) + M_{CO_2} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ}) + M_{O_2} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ}) + M_{N_2} (\bar{h}_4 - \bar{h}^{\circ})$$

En el caso $H_{P4}^{\circ} - H_{R3}^{\circ} = 0$, se tiene resolviendo la ecuación la incógnita \bar{h}_4 , que es la entalpía equivalente a la temperatura T_4 después de la combustión. Debido a lo largo de la iteración se estableció las fórmulas experimentales de \bar{h}_4 para cada producto de la combustión. Válidas para una T_4 comprendida entre $[1580-3000]^{\circ}R$ o $[604-1390]^{\circ}C$ con un error del 1%. Para cada producto son:

$$\begin{aligned} H_2O: \bar{h}_4 &= 10.544 T_4 - 3552.7 & O_2: \bar{h}_4 &= 8.5409 T_4 - 1882.8 \\ CO_2: \bar{h}_4 &= 13.495 T_4 - 5861 & N_2: \bar{h}_4 &= 8.0844 T_4 - 1584.1 \end{aligned}$$

Esto permite reemplazar en las entalpías correspondientes y despejar la temperatura T_4 ; evitando así las iteraciones sucesivas. Se obtiene como resultado una temperatura después de la combustión de $T_4 = 716^{\circ}C$. Una temperatura casi homogénea en la cámara de combustión.

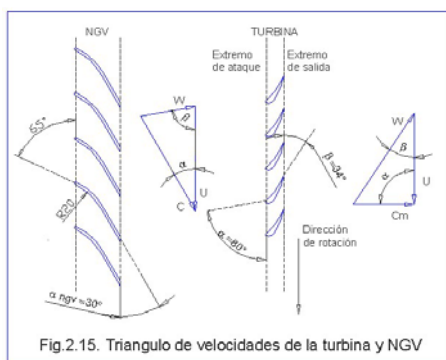
Selección del material.

Las partículas del carbón resplandecientes que radian calor y el calor que existe en la primera zona de la cámara de combustión elevan la temperatura de las paredes de la cámara de combustión a pesar del flujo de aire usado para el enfriamiento provisto por el compresor. En este punto de operación de alta temperatura extrema sólo resisten los materiales basados en aleaciones de Níquel, por esto la cámara de combustión fue construida a partir de plancha de acero inoxidable AISI 316L.

Diseño de la turbina axial-Triángulo de velocidades

Debido a que ya he seleccionado y definido las propiedades del rotor del compresor; en esta sección se desarrollara los cálculos de un rotor de turbina que se ajuste a estas condiciones y pueda convertir la energía cinética del fluido en potencia aplicada al eje; mismo del que se sujeta el compresor que necesita parte de esta energía para su funcionamiento.

El diámetro de la turbina lo he definido igual al del compresor para facilidad de diseño y espacio. Datos prácticos de las referencias 5 y 6 sugieren el número de álabes guías del estator entre 11,13 o 15 y para los álabes de la turbina entre 19 a 23, se puede iniciar con ángulos $\beta_{entrada} = 80^\circ$ y para $\beta_{salida} [34 - 38^\circ]$; esto es de acuerdo a la disposición y resultados prácticos obtenidos en pruebas; ya que pueden existir cambios por manufactura y variar entre estos rangos.



Las variables necesarias para establecer a priori el diseño del rotor de la turbina se exponen a continuación junto con sus fórmulas:

Velocidad de ingreso a la turbina, C_{NGV} :

$$C_{NGV} = \eta_{NGV} \sqrt{2\Delta h_{turbina}}$$

Donde: η_{NGV} ; Factor de eficiencia de los álabes directrices.

$\Delta h_{turbina}$; Salto de entalpía producido en la turbina. [J/kg].

Diámetro menor, d_r ; define la altura de los álabes, [m].

$$d_r = \sqrt{\frac{d_t^2 - 4A_{turbina}}{\text{Sen}\beta_{salida}\pi\tau}} \quad \text{Donde: } d_t ; \text{ Diámetro exterior de la turbina, [m]. } A_{turbina} ; \text{ Área de la sección}$$

comprendida entre los álabes de la turbina. [m²]. β_{salida} ; Angulo entre la componente absoluta y relativa de la velocidad a la salida de la turbina. [°]. τ ; Factor de álabe, para considerar el arrastre producido debido a la fricción en los álabes; es adimensional.

