

Colección Ciencia y Poder Aéreo No. 1

DISEÑO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA TURBORREACTORES DE BAJO FLUJO MÁSICO



Arnold Escobar Garzón



INSTITUTO MILITAR AERONÁUTICO



FUERZA AÉREA COLOMBIANA

DISEÑO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA
TURBORREACTORES
DE BAJO FLUJO MÁSSICO

Arnold Escobar Garzón
2008

FUERZA AÉREA COLOMBIANA - FAC		
RED DE BIBLIOTECAS FAC		
Biblioteca	Tipo Adq.	Deposito
EPFAC 	Fecha Adq.	
	Catalogador	Dario Leon
Proveedor	Fecha Cata.	2-Jul/2015
EPFAC	Signatura Topográfica	
No. Sistema	TL 7093 .T83E83 2008 E.1	
70680		

Diseño y Análisis Estructural para Turborreactores de Bajo Flujo Másico

Colección Ciencia y Poder Aéreo núm. 1

Copyright © Arnold Escobar Garzón

Copyright © editorial Instituto Militar Aeronáutico

Fuerza Aérea Colombiana, 2008

Carrera 11 N.º 102-50 Edificio Esdegue, oficina 412

Teléfonos: (0571) 637 8927 - (0571) 620 6518 ext. 1700

www.ima.edu.co

Prohibida la reproducción total o parcial de este libro,
por cualquier medio, sin permiso escrito del Instituto Militar Aeronáutico
Fuerza Aérea Colombiana.

DIRECTIVAS IMA

Director IMA: CR. Ricardo Ismael Medina Torres

Subdirector IMA: TC. Diego Guillermo Mejía Ruiz

Subdirector Académico IMA: TC. José Enrique Sarmiento

Jefe Departamento de Investigación IMA: MY. Javier Parra Gonzalez

CONSEJO EDITORIAL

Presidente: CR. Ricardo Ismael Medina Torres

Coordinador Editorial: TC. José Enrique Sarmiento

Dirección Editorial: MY. Javier Parra Gonzalez

Diseño: Luis Orlando Ferrucho Bran

Impresión: Rasgo y Color

Revisión Texto y Estilo: Susana Rodríguez Hernández

ISBN: 978-958-44-4394-6

Tiraje: 400 ejemplares

Depósito Legal: Se da cumplimiento a lo estipulado en la ley 44 de 1993,
Decreto 460 de 1995.

Impreso en Colombia – Printed in Colombia

A

A mis sobrinos Simón, Sofía, Esteban, Valeria, Carolina, Valentina e Isabela por su amor y apoyo en esta investigación, que este amor por la investigación sea un motivo y ejemplo para su formación intelectual los amo.

A mi novia Sahily Tamara por su paciencia, amor en este tiempo de esfuerzo y trabajo, gracias por compartir tu vida con la mía te amo.

CONTENIDO

	PÁGINA
PRESENTACIÓN.....	9
PRÓLOGO	11
INTRODUCCIÓN	13
CAPÍTULO 1. PREDISEÑO.....	43
CAPÍTULO 2. COMPRESOR.....	59
CAPÍTULO 3. DIFUSOR	87
CAPÍTULO 4. CÁMARA DE COMBUSTIÓN	97
CAPÍTULO 5. DISEÑO DE LA ETAPA DE TURBINA.....	121
CAPÍTULO 6. TOMA DE AIRE	151
CAPÍTULO 7. CONO DE ESCAPE	157
CAPÍTULO 8. ANÁLISIS ESTRUCTURAL	171
CAPÍTULO 9. CONSTRUCCIÓN, OPERACIÓN Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	235
CAPÍTULO 10. PLANOS DE GUÍA PARA DISEÑADORES.....	265
BIBLIOGRAFÍA.....	277
AUTOR.....	279

PRESENTACIÓN

“Diseño y Análisis Estructural para Turborreactores de Bajo Flujo Másico”, es un libro fruto del trabajo académico del Ingeniero Arnold Escobar Garzón, Investigador del Instituto Militar Aeronáutico, la escuela de posgrados de la Fuerza Aérea Colombiana.

Es motivo de orgullo presentar al medio académico, científico y aeronáutico una obra que demuestra, una vez más, que la educación es el factor potencializador de las capacidades del hombre, sustentada en procesos de investigación útiles, que aporten beneficios a la sociedad.

Los conceptos básicos de termodinámica, estática, dinámica y materiales, relacionados con el análisis estructural y el diseño de un turborreactor de relación de compresión menor, no solamente se constituyen en los fundamentos para su construcción y operación, son además un producto basado en la gestión del conocimiento y la doctrina.

Obras como ésta, sustentan la tesis que, en el escenario de la post violencia, las Fuerzas Militares deberán asumir el reto del desarrollo técnico y tecnológico en Colombia, razón por la cual, el fomento del saber y la investigación en ciencias aeroespaciales ocupan un lugar preponderante en el Plan Estratégico Institucional 2006 – 2019 de la Fuerza Aérea, en el que se ha definido como un objetivo macro a alcanzar: “Mejorar el clima organizacional a través del impulso al desarrollo humano, científico, tecnológico y cultural, para ser líder en el ámbito aeroespacial nacional”.

Este es un ejemplo de la capacidad e ingenio de los hombres y mujeres de la Fuerza Aérea que invita a seguir documentando los conocimientos adquiridos en el ejercicio diario de las funciones institucionales. De esta manera se seguirá conformando y enriqueciendo el acervo de saberes aeronáuticos que nos hace líderes en el campo de la aviación nacional.

Coronel RICARDO ISMAEL MEDINA TORRES
Director Instituto Militar Aeronáutico

PRÓLOGO

El desarrollo alcanzado por la Ingeniería en Colombia exige realizaciones y creaciones propias, surgidas de la experiencia, la capacidad y el conocimiento acumulados. Es indispensable que nuestros profesionales, en todas las disciplinas del saber, nos permitan conocer, a través de publicaciones escritas, los conocimientos alcanzados en años de paciente labor intelectual.

Este libro **Diseño y Análisis Estructural para Turboreactores de Bajo Flujo Másico**, es un ejemplo a imitar.

Es un libro en donde se describe en forma detallada las etapas básicas de la construcción de motores a reacción de bajo flujo másico. El lector encontrará las bases para la construcción de un pequeño motor a reacción, Este motor se caracteriza por ser de un solo eje, de empuje moderado, con un compresor centrífugo, cámara de combustión anular de flujo reverso y turbina axial de gas.

La construcción del motor fue realizada por primera vez en el año 2004 en la Universidad de San Buenaventura, sede de Bogotá, y desde entonces ha generado evoluciones significativas.

El IMA –Instituto Militar Aeronáutico– en su nueva dinámica de gestión, desarrolla una política de generación de nuevo conocimiento, mediante un apoyo decidido a los procesos de investigación aplicada.

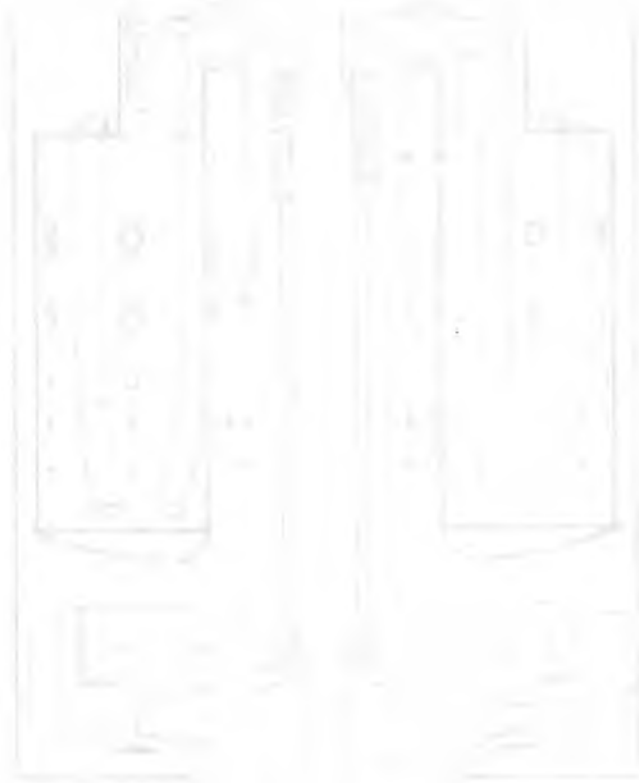
Fruto de esta gestión es la publicación de este libro, como aporte al avance del conocimiento en el campo de la construcción de motores en nuestro país.

GABRIEL JAIME CARDONA OROZCO

Universidad de San Buenaventura, Bogotá, D. C.

Decano Facultad de Ingeniería

INTRODUCCIÓN



Este libro contiene la descripción del proceso de análisis, diseño y construcción de un motor de reacción de baja potencia. En el desarrollo del libro se encuentran 15 capítulos que introduce al diseño y al análisis estructural de la siguiente forma:

- Capítulo 1: en el se encuentra la historia y los diferentes tipos de motores térmicos.
- Capítulo 2: fundamentos matemáticos y físicos tales como tipos de movimiento del flujo, ecuaciones de gases perfectos, ecuación de bernoulli, leyes termodinámicas, ciclo brayton, rendimientos de los turborreactores, y rendimiento energético.
- Capítulo 3: prediseño; se ilustra el proceso del análisis inicial para el diseño del motor y los cálculos térmicos ideales para establecer la configuración del motor.
- Capítulo 4: una vez diseñado el motor térmicamente se realiza del diseño el compresor y sus etapas .
- Capítulo 5: con los datos obtenidos en el cálculo del compresor se calcula y diseña la cámara de combustión terminando con el capítulo 6 en el diseño de la turbina; al terminar estos diseños básicos de los componentes principales del motor se desarrollan unos ejercicios del diseño de disco de turbina y diseño de un posquemador.

Al terminar la parte de geometría y relaciones geométricas del motor se realiza un diseño estructural con análisis de cargas, sistemas de unión entre componentes, métodos de sellado, análisis térmicos relacionado con la expansión de la cámara de combustión y turbina; al finalizar el libro encontrara los capítulos de análisis de parámetros o caza fallas y una breve descripción de los procesos de construcción de los componentes diseñados, con esquemas que ayudarán a los investigadores a desarrollar sus propios prototipos.

HISTORIA

La inquietud de desarrollar máquinas con el principio de reacción para generar propulsión no es nueva. Hero de Alejandría diseñó un modelo de turbina de vapor hace aproximadamente 2000 años. Posteriormente Sir Isaac Newton describió el principio del empuje de reacción en sus tres leyes de la dinámica en 1687.

- Todo cuerpo mantiene constante su cantidad de movimiento (p), a no ser que se le obligue a cambiarla mediante la acción de fuerzas.
- La variación de la cantidad de movimiento de un cuerpo en el tiempo, es igual a la fuerza a la cual se somete $F = \frac{dp}{dt}$.
- Las fuerzas se presentan siempre por parejas; si un cuerpo A ejerce una fuerza sobre un cuerpo B, el cuerpo B ejercerá una fuerza igual, pero opuesto sobre el cuerpo A (Ley de acción-reacción).

En 1791, John Barber de Inglaterra obtuvo la primera patente de una turbina de gas, pero su desarrollo se ve frenado durante 100 años ya que los materiales necesarios, los diseños y las técnicas de fabricación llegan después, permitiendo construir una de estas turbinas. El motor

de pistón se desarrolló primero que la turbina de gas, pero carecía de potencia, el desarrollo de la turbina de gas permitió generar más potencia útil.

Durante los años 30 un ingeniero alemán, Hans von Ohain, y un ingeniero inglés, Frank Whittle diseñaron un nuevo tipo de motor, cada uno por separado. Hacia 1938, Hans von Ohain y su mecánico Max Hahn ya habían diseñado, construido y realizado pruebas de vuelo de un avión de propulsión a chorro. Su diseño incluía un compresor (rotor) y una turbina en el mismo eje. El diseño de Frank Whittle también incluía un rotor accionado por una turbina con un sistema de combustión. Su avión de propulsión de reacción voló con éxito en 1941.

Desde entonces, se han realizado muchos avances y variaciones de los diseños del motor de reacción. Además, motores más livianos y eficientes han hecho posible la fabricación de aviones más grandes y más rápidos. En menos de 100 años, los aviones han ido desde el primer avión de los hermanos Wright y de su primer vuelo de 12 segundos y 120 pies, hasta los aviones jamás imaginados como el A380 que son capaces de volar alrededor del mundo en unas cuantas horas. Todo esto se hizo posible gracias a la invención del motor de reacción.

MOTORES TÉRMICOS

Como se define en el artículo¹. Un motor térmico de la siguiente forma: es una máquina de fluido que transforma parte de la entalpía de un gas o vapor (fluido compresible que se encuentra a alta presión y alta temperatura).

1 ESPEJO M., Edgar. "Motores térmicos, funcionamiento y principales modelos en: Ingenium, Revista de la Facultad de Ingeniería n.º 3, Bogotá, D.C.: Universidad de San Buenaventura, enero-junio de 2001.

La palabra térmico, asociada con este tipo de máquinas, se debe a que la forma en que comúnmente se lleva a la condición de alta presión y temperatura al fluido compresible, es a través de una adición de calor. En la mayoría de máquinas térmicas la adición de calor con la cual se eleva la energía almacenada en un fluido compresible, se realiza a través de un proceso químico de combustión, razón por la cual son comunes las designaciones: “maquinas de combustión” o “motores de combustión”.

TIPOS DE MOTORES TÉRMICOS

Como se mencionó anteriormente, al hablar de motores térmicos se hace referencia normalmente a motores de combustión, y es precisamente con base en esta característica que se clasifica este tipo de máquinas. Los motores térmicos o de combustión se clasifican de acuerdo a si se realiza directamente o no el proceso de la combustión en el fluido de trabajo (fluido del cual toma la energía el motor), encontrándose la siguiente subdivisión:

- Motor de combustión externa: es aquel en el cual el fluido de trabajo no es el que experimenta el proceso de la combustión, sino que ésta se lleva a cabo en un segundo fluido que no le transfiere directamente la energía al motor, sino al fluido de trabajo.
- Motor de combustión interna: es aquel en el cual el fluido de trabajo es el que experimenta el proceso de la combustión y a su vez le transfiere directamente la energía al motor.

En los motores de combustión externa el fluido que experimenta el proceso de la combustión consta básicamente de una mezcla de aire y combustible, la cual al quemarse dentro de una caldera, le transfiere calor al fluido de trabajo que irá posteriormente al motor térmico. En la mayoría

INTRODUCCIÓN

de los casos el fluido de trabajo de los motores de combustión externa es el vapor de agua, presentándose dos tipos de motores básicos:

1. La máquina de vapor. Esta consta básicamente de un mecanismo biela-manivela, unido a un pistón que se mueve dentro de una cámara bajo la acción de la presión del vapor, con lo cual se está realizando el proceso de transferencia de energía. En la figura 1 se muestra la máquina y la caldera que genera el vapor.

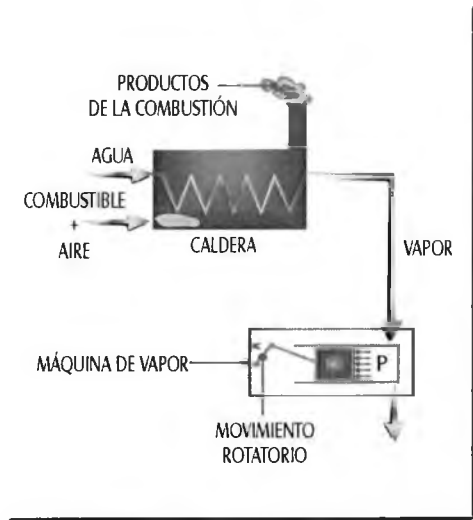


Figura 1. Máquina de vapor.

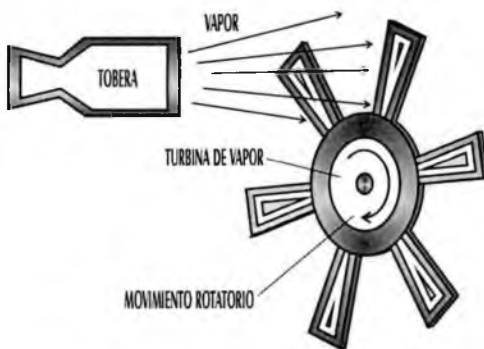


Figura 2. Turbina de vapor.

2. La turbina de vapor. Esta consta de una serie de álabes unidos radialmente a un eje, los cuales la hacen rotar cuando incide sobre ellos una corriente de vapor, realizándose de esta manera la transformación de entalpía del fluido a energía mecánica de rotación del eje. Lo anterior se muestra esquemáticamente en la figura 2.

En los motores de combustión interna el fluido de trabajo experimenta también el proceso de la combustión, constando básicamente de una mezcla de aire y combustible inicialmente, que al quemarse dentro del motor se transforma en una serie de gases de combustión con alta energía

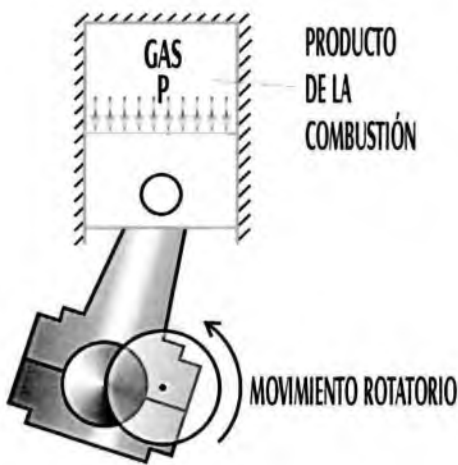


Figura 3. Motor alternativo.

(entalpía), la cual se transfiere posteriormente a la máquina.

Los motores de combustión interna se clasifican de la siguiente forma:

1. Motores alternativos. Estos poseen el mismo principio de funcionamiento de la máquina de vapor, sólo que aquí el fluido de trabajo sí experimenta el proceso de la combustión y por lo tanto es su entalpía la que se transforma en el trabajo útil del motor. En la figura 3 se muestra esquemáticamente un motor alternativo.
2. Turbina de gas. Esta es en esencia la misma turbina de vapor, excepto que en este caso el fluido de trabajo está constituido directamente por los gases producto de la combustión.

3. Turbohélice. Se trata de una turbina de gas o de un motor alternativo, que tiene conectado a su eje principal un reductor de velocidades, el cual a su vez le entrega a un segundo eje el movimiento, para que éste por rotación de una hélice impulse el aire hacia atrás, obteniéndose como respuesta desde el aire, una fuerza de reacción en el sentido opuesto (hacia delante), que origina

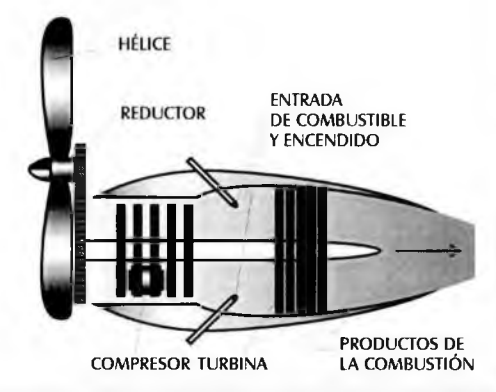


Figura 4. Turbohélice

el desplazamiento del motor. En la figura 4 se muestra un esquema de una turbohélice.

4. Motores de reacción. Son aquellos que adquieren un movimiento del conjunto del motor, mediante la expulsión a alta velocidad del fluido de trabajo (gases producto de la combustión) en el sentido contrario al movimiento deseado, es decir, que utilizan el principio de acción-reacción directamente, sin elementos intermedios como hélices o ruedas.

Existen dos tipos básicos de motores de reacción: los que toman el comburente del medio que los rodea (el aire), o los que no lo hacen (estos se conocen como motores-cohete). Todos los motores de reacción que poseen admisión de aire del exterior, constan básicamente de un conducto en el cual se realiza el proceso de la combustión

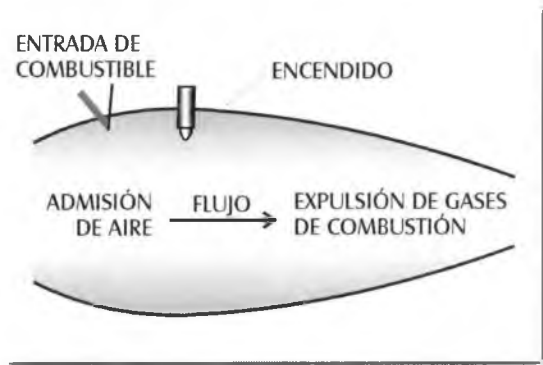
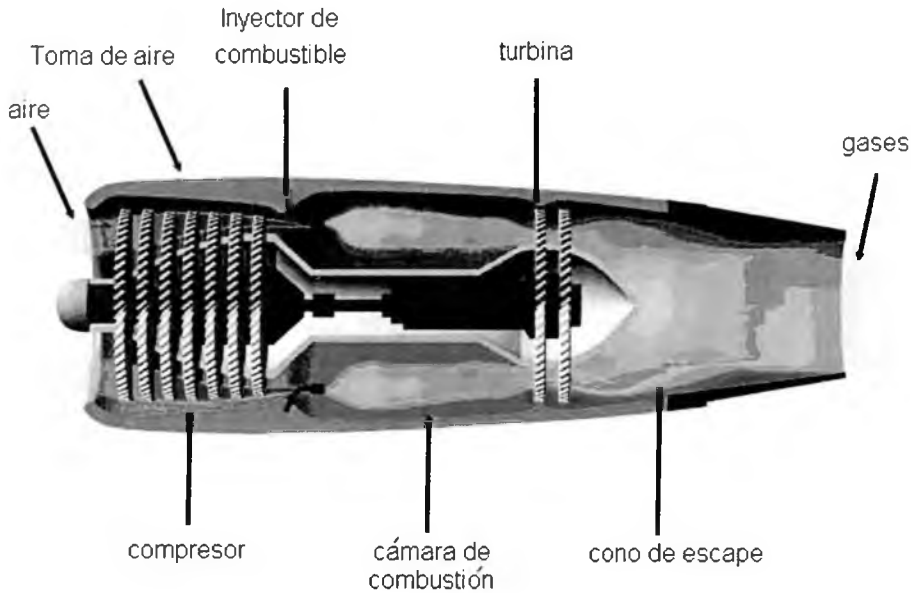


Figura 5. Motor a reacción a nivel general.

del fluido de trabajo, el cual posee una admisión de aire externo, una entrada de combustible, una bujía que enciende la mezcla y una abertura para expulsar los gases de la combustión a alta velocidad. Esto se muestra en la figura 5.

COMPONENTES PRINCIPALES DEL MOTOR DE REACCIÓN

Los componentes básicos de un motor de reacción son la toma de aire, el compresor, la cámara de combustión, la turbina, y la tobera o cono de escape. Diferentes motores utilizan estos componentes en diversas combinaciones. Algunos diseños de motor, incluso, eliminan uno o más



www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/shortp.html

Figura 6. Componentes básicos de un motor de reacción.

de estos componentes. Pero estos son los elementos básicos de un motor. En la figura 6, se muestra el diseño típico de un motor de reacción y sus componentes.

TOMA DE AIRE

La toma de aire garantiza la cantidad de aire que entra al motor. Después de establecer la velocidad de crucero del avión, se diseñan la toma de aire con la capacidad de aspirar aire como sea necesario. Las velocidades de crucero subsónica, supersónica e hipersónica, requieren cada una de diferentes diseños de toma de aire. El componente siguiente es el compresor; funciona mucho mejor cuando el aire entra lentamente. Por lo tanto, la toma de aire está diseñada para disminuir la velocidad del flujo de aire que entra al compresor.

COMPRESOR

El compresor se utiliza para aumentar la presión del flujo de aire (P_{t2}). Esto es directamente proporcional al empuje del motor. Mientras mayor sea la presión, mayor será el empuje producido. Un compresor básico aumenta la presión del aire de 15 a 30 veces más, y para compresores pequeños está entre 1,5 a 5. Los diseñadores de motores eligen diversos compresores para encontrar la mejor configuración respecto a las necesidades de diseño.

CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El aire que sale del compresor a baja velocidad y alta presión entra después a la cámara de combustión donde se mezcla con combustible. El aire que sale de la cámara de combustión a alta temperatura y presión será utilizado para generar empuje. Uno de los factores más importantes es la mezcla de combustible y aire; esto para conseguir la combinación adecuada que produzca la mejor combustión posible. Si el combustible es demasiado poco, cuando la mezcla se quema no alcanza temperaturas altas y el empuje generado disminuye. Cuando hay demasiado combustible, la mezcla no se quema totalmente; puede ser que el empuje generado sea suficiente, pero el motor desperdicia combustible.

ETAPA DE TURBINA

Los gases salen de la cámara de combustión y pasan a la turbina donde la presión es mucho más baja. La alta presión de estos gases comienza entonces a disminuir. Cuando la presión disminuye, la velocidad del flujo de los gases de escape, aumenta. Al salir del motor, estos gases generan empuje. Parte de este flujo es utilizado para accionar el compresor.

Se debe prestar mucha atención al diseño de la turbina debido a la alta temperatura de los gases que salen de la cámara. Si los materiales con

los que se constituyen las ruedas de la turbina no son los adecuados, las ruedas pueden derretirse y deformarse y ser menos eficientes, o pueden incluso romperse y destruir el resto de la turbina.

CONO DE ESCAPE O TOBERA

La geometría interior de la tobera está formada de tal manera que los gases de escape aumenten más su velocidad mientras viajan hacia la salida del motor. Cuanta más alta sea la velocidad de la salida de los gases, más empuje podrá ser generado. Algunos aviones de combate tienen toberas de geometría variable, permitiendo que el piloto ajuste el empuje. Otras toberas son de diseño fijo porque las condiciones no cambian lo suficiente como para que sean de geometría variable. Al diseñarse se debe prestar atención a las temperaturas de los gases de escape en el cono de salida, especialmente si hay un dispositivo de poscombustión (afterburner).

TIPOS DE MOTORES DE REACCIÓN

- **Pulsorreactor.** En este motor se coloca una serie de válvulas de admisión, las cuales se abren para permitir la entrada del aire y se cierran cuando se inyecta el combustible y se produce el encendido. Un motor de este tipo se muestra en la figura 7, este modo de operación implica un funcionamiento en dos tiempos del motor (de ahí su nombre).

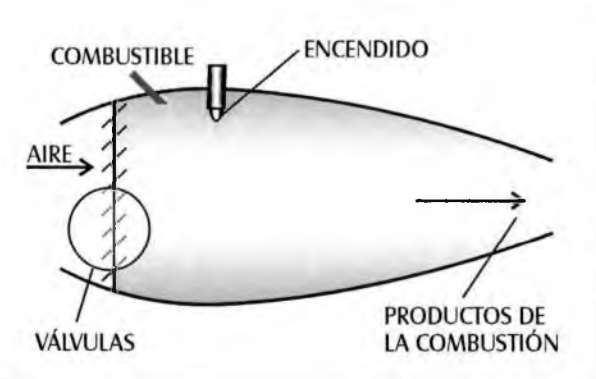
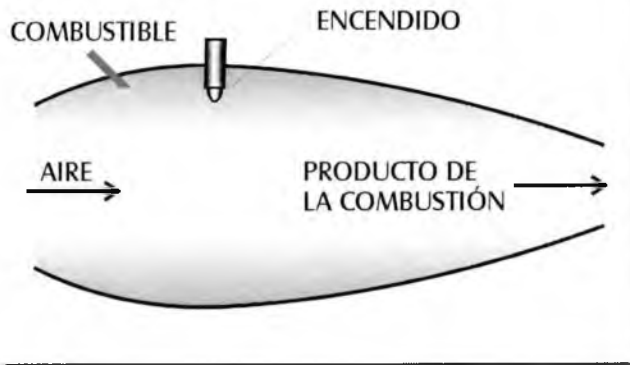


Figura 7. Pulsorreactor.

- **Estatorreactor.** En este caso es la presión de los gases admitidos la que asegura el correcto flujo dentro del motor, lo cual sólo se logra cuando una alta velocidad de la aeronave en la cual se encuentra el motor,



asegure una alta velocidad del aire admitido (normalmente esto se da en regímenes supersónicos). En la figura 8 se muestra un estatorreactor.

Figura 8. Estatorreactor.