Angulo de salida de los álabes guías α_{salida} que es igual al ángulo de entrada a la turbina.

$$\alpha_{salida} = \text{Arccoseno} \left(\frac{A_{NGV}}{\pi\tau \left(\frac{d_t^2 - d_r^2}{4} \right)} \right) \quad \text{Donde: } A_{NGV} ; \text{ Área de la sección comprendida entre los álabes del estator}$$

o guías antes de la turbina. [m²]. τ ; Factor de álabe, adimensional. d_t ; Diámetro exterior de la turbina, [m]. d_r ; Diámetro menor de la turbina medido en la base del álabe, [m].

Velocidad de salida de la turbina, C_m con que son expulsados los gases, dada en [m/s].

$$C_m = \text{Sen}\beta_{salida} C_{NGV}$$

Donde: β_{salida} ; Angulo entre la componente absoluta y relativa de la velocidad a la salida de la turbina. [°]. C_{NGV} ; Velocidad de ingreso a la turbina, [m/s].

Velocidad periférica de giro, U_m dada en [m/s]. $U_m = d_m \pi N$

Donde: d_m ; Diámetro medio de la turbina, [m]. N ; Frecuencia de rotación del rotor y turbina [Rad/s].

Cálculo de potencia y empuje.

La potencia de una turbo máquina se expresa:

$$P = \left(\overset{o}{m}_{aire} + \overset{o}{m}_{comb} \right) \Delta h_{estado}$$

Donde: P ; Potencia entregada por la turbina [J/s = watts]. \dot{m}_{aire} ; Flujo másico de aire [kg/s]. \dot{m}_{comb} ; Flujo másico de combustible [kg/s]. Δh_{estado} ; Aumento de entalpía entre la entrada y la salida de la turbina. [J/kg].

El empuje se expresa. $E = \left(\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{comb} \right) C_m$ Donde: E ; empuje producido por turbina. [N]. \dot{m}_{aire} ; Flujo másico de aire [kg/s]. \dot{m}_{comb} ; Flujo másico de combustible [kg/s]. C_m ; Velocidad de salida de turbina [m/s].

Selección del material.

A similares condiciones de funcionamiento de las partes que están en contacto con el calor son a las que se encuentra el disco de la turbina. A esto se suma la dilatación de los metales al estar sometidos a altas temperaturas. Como con las hojas de la turbina, los alabes del difusor cambian también substancialmente de longitud. Este problema es resuelto considerando una holgura de aproximadamente 0.6% del diámetro de la turbina.

CONSTRUCCION DE LA MICRO TURBINA Y EL BANCO DE PRUEBAS

Fabricación del estator del compresor.

El estator mostrado en la figura 3.1 esta hecho en una sola pieza de aluminio. Su construcción se inicia torneando los diámetros correspondientes y debido a que el aluminio es un material de poca dureza, permite ser trabajado con facilidad.



Fig. 3.1.

Estator de compresor

A continuación se tallan los álabes frontales; esto se realiza colocando la pieza en un divisor horizontal para realizar una correcta repartición de álabes. Con una fresa de $\phi 5.5\text{mm}$ se inicia el tallado superficial de los álabes hasta obtener una profundidad o altura del álabe de 5.2mm. Para el tallado de los álabes periféricos, la pieza es colocada en un plato divisor vertical. Para esta operación se debe usar una cuchilla de giro horizontal; cuyo radio debe ser de 15mm y con un ancho de 8mm hasta obtener una altura de 5mm.

En la figura 3.2 se muestra la toma de aire construida de aluminio. Se selecciono al aluminio como material por las siguientes razones:

- ✓ La sección donde se ubica es la parte fría de la micro turbina.
- ✓ Es un material liviano y esto ayuda al peso final de la micro turbina.
- ✓ Es un material fácil de trabajar.



Fig. 3.2.

Toma frontal de aire del compresor

El maquinado de la pieza se realiza en torno.



Fig. 3.3. Eje de compresor-turbina con separadores y rodamientos.

La figura 3.4 muestra a las únicas piezas que se mantienen en movimiento; compresor, eje y turbina. Estas se encuentran ensambladas parcialmente, ya que aún se necesita colocar al eje dentro de su apoyo concéntrico.



Fig. 3.4. Sistema compresor eje-turbina ensamblado.

Fabricación del eje central de la micro-turbina.

Construido a partir de una barra de acero SAE 4140. La construcción se inicia torneando; es vital que se mantenga concéntrico con su apoyo y debido a esto el torneado se lleva a cabo entre puntas de centro.



Fig. 3.5. Apoyo de eje

Fabricación del cuerpo central.

Cuerpo central o apoyo de eje mostrado en la figura 3.5 es construido a partir de un eje de aluminio. Escogido así por las siguientes razones:

- No es afectado por la temperatura; ya que esta refrigerado en la parte exterior por el flujo de aire y en la parte interior por el baño de aceite en que se encuentra junto con el eje.
- Para disminuir el peso final de la micro turbina.



Fig. 3.6. Apoyo de eje con sistema de lubricación

En la figura 3.6 se muestra el apoyo de eje con cada uno de los suministros de aceite.

Fabricación de la cámara de combustión.

Construida a partir de plancha de acero inoxidable AISI 316L. Su selección se debe a que es un material aleado al cromo-molibdeno con alta resistencia a la corrosión Inter-cristalina a temperaturas alrededor de 400 ° C. Debido a su contenido de molibdeno es más resistente a ácidos y medios causantes de corrosión a altas temperaturas.

Las planchas son cortadas para realizar el cuerpo exterior mostrado en la figura 3.7 y el interior de la cámara mostrado en la figura 3.8. Las perforaciones se realizan primero de acuerdo a la plantilla y luego se rola la chapa, los agujeros deberán ser repujados hacia el interior de la cámara. La unión de los elementos fue realizada con soldadura de argón debido a lo fina que es la plancha.



Figura 3.7. Cuerpo exterior de la cámara de combustión



Figura 3.8. Parte frontal de la cámara de combustión con tubos vaporizadores.

Para la construcción de los tubos vaporizadores es necesario de tubos de acero inoxidable de 6mm de diámetro (no común en el mercado nacional). Se obtiene el mismo resultado perforando varillas de acero inoxidable con la longitud requerida para el rolado de los tubos.

Fabricación de la turbina axial.

La turbina mostrada en la figura 3.9 se construyo a partir de un disco de eje de acero inoxidable AISI 316L; por las mismas razones que la cámara de combustión. Se inicia el proceso de torneado de la pieza.

Procedemos a cortar las ranuras que formarán los alabes en la fresadora. En un primer paso cortaremos hasta un diámetro de 46 mm luego calentamos al rojo con un soplete cada alabe y usando un par de pinzas los rotamos en sentido horario tratando de obtener un ángulo entre 30 y 35°, continuaremos el corte de los alabes hasta su base (con un diámetro de 45 mm), luego tendremos que perfilar cada alabe usando una amoladora angular con un disco de 110 mm, es conveniente usar la amoladora solo para aproximar la forma del alabe, finalmente verificaremos que los ángulos de todos los alabes sea de 34° y que los alabes estén centrados.

La figura 3.10 presenta la forma en que se acopla la turbina al eje común que tiene con el compresor.



Fig. 3.9. Rotor de turbina.



Fig. 3.10. Rotor de turbina acoplado al eje.

Fabricación del sistema de álabes guías.

La figura 3.11 muestra los álabes guías; el cual consta de 5 componentes principales, todos realizados en acero inoxidable AISI 316L:

- 1 Anillo exterior
- 2 Anillo interior
- 3 Fijación exterior (con 10 agujeros)
- 4 fijación interior (con 3 agujeros)
- 5 Alabes



Fig. 3.11. Alabes guías o NGV.

Las piezas 1 y 2 se construyen a partir de tubos de pared gruesa de las medidas apropiadas y torneadas a las medida; para armar el conjunto será necesario construir varios utillajes que nos permitan sujetar correctamente las piezas mientras se colocan los álabes y se las suelda para que aseguren una unión concéntrica perfecta.

Primero se suelda la fijación exterior al anillo exterior soldando solamente la parte trasera del conjunto para que la soldadura no interfiera con el cierre de la caja del motor, luego se practican las ranuras para alojar los álabes tanto en el anillo exterior (estas son pequeñas y solo son para fijar el conjunto) como en el anillo interior.

Los álabes son cortados de plancha de acero inoxidable y son curvados a su medida para luego realizar el rebaje en la parte superior que formara la unión en el anillo exterior.