- **Turborreactor.** En este motor es un compresor accionado por una turbina, la cual recibe energía de la cámara de combustión, lo cual a su vez permite que el motor pueda arrancar desde velocidades nulas de movimiento (condiciones que no se pueden tener en el estatorreactor). En la figura 9 se muestra un turborreactor.

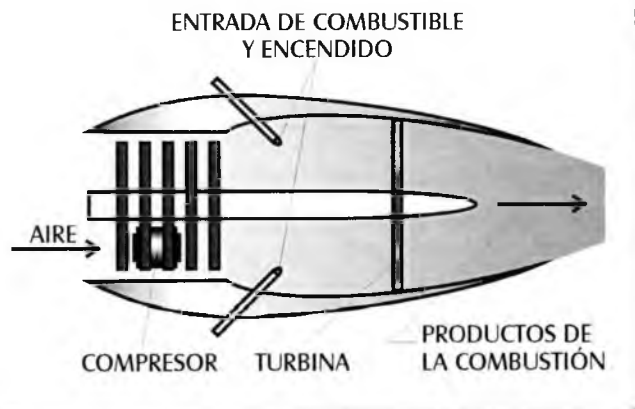


Figura 9.
Turborreactor.

- **Turbosoplante o turbofan.** Este es un motor de reacción donde los gases expulsados a través de la parte trasera no sólo están compuestos por los gases de combustión, sino que también hay presencia de

una cierta cantidad de aire impulsado por una serie de aspas (soplantes), el cual circula por un ducto exterior a la conducción de los gases de combustión.

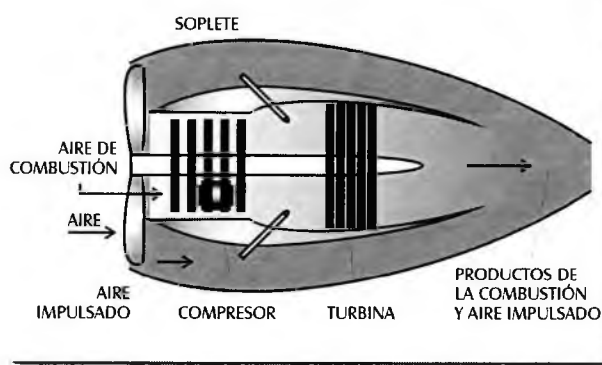
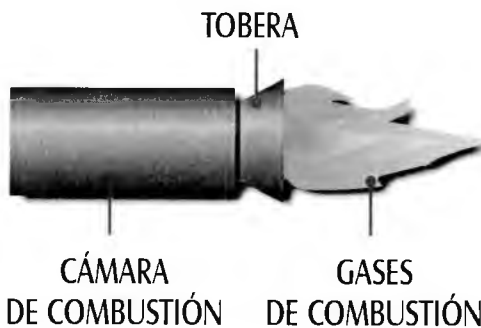


Figura 10. Turbosoplante.

Cualitativamente el turbofan se podría calificar como una turbohélice en la cual el aire impulsado por el propulsor se encuentra confinado a una tubería. Una de las ventajas que tiene esta configuración es la de obtener velocidades de expulsión de gases mucho más altas, lo que se traduce en un mayor empuje del motor. Un esquema de esta máquina se muestra en la figura 10.

- El único motor que opera sin toma de aire exterior es el motor-cohete. En este motor no se tiene una admisión de aire, lo que implica que la máquina que es movilizada por él, deba llevar tanto el combustible como el comburente. Al no tomar aire del exterior, no existe la



dificultad constructiva que hay en los demás motores de reacción: impedir que los productos de la combustión salgan por la parte delantera, lo cual hace que este motor conste

Figura 11. Motor-cohete.

simplemente de una cámara de combustión y de una salida de gases (tobera). En la figura 11 se muestra un motor-cohete.

Aunque la forma constructiva de un motor-cohete sea mucho más simple que la de un motor de reacción con toma de aire exterior, el hecho de tener que llevar tanto el combustible como el comburente acarrea las siguientes consecuencias:

- La máquina impulsada por el motor-cohete es más pesada que la equivalente en potencia propulsada por un motor de reacción con toma de aire del exterior.
- La autonomía de vuelo de un motor-cohete es mucho más pequeña (del orden de segundos o unos cuantos minutos, máximo) que la de un motor de reacción con toma de aire del exterior (del orden de horas). Lo anterior se debe a que en el motor-cohete se consume la masa de propelente muy rápido, mientras que en el motor de reacción convencional, el consumo del combustible es mucho más bajo, ya que los gases expulsados provienen de la combustión de una (1) parte de combustible con noventa y nueve (99) del aire admitido (en el motor-cohete el 100% de la masa proviene del propelente).
- El motor-cohete posee la ventaja de poder funcionar en el espacio donde no hay presencia de aire.

FUNDAMENTOS BÁSICOS

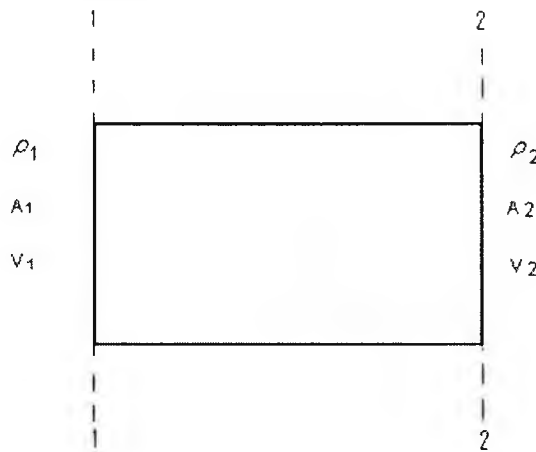
Compresibilidad: los fluidos son compresibles cuando su densidad aumenta en función del aumento de presión o viceversa.

Ecuación de continuidad: determina la ley de conservación de la masa de un sistema, la masa por unidad de tiempo que pasa por la sección 1

en un conducto es igual a la masa por unidad de tiempo que pasa por la sección 2.

CONDICIONES:

- no existen fugas en la transición de 1 a 2
- movimiento estacionario.



$$\rho_1 \times V_1 \times A_1 = \rho_2 \times V_2 \times A_2 = \dot{m} = \text{Aflujo másico } K \text{ [Kg/s]}$$

$$\rho = \text{Densidad [Kg/m}^3\text{]}$$

$$V = c = \text{Velocidad [m/s]}$$

$$A = \text{Área}$$

MOVIMIENTO TRANSÓNICO

Mach: es la relación entre la velocidad del fluido en un punto y la velocidad local del sonido en ese punto.

$$M = \frac{c}{a}$$

$c = [m / s]$ Velocidad del fluido

$a = \sqrt{\gamma \times R \times T} [m / s]$ Velocidad local del sonido

$\gamma = \text{coeficiente} - \text{adiabatico}$

TIPOS DE MOVIMIENTO

- Movimiento subsónico $M < 1$
- Movimiento sónico $M = 1$
- Movimiento supersónico $M > 1$

ECUACIÓN DE LOS GASES PERFECTOS

$$\rho = \frac{p}{R \times T}$$

$\rho = \text{densidad} [Kg / m^3]$

$p = \text{presion} [N / m^2]$

$R = \text{constante} - \text{universal} - \text{del} - \text{los} - \text{gases} [J / Kg^\circ K]$

$T = \text{temperatura} [^\circ K]$

Primera ley de la termodinámica

El calor que como forma de energía fluye a un sistema es aprovechado por el sistema en la realización de un trabajo externo y por otra parte en la variación de su energía interna.

$$Q = U_2 - U_1 + W$$

Q = Calor

U = Energía interna

W = Trabajo

Se examinará el primer principio de la termodinámica², aplicado a un volumen de control en un proceso de estado estable y flujo estable, como lo sería en un motor a reacción en sus diferentes estaciones.

Donde:

$\dot{Q}$ = Calor por unidad de tiempo al o del sistema $[J/s]$

$\dot{m}_{e,s}$ = Flujo másico de entrada o salida $[Kg/s]$

$\dot{i}_{e,s}$ = Entalpía del másico de entrada o de salida $[J/Kg]$

$c_{e,s}$ = Velocidades del másico de entrada o de salida $[m/s]$

$z_{e,s}$ = Geopotencial del másico de entrada o de salida $[m]$

$\dot{W}$ = Potencial al o del sistema $[W]$

$\dot{W}_T$ = Potencial al o de la turbina $[W]$

$\dot{W}_c$ = Potencial al o del compresor $[W]$

H_v = Poder calorífico del combustible $[J/Kg]$

w_t = Trabajo específico a o de la turbina

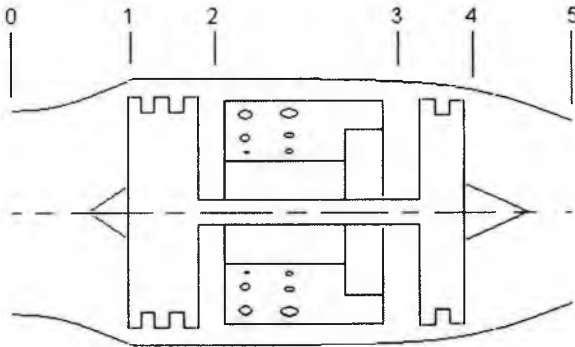
w_c = Trabajo específico a o del compresor

2 MÉNDEZ, Aurelio. Termodinámica I. Bogotá - Colombia: Universidad de San Buenaventura, Bogotá, D. C.

INTRODUCCIÓN

Recuerde que:

$$\left[\frac{J}{Kg} = \frac{m^2}{s^2} \right]$$



En todo el motor:

$$q + \left[i_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e \right] = \left[i_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s \right] + w$$

$$\dot{Q} + \dot{m}_e \left[i_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e \right] = \dot{m}_s \left[i_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s \right] + \dot{W}$$

Sección 0-1" inlet"



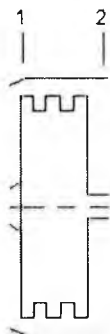


$$\dot{m}_e = \dot{m}_s$$

$$i_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e = i_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s$$

$$(i_e - i_s) = \frac{1}{2} [c_s^2 - c_e^2]$$

Sección 1-2 "compresor"



$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

$$\dot{m} \left[(i_e - i_s) + \frac{1}{2} (c_e^2 - c_s^2) + g(z_e - z_s) \right] = \dot{W}$$

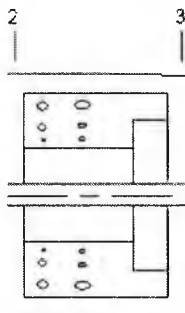
$$\dot{W}_c = \dot{m} \left[(i_e - i_s) + \frac{1}{2} (c_e^2 - c_s^2) + g(z_e - z_s) \right]$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \left[(i_e - i_s) + \frac{1}{2} (c_e^2 - c_s^2) \right]$$

Trabajo del compresor

$$w_c = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}$$

Sección 2-3 "combustión"



$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \left[(i_s - i_e) + \frac{1}{2} (c_s^2 - c_e^2) \right]$$

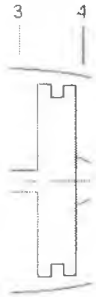
$$\dot{Q} = H_{T'} \times \dot{m}_{fuel}$$

$$H_{T'} \dot{m}_{fuel} = \dot{m} \left[(i_s - i_e) + \frac{1}{2} (c_s^2 - c_e^2) \right]$$

$$H_{T'} = RM \left[(i_s - i_e) + \frac{1}{2} (c_s^2 - c_e^2) \right]$$

$$RM = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{fuel}}$$

Sección 3-4 "turbine"



$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

$$\dot{W}_t = \dot{m} \left[(i_e - i_s) + \frac{1}{2} (c_e^2 - c_s^2) \right]$$

$$\dot{W}_t + \dot{W}_e = 0, \text{ Ideal } w_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}$$

Sección 4-5 "exhaust"



$$(i_e - i_s) = \frac{1}{2} [c_s^2 - c_e^2]$$

ECUACIÓN DE BERNOUILLI PARA FLUIDO COMPRESIBLE

Bernouilli, establece la presión total del movimiento de un fluido compresible sin viscosidad, sin recibir calor o trabajo del exterior, se define como:

$$p_t = p \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

p_t = Presión total

p = Presión estática

$$\left(\frac{K-1}{2} M^2 \right)^{\frac{K}{K-1}} = \text{Presión dinámica}$$

M = Número Mach del movimiento

Presión total = presión estática + presión dinámica

Bernouilli al estado termodinámico:

$$T_t = T \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right)$$

T_t = Temperatura total

T = Temperatura estática

$$\left(1 + \frac{K-1}{2} M^2 \right) = \text{Temperatura dinámica}$$

Temperatura y presión en función de, C_p calor específico del gas a presión constante, $K = C_p / C_v$ relación entre los calores específicos del gas

a presión y volumen constante y J el equivalente mecánico del calor
 $[Kgm / Kilocaloria]$

$$T_r = T + \frac{c^2}{2gJC_p}$$

$$p_r = p \left(1 + \frac{c^2}{2gJC_p T} \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

EMPUJE EN UN MOTOR A REACCIÓN

Teorema del impulso; la variación de la cantidad de movimiento por segundo de un sistema de partículas es igual a la suma de las fuerzas exteriores que actúan sobre el sistema.

La fuerza de empuje es el resultado de la diferencia de presión de cada uno de los componentes del motor, la sumatoria de estas diferencias de presión dan el empuje total del motor.

Ecuación del empuje para un motor de reacción

$$F = \frac{\dot{m} + \dot{m}_{fuel}}{g} c_s - \frac{\dot{m}}{g} c_e$$

$$\dot{m} = \text{Gasto másico de aire } [Kg / s]$$

$$\dot{m}_{fuel} = \text{Gasto másico de combustible } [Kg / s]$$

$$c_s = \text{Velocidad de salida de los gases } [m / s]$$

$$c_e = \text{Velocidad de entrada del aire o velocidad de vuelo "ideal"} \\ [m / s]$$

CICLO BRAYTON

En estas máquinas rotativas, el aire aspirado a la presión atmosférica, se comprime mediante un compresor C, elevando su temperatura, y es conducido a la cámara de combustión D, donde se inyecta el combustible que arde en forma continuada y suave; los gases calientes de la combustión se expansionan en los álabes de la turbina, desarrollando un trabajo útil y salen a la atmósfera a través del escape; la turbina, una vez en marcha, acciona el compresor; el ciclo desarrollado se conoce como ciclo Brayton; tanto la compresión como la expansión se realizan en una sola etapa. Los gases que se expansionan en la turbina, todavía calientes en el escape, se pueden aprovechar para producir vapor de agua en una caldera, y utilizarlo posteriormente en una turbina de vapor.

Si los gases de escape se hacen llegar a una tobera de descarga, la turbina de gas se convierte en una máquina de chorro.

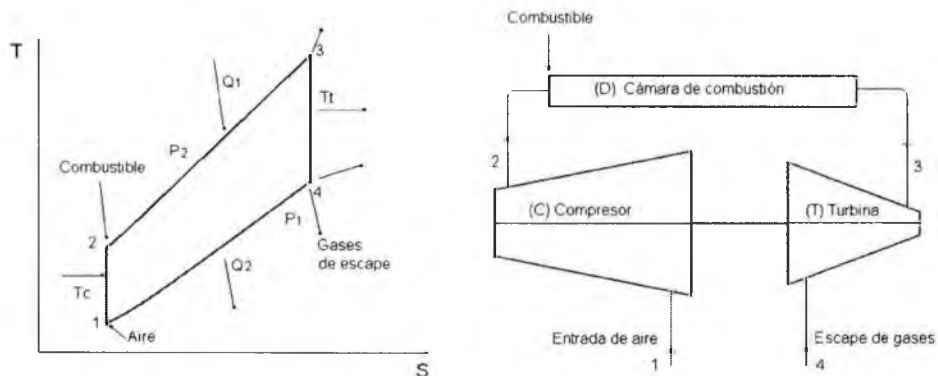


Figura 12. Ciclo brayton de un motor de reacción.

Para hallar en primera aproximación el rendimiento térmico de una turbina de gas, consideraremos un ciclo recorrido por un gas perfecto, en el que las transformaciones (1-2) y (3-4) son isentrópicas, y las transformaciones (2-3) y (4-1) a presión constante.

Este es un ejemplo que sirve de guía para los diseñadores³.

Calcule el empuje específico y el consumo específico de combustible de un turborreactor con velocidad de crucero 50 m/s, a nivel del mar; los coeficientes de los componentes principales están dados en el punto de diseño:

Grado de compresión π_c :	1.6
Temperatura a la entrada de turbina T_3 :	1.000k
Rendimientos isentrópicos:	
Rendimiento del compresor η_c :	0.74
Rendimiento de la turbina η_t :	0.76
Rendimiento de la toma de aire η_i :	0.93
Rendimiento del cono de escape η_e :	0.95
Rendimiento mecánico η_m :	0.99
Rendimiento de la combustión η_b :	0.98
Pérdida de carga en la combustión Δ_{pb} :	4%

La presión y la temperatura a nivel del mar por tablas:

$$p_a = 1.013 \text{ bar} \quad T_a = 288 \text{ K}$$

La temperatura y la presión total a la salida de la toma de aire se determinan por las siguientes ecuaciones de parada "totales":

$$\frac{C_a^2}{2c_p} = \frac{(50 \text{ m/s})^2}{2 \times 1005} = 1.25 \text{ K}$$

$$T_{t1} = T_a + \frac{C_a^2}{2c_p} = 288 + 1.25 = 289 \text{ K}$$

$$p_{t1} = p_a \left[1 + \eta_i \frac{C_a^2}{2c_p \times T_a} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1.013 \left[1 + \frac{0.93 \times 1.25}{288} \right]^{3.5} = 1.027 \text{ bar}$$

3 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas, Metodología Propuesta, Marcombo, 1983, p. 86.

A la descarga del compresor:

$$p_{2t} = \left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right) p_{1t} = 1.6 \times 1.027 = 1.64 \text{ bar}$$

$$T_{2t} - T_{1t} = \frac{T_{1t}}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{289}{0.76} \left[1.6^{\frac{1}{3.5}} - 1 \right] = 55 \text{ K}$$

$$T_{2t} = 289 + 55 = 344 \text{ K}$$

Siendo $W_t = \frac{W_c}{\eta_m}$, entonces:

W = trabajo – específico

$$T_{3t} - T_{4t} = \frac{c_{pa}(T_{2t} - T_{1t})}{C_{pg} \times \eta_m} = \frac{1005 \times 55}{1147 \times 0.99} = 49 \text{ K}$$

$$T_{4t} = 1000 - 49 = 951 \text{ K}$$

$$p_{3t} = p_{2t} \left(1 - \frac{\Delta_{pb}}{p_{2t}} \right) = 1.64(1 - 0.04) = 1.57 \text{ bar}$$

$$T_{4t} = T_{3t} - \frac{1}{\eta_i}(T_{3t} - T_{4t}) = 1000 - \frac{49}{0.76} = 935.5 \text{ K}$$

$$p_{4t} = p_{3t} \left(\frac{T_{4t}}{T_{3t}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1.57 \left(\frac{935.5}{1000} \right)^4 = 1.20 \text{ bar}$$

La relación de expansión del cono de escape es:

$$\frac{p_{4t}}{p_a} = \frac{1.20}{1.013} = 1.18$$

Con la siguiente ecuación determinamos la relación de expansión crítica:

$$\frac{p_{4t}}{p_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_i} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0.95} \left(\frac{0.333}{2.333} \right) \right]^4} = 1.914$$

Como $\frac{p_{4t}}{p_a} < \frac{p_{4t}}{p_c}$, el cono de escape no está obturado.

$$T_5 = T_c = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) T_{4t} = \frac{2 \times 951}{2.333} = 815.2 \text{ K}$$

$$p_5 = p_a = p_{4t} \left(\frac{1}{\frac{p_{04}}{p_a}} \right) = 1.20 \left(\frac{1}{\frac{1.20}{1.013}} \right) = 1.013 \text{ bar}$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{RT_5} = \frac{100 \times 1.013}{0.287 \times 815.2} = 0.43 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_5 = (\gamma RT_5)^{1/2} = (1.333 \times 0.287 \times 815.2 \times 1000)^{1/2} = 558.45 \text{ m/s}$$

$$\frac{A_5}{m} = \frac{1}{\rho_5 \times c_5} = \frac{1}{0.43 \times 558.45} = 0.00416 \text{ m}^2 \text{ s/Kg}$$

El empuje específico:

$$\begin{aligned} K_e &= (c_5 - c_a) + \frac{A_5}{m} (p_5 - p_a) \\ &= (558.45 - 50) + 0.00416(1.013 - 1.013)10^5 \\ &= 508.45 \text{ Ns/Kg} \end{aligned}$$

Como $T_{2t} = 344^\circ\text{K}$ y $T_{3t} - T_{2t} = 656^\circ\text{K}$, con la figura 15 (ver la figura 15 en la página siguiente), se toma la relación combustible/aire teórica requerida, que es 0.0176. Con este coeficiente calculamos la relación real:

$$f = \frac{0.0176}{0.98} = 0.01796$$

El consumo específico de combustible:

$$s.f.c = \frac{f}{K_e} = \frac{0.01796 \times 3600}{508.45} = 0.13 \text{ Kg/hN}$$

INTRODUCCION

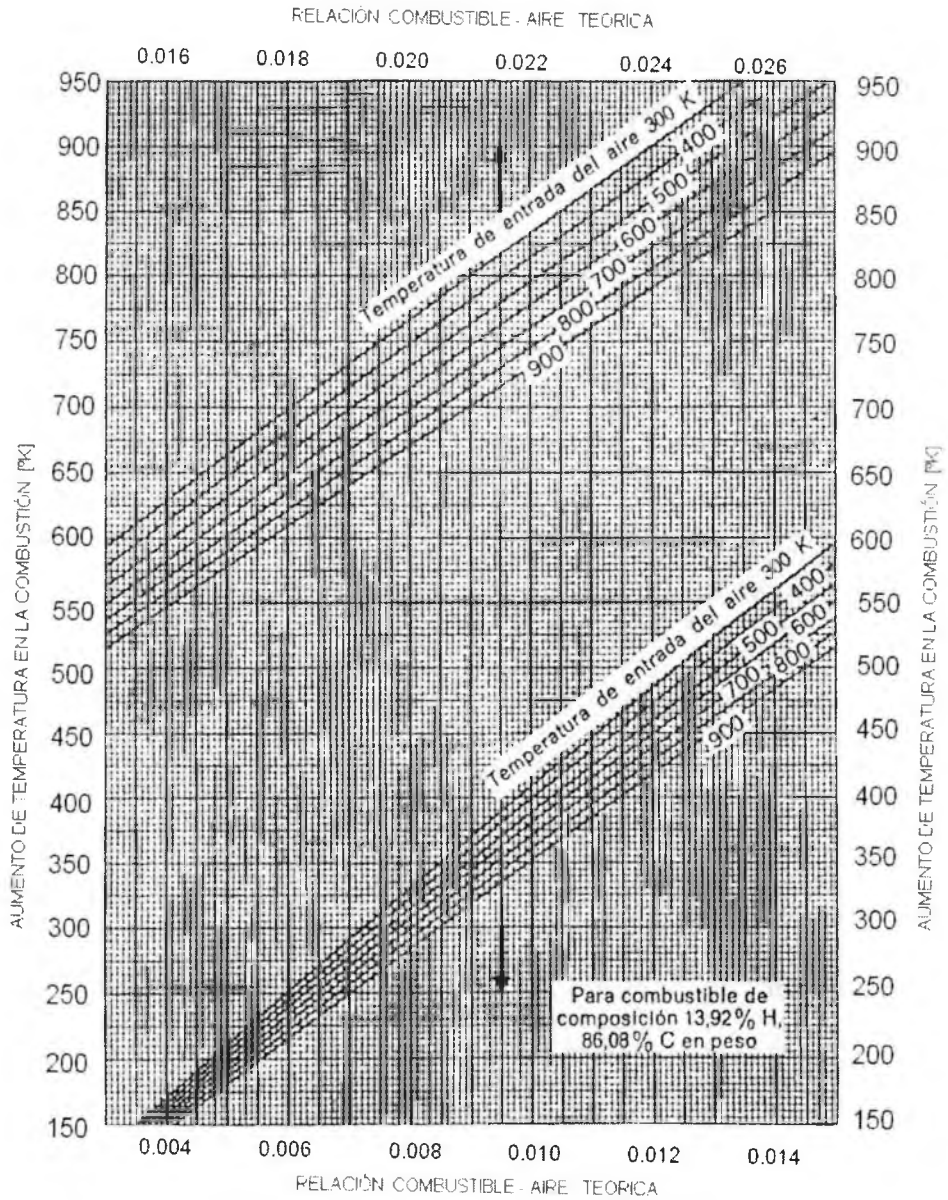
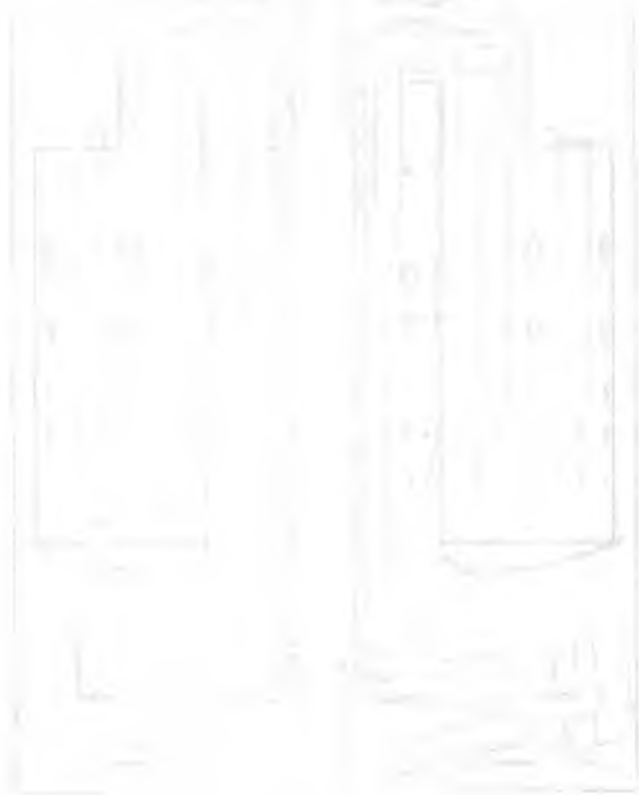


Figura 15. Variación del incremento de temperatura de la combustión con la relación combustible - aire.

CAPÍTULO 1

PREDISEÑO



CONFIGURACIÓN

Se muestra en la figura 1 de este capítulo, la configuración establecida para el desarrollo del motor, en donde se toma la configuración más sencilla posible para un motor a reacción, que consta de una etapa de compresión, y una etapa de turbina.

Para tener una sola etapa de compresión, es necesario diseñarlo con un compresor centrífugo, ya que éste permite un mayor grado de compresión con una sola etapa, que si fuese axial.

En la cámara de combustión se establece una configuración anular, de flujo reverso. Esto permite utilizar al máximo el espacio comprendido entre el compresor y la turbina, haciendo al eje más corto, y la combustión se desarrolla con mayor eficiencia.

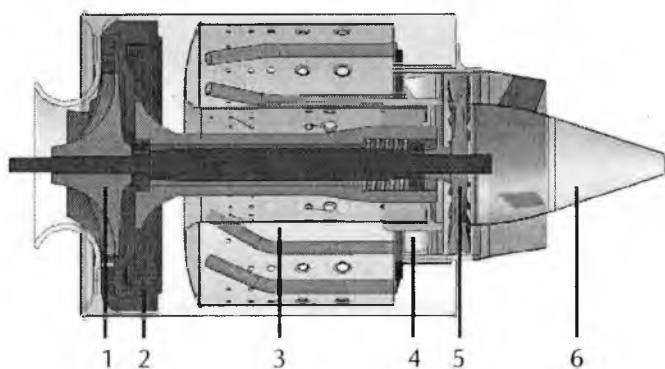


Figura 1. Configuración del motor.

1- Compresor centrífugo, 2- Difusor, 3- Cámara de combustión de flujo reverso, 4- Estator de turbina, 5- Disc de turbina axial y 6- Tobera.

La etapa de turbina se plantea de flujo axial por ser más fácil de diseñar y construir, su peso es menor que una rueda centrípeta.

Una vez establecida la configuración del motor, es necesario recurrir al análisis de motores similares, con los cuales se puedan promediar parámetros y asumir una posible tendencia del motor que se diseña.