Ahora se confecciona un soporte que mantenga centrado el anillo exterior e interior pero que además no interfiera con los álabes, luego los álabes son introducidos en el anillo interior (estos se dejan más largos a propósito tanto de afuera como por dentro), se debe verificar que todos los álabes estén en contacto con el anillo exterior y alineados en sus alojamientos entonces se procede a fijar cada álabe con un punto de soldadura de argón desde el interior del anillo interior, una vez que los álabes estén fijos en su lugar, se sueldan cada uno de los álabes (siempre desde el interior) para luego fijarlos al exterior con un punto de soldadura a cada lado del álabe (soldando desde el exterior).

El conjunto es colocado en el torno para limpiar las soldaduras y los álabes (sobre todo en el exterior donde debe calzar la cámara de combustión), finalmente la fijación interior es colocada y en la exterior se realiza los agujeros.



Fig. 3.12. Cubierta.

Fabricación de cubierta y cono difusor.

La cubierta exterior (figura 3.12). Fabricada partir de plancha de acero inoxidable AISI 316L.



Fig. 3.13. Cono difusor.

El Cono difusor (figura 3.13) consta de tres partes: la tobera exterior, el cono interior y los separadores, todas construidas a partir de acero inoxidable AISI 316L.

Equipo auxiliar.

Sistema de lubricación.

Consta de tubos de bronce de 2 mm de diámetro exterior; uno para cada rodamiento, todo el conjunto se mantiene en su lugar con dos abrazaderas de acero que retienen los tubos a presión.

Sistema de encendido

La combustión en la cámara no empieza por si misma; tiene que ser puesta en marcha después de que el gas auxiliar se ha conectado. La combustión se mantendrá una vez que el flujo de combustible o gases haya sido detonado. El método más simple de ignición es aplicar un encendedor de gas o fósforo en la parte exterior de la turbina; cerca de la salida del flujo de gases. Por supuesto, es posible la instalación de un encendedor de alto-voltaje en la pared de cámara de combustión.

Sistema de abastecimiento de combustible.

El anillo principal es construido a partir de un tubo de bronce de 3 mm de diámetro exterior, luego se suelda con bronce la extensión para la entrada de combustible y se realiza un orificio del diámetro

interior del tubo en el anillo principal, usando cable de acero trenzado limpiamos el interior del anillo cuidadosamente, se procede luego a perforar el anillo en los puntos donde irán los inyectores. Se limpiará todo el conjunto para remover cualquier residuo que haya quedado y secamos el interior con aire comprimido, luego se cierra los extremos del anillo asegurando que quede hermético, es importante probar los inyectores conectando un suministro de gas a baja presión y encendiendo los extremos de los inyectores las llamas que aparezcan deberán ser todas exactamente de la misma altura y forma, caso contrario habrá que retocar los inyectores correspondientes ó en caso de duda realizar un nuevo conjunto.

Ensamble de componentes.

Se inicia montando la turbina, el separador y el cojinete trasero en el eje. Se monta el conjunto NGV al apoyo del eje con tres tornillos, se usa el eje y la turbina para asegurar la unión concéntrica.

Se instala el conjunto NGV a través de la caja exterior y se fija el conjunto introduciendo el anillo de cierre por el interior de la caja. Se introduce la cámara de combustión y el anillo inyector pasando el conector a través de la caja y se fija con la tuerca asegurándose que los picos inyectores estén dentro de los tubos vaporizadores, ahora se introduce el cojinete delantero con cuidado, se coloca el difusor y se fija en su lugar.

Se coloca el eje con el rodamiento trasero, el separador de la turbina y el disco de turbina y se procede a colocar el compresor verificando que el rotor gire libre y que la parte posterior de los álabes del compresor este en línea con la base de los álabes del difusor, se coloca la tapa frontal y se aprieta las tuercas con la mano, ahora se verifica la luz del compresor y se retoca la tapa si es necesario, una vez verificado todo se retira la tapa y se pone un cordón de silicón para alta temperatura entre la tapa frontal y la caja exterior para que al cerrar la caja selle la unión (dejando secar al menos 24 horas),

Fabricación del banco de pruebas.

La turbina se monta en una plataforma móvil (figura 3.14) que posee ruedas o rodamientos para su libre deslizamiento. En la plataforma fija (figura 3.15) están instalados también los sistemas de lubricación, tanque de combustible y las conexiones necesarias para que la turbina funcione adecuadamente.

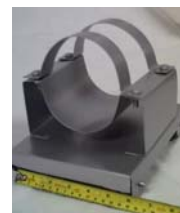


Fig. 3.14. plataforma móvil.



Fig. 3.15. Plataforma fija y móvil.

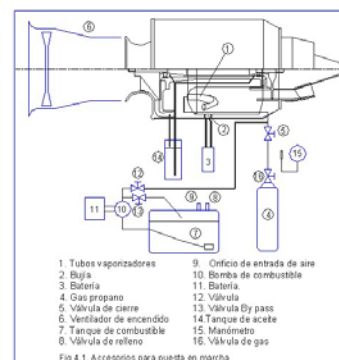
El banco de prueba posee una balanza o dinamómetro que permite medir el empuje que gradualmente va obteniendo la turbina. En el banco de pruebas se podrá realizar mediciones de temperatura a la salida de la turbina, presión a la salida del compresor y consumo de combustible; valores que me permiten corroborar los datos teóricos que describen un adecuado funcionamiento.

PUESTA EN MARCHA Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Procedimiento de puesta en marcha.

A continuación describo el procedimiento de puesta en marcha:

1. Cerrar la válvula de encendido (# 12)
2. Abrir la válvula by pass (# 13)
3. Encender la bomba (la bomba inyectará combustible en posición Bypass)
4. El tanque de combustible expulsa el aire por el orificio (#9).
5. Inyectamos aire a presión con un soplador o ventilador (#6) para hacer girar el compresor
6. Encendemos la turbina con un encendedor por la parte de atrás.
7. Abrimos la válvula de paso del gas propano (#16).



8. Abrir gradualmente la válvula del gas propano (#5) hasta que se produzca el encendido (esto se escucha claramente).
9. Dejamos inyectar aire a presión (#6) (la combustión se mantendrá mientras se dosifican los gases)
10. Volvemos a inyectar aire a presión a potencia máxima y no pararemos hasta el paso número 15, el rotor de la turbina y el conjunto aumentarán la velocidad
11. Abrimos gradualmente la válvula de gas propano (#5), el rotor sigue aumentando velocidad.
12. Mando de gases a posición media.
13. Hasta este momento se ha terminado de pre-calentar la cámara.
14. Abrimos con sumo cuidado la válvula de combustible-líquido (#12) que llegara a la cámara de combustión y la turbina girará en ralentí.
15. Reducir poco a poco la inyección de aire a presión (válvula, #5) hasta desconectarlo del todo.
16. Cerrar la válvula de gas propano (#16).
17. Cerrar la válvula de cierre (#5).
18. Desconectar el tanque de gas propano.
19. Conectar manómetro (#15).
20. Abrir la válvula de paso (#5).
21. Cerrar paulatinamente la válvula by pass (#13) hasta que se alcance la potencia máxima en el manómetro (+/- 0.5 a 1.0 atmósferas).
22. La posición de ralentí equivale a una presión en el manómetro de 0.1 atmósferas.
23. La turbina esta lista para iniciar las pruebas.

Medición del empuje.

La medición se realiza con un dinamómetro. El instrumento colocado en forma horizontal permite obtener cuanta fuerza de empuje obtiene la máquina al ser encendida, al mismo tiempo que las revoluciones van en aumento.

Medición de la frecuencia de giro.

Evaluada mediante un tacómetro de contacto; importante usarlo en el momento de poner a punto la máquina; es decir cuando se ajusta el empuje, el consumo de combustible, la velocidad y la presión de acuerdo a los parámetros obtenidos en los cálculos.

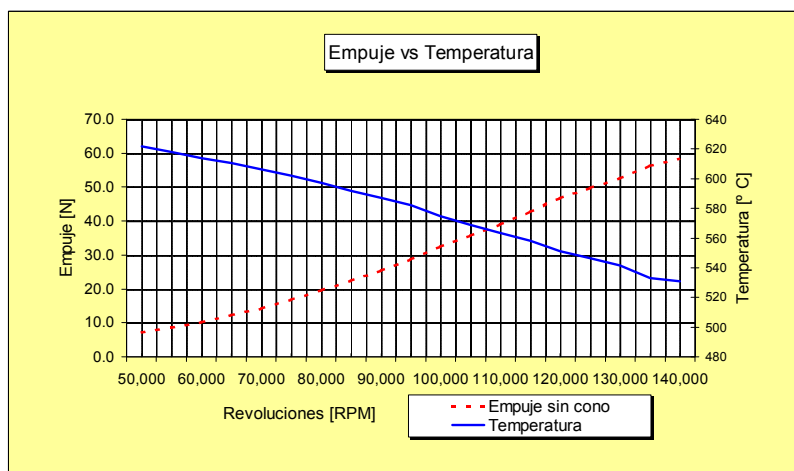
Medición de la temperatura.