Principalmente es necesario tomar como valor de partida el empuje que se busca para el motor, con lo cual se analiza en la tendencia de motores similares, y se observa la posible relación entre el empuje y parámetros como el gasto de aire, consumo específico de combustible, temperaturas de salida de cámara de combustión, etc.

ESTADÍSTICAS

En la tabla 1, son analizados cinco motores a reacción, en los cuales se estudian sus características, y se promedian para hallar los datos iniciales que se utilizarán en el software de cálculos termogasdinámicos a desarrollar.

MOTOR	FD3/64	MICRO-TURBINE	T 250	MARBORE	
CONSTRUCTOR	Schreckling	Kamps	JPX	Turbomeca	GE, MT
AÑO	1990	1993	1995	1952	1983
EMPUJE (N)	30,00	50,00	59,00	3.900,00	262.500,00
MASA (Kg)	0,75	1,14	1,55	146,00	4.066,00
π_c	1,50	2,00	2,15	4,10	32,00
TEMPERATURA $T_{3t}(^{\circ}\text{C})$	700,00	650,00	740,00	780,00	1.280,00
EMPUJE ESPECÍFICO (N/Kg)	40,00	44,00	38,00	27,00	65,00
CONSUMO ESPECÍFICO (Kg/N*h)	0,32	0,20	0,18	0,12	0,04

Tabla 1. Estadística de motores de reacción

CÁLCULOS TERMOGASODINÁMICOS

El fin principal de los cálculos termogasodinámicos¹ de un motor a reacción consiste en la determinación de los parámetros necesarios para el cálculo posterior y proyecto de todos sus elementos.

Los datos iniciales para el proyecto del motor de aviación se fijan según la velocidad de diseño y altura de vuelo, el empuje y gasto específico de combustible. Aparte de esto, el motor debe satisfacer una serie de exigencias con respecto al peso, dimensiones principales, sencillez de construcción y seguridad de servicio.

El turboreactor consta de un dispositivo de entrada, de un compresor, de una cámara de combustión, de una turbina de gas y de una tobera de escape.

El aire que incide en el motor, se comprime, a través del dispositivo de admisión y pasa al compresor. En éste, el aire se comprime gracias al trabajo suministrado por la turbina.

En la cámara de combustión se aporta el calor al aire, a presión casi constante (o disminuyendo algo la misma), gracias al combustible que se quema en ella.

La temperatura de los gases a la salida de la cámara es de 900-1000° abs. Los gases calientes a la salida de la cámara de combustión poseen gran reserva de energía potencial, temperatura y presión elevadas. Esta energía se convierte en trabajo mecánico en la turbina de gas.

El rotor de ésta va montado sobre el mismo eje que el compresor y el trabajo de la turbina se emplea en su totalidad en accionar el compresor.

1 STECKIN B. C; KAZANDZAN P. K; ALEKSEEV L. P; GOVOROV A. N; KONOVALOV N. E; NECAEV JU.N; FEDEROV, R. M, "Introducción", en: Teoría de los motores de reacción, Dossat, 1964, p. 206.

El desarrollo del turborreactor se debe a las propiedades de turbina de gas y más que nada a la gran potencia que puede obtenerse con una turbina de dimensiones y pesos reducidos. A la salida de la turbina el gas posee aún reserva de energía potencial, su presión es mayor a la atmosférica y su temperatura es igual a 700-800°C abs. Esto explica por qué, gracias a la adición de calor al aire comprimido, el trabajo de expansión del gas en el motor es muy superior al trabajo necesario para la compresión del aire del compresor.

La energía potencial del gas se transforma en la tobera de salida, durante el proceso de expansión, en energía cinética. La velocidad de salida en el turborreactor en condiciones estáticas llega a ser hasta de 550-600 m/s, y aún mayor. Con las velocidades de vuelo corrientes hoy en día el turborreactor es capaz de crear enormes potencias de empuje, que sobrepasan en mucho las potencias de los motores de aviación de pistón. Gracias a esto, así como gracias a que posee mejores características de velocidad que los motores de pistón de aviación.

El proceso de funcionamiento de un turborreactor como se ha dicho, se realiza con adición de calor a $p = \text{const.}$ En teoría con la adición de calor a $v = \text{const.}$ Se consigue elevar el rendimiento y mejorar la economía del turborreactor en comparación con la adición de calor a $p = \text{const.}$

HIPÓTESIS

- No existe intercambio calorífico.
- El gas cumple con la ecuación de estado.
- Los perfiles de velocidades y temperaturas, en cada sección característica del motor son uniformes.
- No existe disociación térmica de los gases de combustión.
- El aire refrigerante regresa al conducto de paso.

- No se tiene en cuenta la caída de temperatura de los gases de combustión cuando se mezcla con el aire refrigerante.

DIAGRAMA DE FLUJO Y SOFTWARE

El análisis del motor se establece por estaciones, en la ilustración 2, se muestra la numeración de las estaciones, las cuales concuerdan con la secuencia del diagrama de flujo.

El siguiente diagrama de flujo², es programado en Matlab, con lo cual se pueden realizar los cálculos y sus posibles correcciones de una manera más precisa y más rápida, que de ser realizadas a mano.

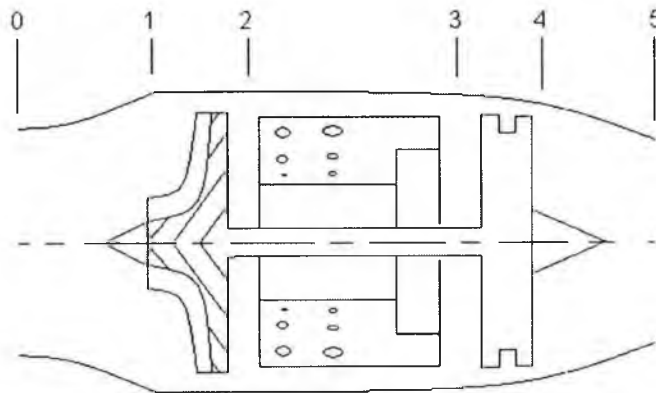
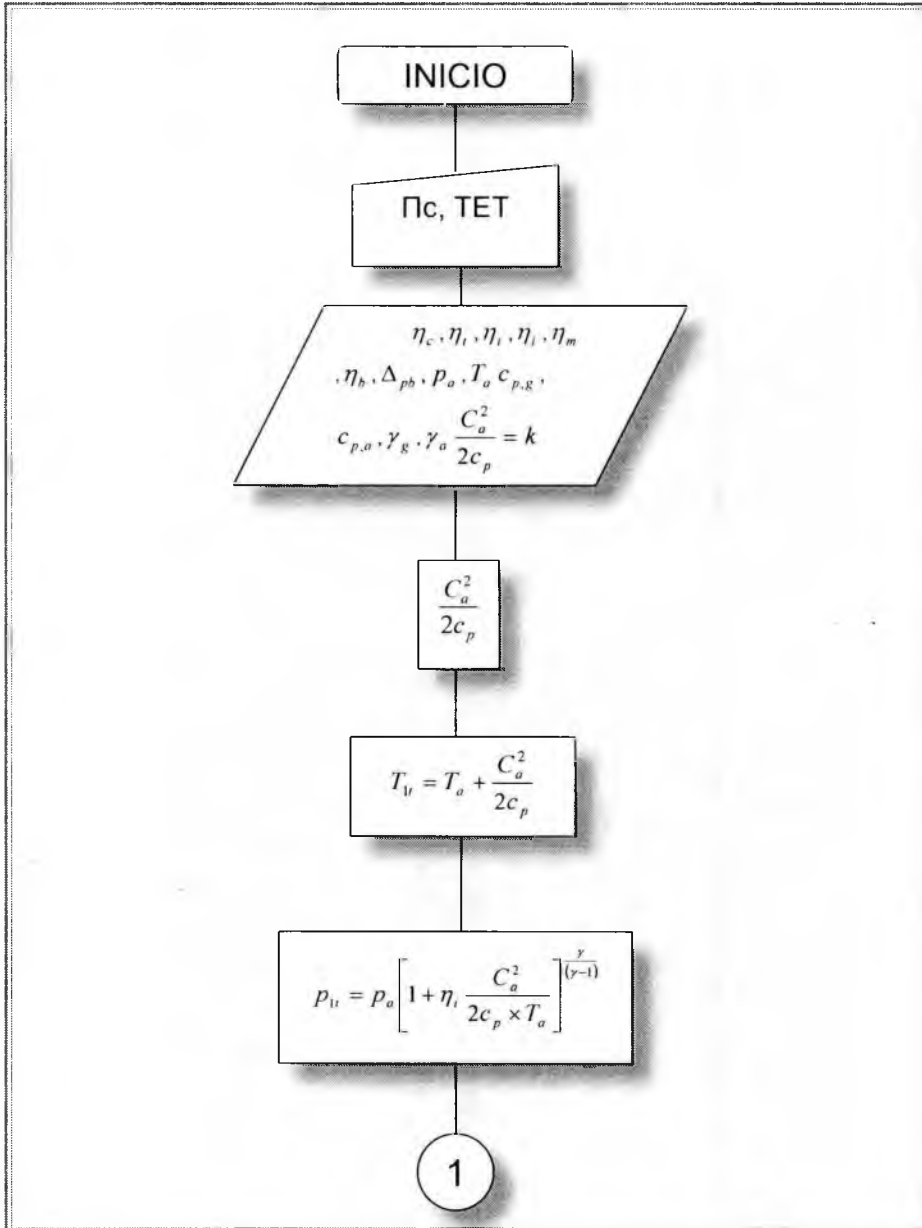


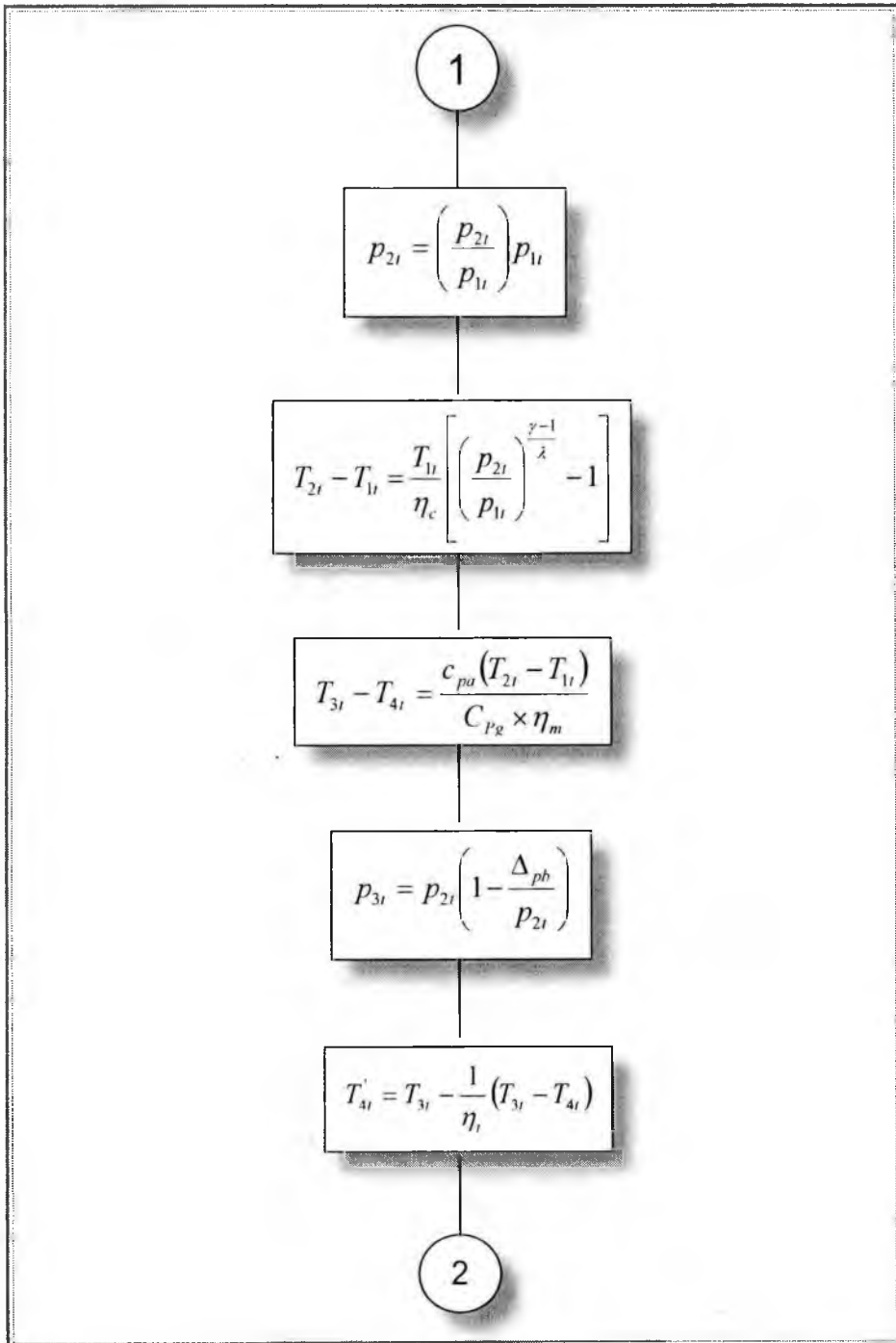
Figura 2. Estaciones del motor.

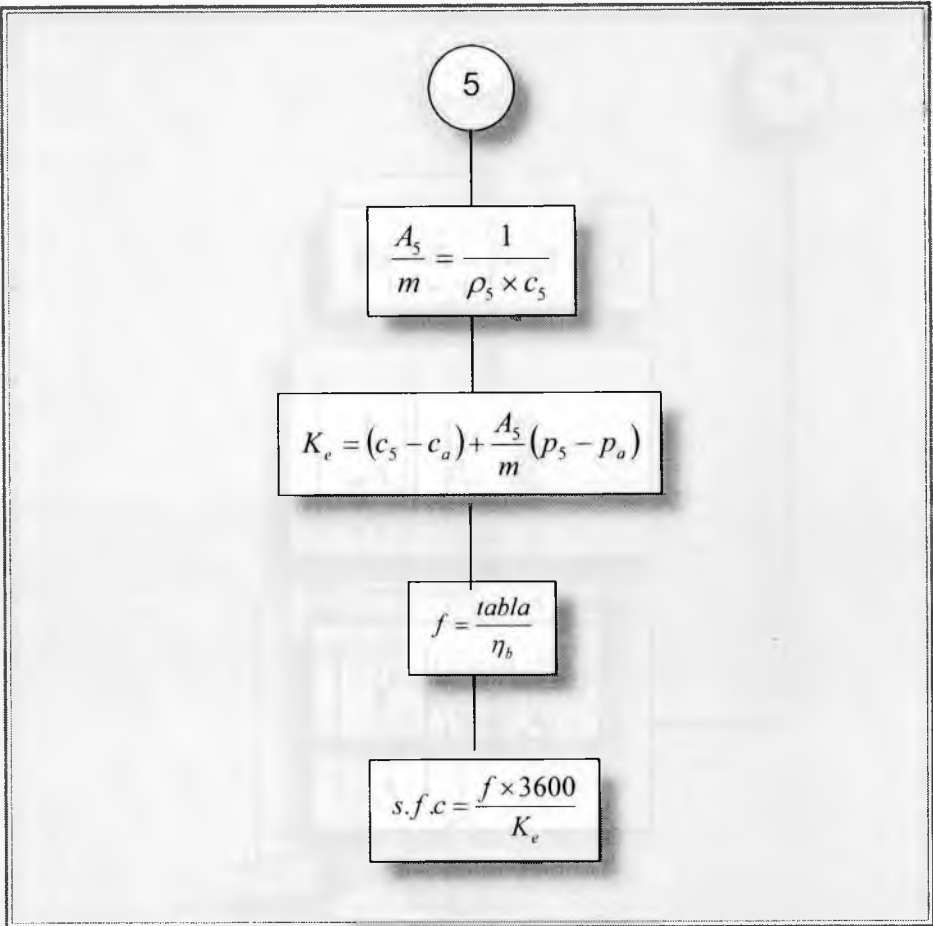
El software, requiere como datos de entrada cuatro valores tentativos de grado de compresión π_c , y dos valores tentativos de temperaturas a la salida de la cámara de combustión T_{3t} , con los cuales el software realiza los cálculos y emite gráficas que relaciona el consumo específico de combustible con el grado de compresión, y el empuje específico con el grado de reacción.

2 COLMENARES, Fernando. Teoría de Motores II, Bogotá D. C.- Colombia: Universidad de San Buenaventura.

Con estas gráficas se elige el grado de compresión y la temperatura $T_{3t'}$ que mejor rendimiento genere, y se recalcula en el mismo programa, obteniendo así los datos finales de diseño del motor.







CONSTANTES

th=288;	Temperatura según la altura
ph=1.013e5;	Presión según la altura
mh=0;	Mach de vuelo
k=1.44;	Cociente de calor específico del aire
ddif=0.98;	Coefficiente de pérdida de presión
nca=0.74;	Rendimiento (eficiencia) del compresor

$h_v=43300;$	Poder calorífico del combustible según combustible
$E_{cc}=0.98;$	Grado de transmisión de calor en la cámara de combustión
$l_t=14.9;$	Cantidad de aire teórica para quemar un Kg. de combustible
$d_{cc}=0.98;$	Coeficiente de pérdida de presión en la cámara de combustión
$\eta_t=0.75;$	Rendimiento de la turbina
$v_{iu}=0.025;$	Gasto másico relativo utilizado para la refrigeración de turbina
$\eta_m=0.90;$	Rendimiento mecánico
$g_{te}=0.98;$	Grado de pérdida de presión total en la tobera de salida
$k_1=1.33;$	Cociente de calor específico de los gases
$k_o=66.2$	Empuje de despegue [daN]
$r=287;$	Constante de los gases (nivel del mar)
$r_1=289.3;$	Constante universal de los gases
$y_{ts}=0.98;$	Coeficiente de pérdida de velocidad

CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL MOTOR

El motor debe ser calculado siguiendo las siguientes características de operación, en donde es necesario establecer los valores más críticos, para obtener la operación extrema de la máquina.

- Máximos esfuerzos centrífugos.
Máximos esfuerzos térmicos.

$$H = 0$$

$$V_{(H)} M_{(H)} = 0$$

$$P_H = 1.013 (10^5) [\text{Pa}] = P_{Ht}$$

$$T_H = 288 [^\circ\text{K}] = T_{Ht}$$

- b. Motor estático
- c. Máximo tiempo en el que opera el motor

MANEJO Y ANÁLISIS GRÁFICO DEL SOFTWARE

Para realizar los cálculos del motor, se utiliza el software siguiendo los pasos que son requeridos por el mismo programa, en donde se eligen los posibles grados de compresión con base en la estadística de motores a reacción, así como también las posibles temperaturas de la salida de la cámara de combustión.

CÁLCULOS TERMOGASODINÁMICOS PARA MICROTURBINA

INSERTE CUATRO VALORES TENTATIVOS PARA EL GRADO DE COMPRESIÓN

π_c : 1.5

π_c : 1.6

π_c : 1.8

π_c : 2.15

INSERTE DOS VALORES TENTATIVOS DE LA TEMPERATURA T3t °K

T3t: 900

T3t: 1.000

Figura 3. Pantalla inicial del software para insertar valores tentativos iniciales.

Tras los cálculos realizados por el software, se generan las siguientes figuras 4 y 5, en donde se pueden analizar los comportamientos del consumo específico de combustible y del empuje específico con relación al grado de compresión, y en las dos temperaturas tentativas de salida de gases de la cámara.

Habiendo analizado lo anterior, se procede a escoger los valores de grado de compresión, y temperatura T_{31} , que se acomoden mejor a las exigencias del proyecto. Para este caso se escoge la máxima temperatura de 1.000 K, lo que asegura los cálculos para situaciones más críticas, y con una seguridad más alta, ya que por ser un motor que será de experimentación en un principio, se elevará la temperatura hasta que se logre tener control sobre los parámetros de operación.

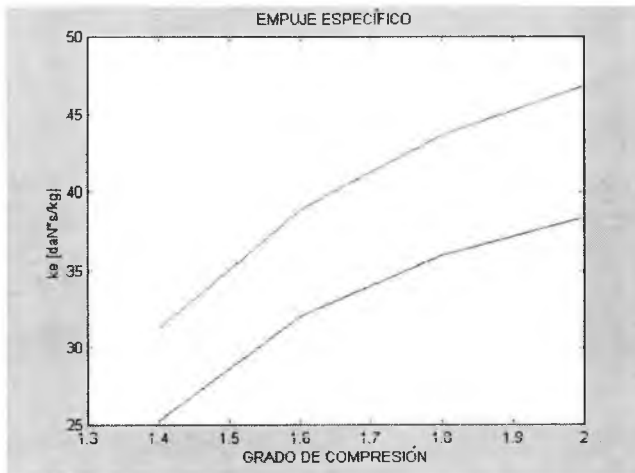


Figura 4. Empuje específico (K_e) vs. Grado de compresión (c).

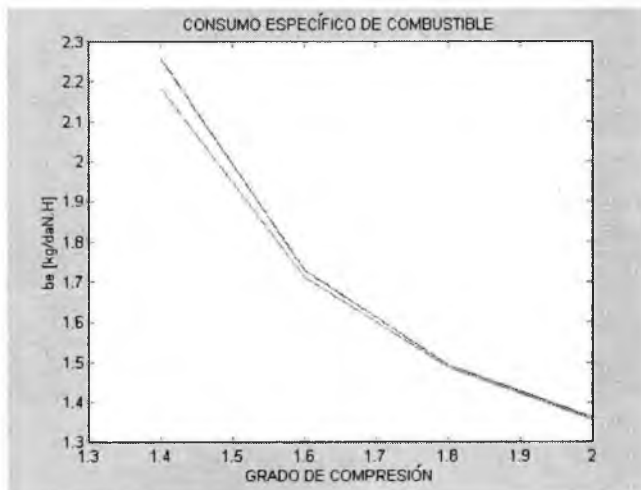
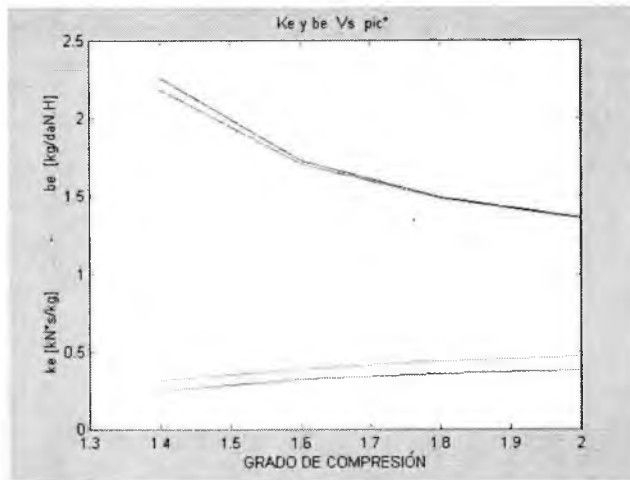


Figura 5. Consumo específico de combustible (b_e) vs. Grado de compresión (c).



Figuras 4 y 5. Empuje específico y consumo específico de combustible vs. (c).

El software inmediatamente pide los valores finales de π_c y T_3' .

INSERTE EL VALOR ELEGIDO PARA EL GRADO DE COMPRESIÓN π_c : 1.6
 INSERTE EL VALOR ELEGIDO PARA LA TEMPERATURA T_3' : 1.000

Figura 6. Datos escogidos introducidos en el software.

Enseguida arroja los resultados iniciales para la etapa de diseño.

Valores de diseño arrojados por el software

T_3' Temperatura a la salida de la cámara de combustión [$^{\circ}K$]

π_c = Relación de compresión = $\frac{p_2}{p_1}$

K_e = Empuje específico $\left[\frac{daN \times S}{Kg} \right]$

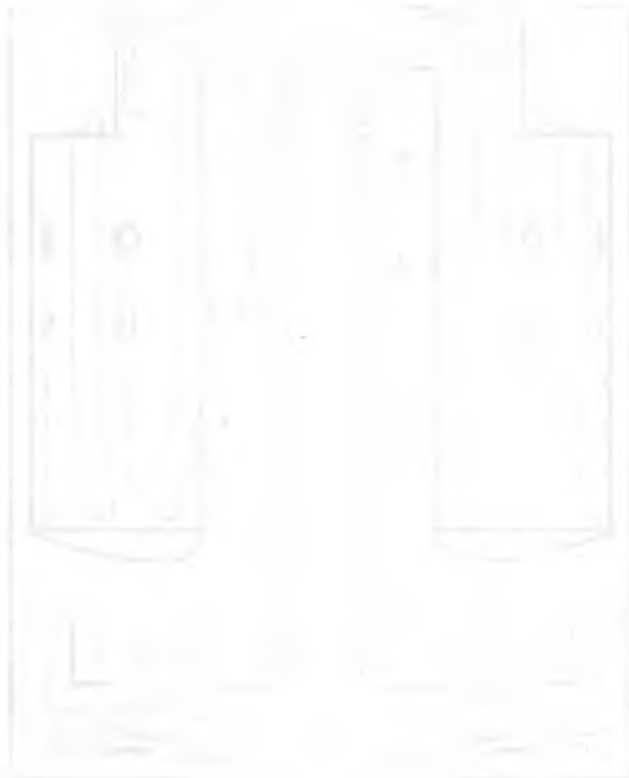
b_e = Consumo específico $\left[\frac{Kg}{daN \times h} \right]$

$\dot{m}$ = Gasto másico [Kg/s]

η_o = Rendimiento global

CAPÍTULO 2

COMPRESOR



COMPRESOR CENTRÍFUGO

El compresor centrífugo o rodete centrífugo consiste fundamentalmente en una carcasa inmóvil que contiene en su interior un rodete que al girar imprime una velocidad al aire. El aire es aspirado al interior de la sección de entrada del rodete y los álabes le hacen girar a gran velocidad. En cualquier punto del flujo de aire en el rodete, la aceleración centrípeta es consecuencia de una diferencia de presiones, de forma que la presión estática del aire aumenta.

Figura 1, entre las secciones de entrada y de salida del rodete. El aumento restante de la presión estática se consigue en el difusor.

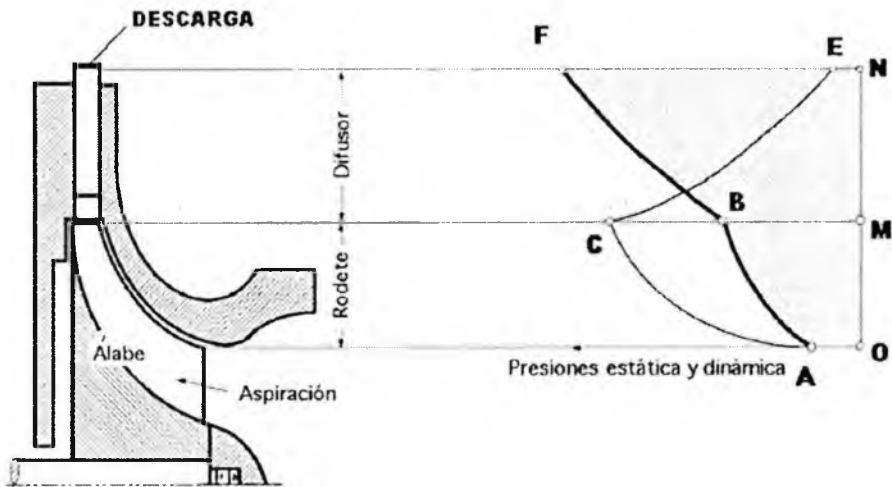


Figura 1. De O-A presión dinámica y estática. De M-B presión estática. De M-C presión dinámica. De N-E presión dinámica. De N-F presión estática.

Una vez obtenidos los datos del software (grado de compresión π_c y gasto másico $\dot{m}$) en el diseño del compresor se analiza el rendimiento ideal para el componente teniendo en cuenta, proceso de construcción y costos de manufactura.

CLASIFICACIÓN DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

Los compresores se clasifican, según la dirección del flujo, en los tres tipos siguientes.

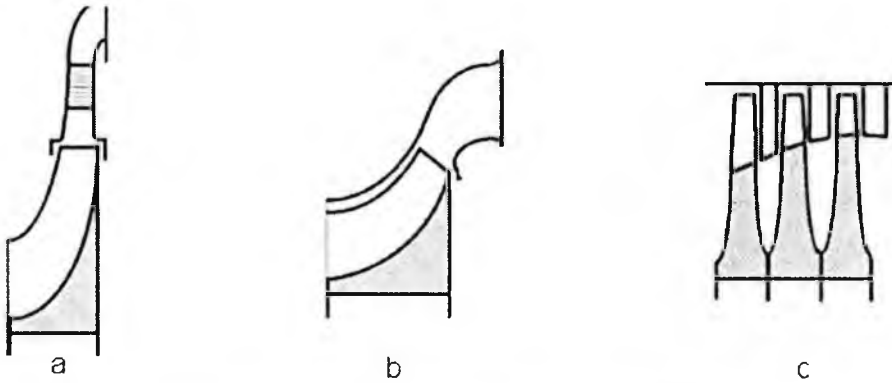


Figura 2. a) Radiales; b) Diagonales (semiaxiales, radio axiales o de flujo mixto); c) Axiales

El compresor escogido es el tipo (a) radial centrífugo; este compresor es ideal para motores de empuje moderado ya que da mejor rendimiento que el compresor axial y nos reduce el tamaño del motor. Sus ventajas son:

- Construcción compacta
- Volumen reducido de máquina
- Seguridad de funcionamiento
- Mantenimiento nulo prácticamente
- Carencia de desgaste
- Marcha exenta de vibraciones
- Regulación progresiva fácil

- Carencia de vibraciones en los conductos de gas
- Mayor zona de estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo.

Estas ventajas justifican la clasificación del compresor centrífugo. Las mayores dificultades encontradas en el desarrollo de los compresores axiales provienen del proceso de flujo, ya que cuando un fluido se acelera rápidamente en un conducto experimental genera una pérdida moderada de la presión total, mientras que si experimenta una rápida desaceleración, da lugar a gradientes adversos de presión, que se pueden traducir en desprendimiento de la capa límite de la corriente y en consecuencia provocar grandes pérdidas. Por ello, para limitar las pérdidas durante la difusión, la relación de deceleración del flujo a través de las etapas tiene que mantenerse en valores bajos, circunstancia que implica el que para una relación de compresión dada, un compresor axial tenga muchas etapas.

FORMA DEL RODETE

Figura 3 se muestran los cuatro tipos principales de rodets.

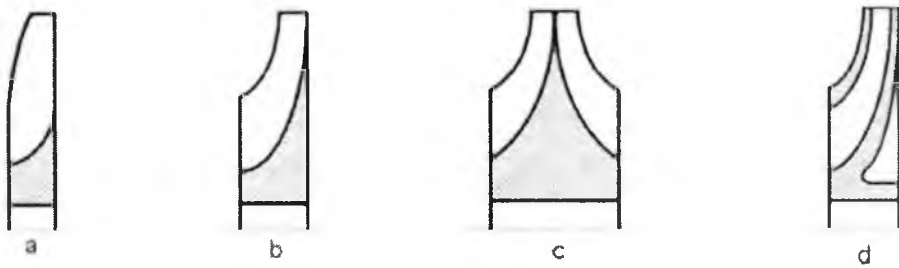


Figura 3. a) abierto. b) semiabierto de simple aspiración. c) semiabierto de doble aspiración. d) cerrado.

El tipo b) es el seleccionado por las siguientes características:

- es ideal para desplazamientos volumétricos elevados,
- alto desempeño de operación,

- fácil construcción,
- económico en su manufactura,
- seguridad de funcionamiento,
- mantenimiento prácticamente nulo.

ALTURA DEL ÁLABE

Para alcanzar la presión p_2 deseada se necesitan altas velocidades, lo que implica que el compresor centrífugo sea potencialmente capaz de desplazar grandes caudales volumétricos; el volumen desplazado (medido en las condiciones de entrada) es función de la velocidad de giro y del tamaño de los pasajes, entre álabe y álabe, del rodete.

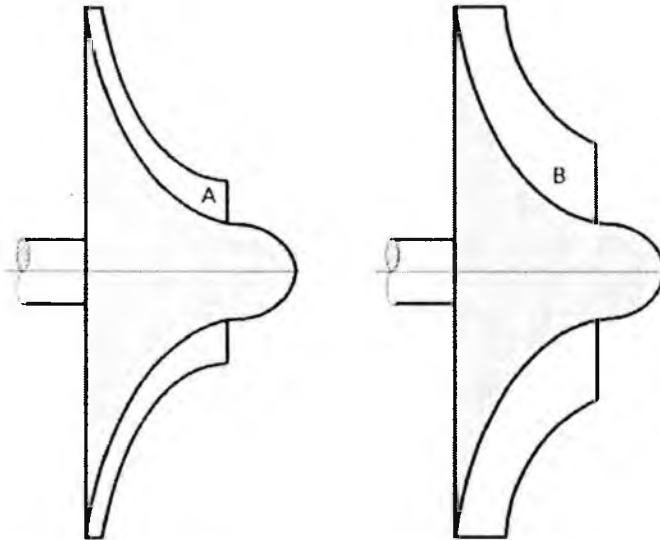


Figura 4. Capacidad Volumétrica.

En la figura 4 se representan dos rodetes A y B que desplazan volúmenes diferentes de gas pero generan la misma presión p_2 de descarga. El compresor B desplaza, cuatro veces lo que desplaza el compresor A, tendrá una capacidad 4 veces mayor.

Esta es la razón para elegir el tipo B de mayor desplazamiento volumétrico con pérdidas similares al tipo A y su costo de fabricación con poca diferencia respecto al tipo A.

GEOMETRÍA DEL ÁLABE

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un rodete centrífugo es el ángulo de salida β_2 , figura 5.

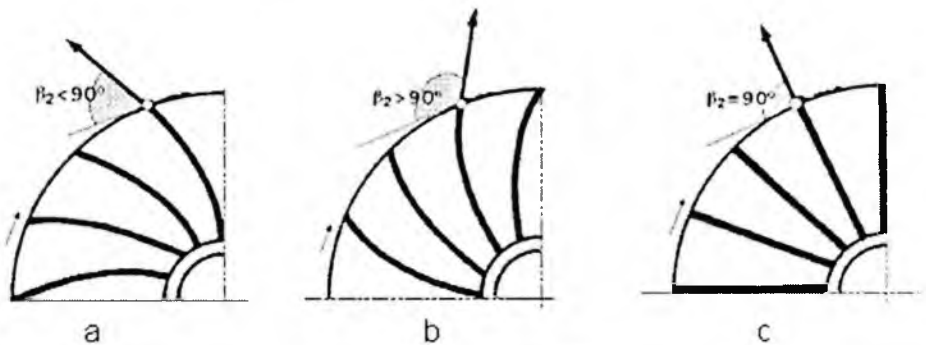


Figura 5. Clasificación según su ángulo de descarga

Según él, se clasifican los álaves en:

- Álaves curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90$.
- Álaves curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90$.
- Álaves de salida radial, $\beta_2 = 90$.

Todos éstos con giro en sentido horario

Los compresores centrífugos con $\beta_2 < 90$, permiten:

- Velocidades periféricas máximas, $450 \div 500$ m/seg.
- Ángulos β_2 entre 25° y 90° .
- Relación de compresión, $1.5 \div 4$ (algunas veces hasta cinco).

Una vez analizados estos parámetros se escoge el compresor con álabes curvados hacia a atrás por su buen rendimiento, su gran trayectoria y buenos resultados entre ángulos β_2 de $35^\circ @ 60^\circ$

DISEÑO DEL RODETE

Este es un método que sirve de guía para los diseñadores.

Uno de los componentes con mayor dificultad de diseñar es el compresor centrífugo, por lo que se diseña con la teoría de semejanza de máquinas centrífugas, ya que el movimiento del aire en la cavidad de paso del compresor centrífugo es bastante complicado. Por esta razón, el cálculo preciso de los elementos de trabajo del compresor centrífugo, representa grandes dificultades.

Al diseñar el compresor centrífugo se utilizan ampliamente los datos experimentales obtenidos durante el desarrollo de los compresores centrífugos análogo a éste.

Una de las condiciones de semejanza geométrica consiste en la igualdad de ángulos semejantes y en la constancia de las relaciones de las magnitudes geométricas semejantes; figura 6.

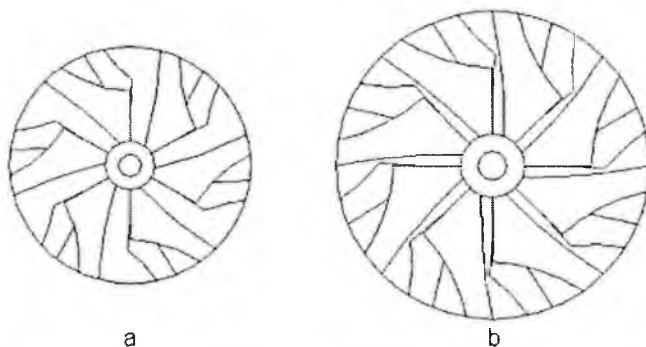


Figura 6. Compresor (a) semejante, compresor (b) a diseñar.

Para el diseño se utilizan las características de un compresor centrífugo, que es semejante al que se quiere diseñar; este compresor cumple con las leyes de semejanza; las características del compresor (a) son (figura 7):

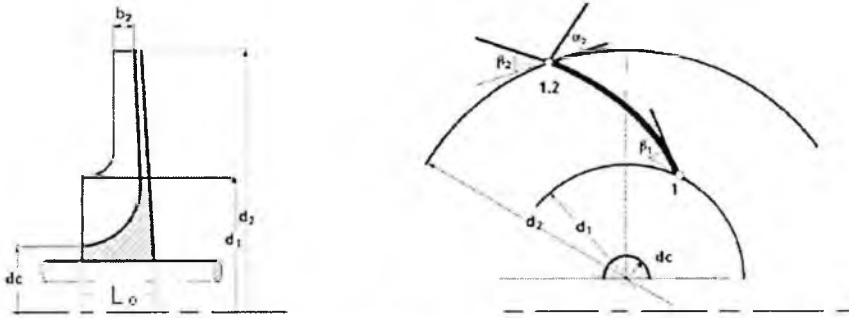


Figura 7. Características del compresor.

$$d_2 = 0.066 \text{ m}$$

$$\beta_2 = 57^\circ$$

$$\pi_c = 2.0$$

$$\text{R.p.m.} = 90.000$$

Datos iniciales a nivel del mar:

$$T_{i1} = 288^\circ \text{ K}$$

$$\rho_1 = 1.22 \text{ kg/m}^3$$

$$p_1 = 1.013 \text{ bar}$$

$$R = 287 \text{ J/kg}^\circ \text{ K} - \text{ constante.}$$

Datos de diseño obtenidos por el programa, cálculos Termogasdinámicos en Matlab.

$$\pi_c = 1.6$$

$$\dot{m} = 0.16 \text{ kg/s}$$

$$Q = 0.098 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\rho_2 = 1.63 \text{ kg/m}^3$$

MAPA DEL COMPRESOR IDEAL

El diseño se realiza teniendo en cuenta los parámetros ideales y respetando los límites de la máquina; para esto, todos los datos calculados se comparan con el mapa del compresor ideal, figura 8; manteniéndose los parámetros dentro del límite permitido, con esto se consigue una buena aproximación al diseño del compresor, una vez diseñado el elemento se toman mediciones propias y se genera su propio mapa.

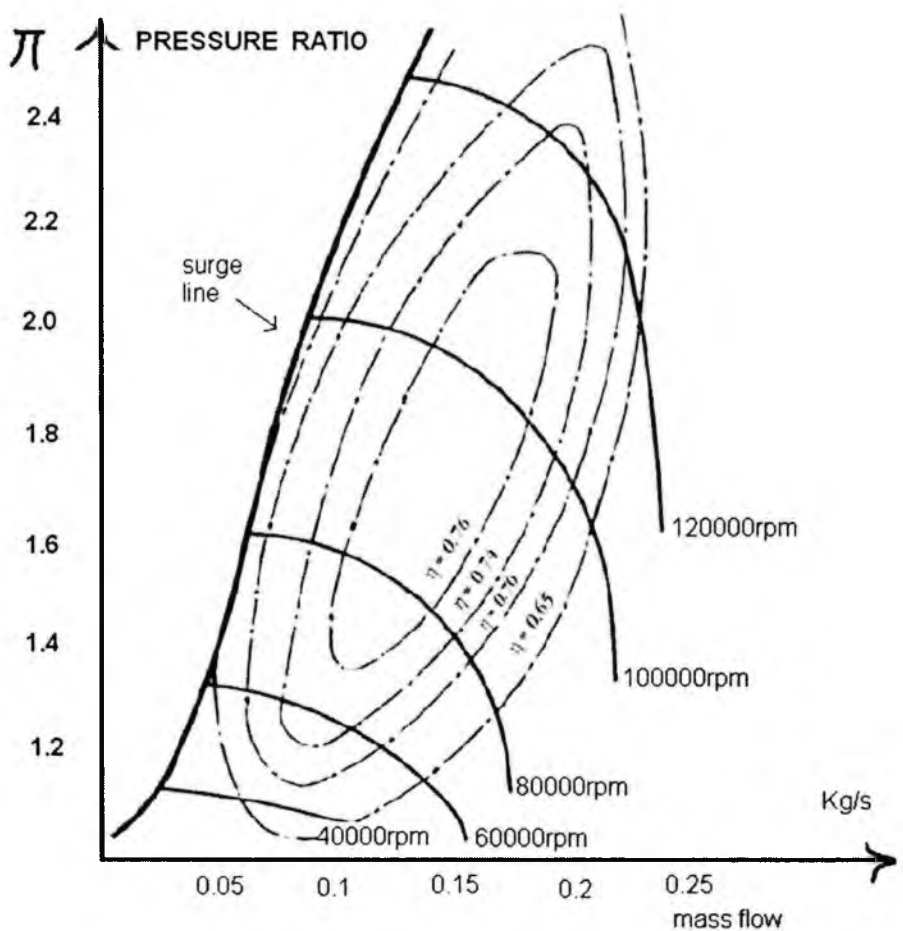


Figura 8. Mapa del compresor ideal

Aplicando teoría de semejanza se tienen las siguientes ecuaciones¹:

$$n_b = \sqrt{p_h \frac{n_a^2}{p_a}}$$

Ecuación 1

$$b_{2a} = \frac{d_{21} \times b_{2b}}{d_{2b}}$$

Ecuación 2

Con la ecuación 1 se determinan las revoluciones por minuto (r.p.m.) del motor.

$$n_b = \sqrt{1.6bar \frac{(90000rpm)^2}{2.0bar}} = 80000rpm$$

La teoría experimental relaciona la velocidad del rodete (c_{r2}) con el valor medio de π_r . Con este valor medio se determina la densidad y temperatura en el punto (2), figura 9, luego se determina la velocidad (c_{r2}) del rodete. Con la velocidad (c_{r2}) se determina el caudal (Q).

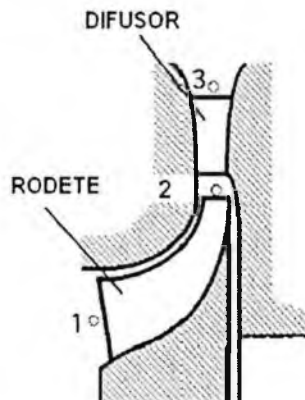


Figura 9. Estaciones de la etapa de compresión.

1. CHERKASSKI, V. M. Bombas, ventiladores, compresores. Moscu: Mir, 1984, p. 48.

$\sqrt{\pi}$ - Valor medio de π

Ecuación 3

$$\Delta T = \frac{T_1}{\eta_c} \left(\sqrt{\pi}^{0.286} - 1 \right)$$

Ecuación 4

$$\rho = \frac{\pi_2}{T_2 R}$$

Ecuación 5

$$c_{r2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \times \pi \times d_2 \times b_2}$$

Ecuación 6

$$Q = \pi \times d_2 \times b_2 \times c_{r2} \times \eta_c$$

Ecuación 7

$$\sqrt{1.6} = 1.26$$

$$\Delta T = \frac{288}{0.75} (1.26^{0.286} - 1) = 26.23 K$$

$$T_2 = 288 K + 26.23 K = 314.23 K$$

$$\rho_2 = \frac{1.26 \text{ bar} \times 100000 \text{ Pa}}{323^\circ K \times 287 J / kg^\circ K} = 1.35 kg / m^3$$

Con estas ecuaciones, de forma iterativa se determina el valor del diámetro externo del rodete (d_2), en función del caudal (Q) obtenido por el programa de MATLAB, Tabla 1.

d_{2osu}	$b_{2m} = \frac{d_{2a} \times b_{2f}}{d_{2h}}$	$c_{r2} = \frac{\dot{m}}{\rho_{1,2} \times \pi \times d_{2,2} \times b_{2,2}}$	$Q = \pi \times d_2 \times b_2 \times c_{r2} \times \eta_c$	$Q = 0.09 m^3 / s$
m	m	m/s	m^3/s	m^3/s
0,1	0,006	57	0,08	no
0,09	0,006	74,85	0,08	no
0,086	0,006	73	0,09	si

Tabla 1. Iteración para hallar el diámetro externo del compresor.

Los valores que cumple con esta condición impuesta por el caudal son:

$$d_2 = 0.086m$$

$$b_2 = 0.006m$$

$$c_{r2} = 73m/s$$

Se tiene la relación del diámetro (d_1) en función de d_2 ²:

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.45$$

Ecuación 8

$$d_1 = \frac{0.086m}{1.45} = 0.059m$$

$$d_1 = 0.059m$$

La relación del diámetro del cubo en función de d_2 y su longitud L_0 :

$$\frac{d_2}{d_c} = 4.5, \quad L_0 = d_2 \times 0.45$$

2 CHERKASSKI, V. M. Bombas, ventiladores, compresores. Moscú: Mir, 1984, p. 49.

Ecuación 9

$$d_c = \frac{d_2}{4.5} = 0.019m, L_o = 0.086 \times 0.45 = 0.0387m$$

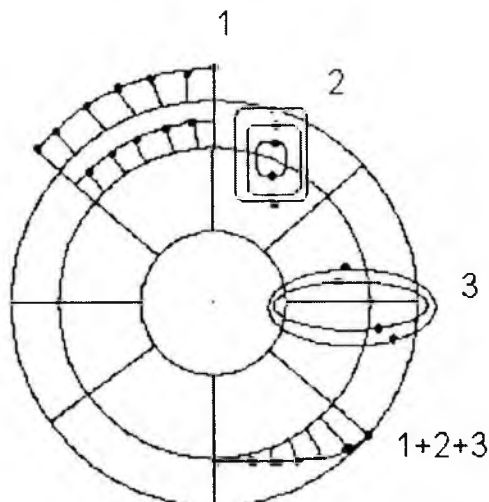


Figura 10.1 - Movimiento del aire sobre la rejilla inmóvil. 2- Movimiento vortiginoso en los canales entre los álabes. 3- Movimiento circulatorio alrededor de los álabes. 1+2+3 = suma de los tres efectos.

Figura 11 relaciona los tres movimientos de pérdida que sufre el aire a través del rodete; con esto se busca el número de álabes ideal para el rodete, utilizando la ecuación 10 en función de los ángulos, velocidades, ecuación 12, ecuación 13 y relación de diámetros ecuación 11.

En la figura 10 se muestran los tres movimientos de pérdida que sufre el rodete.

La Ecuación 10 determina el número de álabes³.

$$z = 6.5 \times \frac{m+1}{m-1} \operatorname{sen} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Ecuación 10

3 CHERKASSKI, V. M. Bombas, ventiladores, compresores. Moscú: Mir 1984, p. 48.

$$m = \frac{d_2}{d_1}$$

Ecuación 11

$$\beta_1 = \beta_0$$

$$\beta_o = \tan^{-1} \frac{c_o}{u_o}$$

$$c_o = \frac{4Q}{\eta_c \times \pi \times (d_1^2 - d_c^2)}$$

Ecuación 12

$$c_o = \frac{4 \times 0.09 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.75 \times \pi \times (0.059^2 - 0.019^2)} = 49 \text{ m/s}$$

$$u_o = \frac{\pi \times d_1 \times n}{60}$$

Ecuación 13

$$u_o = \frac{\pi \times 0.059 \times 80000}{60} = 247.13 \text{ m/s}$$

$$\beta_o = \tan^{-1} \frac{49 \text{ m/s}}{247.13 \text{ m/s}} = 11^\circ$$

$$\beta_1 = 11^\circ$$

$$m = \frac{0.086}{0.059} = 1.5$$

$$z = 6.5 \times \frac{1.5 + 1}{1.5 - 1} \times \frac{\sin \frac{11^\circ + 57^\circ}{2}}{2} = 16$$

Con estos valores se tiene la geometría principal y se rectifica el número de álabes en función del ángulo medio ($\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$), y de la relación de diámetros ($\frac{d_2}{d_1}$), figura 11.

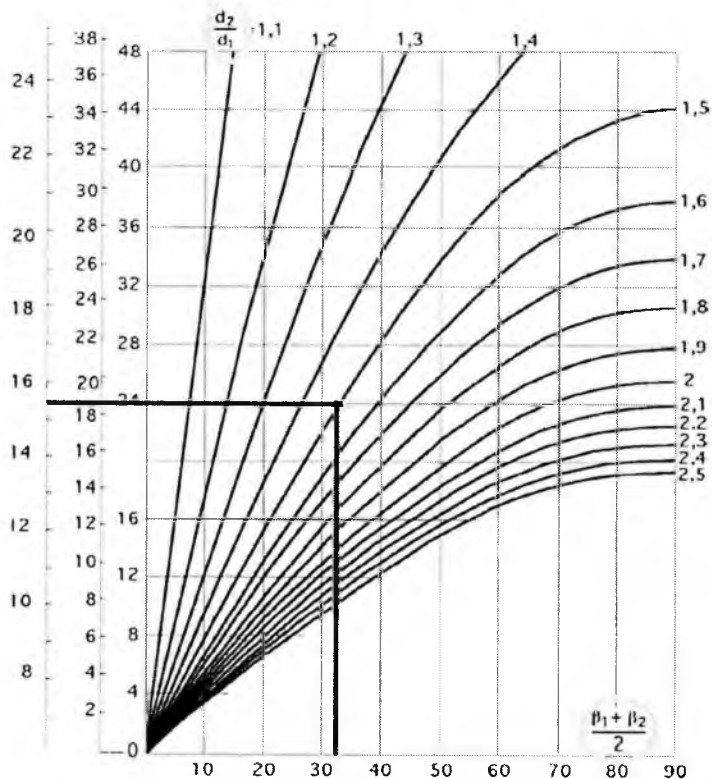


Figura. número de álabes en función del ángulo medio y relación de diámetros.

DATOS GEOMÉTRICOS PARCIALES DEL RODETE

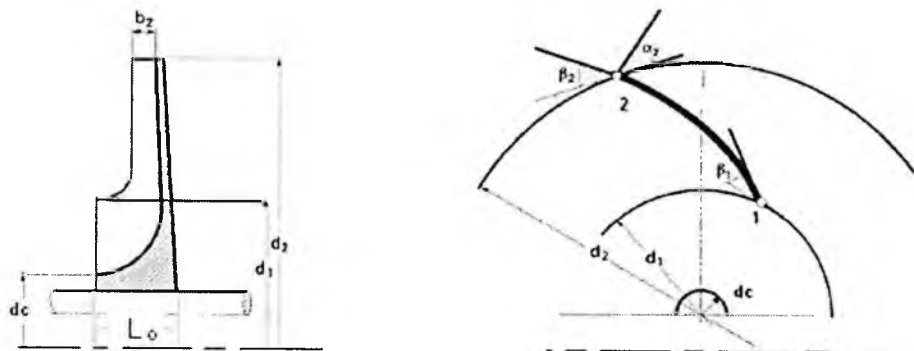


Figura 12. Geometría principal del rodetes.

$$b_2 = 0.006m$$

$$\beta_1 = 14^\circ$$

$$d_2 = 0.086m$$

$$\beta_2 = 57^\circ$$

$$d_1 = 0.059m$$

$$L_{\theta} = 0.0387m$$

$$d_c = 0.019m$$

CÁLCULO DE POTENCIA Y ÁNGULOS

Con los siguientes datos:

- a) se calcula la potencia requerida para su accionamiento, suponiendo que la velocidad del aire a la entrada es axial⁴.

Con la tabla 2 determinamos el factor de potencia Ψ :

β_2	20°	25°	39°	35°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Ψ	0.7	0.8	0.85	0.92	0.98	1.1	1.23	1.35	1.48	1.6

Tabla 2. Factor de potencia.

- b) se calcula el ángulo de entrada de los álabes al rodete en los bordes interiores y exteriores de la sección de entrada.
- c) cálculo c_{w2} , y rectificación de la relación de compresión.

Datos:

Factor de potencia Ψ .

1.04

Coefficiente de deslizamiento σ .

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 * \pi}{z} = 0.87$$

Velocidad de giro rpm.

80.000 rpm

4 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de Gas, Metodología Propuesta, Marcombo, 1983, 118.

Diámetro exterior del rodete d_2	0.086m
Diámetro exterior de la sección de entrada d_1	0.059m
Diámetro interior de la sección de entrada d_c	0.019m
Gasto másico de aire $\dot{m}$	0.16 Kg/s
Temperatura a la entrada T_{1r}	288K
Presión a la entrada P_{1r}	1.013bar
Rendimiento del compresor η_2	0.75

a) Velocidad periférica a la salida del rodete

$$U_2 = \frac{\pi \times 0.086 \times 80000}{60} = 360 \text{ m/s}$$

El equivalente de temperatura del trabajo realizado por unidad de gasto de aire es:

$$T_{3r} = \frac{\Psi \times \sigma \times U_2^2}{c_p} = \frac{1.04 \times 0.87 \times 360^2}{1005} = 116.67 \text{ K}$$

Ecuación 14

$$\frac{P_{3r}}{P_{1r}} = \left[1 + \frac{\eta_c (T_{3r} - T_{1r})}{T_{1r}} \right]^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} = \left(1 + \frac{0.75 \times 116.67 \text{ K}}{288} \right)^{3.5} = 2.53$$

Ecuación 15

$$\text{Potencia necesaria} = \dot{m} c_p (T_{3r} - T_{1r}) = 0.16 \times 1,005 \times 116.67 \text{ K} = 18.76 \text{ KW}$$

Ecuación 16

b) Procedimiento iterativo:

$$A_1 = \frac{\pi (0.059^2 - 0.019^2)}{4} = 0.0024 \text{ m}^2$$

Ecuación 17

Se parte de las condiciones de parada:

$$\rho_{11} = \frac{p_{11}}{T_{11}R} = \frac{1.013 \text{ bar} \times 100}{288 \text{ K} \times 0.287} = 1.226 \text{ Kg/m}^3$$

Ecuación 18

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_{11} \times A_1} = \frac{0.16 \text{ kg/s}}{1.226 \text{ kg/m}^3 \times 0.0024 \text{ m}^2} = 54.37 \text{ m/s}$$

Ecuación 19

Como $c_1 = c_{a1}$ la temperatura dinámica equivalente es:

$$\frac{c_1^2}{2c_p} = \frac{54.37^2 \text{ m/s}}{2 \times 1005} = 1.47 \text{ K}$$

Ecuación 20

$$T_1 = T_{11} - \frac{c_1^2}{2c_p} = 288 - 1.47 = 286.53 \text{ K}$$

Ecuación 21

$$p_1 = \frac{p_{11}}{\left(\frac{T_{11}}{T_1}\right)^{\gamma(\gamma-1)}} = \frac{1.013}{\left(\frac{288}{286.53}\right)^{3.5}} = 0.99 \text{ bar}$$

Ecuación 22

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0.99 \times 100}{0.287 \times 286.53} = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

Ecuación 23

Comprobación c_{a1} :

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times A_1} = \frac{0.16 \text{ kg/s}}{1.2 \text{ kg/m}^3 \times 0.0024 \text{ m}^2} = 55.55 \text{ m/s}$$

Ensayo final:

Se prueba $c_1 = c_{a1} = 55.55 \text{ m/s}$

La temperatura dinámica equivalente:

$$\frac{c_1^2}{2c_p} = \frac{55.55^2 \text{ m/s}}{2 \times 1005} = 1.53 \text{ k}$$

$$T_1 = T_{1t} - \frac{c_1^2}{2c_p} = 288 - 1.53 = 286.47 \text{ k}$$

$$p_1 = \frac{p_{1t}}{\left(\frac{T_{1t}}{T_1}\right)^{\gamma(\gamma-1)}} = \frac{1.013}{\left(\frac{288}{286.47}\right)^{3.5}} = 0.99 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0.99 \times 100}{0.287 \times 286.47} = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

Probamos c_{a1} :

$$c_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times A_1} = \frac{0.16 \text{ kg/s}}{1.2 \text{ kg/m}^3 \times 0.0024 \text{ m}^2} = 55 \text{ m/s}$$

Esta es una buena aproximación de $c_{a1} = 55 \text{ m/s}$

b) cálculo de los ángulos de los álabes.

Velocidad periférica en el borde exterior de la sección de entrada:

$$U_1 = \frac{\pi \times 0.059 \times 80000}{60} = 247 \text{ m/s}$$

Ecuación 24

Velocidad periférica en el borde interior de la sección de entrada:

$$U_c = \frac{\pi \times 0.019 \times 80000}{60} = 79 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{55 \text{ m/s}}{247 \text{ m/s}} = 12.55^\circ$$

$$\alpha_c = \tan^{-1} \frac{55 \text{ m/s}}{79 \text{ m/s}} = 34^\circ$$

c) cálculo de c_{w2} y rectificación de π_c :

$$c_{w2} = \sigma \times U_2 = 0.87 \times 360 \text{ m/s} = 313 \text{ m/s}$$

Ecuación 25

$$\frac{c_2^2}{2c_p} = \frac{c_{r2}^2 + c_{w2}^2}{2 \times 1005} = \frac{73^2 + 313^2}{2 \times 1005} = 51.39 \text{ k}$$

Se consideran las pérdidas producidas por el compresor, las cuales equivalen a un 40% de las producidas de todo el motor. En consecuencia el nuevo rendimiento efectivo del rodete es:

$$\eta_{cr} = x + \eta_c$$

$$\eta = 0.75$$

$$x = 0.4(1 - \eta_c)$$

Ecuación 26

$$\eta_{cr} = 0.75 + (0.4(1 - 0.75)) = 0.85$$

Ecuación 27

$$\frac{p_2}{p_{1r}} = \left(1 + \frac{\eta_{cr} \times (T_{3r} - T_{1r})}{T_{1r}} \right)^{3.5} = \left(1 + \frac{0.85 \times 116.67 \text{ k}}{288 \text{ k}} \right)^{3.5} = 1.3^{3.5}$$

Ecuación 28

Como $\left(\frac{p_2}{p_{2r}} \right) = \left(\frac{T_2}{T_{2r}} \right)^{3.5}$ y $T_{2r} = T_{3r} = 116.67 + 288 = 404 \text{ k}$ con lo que:

$$T_2 = T_{2t} = -\frac{c_2^2}{2c_p} = 404 - 51.39 = 352.6k$$

Ecuación 29

$$\frac{p_2}{p_{2t}} = \left(\frac{352.6k}{404k} \right)^{3.5} = 0.62$$

Por lo tanto, como $\left(\frac{p_2}{p_{1t}} \right) = \left(\frac{p_2}{p_{2t}} \right) \left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)$

$$\frac{p_2}{p_{1t}} = \left(1.3 \times \frac{352.6k}{404k} \right)^{3.5} = 1.6$$

Ecuación 30

$$p_2 = 1.6 \times 1.013bar = 1.6bar$$

Con estos datos calculados se realizan los triángulos de velocidades, figura 13 y se obtienen los ángulos finales en función de las velocidades

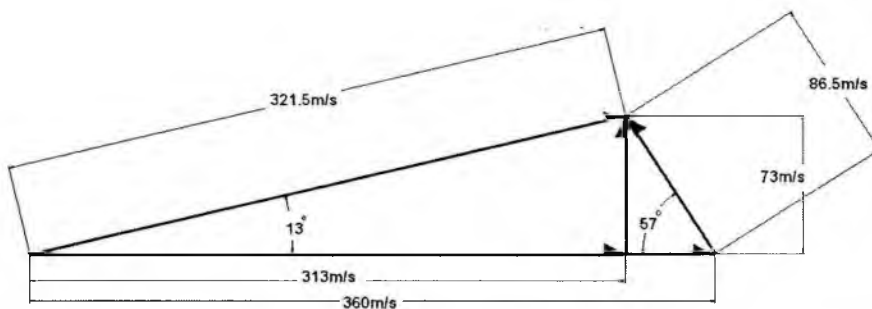


Figura 13. Triángulo de velocidades a la salida del rodete.

DATOS FINALES GEOMÉTRICOS DEL COMPRESOR

$$d_2 = 0.086m$$

$$d_1 = 0.059m$$

$$d_c = 0.019m$$

$$b_2 = 0.006m$$

$$N^{\circ} \text{alabes} = 16$$

$$\beta_2 = 57^{\circ}$$

$$\alpha_2 = 13^{\circ}$$

$$\alpha_1 = 12.55^{\circ}$$

$$\alpha_c = 34^{\circ}$$

FUERZAS AXIALES Y RADIALES EN EL RODETE

Fuerza axial⁵:

Estas fuerzas surgen en los compresores centrífugos como resultado de las presiones, de igual valor y dirección, que actúan en el rodete por los lados delantero (dirigido hacia la admisión) y trasero. Además la fuerza axial surge como resultado de la acción dinámica del flujo que entra en el rodete.

Durante el cálculo de las fuerzas centrífugas que actúan sobre las superficies curvilíneas de la rueda de trabajo se deben examinar las proyecciones de estas superficies sobre un plano perpendicular al eje geométrico del rodete. Se supone que en la cavidad de entrada al rodete la presión es igual a p_1 , figura 14. Como existe la tapa inmóvil del rodete la presión final p_2 se propaga a través de la holgura a las cavidades b y c delante y detrás del rodete. La presión axial real p en cualquier punto.

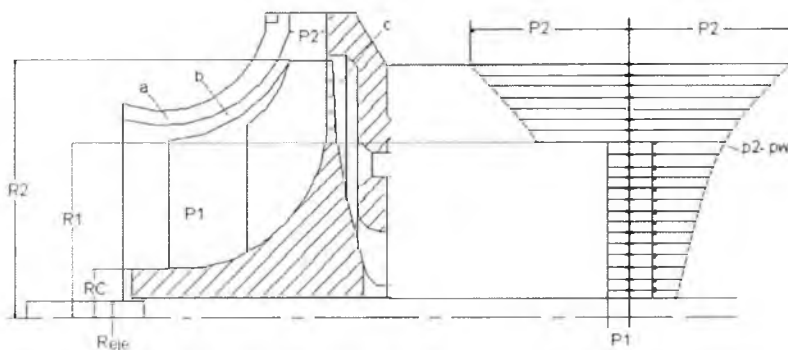


figura 14. Distribución de las presiones axiales

5 CHERKASSKI, V. M. Bombas, ventiladores, compresores. Moscú: Mir, 1984, p. 61.

De la superficie exterior del rodete, que se encuentra a una distancia arbitraria del centro, es el resultado de la acción de dos presiones: p_1, p_w , creada por la acción de la fuerza centrífuga del aire que gira en la cavidad entre la superficie exterior del rodete y del difusor, es decir,

$$p = p_2 + p_w$$

Ecuación 31

Por vía experimental se ha demostrado que en ausencia del gasto a través de las holguras, la velocidad angular media de rotación del aire en las cavidades entre las superficies de la rueda giratoria y el cuerpo inmóvil es igual a la mitad de la velocidad angular del rodete. A base de este razonamiento se puede calcular p_w .

Se separará en la cavidad c un volumen anular del aire con una anchura igual a la unidad, y los radios r y $r+dr$. Al girar este volumen angular con una velocidad angular $\omega/2$ en su superficie cilíndrica interior actúa la fuerza centrífuga del aire.

$$dp_c = \rho 2\pi r d, \frac{\omega^2}{4} r.$$

Ecuación 32

La presión, condicionada por esta fuerza centrífuga, es

$$d_{p_w} = -\frac{dp_c}{2\pi l} = -\rho \frac{\omega^2}{4} r dr$$

Ecuación 33

El signo negativo de dp_w indica que bajo la influencia de la fuerza centrífuga del aire en las secciones cilíndricas de la cavidad c surge disminución de la presión:

$$p_w = - \int_{R_2}^{R_1} \rho \frac{\omega^2}{4} r dr = -\rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2)$$

Ecuación 34

De la Ecuación 31 y Ecuación 34, se desprende que:

$$p = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2)$$

Ecuación 35

La tapa inmóvil a la entrada del rodete condiciona el equilibrio de las presiones exteriores sobre la rueda de trabajo por los lados delantero y trasero. Entre los límites de R_{aje} a R_1 las presiones sobre el rodete no están equilibradas, puesto que por el lado delantero del rodete actúa la presión de aspiración p_1 , y por el lado posterior, la presión p , distribuida según la ley expresada por la Ecuación 35. Evidentemente, la fuerza condicionada por estas presiones, que actúa sobre el rodete, es igual a:

$$p_p = \int_{R_{aje}}^{R_1} 2\pi r dr \left[p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2) - \pi (R_1^2 - R_{aje}^2) p_1 \right]$$

Ecuación 36

La integración y la transformación algebraica llevan a esta última ecuación a la forma:

$$p_p = \pi (R_1^2 - R_{aje}^2) (p_2 - p_1) - \frac{\pi \rho \omega^2}{8} (R_1^2 - R_{aje}^2) \left[R_2^2 - 0.5 (R_1^2 + R_{aje}^2) \right]$$

Ecuación 37

El flujo en la rueda de un compresor centrífugo cambia la dirección de movimiento. Al entrar en la dirección axial él abandona el rodete, moviéndose

en los planos, perpendiculares al eje del rodete, por lo cual surgen presiones dinámicas sobre el rodete. La fuerza condicionada por esta presión se determina aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento,

$$p_{din} \Delta t = \left(m_s c_{a1} - m_s c_2 \cos \frac{\pi}{2} \right) \Delta t$$

Ecuación 38

Donde $\Delta t = 1s$. entonces

$$p_{din} = \rho Q c_{a1}$$

Ecuación 39

La dirección de la acción de la fuerza p_{din} , corresponde a la dirección de la velocidad c_{a1} a la entrada del rodete.

La fuerza axial que actúa sobre el rodete se obtiene por adición algebraica de las fuerzas p_p y p_{din} :

$$p_{ax} = \pi (R_1^2 - R_{eye}^2) (p_2 - p_1) - \frac{\pi \rho \omega^2}{8} (R_1^2 - R_{eye}^2) [R_2^2 - 0.5(R_1^2 + R_{eye}^2)] - \rho Q c_{a1}$$

Ecuación 40

Como se ve en la Ecuación 40, la fuerza axial depende de distintos factores. Los principales son: las dimensiones radiales del rodete R_2 y $R1$, la frecuencia de rotación y la presión a la salida del rodete π_c .

Con la Ecuación 40 y los datos ya calculados se obtiene la fuerza axial:

$$\begin{aligned} p_{ax} &= \pi (0.0295^2 - 0.004^2) (160 - 1.01) - \frac{\pi \times 1.22 \times 8377^2}{8} \times \\ &\times (0.0295^2 - 0.004^2) [0.043^2 - 0.5(0.0295^2 + 0.004^2)] - 1.22 \times 0.098 \times 55 \\ p_{ax} &= 110N \end{aligned}$$

Fuerza radial:

Esta fuerza se calcula por la Ecuación 41 en función de la masa del compresor y el coeficiente de excentricidad k (2...5), $g = \text{gravedad}$

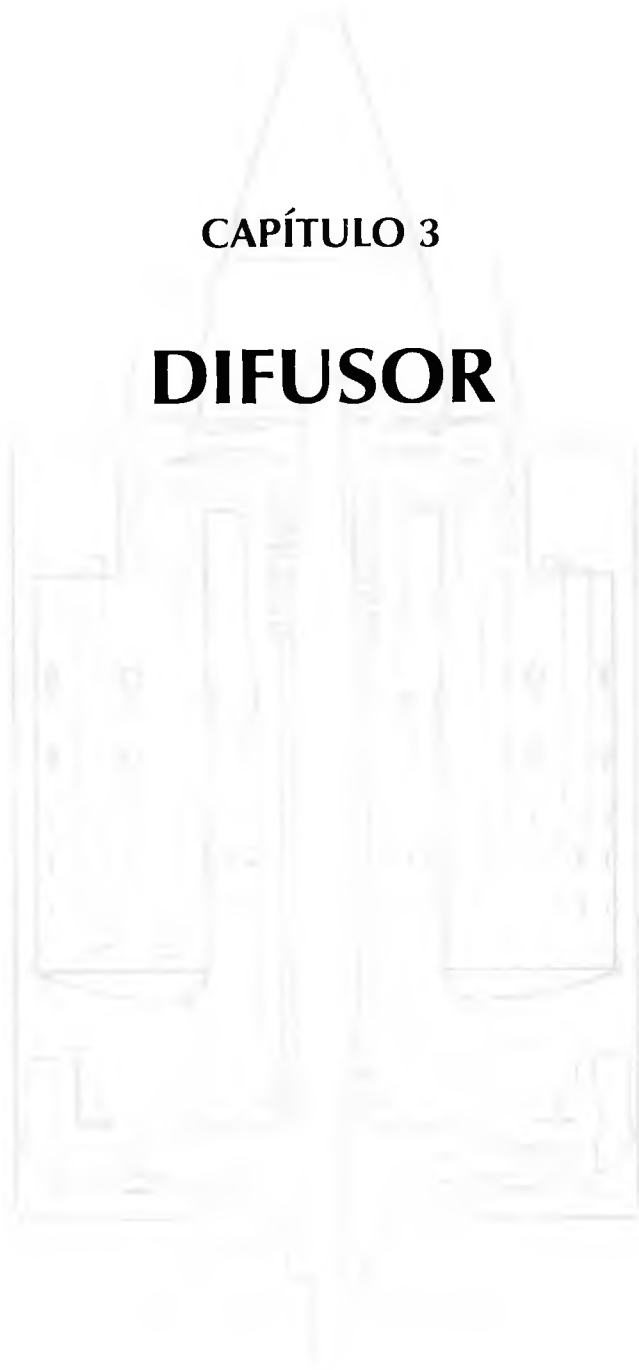
$$P_{rad} = \frac{m \cdot g}{g} k$$

Ecuación 41

$$P_{rad} = 0.40 \times 9.8 \times 5 \quad P_{mJ} = 20 N$$

CAPÍTULO 3

DIFUSOR



DISEÑO DEL DIFUSOR

El rotor incrementa la energía cinética del fluido absorbiendo energía mecánica del eje. La energía mecánica se emplea en vencer el par resistente que provoca la diferencia de presión entre las caras de los álabes.

Para completar la función del compresor es necesario convertir la energía cinética en energía de presión, lo que se logra por medio del difusor (figura 1).

El problema que se plantea al diseñar un sistema de combustión eficaz se simplifica, haciendo que la velocidad del aire a la entrada de la cámara de combustión sea lo más baja posible.

Para lograr lo anterior, se diseña un difusor con canales divergentes, con los cuales se desacelera el flujo y se aumenta la presión garantizando la baja velocidad del flujo, a la entrada de la cámara de combustión, cumpliendo con el proceso de difusión con pocas pérdidas y buen rendimiento.



Figura 1. De O-A presión dinámica y estática. De M-B presión estática. De M-C presión dinámica. De N-E presión dinámica. De N-F presión estática

Con estas condiciones se diseña un difusor con álabes, del cual puede verse un esquema en la figura 2; es más costoso, pero tiene mejor rendimiento que el difusor sin álabes.

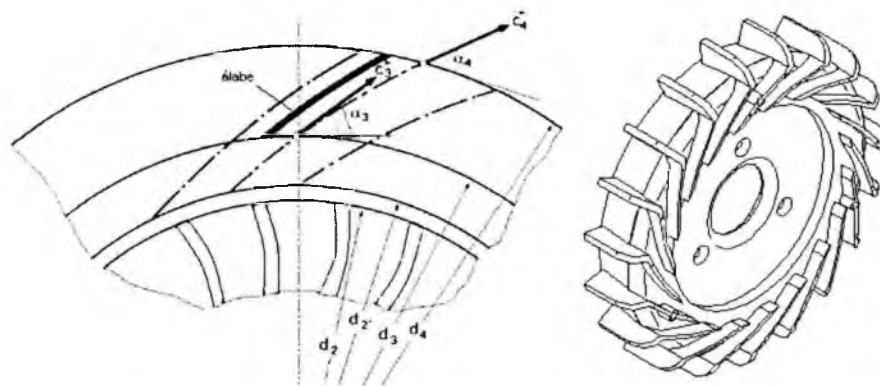


Figura 2. Difusor con álabes.

Siempre que haya, $17^\circ < \alpha_3 < 23^\circ$, conviene instalar álabes en el difusor. Para los anchos y diámetros del difusor (figura 3), se utilizan los siguientes valores experimentales¹:

$$d_2' = d_2^{-0.5mm}$$

$$d_3 = 1.12 \times d_2$$

$$d_4 = 1.65 \times d_2$$

$$b_4 = (1 \dots 2) \times b_2$$

$$b_3 = (1 \dots 2) \times b_2$$

¹ KAMPS, Thomas. Model Jet Engines, Traplet Publications Ltd., 2002, p. 87.

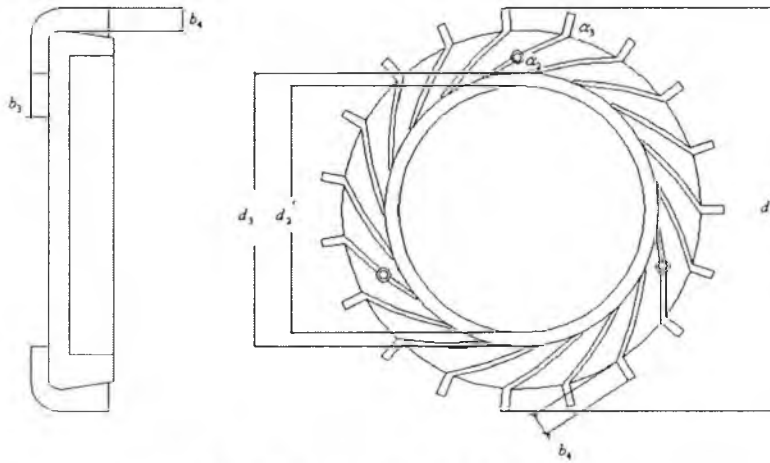


Figura 3. Geometría principal del difusor.

El ángulo α_2 materializado en los álabes directrices a la entrada es igual a α_2 más la deflexión del aire causada por la velocidad absoluta a la salida del rodete; esta deflexión suele ser $3^\circ \dots 5^\circ$, la experiencia ha demostrado que los valores óptimos de α_2 están entre $(17^\circ \dots 23^\circ)$ para motores con empujes moderados,

El ángulo de salida de los álabes directrices α_4 , está entre $30^\circ \dots 40^\circ$.

Con estas fórmulas se calculan los valores geométricos principales del difusor.

$$d_2' = 86mm + 0.5mm = 86.5mm$$

$$d_3 = 1.12 \times 86mm = 96mm$$

$$d_4 = 1.65 \times 86mm = 142mm$$

$$b_4 = 1.66 \times 6mm = 10mm$$

$$b_3 = 1 \times 6mm = 6mm$$

$$\alpha_3 = 13^\circ + 5^\circ = 18^\circ$$

El ángulo calculado con la teoría de motores grandes es 18° , pero la teoría experimental para motores pequeños sugiere, utilizar el ángulo de 21° .

Para poder tener un análisis se diseñan dos difusores; uno con 18° y otro con 21° , pudiéndose obtener dos parámetros comparativos. Como prioridad el de 21°

$$\alpha_4 = 30^\circ$$

$$\alpha_4 + \alpha_3$$

Teniendo estos valores, el difusor se desarrolla por gomería descriptiva, figura 4.

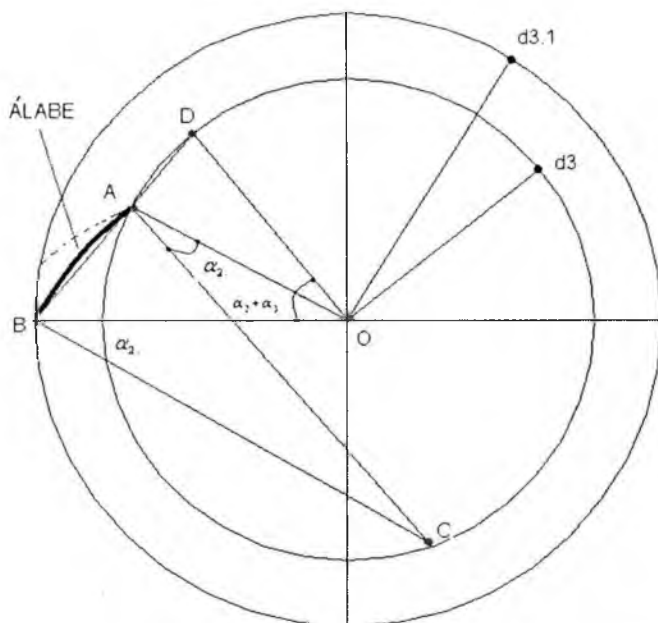


Figura 4. Trazo de los álabes del difusor.

TRAZADO DE LOS ÁLABES DEL DIFUSOR

Para el trazado de los álabes se han determinado hasta el presente solamente los ángulos α_2 y α_3 . En un fluido ideal, la forma del álabe sería indiferente; en el fluido real es preciso buscar la curvatura del álabe más

favorable que reduzca las pérdidas a un mínimo. Por su sencillez de cálculo y construcción se utiliza el álabe de un solo arco de circunferencia.

Para hacer este trazado basta con determinar el centro C de una circunferencia que corte a las circunferencias de diámetros d_3 y d_4 respectivamente bajo los ángulos α_2 y α_3 ; en un punto cualquiera B de la circunferencia d_4 se construye el ángulo α_2 ; el centro del arco buscado se encuentra en la recta (BC).

A continuación se traza el radio (BO). A partir de él se construye un ángulo igual a $(\alpha_2 + \alpha_3)$ y se traza la recta (BD) que se prolonga hasta A. En el punto A se construye el ángulo α_2 , con referencia (AO).

El punto C en que se cortan las rectas (BC) y (AC) es el centro del arco de circunferencia, que constituye el álabe, y $(BC) = (CA)$ su radio. Para demostrarlo, basta ver que los ángulos en B y en A del triángulo (CBA) son iguales, por lo que, $(CB) = (CA) = \text{radio}$.

Con este álabe construido se reproduce la cantidad de álabes. En las construcciones convencionales el número de álabes es de 18@28 con la condición de que el número de álabes no puede ser igual al número de álabes del rodete ni múltiplo.

NÚMERO DE ÁLABES DEL DIFUSOR

El número de álabes del difusor se soporta con la ecuación experimental²,

$$e = \frac{d_{3.1}}{d_3}, \quad e = \frac{122}{96} = 1.29$$

$$A = 6.3 \times \frac{e+1}{e-1} \operatorname{sen} \alpha_2 = A = 6.3 \times \frac{1.27+1}{1.27-1} \operatorname{sen}(21^\circ) = 19$$

2 ESCOBAR GARZÓN, Arnold, Ecuación experimental, Bogota, D. C. - Colombia: Universidad de San Buenaventura.

Con el cálculo de $A=19$, y con los valores anteriores se diseña la geometría principal del difusor, figura 5.

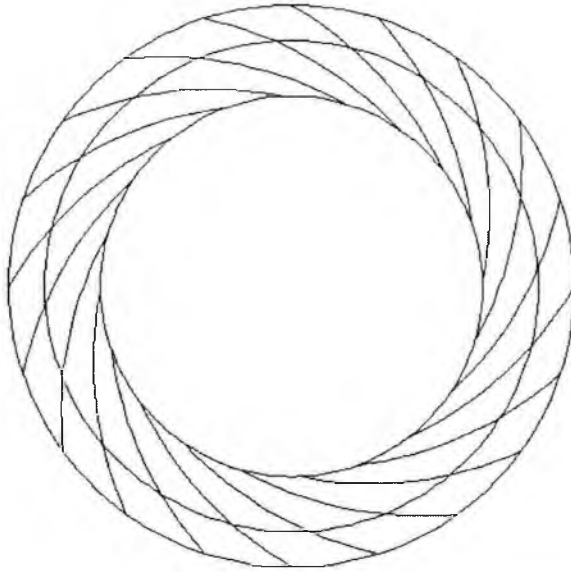


Figura 5. Matriz polar de los álabes.

ECUACIÓN EXPERIMENTAL PARA EL CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES EN EL DIFUSOR

Al diseñar el difusor nace la necesidad de plantear una ecuación para determinar el número de álabes del difusor, donde sus variables relacionen los rendimientos, en función del ángulo y la relación de diámetros.

Esta ecuación es un aporte a las teorías aplicadas a motores pequeños, donde se plantea una buena aproximación de la ecuación.

PROCESO

Mediante una variación a una ecuación empírica ya existente, comprobada mediante la confrontación de resultados teóricos y experimentales,

se obtiene la siguiente ecuación para calcular el número de álabes del difusor.

$$A_z = E \times \frac{G+1}{G-1} \operatorname{sen} \alpha_{3m} = \text{Número de álabes del difusor}$$

Ecuación 1

$$E = 6.3$$

$$G = \frac{d_{3.1}}{d_3} = \text{Relación de diámetros}$$

Ecuación 2

Las variables de esta ecuación determinan el número de álabes ideal, considerando el ángulo de entrada del aire al difusor, y la relación de diámetros.

El análisis desarrollado demuestra que el número óptimo será tal número de álabes, donde su distancia media (md) entre álabes es aproximadamente la mitad de la longitud del álabe (L), figura 6.

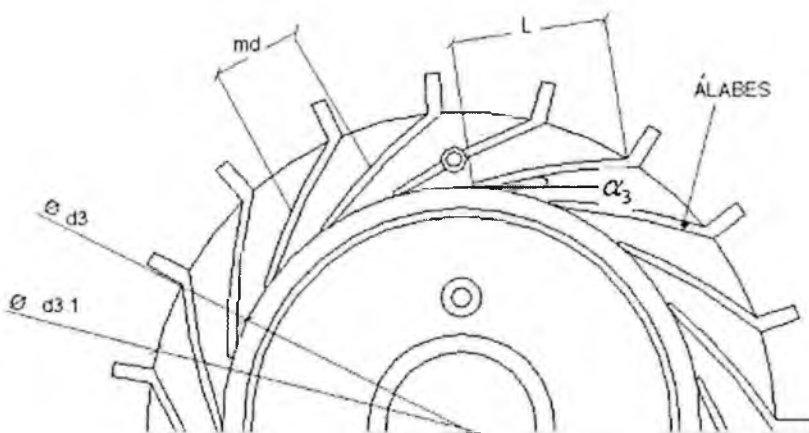


Figura 6. Geometría del difusor principal para la ecuación

En la figura 7, muestra el comportamiento de la ecuación para diferentes relaciones de diámetros, su comportamiento tiende a ser lineal para ángulos de trabajo, lo que permite operar en diferentes motores.

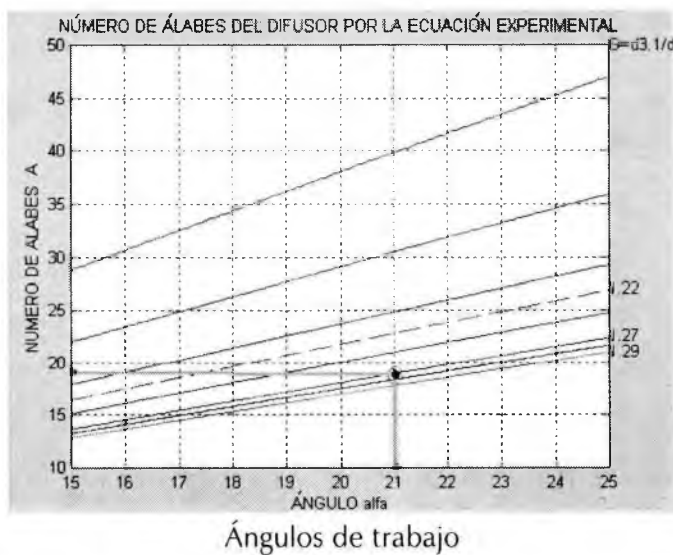


Figura 7. Graficación de la ecuación.

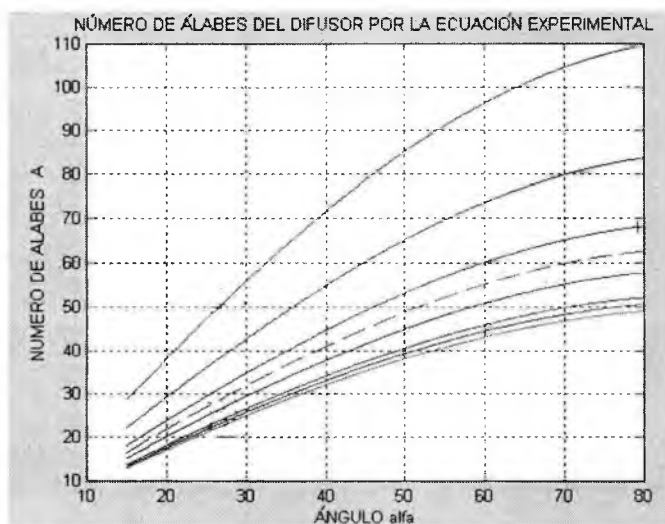
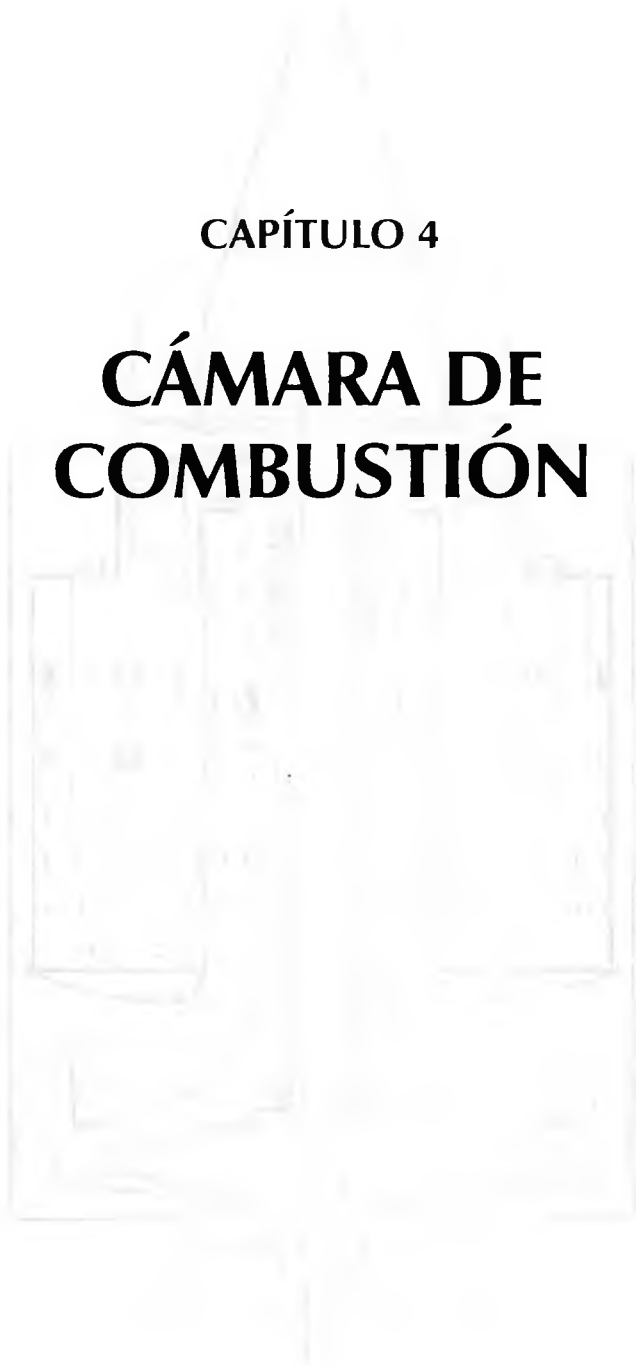


Figura 8. Comportamiento de la ecuación con ángulos fuera de trabajo.

CAPÍTULO 4

CÁMARA DE COMBUSTIÓN



La combustión en turbinas de gas¹ tiene lugar en la cámara de combustión, ubicada entre el compresor y la turbina.

La cámara consiste en un recipiente al cual ingresa el aire comprimido, al que se le añade el combustible que quemará en forma continua. Los gases producto de la combustión dejan la cámara a elevada temperatura y velocidad, para ser utilizados en impulsar la turbina o proveer un chorro de empuje.

Las turbinas de gas tienen su uso principal en la aviación, ya sea como propulsoras por reacción o como máquinas turbohélice (aviones de ala fija) o turbo eje (helicópteros). Entre las aplicaciones de superficie se cuentan las navales (turbo eje), y aplicaciones industriales (generación de electricidad, bombeo de gas).

CONDICIONES DE OPERACIÓN

Las turbinas de gas operan en diferentes condiciones, que requieren especial consideración en el diseño de la cámara de combustión. Podemos citar:

Ambiente: desde STP (Standar Temperature and Pressure) hasta 0.2 ata, con temperaturas entre 50° C y +50° C.

Descarga del compresor: de 1 a 20 atmósferas, temperaturas entre 300 y 900 K, números de Mach entre 0.1 y 0.2.

1 BUENO G., Jaime. Propuesto: Diseño y construcción de una micro turbina, Bogota, D.C. - Colombia: Universidad de San Buenaventura, 2004.

Condiciones de combustión: de 1.500 a 1.700 K a 20 atmósferas, $M=0.2$. Para cubrir estos requisitos y a la vez obtener un diseño liviano para aplicaciones aeronáuticas se recurre a la filosofía de diseño de dividir las solicitaciones por medio de una doble carcasa; una externa, que soporta la presión y está protegida de las altas temperaturas por una carcasa interna, perforada, que aísla del calor pero no soporta una diferencia de presión.

REQUISITOS DE OPERACIÓN Y DISEÑO

Los requisitos a cumplir por una adecuada realización de la cámara de combustión son:

- Combustión completa.
- Poca pérdida de presión total.
- Estabilidad de la combustión.
- Buena distribución de temperaturas en la salida.
- Corta y mínima sección.
- Operación aceptable en un amplio rango de riquezas de mezcla.
- Reencendido.
- Excelente película de aire.

TIPOS DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN

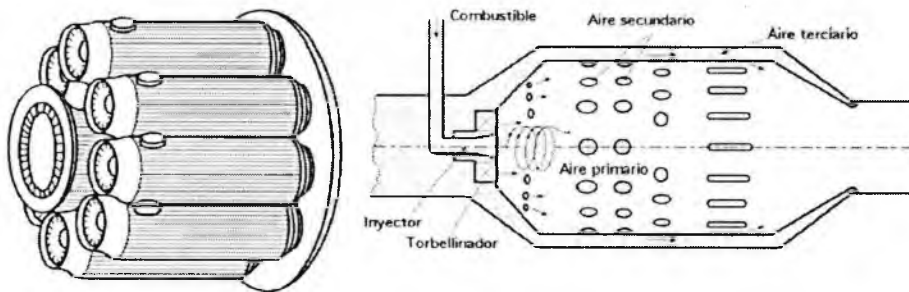


Figura 1. Cámara de combustión tubular.

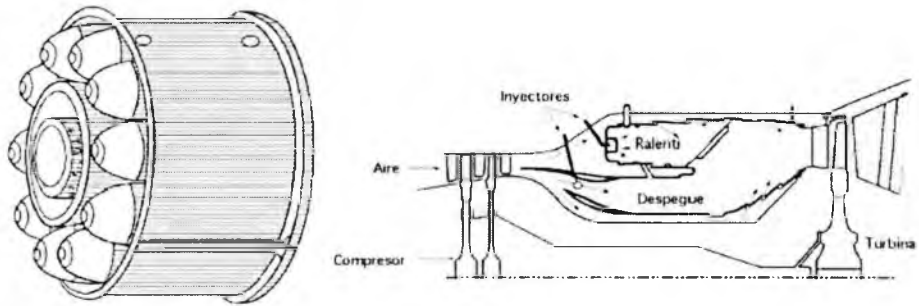


Figura 2. Cámara de combustión tubo anular.

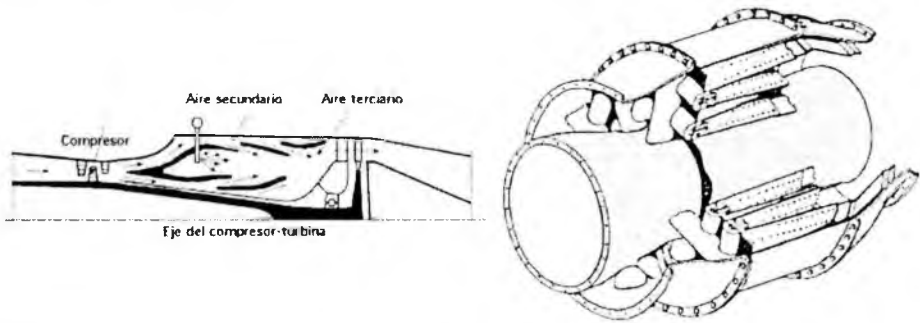


Figura 3. Cámara de combustión anular.

Las cámaras primitivas consistían en cámaras separadas, aproximadamente cilíndricas, denominadas tubulares o can (figura 1), interconectadas para asegurar el encendido. Para alivianar el diseño y uniformizar la presión se adoptó luego el diseño de latas para el tubo de llama y envoltura anular para la caja de aire, forma que se llamó tubo-anular; en inglés "cannular" (figura 2). Finalmente, cuando se pudo asegurar la simetría del flujo y la combustión se adoptaron las cámaras totalmente anulares (figura 3).

Entre estos tipos de cámara de combustión, la universalmente utilizada para los mini-turborreactores es la denominada "anular", como su nombre lo indica tiene la forma de dos anillos concéntricos (ver la figura 4 en la siguiente página).

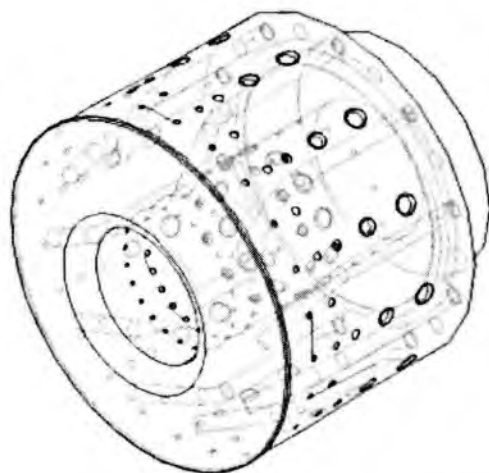


Figura 4. Cámara anular utilizada en mini-turbinas.

El flujo en las cámaras puede ser directo en la dirección del compresor a la turbina, inverso, o bien de retorno, con la entrada y la salida adyacentes. Las figuras 5 y 6, muestran realizaciones de cámaras directas y de retorno, antiguas y modernas.

Las cámaras plegadas o de retorno permiten acortar el largo del motor, utilizando ejes más cortos y rígidos. Al ser los números de Mach tan bajos en la entrada no hay gran pérdida de presión al invertir el flujo.

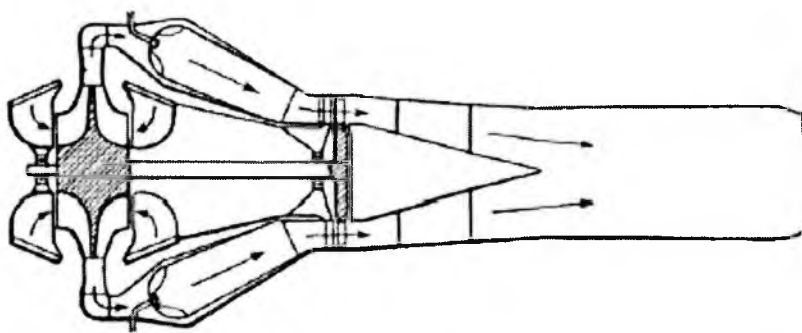


Figura 5. Cámara antigua de flujo directo.

Pratt & Whitney Canada - PT6T, T.M.

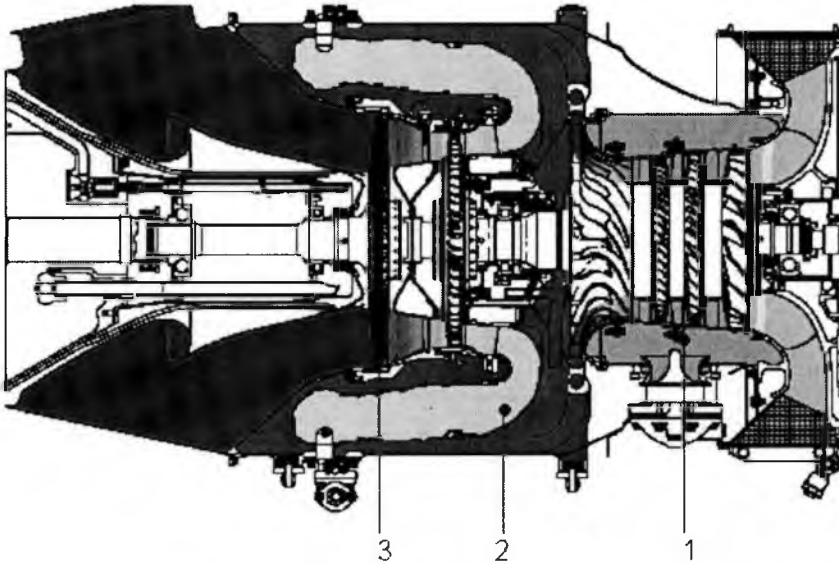


Figura 6. Cámara moderna de flujo inverso indirecto.

1. Compresor
2. Cámara de combustión
3. Turbina.

ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN

El proceso de combustión tiene lugar en su totalidad dentro de la cámara de combustión, a fin de evitar que los álabes de la turbina estén sometidos a elevadas temperaturas de las llamas.

Típicamente los combustibles son hidrocarburos líquidos o gaseosos; entre los hidrocarburos líquidos se pueden citar el gasoil y dieseloil, fuel oil, keroseno y nafta, y entre los gaseosos el gas natural y el gas licuado, y otros gases de proceso.

	Diesel	Petróleo	Jet-A	JP4	Propano	Metanol
Densidad [kg/l]	0.85	0.76	0.804	0.76	0.5(1)	0.79
Calor específico [MJ/kg]	42.8	42.5	43.3	>42.6	46.3	19.5
Punto de ebullición (°C)	190 - 334	80 - 130	160 - 260	60 - 240	- 42	65
Capacidad tanque combustible (ml) (5 minutos, empuje 30 N)(2)	880	990	920	990	1380	2080
Inflamabilidad Peligro incendio	Bajo	Alto	Bajo	Alto	Muy Alto	Alto
(1) líquido bajo presión						
(2) Suficiente para cinco minutos de vuelo con un empuje de 30 Newtons (consumo específico = 0.3 kg/Nh motor Thomas Kamps)						

Tabla 1. Especificación de posibles combustibles.

CÁLCULO PARA RELACIÓN ESTEQUIOMÉTRICA

Este es un ejemplo que sirve de guía para los diseñadores.

La masa de aire real necesaria para la combustión de 1 kg de combustible es igual al 26.76% o 0.045kg/s de flujo másico entregado por el compresor a la zona primaria, se determina a partir de las relaciones estequiométricas de la combustión.

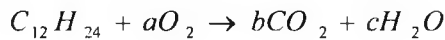
Composición de Jet-A1 ($C_{12}H_{24}$)

- Carbón (%) = 86.5
- Hidrógeno (%) = 13.2
- Oxígeno (%) = 0.01

Composición aire seco:

- Nitrógeno (%) = 79
- Oxígeno (%) = 21
- CO₂ = despreciable

Balance de la Ecuación 1



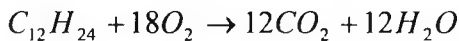
Los valores de a, b, y c se pueden calcular equilibrando el número de átomos de cada elemento a ambos lados de la Ecuación 1:

- Carbono: 12 = b
- Hidrógeno: 24 = 2c
- Oxígeno: 2a = 2b + c

Se encuentra entonces:

- b = 12
- c = 12
- a = 18

La Ecuación 1 completa se convierte en:



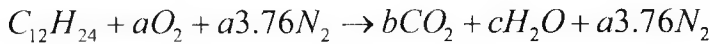
De la Ecuación 2

$$0.045_{kg_{aire}} \times \frac{1_{kmol_{aire}}}{28.8_{kg_{aire}}} \times \frac{0.23_{kmol_{O_2}}}{1_{kmol_{aire}}} \times \frac{1_{kmol_{C_{12}H_{24}}}}{18_{kmol_{O_2}}} \times \frac{168_{kg_{C_{12}H_{24}}}}{1_{kmol_{C_{12}H_{24}}}} = \frac{1.738}{518.4} = 0.003_{kg_{C_{12}H_{24}}}$$

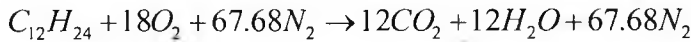
$$\frac{\text{masa}_{\text{aire}}}{\text{Kg}_{\text{combustible}}} = \frac{0.045}{0.003} = 15$$

Relación estequiométrica real 15:1

Cantidad de aire teóricamente necesaria para quemar 1 kg de combustible es igual a:



La Ecuación 3 completa se convierte en:



Por tanto,

$$\left(\frac{\text{masa}_{\text{aire}}}{\text{Kg}_{\text{combustible}}} \right)_{\text{real}} = \frac{18(32) + 67.68(28)}{168} = 14.7$$

COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE (α)

La temperatura de la combustión y en consecuencia, la velocidad de propagación de la llama, dependen del coeficiente de exceso de aire obteniéndose:

- $\alpha_{\text{max}} = 1$, aproximadamente
- $\alpha < 1$, mezclas ricas, la temperatura disminuye debido a la combustión incompleta.

- $\alpha > 1$, mezcla pobre, la temperatura también disminuye debido a la dilución por el aire de los productos de combustión.

El coeficiente de exceso de aire entonces es igual a:

$$\alpha = \frac{\left(\frac{\text{masa}_{\text{aire}}}{\text{Kg}_{\text{combustible}}} \right)_{\text{teórica}}}{\left(\frac{\text{masa}_{\text{aire}}}{\text{Kg}_{\text{combustible}}} \right)_{\text{real}}} = \frac{15}{14.7} = 1.02$$

DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Las dimensiones principales de una cámara de combustión se eligen, fundamentalmente, tomando como base datos experimentales de cámaras similares ya existentes².

Como ejemplo en las siguientes tablas se muestran algunos tipos de mini-turbinas de diseño alemán.

	P80	P120	P160
Diámetro	4.4 in	4.4 in	4.4 in
Peso (incluye Estárter)	2.9 Lb.	3.2 Lb.	3.4 Lb.
Máximas r.p.m	117000	120000	123000
Idle r.p.m.	35000	33000	33000
Maximum Exhaust Gas Temperature.	580 C	620C	660 C

2 <http://www.metallube.es/rc/turbinas.asp>

Fuel Consumption @ max. r.p.m.	9.5 fl oz/min	12 fl oz/min	16 fl oz/min
Fuel types.	Kerosene - Paraffin - Jet A1 - White Spirit		

Tabla 2. Modelos de turbinas JETCAT (Alemania).

ESCALA DE LONGITUD

La longitud de la cámara es inversamente proporcional a la presión y la raíz cuadrada de la temperatura, y no es función de la potencia.

$$L \propto \frac{1}{P\sqrt{T}}$$

Ecuación 5

Así la longitud de la cámara de combustión se puede determinar en base a un motor similar tomando como referencia los valores de presión y temperatura a la salida de la cámara de combustión del motor de Thomas Kamps.

Cámara anular Motor Thomas Kamps	
P3 = 1.92bar	P3 = 1.52bar
T3 = 973°K	T3 = 1000°K
L = 0.07 m (longitud)	L = XI
D = 0.1 m (diámetro)	De = XD

Tabla 3. Datos cámara de combustión de referencia.

Usando la Ecuación 5 se obtiene la longitud $L = 0.09\text{m}$.

La experiencia demuestra que las cámaras de combustión que tienen un diseño similar, mantienen aproximadamente la misma relación longitud-diámetro entonces $De = 0.128\text{ m}$.

Para seleccionar el área de sección transversal se define el concepto de velocidad de referencia (c_{ref}) en la forma:

$$c_{ref} = \frac{G_{aire}}{\rho_2 \Omega_m}$$

Ecuación 6

Donde:

- G_{aire} : gasto másico de aire
- ρ_2 : densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión, salida del compresor
- Ω_m : es el área de la sección transversal máxima de la cámara que, para cámaras anulares y tubo-anulares es:

$$\Omega_m = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4}$$

Ecuación 7

- En la que D_e y D_i son los diámetros exterior e interior ilustraciones 7 y 8, respectivamente, de la cámara de combustión.

$$D_i = \sqrt{(d_2^2 - 6.8 \times d_2 \times h)} = 0.057$$

Ecuación 8

El área de la sección transversal (Ω_m) entonces es:

$$\Omega_m = 0.010 \text{ m}^2$$

Y la velocidad de referencia entonces es igual a:

$$c_{ref} = \frac{0.16 \text{ kg/s}}{1.62 \text{ kg/m}^3 \times 0.010 \text{ m}^2} = 9.876 \text{ m/s}$$

La velocidad de referencia (C_{ref}) es un parámetro teórico y puede que no llegue a alcanzarse en ninguna sección de la cámara.

DISPOSICIÓN DE ORIFICIOS EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El objetivo principal de cualquier disposición de los orificios del tubo de llama va encaminado a conseguir, en la zona primaria, un coeficiente de exceso de aire próximo a la unidad, mezcla estequiométrica, lo que supone que el flujo secundario es aproximadamente tres veces el primario, para valores medios de riqueza de 60/1, en efecto:

Riqueza del flujo total:	aire/combustible = 60/1 = 99.14%
Riqueza del flujo primario:	aire/combustible = 15/1 = 26.76%
Riqueza de flujo secundario:	aire/combustible = 45/1 = 73.24%

Dimensionado de los orificios

La influencia de la posición y del tamaño de los orificios del tubo de la llama en las condiciones de flujo en la zona primaria es muy difícil de calcular, si no imposible.

En la práctica se ha observado que estos orificios no deben tener un diámetro mayor de 1/10 del diámetro del tubo de llama.

Para obtener la distribución y tamaño de los orificios de la cámara de combustión se utiliza la Ecuación 9, por medio de la cual obtenemos un factor de escala que permite determinar la cantidad y tamaño de los orificios.

$$f = \sqrt{(3030 \times d_2 \times h)}$$

Ecuación 9

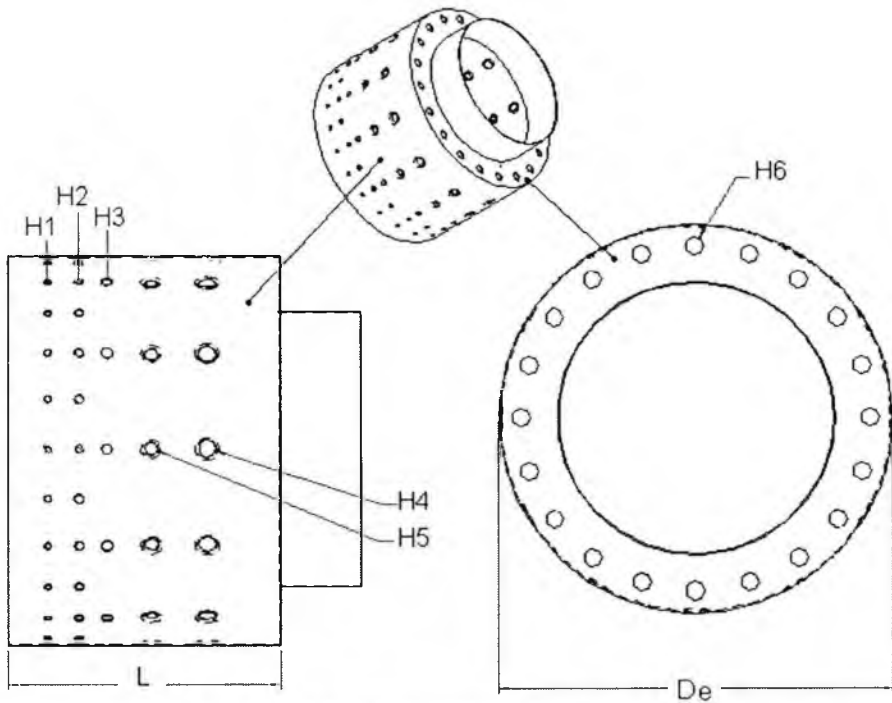


Figura 7. Área de orificios externos cámara de combustión.

Donde, n_h = número de huecos y D = diámetro del orificio

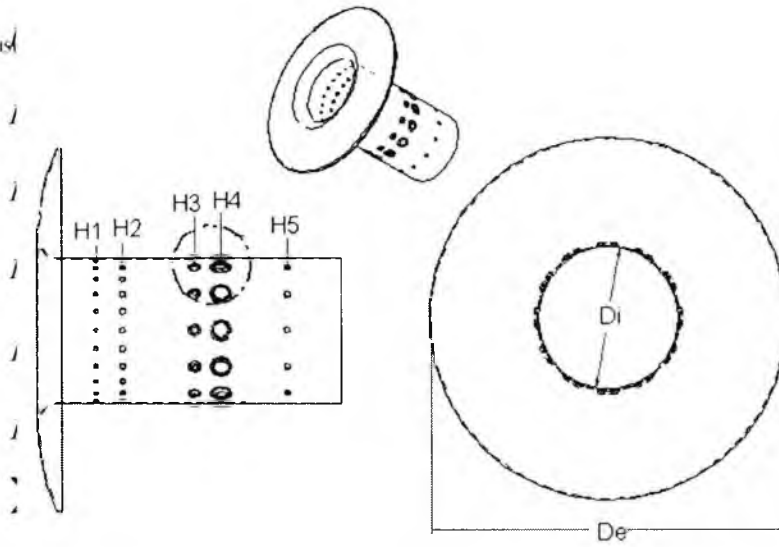


Figura 8. Área total de orificios cámara de combustión

$$H_1 = \frac{\pi}{4} D^2 \times nh = 1.58^2 \frac{\pi}{4} \times 24 = 4.705E^{-5} m^2$$

$$H_2 = \frac{\pi}{4} D^2 \times nh = 2.38^2 \frac{\pi}{4} \times 24 = 1.067E^{-4} m^2$$

$$H_3 = \frac{\pi}{4} D^2 \times nh = 3.16^2 \frac{\pi}{4} \times 12 = 9.411E^{-5} m^2$$

$$H_4 = \frac{\pi}{4} D^2 \times nh = 6.61^2 \frac{\pi}{4} \times 12 = 4.105E^{-4} m^2$$

$$H_5 = \frac{\pi}{4} D^2 \times nh = 2.38^2 \frac{\pi}{4} \times 24 = 1.067E^{-4} m^2$$

$$\sum H_{int} = 0.000765 m^2$$

Área total de orificios cámara de combustión

$$\sum H_{int} + H_{ext} = 0.000765 + 0.00193 = 2.69E^{-3} m^2$$

El área de flujo primario es igual a la suma de H_1 , H_2 , H_3 externos y H_1 , H_2 internos que es igual al 26.76% ó $0.0072 m^2$.

El área de flujo secundario es igual a la suma de H_4 , H_5 , H_6 externos y H_3 , H_4 , H_5 internos que es igual al 73.24% ó 0.0019m^2 .

En la figura 9, se muestra la geometría de los orificios de dilución que nos permite enfriar los gases producto de la combustión y mantener un perfil de temperatura ideal para la etapa de turbina, también proporciona una película de aire en la cámara para su refrigeración.

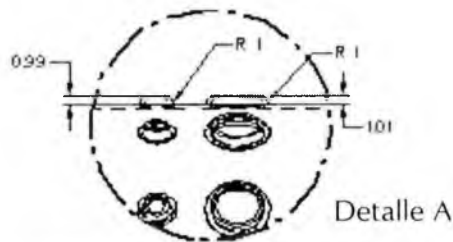
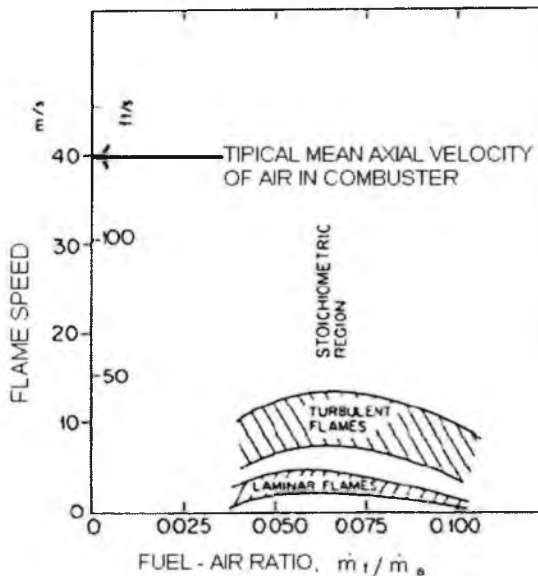


Figura 9. Geometría de dilución.

VELOCIDAD DE LA LLAMA

La llama es de difusión turbulenta, por lo que su velocidad no está definida y depende del nivel de turbulencia. La figura 10 muestra velocidades típicas de llamas de keroseno según la riqueza de la mezcla, y una velocidad típica en la zona primaria de la cámara de combustión del orden de los 40 m/s:



nida y depende del nivel de turbulencia. La figura 10 muestra velocidades típicas de llamas de keroseno según la riqueza de la mezcla, y una velocidad típica en la zona primaria de la cámara de combustión del orden de los 40 m/s:

Figura 10. Velocidad de la llama.

La velocidad tiene valores usualmente en número de Mach de $M = 0.05$ a la entrada (zona primaria), $M = 1$ en la salida de la cámara.

MATERIAL DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Por las condiciones operativas de la cámara de combustión, se deduce que los materiales empleados en este componente del motor deben tener los siguientes requerimientos:

- Estabilidad a altas temperaturas (1.450°C)
- Resistencia a la fatiga térmica
- Resistencia a la oxidación y corrosión
- Baja densidad

Siempre que sea posible, se emplearán con ventaja aquellos materiales que poseen valores elevados de conductividad térmica, para aliviar los fuertes gradientes térmicos locales, y reducidos coeficientes de dilatación.

Las cargas mecánicas a las que están sometidas las cámaras de combustión son bajas; ello permite la construcción en chapa muy fina, que llega a veces a espesores hasta de 0.5 mm para mini-turbinas.

Los primeros materiales que se usaron en los forros de combustión fueron los aceros inoxidables, los cuales han sido sustituidos por las aleaciones en base de níquel.

En la actualidad se emplean casi exclusivamente dos aleaciones:

- Hastelloy X (base de níquel)
- Haynes Alloy 188 (base de cobalto)

El material utilizado para la construcción de la mini-turbina es acero inoxidable 304 de 0.5mm de espesor.

ESTIMACIÓN DE EXPANSIÓN TÉRMICA

El coeficiente de expansión térmico, del material usado en la cámara de combustión para el acero inoxidable 304 es $18.5 \times 10^{-6}/K$ (ver Tabla 4) en un rango de temperatura de 20-500° C.

El material presenta un cambio de longitud por la expansión térmica, el cual se puede calcular con la Ecuación 10:

$$\Delta l = l \times \Delta T \times \alpha$$

$$\Delta l = 0.09m \times 657^{\circ}K \times 0.0000185/^{\circ}K = 1.094 \times 10^{-3}m$$

Donde:

l = longitud de la cámara de combustión

ΔT = la diferencia de temperatura a la entrada y salida de la cámara de combustión ($T_1 - T_2$)

α = coeficiente de expansión del material

Número de AISI	303	304	304L	316	316L	430
Coeficiente de la expansión	*	*	*	*	*	*
10-6mm ° C (20° C a 100° C)	16.5	16.5	16.5	15.2	15.2	10.0
(20° C a 500° C)	18.5	18.5	18.5	19.0 a 800°	19.0 a 800°	11.2

Tabla 4. Coeficiente de expansión del material.

VAPORIZADORES

La mayoría de los mini-turborreactores usan diversos métodos basados en el pre-calentado del Keroseno que ingresa a la cámara para permitir la

evaporación o vaporización del combustible líquido; en algunos modelos esto se logra con una serpentina enrollada en el interior de la cámara, otros usan unos tubos en forma de gancho en la tapa frontal de la cámara en cuyo interior se inyecta el combustible (figura 11) aunque actualmente el método más usado es el que utiliza unos tubos vaporizadores que cruzan la cámara desde atrás hacia adelante inyectándose el keroseno en el extremo posterior de la cámara de combustión, figura 12.

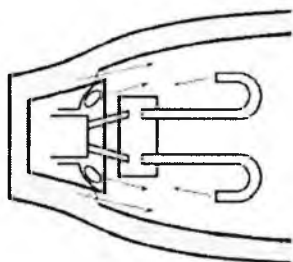


Figura 11. Tubo vaporizador.

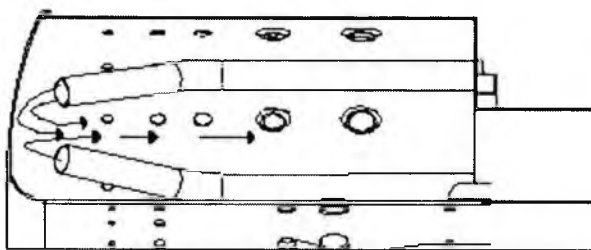


Figura 12. Tubo vaporizador.

Este sistema en el que se inyecta el combustible a baja presión a través del tubo vaporizador permitiendo una mezcla rica de vapor de combustible y aire en sentido contrario al flujo. Con este sistema se consigue superar la dificultad de obtener una buena distribución de la mezcla a lo largo de todo el margen operativo de gasto de combustible. El problema fundamental que se presenta es el de evitar la formación de depósitos de carbón por el combustible en los tubos del vaporizador, que traen como consecuencia sobrecalentamientos locales de los mismos.

Cálculo del número de tubos vaporizadores por medio de la Ecuación 11

$$\text{Número de tubos} = 18.200 \times d^2 \times h = 10$$

Ecuación 11

Este número de tubos es distribuido uniformemente en la parte posterior de la cámara de combustión.

Para ayudar en la estabilidad de la llama, el tubo vaporizador es doblado 30 grados a un tercio de su longitud que es determinada por la longitud de la cámara. Garantiza así la vaporización del combustible y la inflamación de la mezcla fresca.

MATERIAL DE LOS VAPORIZADORES

Al igual que la cámara de combustión los tubos vaporizadores deben cumplir con las mismas características del material empleado para la construcción de la cámara, por lo cual estos tubos son en acero inoxidable de 6mm de diámetro.

INYECTOR DE COMBUSTIBLE

El combustible se inyecta en la cámara a través de un tubo en forma de anillo que tiene diez inyectores distribuidos uniformemente alrededor del tubo; el número de inyectores se determina de acuerdo al número de vaporizadores (Ecuación 11). El diámetro del inyector es menor que el diámetro del tubo alimentador con el fin de aumentar la velocidad del flujo, pulverizando la cantidad de combustible, y así garantizar la evaporación del combustible a la entrada del tubo vaporizador figura 13.

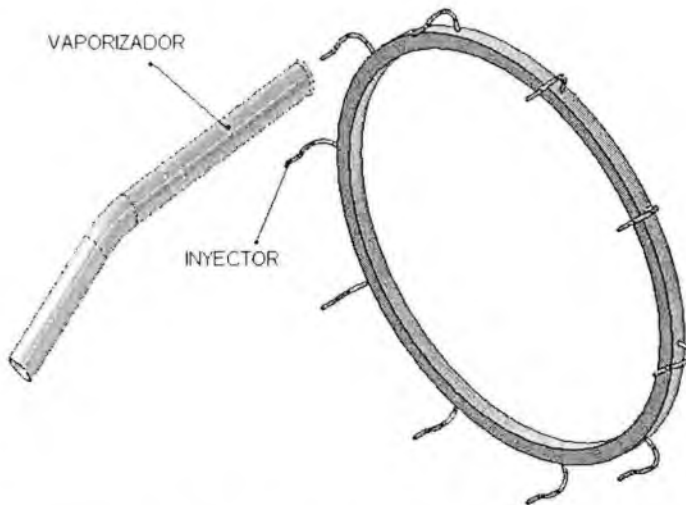


Figura 13. Inyector y vaporizador.

El combustible se inyecta en dirección contraria al flujo, pero a través del tubo vaporizador que permite la operación de éste a baja presión.

La bomba de combustible es de piñones de velocidad variable con un motor de 12v, la cual cumple con los requerimientos del mini-turborreactor. El control de la bomba se logra por medio de un regulador de velocidades.

CÁLCULOS DEL SISTEMA DE INYECCIÓN

Por medio de los cálculos termodinámicos se determina el consumo específico de combustible (b_e) y así determinar el rango de operación de la bomba en función del caudal.

Por medio de la Ecuación 2 se conoce la cantidad de combustible necesario para operar el motor en kg/s, esto dividido por la densidad del combustible dará como resultado el caudal de operación utilizando la Ecuación 12 de la mecánica de fluidos:

$$Q_f = \frac{m_f}{\rho_f} = \frac{0.003 \text{ kg/s}}{840 \text{ kg/m}^3} = 3.571 E^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 3.57 \text{ ml/s}$$

Ecuación 12

Voltaje	Tiempo	Volumen	Caudal (ml/s)
3.5	118	300	2.542
4	100	300	3
4.5	92	300	3.260
5	71	300	4.225
5.5	68	300	4.411
6	56	300	5.357
6.5	53	300	5.660
7	47	300	6.382
7.5	45	300	6.666
8	43	300	6.976
8.5	39	300	7.692
9	37	300	8.108
9.5	35	300	8.571
10	33	300	9.090
10.5	32	300	9.375
11	30	300	10
11.5	29	300	10.344
12	28	300	10.714

Tabla 5. Rango de operación de la bomba.

Caudal vs Voltios

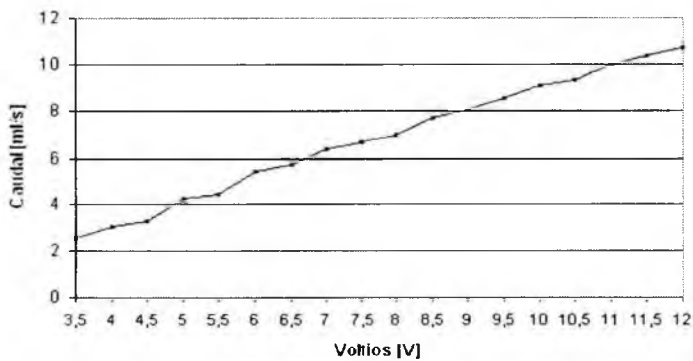


Figura 14. Caudal vs. Voltaje.

MATERIALES DEL SISTEMA DE INYECCIÓN

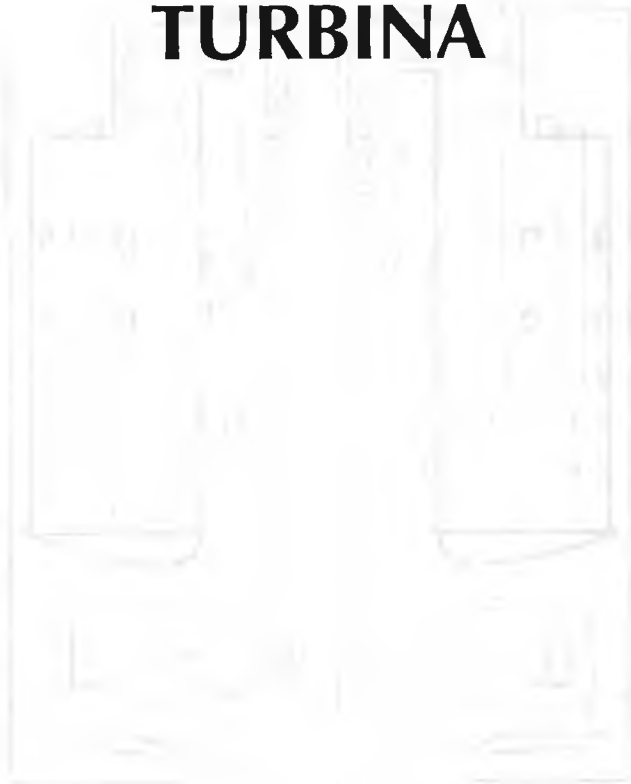
El material utilizado para construir el sistema de inyección de combustible es el tubo de cobre de 5mm, el cual cumple con los siguientes requisitos:

- El tubo de cobre no sufre corrosión.
- No se degrada con el tiempo.
- Conserva inalterables sus características físicas y químicas.
- Resiste las grandes presiones, no se deforma ante el calor extremo gracias a su alto punto de fusión y los actuales sistemas de unión (soldadura por capilaridad y unión por presión) hacen que las conducciones sean herméticas.
- Es un material seguro que resiste el ataque de los fluidos que transporta a la vez que los protege.

Los inyectores son de acero inoxidable con un diámetro de 1.2mm, los cuales van insertados y soldados al anillo de cobre.

CAPÍTULO 5

DISEÑO DE LA ETAPA DE TURBINA



La etapa de turbina¹ es la zona del motor en la cual se utilizan los gases calientes de la salida de la cámara de combustión, para generar torque en el eje del conjunto rotor, convirtiendo la energía calorífica de los gases calientes en energía cinética aplicada al rotor. La energía de los gases es utilizada en un 80 a 85% para la producción de torque en el eje y un 15 a 20 % para el empuje final del motor.

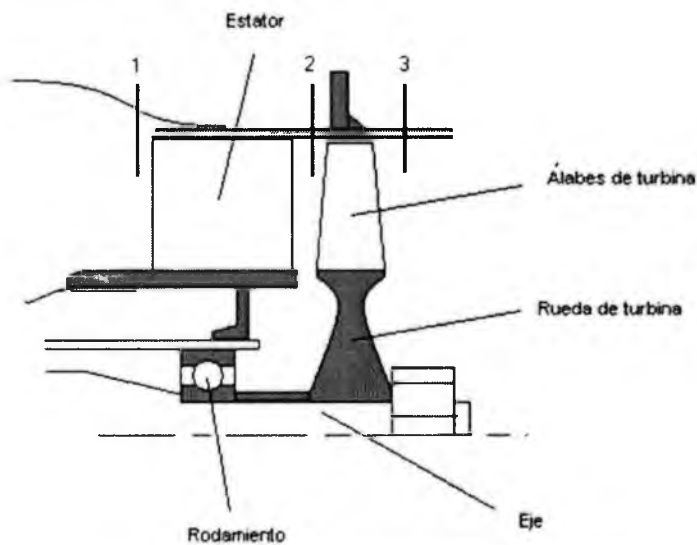


Figura 1. Esquema de la etapa de turbina.

La etapa de turbina consta de un estator, y de un rotor, a cada uno de los cuales se le analizará su geometría con base en el comportamiento de los parámetros de operación a través del mismo.

¹ SAAD, L. George. Propuesto: Diseño y construcción de una microturbina. Bogota D. C.: Universidad de San Buenaventura, 2004.

ESTATOR DE TURBINA

Este componente tiene como función aumentar la velocidad de la corriente de gas caliente que sale de la cámara de combustión y dirigirla con el ángulo apropiado al disco de turbina. Esta pieza está expuesta a las más altas temperaturas, en algunos casos superan los 700°C , por lo tanto se construyen en aleaciones inoxidable para alta temperatura, básicamente consta de una serie de álabes “estatores” que se cierran hacia la parte trasera (conducto convergente), también difieren si son para turbina radial o axial.

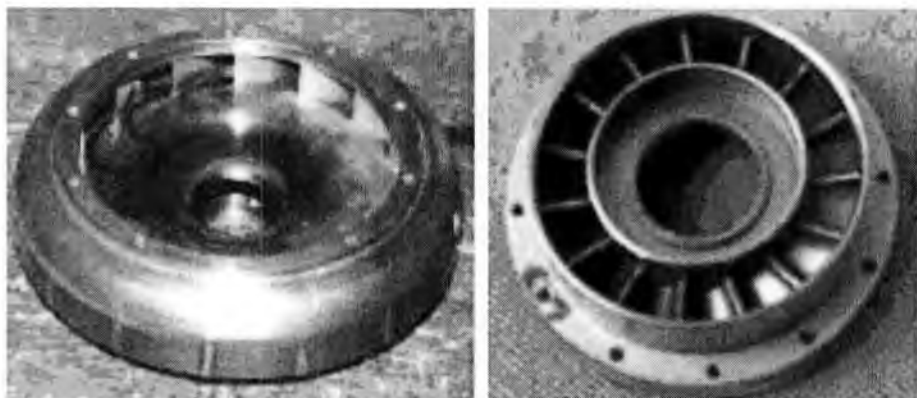


Figura 2. Estator para turbina radial (izquierda), y para una turbina axial (derecha).

Para el diseño que se trabaja en este proyecto, se escoge la etapa de turbina de tipo axial, que presenta mayor facilidad de construcción y, por no ser tan robusta como la radial, presenta una reducción de peso significativa. Cabe aclarar que la turbina radial o centrípeta es más eficiente para operación de motores pequeños, y por tener compresor de tipo centrífugo no se afectaría el área frontal del motor, ya que ésta no superaría el área anular de la etapa de compresor, pero su construcción es más complicada y costosa.

ROTOR DE TURBINA

Es la parte encargada de extraer parte de la energía de la corriente de gas para convertirla en movimiento; su única función es hacer rotar el compresor al cual se encuentra unido por medio de un eje; la turbina se halla sujeta a elevadas temperaturas y lo que es peor a elevadas cargas centrífugas que unido a la disminución de resistencia del material por causa de la temperatura hacen que éste sea el elemento que más importancia tiene en cuanto a la elección de materiales; sin excepción se utilizan aleaciones con elevado contenido de níquel y cromo (comercialmente tienen diferentes nombres como son Inconel, Nimonic, etc.) aunque en los primeros modelos de turborreactores se utiliza acero inoxidable con buenos resultados. Existen dos tipos de discos de turbina:

Los axiales: son los más utilizados, pues poseen excelentes características de aceleración y un peso bastante reducido; su única contra es que deben respetarse estrictamente las temperaturas y velocidades máximas, sino se corre el riesgo de que el disco se “desintegre” literalmente; este tipo puede ser fabricado con herramientas comunes o con sofisticados sistemas (control numérico, electro erosión, etc.) o bien comprados a diferentes fabricantes para su uso específico en turbinas de aeromodelismo, aunque su precio no es nada económico.

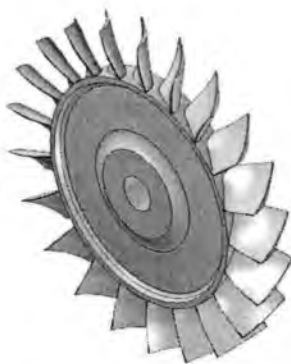


Figura 3. Rueda de turbina axial.

Las radiales: si bien se utilizan menos por ser bastante pesadas y por lo tanto tardan más en acelerar, tienen la particularidad de ser muy robustas, soportan más revoluciones a mayor temperatura y tal vez como “ventaja” adicional para el constructor principiante, es que estas turbinas son las utilizadas por los turbo compresores de auto, lo que las hace más fáciles de obtener (en cualquier casa que se dedique a turbo cargadores).

Para entrar en los cálculos geométricos de la etapa de turbina, es necesario analizar el triángulo de velocidades que se genera a través de ella. Para esto tomamos los datos que establece el software de cálculos termogasdinámicos del motor.



Figura 4. Rueda de turbina centrípeta.

Siguiendo la tendencia mundial, para motores pequeños, la configuración de la turbina escogida para este motor es de una sola etapa (un estator y un rotor), y de flujo axial.

En la figura 1 se muestran los puntos de medida de parámetros en la etapa de turbina. Siendo uno la zona ubicada justo antes de la entrada a los alabes del estator, dos la salida del estator (entrada al rotor) y tres, la salida del rotor de turbina.

El diseño de la etapa de turbina varía en el diseño de la etapa de compresor por diferentes razones, como:

- La densidad del fluido de trabajo cambia drásticamente, así que los efectos de compresibilidad deben ser tomados en cuenta.
- La turbina, genera, en vez de absorber potencia.
- Por la alta temperatura de entrada se debe analizar la transferencia de calor.
- No existen reglas para escoger la geometría del perfil ni el flujo, como sí existe el factor de difusión del compresor.
- Las ondas de choque y otros efectos causados por el número de Mach, deben estar bajo control.

Para el diseño de una turbina de estas dimensiones, no se enfoca el estudio en la economía del motor, ya que por su corto tiempo de operación entre reabastecimientos, no requiere tener un bajo consumo específico de combustible, aunque no se deja del todo aparte. Es más importante trabajar sobre el empuje que se requiere, para lo cual se diseña el rotor de turbina en base al diámetro medio de los álabes. En rotores con álabes largos, como es el caso de motores grandes, esto no es posible, ya que se debe calcular a diferentes alturas del álabe; pero en este caso por ser álabes cortos se puede calcular el flujo en base al diámetro medio del álabe.

DATOS INICIALES PARA EL CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA DE LA ETAPA

La configuración que se tiene en cuenta para el proceso se muestra en la figura 5, junto con el diseño del triángulo de velocidades durante la etapa de turbina.

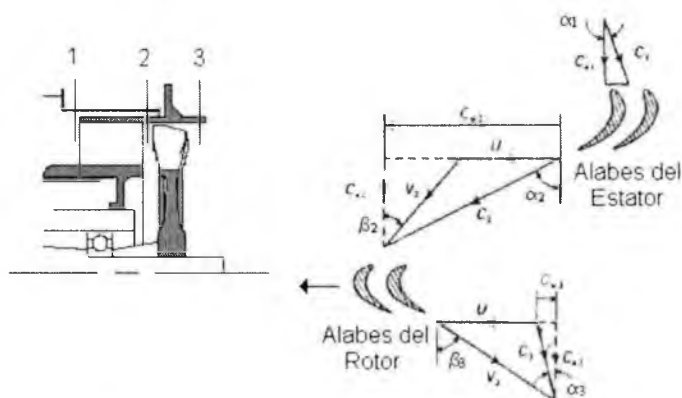


Figura 5. Triángulos de velocidades de la corriente en la etapa.

Los siguientes cálculos geométricos de la etapa de turbina se realizan de acuerdo al procedimiento planteado en el libro², a partir de los cálculos del ciclo, obtenidos de los cálculos termogasodinámicos.

Este es un ejemplo que sirve de guía para los diseñadores.

Gasto másico m	0.16
Temperatura de entrada T_{1t}	1000 K
Salto de temperatura $T_{3t} = T_{1t} - T_{3t}$	122 K
Rendimiento isentrópico η_t	0.75

Las constantes utilizadas para estos cálculos son:

Constante específica del gas R	289.3 J/Kg K
Capacidad térmica específica del gas C_p	1152 J/Kg K
Razón de calores específicos γ	1.33

Se toma la velocidad de giro N , calculada para el compresor, y se asume una velocidad media del álabe U , máxima, por encima de la cual habrá problemas de resistencia del material.

2 SARA VANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 229.

$$N = 80000 \text{ RPM} = 1333 \text{ RPS}$$

$$U = 300 \text{ m/s}$$

Por último se asume un coeficiente de pérdida del estator n de 0.05, lo que constituye una aproximación inicial razonable.

La presión total de entrada p_{1t} es calculada iterando en la Ecuación 1.

$$p_{1t} = p_1 \left(1 + \frac{\left(\frac{p_{1t}}{RT_{1t}} \right) C_1^2}{2p_1} \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 1.699 \text{ bar}$$

Que se obtiene de las ecuaciones 1-2/3/4/5.

$$T_t = T + \frac{C^2}{2c_p}$$

Ecuación 2

$$\frac{p_t}{p} = \left(\frac{T_t}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Ecuación 3

$$c_p = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1}$$

Ecuación 4

$$p = \rho \cdot RT$$

Ecuación 5

Se parte de los supuestos:

a) $Ca_2 = Ca_3$

b) $C_1 = C_3$

Como la turbina es de una sola etapa, se asume $\alpha_1 = 0$, lo que significa que la entrada del flujo en la etapa es completamente axial.

Así, el coeficiente de salto de temperatura ψ estará dado por la Ecuación 6.

$$\psi = \frac{2c_p \Delta T_{st}}{U^2} = \frac{2 \times 1152 J / Kg^{\circ} K \times 122^{\circ} K}{(300 m / s)^2} = 3.12$$

Ecuación 6

Se asume un coeficiente de flujo $\phi = 0.8$, y $\alpha_3 = 0$, para diseñar con base en el supuesto de que la turbulencia a la salida de la etapa de turbina es nula, ya que esto aumenta las pérdidas en el tubo de salida.

GRADO DE REACCIÓN DE LA ETAPA DE TURBINA

El grado de reacción es la relación entre el trabajo que se desarrolla en el estator de la etapa y el trabajo realizado por el rotor.

Teniendo en cuenta los supuestos a) y b), y aplicando la Ecuación 07,

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} \beta_3 - \frac{1}{\phi}$$

Conociendo que $\alpha_3 = 0$, se calcula

$$\operatorname{tg} \beta_3 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{0.8} = 1.25$$

Ecuación 8

Así, el grado de reacción de la etapa estará dado por:

$$\operatorname{tg} \beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2} \psi + 2\Lambda \right) \rightarrow 1.25 = \frac{1}{2 \times 0.8} \left(\frac{3.12}{2} + 2\Lambda \right) = 1.426 \rightarrow \Lambda = 0.22$$

Ecuación 9

Un grado de turbulencia más realista, dará un valor de reacción más razonable, de tal manera se toma $\alpha_3 = 10^\circ$, y se recalcula Λ dando como resultado 0.36.

TRIÁNGULO DE VELOCIDADES DE LA ETAPA

Pueden ahora establecerse los ángulos de la corriente de gas para el triángulo de velocidades

$$\alpha_3 = 10^\circ, \quad \beta_3 = \tan^{-1}(1.426) = 54.97^\circ,$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2} \psi - 2\Lambda \right) = \frac{1}{2 \times 0.8} \left(\frac{3.12}{2} - 2 \times 0.22 \right) = 0.52 \rightarrow \beta_2 = 27.73^\circ$$

Ecuación 10

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} = \tan(27.73) + \frac{1}{0.8} = 1.77 \rightarrow \alpha_2 = 60.61^\circ$$

Ecuación 11

Con estos datos se dibuja el triángulo de velocidades como se muestra en la figura 6.

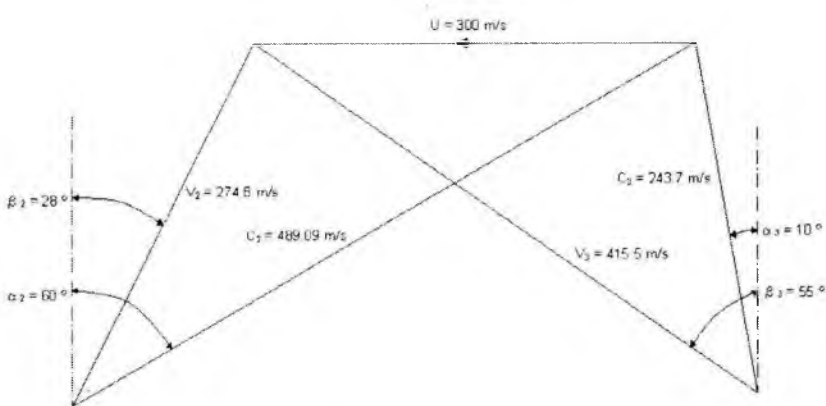


Figura 6. Desarrollo del triángulo de velocidades de la etapa de turbina.

De la geometría del triángulo de velocidades, se halla C_{a2} (Ecuación 12) y C_2 (Ecuación 13).

$$C_{a2} = U\phi = 300m/s \times 0.8 = 240m/s$$

Ecuación 12

$$C_2 = \frac{C_{a2}}{\cos\alpha_2} = \frac{240m/s}{\cos(60.61^\circ)} = 489.09m/s$$

Ecuación 13

El equivalente de la temperatura de la velocidad de salida es

$$T_{2'} - T_2 = \frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{(489.09m/s)^2}{2 \times 1152J/Kg^\circ K} = 103.82^\circ K$$

Ecuación 14

Ahora

$$T_{2'} = T_{1'} = T_1 + \frac{C_1^2}{2c_p} = 1000^\circ K + \frac{(243.7m/s)^2}{2 \times 1152J/Kg^\circ K} = 1025.77^\circ K$$

Ecuación 15

De donde se calcula la temperatura a la salida del estator y entrada al rotor $T_2 = 921.95K$. Entonces se asume un $N = 0.05$, admitiendo que los conductos del estator son convergentes, y esto genera pérdidas aproximadas de un 5%, para así calcular el valor de:

$$T_2 - T_2' = \lambda_N \frac{C_2^2}{2c_p} = 0.05 \times \frac{(489.09m/s)^2}{2 \times 1152J/Kg^\circ K} = 5.19^\circ K$$

Ecuación 16

$$T_2' = T_2 - (T_2 - T_2') = 921.95^\circ K - 5.19^\circ K = 916.76^\circ K$$

Ecuación 17

CÁLCULO DE LAS ÁREAS EFECTIVAS POR SECCIONES

De acuerdo con los datos anteriores, se calcula p_2 utilizando la siguiente relación isentrópica de la Ecuación 18.

$$\frac{p_u}{p_2} = \left(\frac{T_u}{T_2'} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{1025.77^\circ K}{916.76^\circ K} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 1.57$$

Ecuación 18

$$p_2 = \frac{1.699 \text{ bar}}{1.57} = 1.08 \text{ bar}$$

Al hallar la relación de expansión crítica por la Ecuación 19,

$$\frac{p_u}{p_c} = \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{1.333+1}{2} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 1.85$$

Ecuación 19

Se observa que la relación de expansión real de 1.57, es muy inferior, lo que indica que los conductos del estator no están obturados y que la presión de la garganta es igual a p_2 .

Ahora es necesario calcular la densidad en la sección 2 para buscar el área de la sección anular del estator.

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{100 \times 108 \text{ bar}}{0.2893 \text{ J / Kg}^\circ K \times 921.95^\circ K} = 0.406 \text{ kg / m}^3$$

$$A_2 = \frac{m}{\rho_2 C_2} = \frac{0.16 \text{ kg / s}}{0.406 \text{ kg / m}^3 \times 489.09 \text{ m / s}} = 0.00164 \text{ m}^2$$

Ecuación 20

Así, la superficie de garganta que requieren los conductos del estator es:

$$A_{2N} = A_2 \cdot \cos \alpha_2 = 0.00164 m^2 \times \cos(60.61^\circ) = 0.00081 m^2$$

Ecuación 21

De igual manera que para la sección 2, se calcula la densidad y el área para la sección 1.

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{100 \times 1.52 bar}{0.2893 J / Kg^\circ K \times 1000^\circ K} = 0.525 kg / m^3$$

$$A_1 = \frac{m}{\rho_1 C_1} = \frac{0.16 kg / s}{0.525 kg / m^3 \times 243.7 m / s} = 0.0012 m^2$$

Para la sección 3 (la salida del escalonamiento), se tendrá:

$$T_{3t} = T_{1t} - \Delta T_{3t} = 1025.77^\circ K - 122^\circ K = 903.77^\circ K$$

Ecuación 22

$$T_3 = T_{3t} - \frac{C_3^2}{2c_p} = 903.77^\circ K - \frac{(243.7 m / s)^2}{2 \times 1152 J / Kg^\circ K} = 878^\circ K$$

Ecuación 23

$$p_3 = p_{3t} \left(\frac{T_3}{T_{3t}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{p_{1t}}{p_{3t}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left(\frac{T_3}{T_{3t}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{1.697 bar}{1.44} \left(\frac{878^\circ K}{903.77^\circ K} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1.049 bar$$

Ecuación 24

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} = \frac{100 \times 1.049 bar}{0.2893 J / Kg^\circ K} = 0.41 kg / m^3$$

$$A_3 = \frac{m}{\rho_3 C_{a3}} = \frac{0.16 kg / s}{0.41 kg / m^3 \times 240 m / s} = 0.00161 m^2$$

Pueden ahora establecerse los diámetros internos de las secciones, teniendo en cuenta que para la etapa se tomó un diámetro externo constante, de la misma medida que se tiene en el rodete del compresor que es de $86\text{mm} = 0.0086\text{m}$. Las áreas se toman en promedio de las calculadas anteriormente, para hallar las áreas del estator y rotor respectivamente.

EXPANSIÓN TÉRMICA DEL ROTOR DE TURBINA

Antes de calcular los diámetros finales de la etapa de turbina es necesario el análisis de deformación térmica que se lleva a cabo tanto en el estator como en el rotor, ya que a diferentes temperaturas de trabajo se presentarán diferentes separaciones entre la carcasa y los componentes internos del motor. Para ello se calcula principalmente la expansión radial de la pieza, y en especial, en el rotor, ya que sobre él también actúan fuerzas centrífugas que lo hacen más crítico.

De la Tabla 1 se toma el coeficiente de expansión que aplica para diferencias de temperaturas de $27\text{-}816^\circ\text{C}$ que equivalen a $300\text{-}1089^\circ\text{K}$. Obteniendo un coeficiente de $13.5 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C} = 13.5 \times 10^{-6} / ^\circ\text{K}$.

	$\text{in./in.}^\circ\text{F} \times 10^{-4}$	$(\text{mm/mm.}^\circ\text{C} \times 10^{-6})$
80-200°F (27-93°C)	5.8	(10.4)
80-400°F (27-204°C)	6.3	(11.3)
80-800°F (27-427°C)	6.9	(12.4)
80-1200°F (27-649°C)	7.3	(13.1)
80-1500°F (27-816°C)	7.5	(13.5)

Tabla 1. Coeficiente de expansión térmica acero H13³

Para calcular la expansión circunferencial del rotor de turbina, que se encuentra dentro de la carcasa de 0.086m de diámetro, se toma el rango de temperaturas a las cuales se someterá, siendo $T_{\min}$ la temperatura en frío,

3 <http://www.imsteel.com/h13.htm>

al estar apagado, y $T_{\max}$ la temperatura máxima de operación, y se calcula la diferencia de temperaturas ΔT

$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min} = 1089^{\circ}K - 300^{\circ}K = 789^{\circ}K$$

Ecuación 25

Teniendo en cuenta que la separación entre el rotor y la carcasa debe ser la menor posible, se asume que el diámetro del rotor de la turbina es igual que el diámetro de la carcasa y se utiliza la Ecuación 26⁴:

$$\Delta\phi = \phi_{\text{micial}} \times \Delta T \times \varepsilon = 0.086m \times 789^{\circ}K \times 0.0000135/^{\circ}K = 0.000916m = 0.916mm$$

Ecuación 26

Y se repite la operación con un diámetro inicial de 0.085m para comprobar si con el milímetro que se expande permite una tolerancia aceptable entre el rotor y la pared.

$$\Delta\phi = \phi_{\text{micial}} \times \Delta T \times \varepsilon = 0.085m \times 789^{\circ}K \times 0.0000135/^{\circ}K = 0.000905m = 0.905mm$$

Esto indica que, por la expansión, se hará necesario que el diámetro externo del rotor de la turbina sea al menos un milímetro menor que el diámetro de la carcasa para así garantizar que en operación (en su máxima temperatura de diseño) los álabes del rotor no rocen con la pared y se deformen.

En cuanto a la expansión del disco y álabes debida a los esfuerzos, principalmente centrífugos, se asume con una aproximación de un décimo de la

4 SCHRECKLING, Kurt. Gas turbine engines for model aircraft, Traplet Publications, p. 50.

expansión debida a la diferencia de temperatura, ya que calcularla con las ecuaciones pertinentes es muy dispendioso, y su exactitud es muy baja, pues no es posible medir parámetros de operación verdaderos en todos los diámetros de las piezas, conociendo que hacia el centro del disco de turbina, se presenta una temperatura menor que la que se alcanza en los álabes del rotor⁵.

Por otra parte, la carcasa de la etapa de turbina (anillo externo del estator), también presenta deformaciones térmicas que por lo general aumentan las separaciones entre ella los álabes del rotor, lo que se analiza al calcular carcasa de la misma manera que con el rotor, pero tomando el coeficiente de expansión del acero 304, con el que se construye este elemento, de la tabla 2⁶:

Número de Aisi	303	304	304l	316	316l	430
Coeficiente de La Expansión	.	.	.	.	.	.
10-6mm °C (20° C a 100 °C)	16.5	16.5	16.5	15.2	15.2	10.0
(20° C A 500° C)	18.5	18.5	18.5	19.0 a 800°	19.0 a 800°	11.2

Tabla 2. Coeficientes de expansión térmica aceros.

Y calculando la deformación por:

$$\Delta\phi_{carcasa} = \phi_{inicial} \times \Delta T \times \varepsilon = 0.086m \times 789^{\circ}K \times 0.0000185/^{\circ}K = 0.00125m = 1.25mm$$

Con lo que se comprueba que la deformación del diámetro interno de la carcasa, es mayor que la del rotor de la turbina, y esto genera un aumento en la separación que existe entre ellos.

5 DOROSHO, Sergey. Construcción de Motores I, Bogotá, D. C. - Colombia: Universidad de San Buenaventura.

6 [http://www.grupo.com/caracteristicas_acero,htm](http://www.grupo.com/caracteristicas_acero.htm)

De tal manera que, habiendo concluido que el diámetro externo del rotor es de 85 mm y el diámetro externo del estator es de 86 mm, se procede a calcular, con el promedio de las áreas $A_2 - A_3$ para el rotor y $A_1 - A_2$ para el estator, los diámetros internos (en la raíz de los álaves) de cada componente mediante la Ecuación 27⁷.

$$A_{\text{rotor}} = A_{2-3} = \frac{A_2 + A_3}{2} = \frac{0.00161\text{m}^2 + 0.00164\text{m}^2}{2} = 0.00163\text{m}^2$$

Ecuación 27

$$A_{\text{estator}} = A_{1-2} = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{0.00125\text{m}^2 + 0.00164\text{m}^2}{2} = 0.00145\text{m}^2$$

Ecuación 28

$$d_i = \sqrt{d_e^2 - \frac{4 \times A}{\sin(\alpha) \times \pi \times \tau}}$$

Ecuación 29

$$m \ d_{i-r} = \sqrt{(0.085\text{m})^2 - \frac{4 \times 0.00163\text{m}^2}{\sin(35) \times \pi \times 0.95}} = 0.0603\text{m}$$

$$m \ d_{i-e} = \sqrt{(0.086\text{m})^2 - \frac{4 \times 0.00145\text{m}^2}{\sin(30) \times \pi \times 0.95}} = 0.059\text{m}$$

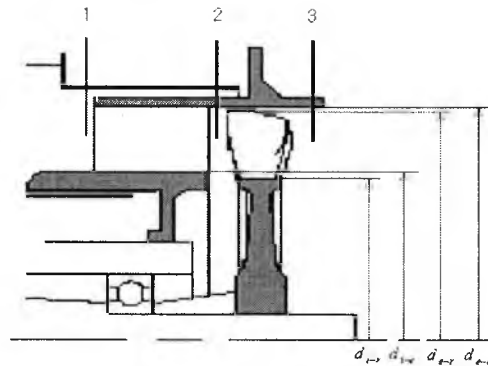


Figura 7. Diámetros de las secciones de la etapa de turbina.

7 KAMPS, Thomas. Model jet engines. Second Ed. p 63.

Con los diámetros respectivos del estator y el rotor, se conoce la altura de los álabes.

$$h_e = \frac{d_{e-e} - d_{i-e}}{2} = \frac{0.086m - 0.059m}{2} = 0.0135m = 13.5mm$$

Ecuación 30

$$h_r = \frac{d_{e-r} - d_{i-r}}{2} = \frac{0.085m - 0.0603m}{2} = 0.0125m = 12.5mm$$

Ecuación 31

DISEÑO DEL PERFIL DEL ÁLABE

En la figura 8 se muestra un perfil convencional de base T6 para álabes de turbina construido a partir de ángulos de circunferencia y líneas rectas. Este perfil es simétrico respecto a su eje medio; presenta una relación espesor/cuerda (t/c) de 0,1, un radio de borde de ataque de 12% de t y un radio de borde de salida de 6% de t .

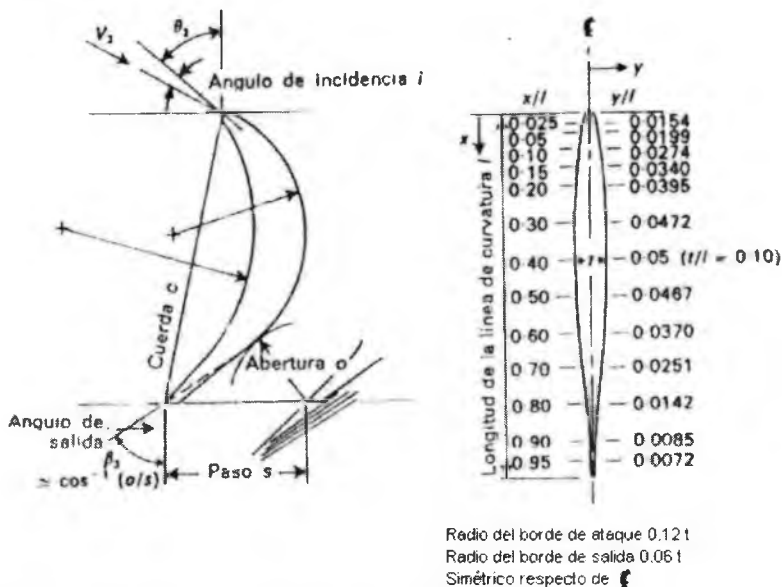


Figura 8. Perfiles de álabe convencional: sección de un álabe de turbina de perfil aerodinámico T6.

Para el diseño del álabe, es necesario decir que los ángulos calculados anteriormente son de la corriente del flujo y no de los álbes. En la figura 9⁸ se muestra el efecto producido por el ángulo de incidencia en el coeficiente de pérdida del perfil Y_p para álbes de impulso y de reacción. El ángulo de incidencia en los álbes de reacción puede variar desde -15° a $+15^\circ$, sin que por ello Y_p aumente.

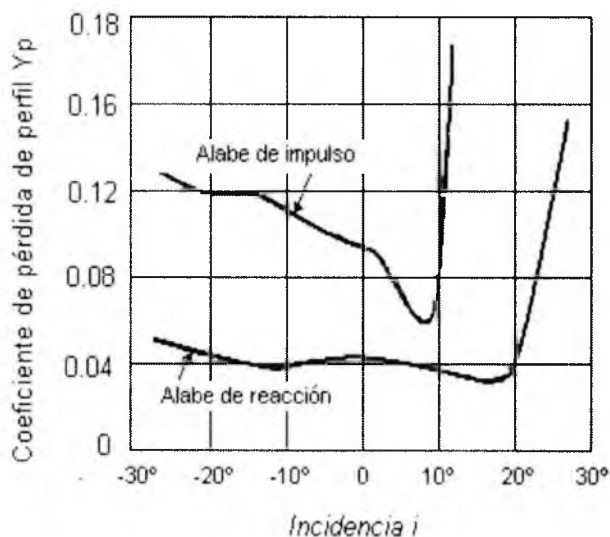


Figura 9. Efecto producido en Y_p por la incidencia.

En la práctica para las turbinas suele tomarse el ángulo de la corriente como igual al ángulo del álabe, y se define por $\cos^{-1}(\text{abertura/paso})$, lo que es aceptable sólo para álbes de ángulo de salida, pequeños, que trabajen con velocidades bajas de gas. En la figura 10⁹ se representa la relación existente entre el ángulo de salida de la corriente y el ángulo del álabe definido por $\cos^{-1}(o/s)$.

8 SARAVANAMUTTOO, Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 261.

9 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 262.

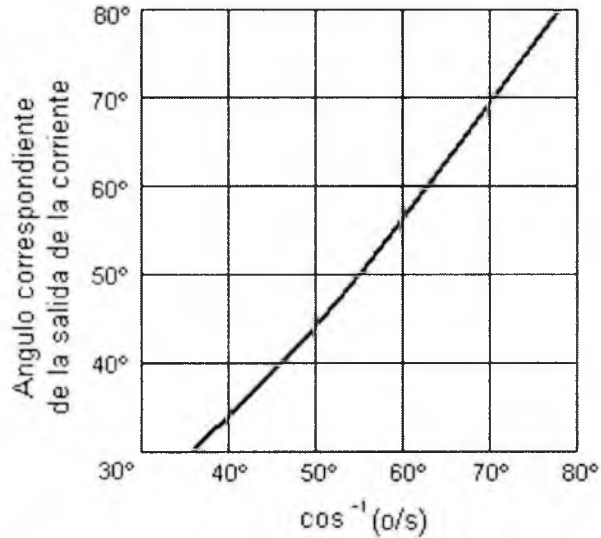


Figura 10. Relación entre los ángulos de salida de la corriente ($\alpha_2 - \beta_3$) y de los álabes.

La curva es aplicable a álabes convencionales de dorso recto que trabajen con un número de Mach a la salida menor de 0.5, así que se calcula la velocidad del sonido a , a la salida del estator (a_2), y a la salida del rotor (a_3), para analizar la velocidad Mach en la salida de cada serie de álabes.

$$a = \sqrt{\gamma RT}$$

Ecuación 32

$$a_2 = \sqrt{\gamma RT_2} = \sqrt{1.33 \times 289.3 \text{ J/kg}^\circ\text{K} \times 921.95^\circ\text{K}} = 596.27 \text{ m/s}$$

$$a_3 = \sqrt{\rho \gamma RT_3} = \sqrt{1.33 \times 289.3 \text{ J/kg}^\circ\text{K} \times 878^\circ\text{K}} = 581.88 \text{ m/s}$$

$$M = \frac{Ca}{a}$$

Ecuación 33

$$M_2 = \frac{Ca_2}{a_2} = \frac{240 \text{ m/s}}{596.27 \text{ m/s}} = 0.40$$

$$M_3 = \frac{Ca_3}{a_3} = \frac{240 \text{ m/s}}{581.88 \text{ m/s}} = 0.41$$

Hasta no haber establecido el paso y la cuerda, no es posible dibujar a escala una sección del álabe, determinar la abertura y proceder mediante tanteos a encontrar los ángulos de salida de la corriente requeridos. Para elegir el paso y la cuerda adecuados, debe considerarse:

- el efecto que produce la relación paso/cuerda (s/c) en el coeficiente de pérdida del álabe.
- el efecto que ejerce la cuerda en la relación de aspecto (h/c).
- el efecto que ejerce la cuerda del álabe del rotor en las tensiones de los álaves.

Para la relación pasocuerda s/c , y la relación de aspecto h/c se analizan motores con las especificaciones similares a las planteadas para este motor. Con este fin se realizan las tablas 3 y 4, en donde se mide la geometría de los álaves del motor FD3/64 de Kurt Schreckling y del motor realizado por Thomas Kamps, y con estos datos se calculan las relaciones s/c y h/c .

Estator	h	c	s	s/c	h/c
FD3/64	17	29	19.5	0.67	0.59
Kamps	9.9	22	16	0.73	0.45

Tabla 3. Mediciones y relaciones de paso/cuerda (s/c) y de aspecto (h/c), de álaves de estator de turbina en motores similares

Rotor	h	c	s	s/c	h/c
FD3/64	10.00	9.90	9.70	0.98	1.01
Kamps	10.65	11.71	9.00	0.77	0.91

Tabla 4. Mediciones y relaciones de paso/cuerda (s/c) y de aspecto (h/c), de álaves de rotor de turbina en motores similares

De las tablas, se asumen valores que se encuentren dentro del rango de los dos motores, en donde se puede tomar:

$$\begin{aligned}
 - s/c_e &= 0.67 & h/c_e &= 0.55 \\
 - s/c_r &= 0.85 & h/c_r &= 0.96
 \end{aligned}$$

Así, conociendo las alturas de los álabes, tanto del estator h_e , como del rotor h_r , se puede conocer s y c respectivamente, logrando completar la Tabla 5, con la que posteriormente se podrá establecer el perfil a escala de los álabes de la etapa.

TURBINA	h [mm]	c [mm]	s [mm]	s/c	h/c
Estator	12,80	23,27	15,59	0,67	0,55
Rotor	13,00	13,54	11,51	0,85	0,96

Tabla 5. Medidas geométricas de la etapa de turbina.

Conociendo ahora la geometría de los álabes del estator y del rotor, se procede a calcular el número de álabes que cada uno deberá tener. En donde para el estator se procede gráficamente, analizando, por modelamiento del componente, la mínima cantidad de álabes que produzca completamente el efecto de direccionamiento del flujo, lo que se observa en la figura 11, en donde se modela el mismo componente con 11, 13 y 15 álabes respectivamente, apreciándose que en los dos primeros modelos, el direccionamiento del flujo no será completo debido al espaciamiento de los álabes que permitiría el paso de parte del flujo sin direccionar, o por lo menos no en el ángulo establecido. Por esto se escoge la opción de 15 álabes, que ofrece la mejor solución, teniendo en cuenta la necesidad de ser mínimo el número de álabes, por generar menos pérdidas y presentar menor peso.



Figura 11. Modelamiento del estator de turbina con 11, 13, y 15 álabes.

Esto se puede corroborar utilizando la Ecuación 34¹⁰, en la cual se calcula el número de álabes en función del radio medio r_m y el paso s .

$$n = \frac{2\pi r_m}{s}$$

Ecuación 34

$$n_e = \frac{2 \times \pi \times 36.57mm}{15.59mm} = 14.74 \approx 15$$

Para establecer el número de álabes que debe tener el rotor, también se utiliza la Ecuación 34.

$$n_r = \frac{2 \times \pi \times 36mm}{11.51mm} = 19.65 \approx 19$$

Donde se debe aproximar a 19 y no a 20, debido a la restricción de poner números de álabes con común divisor entre el estator y el rotor.

TENSIONES EN LOS ÁLABES DEL ROTOR

Es necesario analizar las tensiones a las que se someten los álabes del rotor de turbina, ya que comprometen su diseño estructural y mecánico. Hay tres tipos de tensiones principalmente¹¹:

- a. Las tensiones de tracción centrífugas
- b. Las tensiones flectoras del gas

Con la Ecuación 38, se calcula la tensión de tracción centrífuga más crítica, que es la producida en la raíz del álabe, en donde b es la densidad del

10 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 264.

11 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 265.

material del álabe (7800 Kg/m^3), obtenida de la tabla de propiedades del acero H13, ω es la velocidad angular que se calcula con la Ecuación 35, a_r y a_t son las áreas del perfil del álabe en la raíz y en la punta respectivamente. Para estas áreas se toma en cuenta uno de los métodos de construcción utilizados en este tipo de motores, para el disco de turbina, que consiste en sacar de una platina de acero, por medio de mecanizado, el disco con los álbes incluidos como se muestra en la figura 12, teniendo en cuenta los diámetros interno y externo calculados previamente, con los cuales se mide el perímetro respectivo, y se divide en la cantidad de álbes n_r , lo que da la longitud de cada álabe.

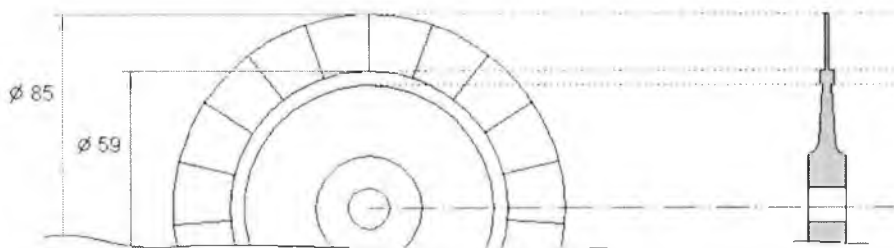


Figura 12. Desarrollo del disco de turbina a partir de una platina.

Los álbes se rebajan de la platina hasta obtener un espesor j de 1 mm, con lo que se posibilita el doblado posterior de ellos. Conociendo ahora el espesor y la longitud respectiva a los diámetros, se calcula a_r y a_t mediante la Ecuación 37.

$$\omega = 2\pi N$$

Ecuación 35

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 80000}{60} = 8377.58$$

Ecuación 36

$$L = \frac{2\pi r}{n}$$

$$L_r = \frac{2\pi r_r}{n_r} = \frac{2 \times \pi \times 0.0295m}{19} = 0.00976m$$

$$L_i = \frac{2\pi r_i}{n_r} = \frac{2 \times \pi \times 0.0425m}{19} = 0.0141m$$

$$a = Lj$$

Ecuación 37

$$a_r = L_r j = 0.00976m \times 0.001m = 9.76e^{-6}m^2$$

$$a_i = L_i j = 0.0141m \times 0.001m = 1.41e^{-5}m^2$$

$$(\sigma_{ten})_{\max} = \frac{\rho_b \omega^2}{a_r} \int_r^r a_i r dr$$

Ecuación 38

$$(\sigma_{ten})_{\max} = \frac{7800kg/m^3 \times 8377.58^2}{9.76e^{-6}m^2} \times \int_{29.5}^{42.5} 1.41e^{-5}m^2 r dr = 369MN/m^2$$

La fuerza que genera el par útil en el disco de turbina, genera también un momento flector del gas con respecto a la dirección axial.

El esfuerzo **flector** σ_{flec} es de tracción en los bordes de ataque, y de compresión en el dorso de los álabes; su máximo valor suele darse en el borde de ataque o el de salida de la raíz. Así se puede calcular una aproximación de esta tensión mediante la Ecuación 39, en donde se asume que el **ángulo** ϕ de la figura, es muy pequeño¹².

$$(\sigma_{flec})_{\max} = \frac{m(C_{w2} + C_{w3})}{n} \times \frac{h}{2} \times \frac{1}{zc^3}$$

Ecuación 39

12 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 267.

Ya que el ángulo de curvatura del álabe es prácticamente igual a la deflexión de la corriente, se puede decir que

$$\beta_2 + \beta_3 = 27.73 + 54.97 = 82.7 \approx 83^\circ$$

Lo que analizado en la figura 13, arroja los valores de B y n que se utilizan para hallar z por medio de la Ecuación 40, asumiendo un t/c de 0.2, como se muestra en la figura 8, y tomando la cuerda c de la unidad.

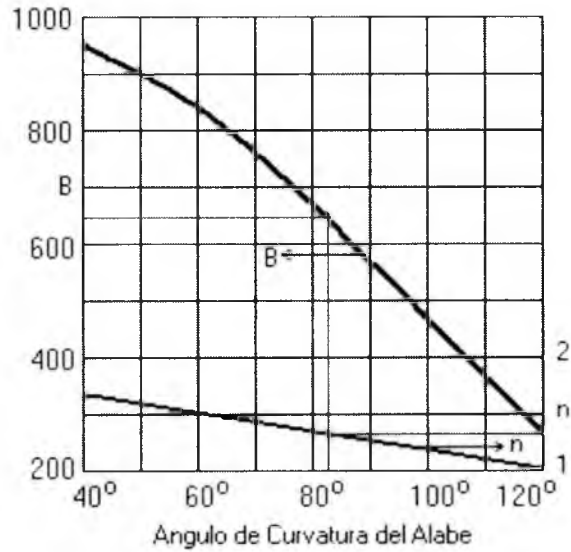


Figura 13. Regla aproximada para módulos de secciones¹³.

$$B = 645$$

$$n = 1.33$$

$$z = \frac{I_{xx}}{y_{\max}} = \frac{1}{B} \left(10 \frac{t}{c} \right)^n c^3$$

Ecuación 40

13 SARAVANAMUTTOO. Teoría de las turbinas de gas. Marcombo, 1983, p. 268.

$$z = \frac{(10 \times 0.2)^{1.33}}{645} = 0.00389 \text{ mm}^3 / \text{mm.de.cuerda}$$

Por otra parte se puede tomar la Ecuación 41

$$m(C_{u2} + C_{u3}) = mC_a(tg\alpha_2 + tg\alpha_3)$$

Ecuación 41

De donde m está dado por la Ecuación 42.

$$m = \frac{\rho_b j \pi (r_i^2 - r_r^2)}{19}$$

Ecuación 42

$$m = \frac{7800 \text{ kg/m}^3 \times 0.001 \text{ m} \times \pi}{19} \times ((0.0425 \text{