La medición de la temperatura de los gases de escape es la que particularmente interesa para el correcto funcionamiento de la máquina. Para las mediciones se usara un termómetro digital que permita evaluar hasta 1000°C.

Medición del consumo de combustible

La medición del consumo de combustible no presenta mayores problemas técnicos ya que probamos la máquina con un empuje promedio y anotamos el tiempo en que demora consumirse un determinado volumen de combustible.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN



Los resultados así obtenidos confirman el aumento gradual de la temperatura al aumentar el paso del combustible para así obtener más revoluciones y por ende más empuje. De allí que para alcanzar mayor temperatura sería posible usar un rotor de turbina de un turbo cargador construido con materiales cerámicos. El objetivo planteado se cumple cuando se verifica que para un rango entre [80 000 a 110 000] de revoluciones se obtiene un rango de entre [20 a 40] newtons de empuje bruto; que es lo necesario para el vuelo de un pequeño avión a escala. No es recomendable un aumento excesivo de las revoluciones por que no se debe olvidar que el sistema compresor – eje – turbina fue diseñado para un rango adecuado de funcionamiento; para este caso específico se aumentó las revoluciones hasta el momento en que experimentó vibraciones significativas para la estabilidad del sistema.

Posibles mejoras

- Seleccionando materiales más livianos en la sección del compresor o diseñar secciones de elementos mucho más finas.
- Seleccionando materiales mucho más resistentes a altas temperaturas (claro que esta relacionado con el costo que uno desea invertir).
- Mejorando el proceso de fabricación de las partes que la conforman.
- Disminuir la distancia entre partes giratorias y estáticas.
- Analizar la verdadera caída de presión en la cámara de combustión
- Mejorando la turbulencia y por ende la transferencia de calor sin aumentar la caída de presión en la cámara.
- Determinar las pérdidas en el rotor del compresor y la turbina.
- Análisis de esfuerzos y fatigas de materiales (térmicos y cíclicos) para determinar la vida útil de los elementos.
- Sistema de combustión y vaporizadores.

CONCLUSIONES

De acuerdo al objetivo planteado se concluye que la construcción de una micro turbina es posible; debiendo mejorar en muchos aspectos para disminuir las pérdidas y consumo de combustible. No se ha exigido mucho del prototipo ya que su objetivo principal es poder iniciar un proceso de combustión y mantener un régimen estable de funcionamiento tal que permita un aumento de revoluciones de forma progresiva. Sin entrar a analizar al detalle las eficiencias de la máquina sino su buen funcionamiento en términos generales.

BIBLIOGRAFÍA

1. R.W. FOX, A.T. MCDONALD, Introducción a la mecánica de fluidos, segunda edición, Mc Graw Hill.
2. W.H. SEVERNS, H.E. DEGLER, J.C. MILES, Energía mediante vapor, aire o gas, editorial Reverte.
3. P. GERHART, R. GROSS, J. HOCHSTEIN, Fundamentos de mecánica de fluidos, segunda edición, editorial Addison Wesley Ibero América.
4. FERDINAND L. SINGER, ANDREW PYTEL, Resistencia de materiales, tercera edición, Harla.
5. THOMAS KAMPS, Model jet engines, United Kingdom 1995, Traplet.
6. KURT SCHRECKLING, Gas turbine engines for model aircraft, second edition United Kingdom 1996, Traplet.
7. FAIRES, Fundamentos de termodinámica.
8. E.V. KRICK, Introducción a la ingeniería y al diseño en la ingeniería, Segunda edición, Limusa Noriega editores.
9. SONNNTANG. VAN WYLEN, Introducción a la termodinámica clásica y estadística, Octava re impresión, Limusa Noriega editores.
10. NTN, Rodamientos de bolas y de rodillos, cat.No.2200-II/S.
11. WILLIAM W. BATHIE, Fundamentos de turbinas a gas, primera edición, Limusa Noriega editores.
12. MANUEL POLO ENCIMAS, Turbo máquinas de fluido compresible, primera edición, Limusa.
13. STEIDEL, Vibraciones mecánicas.

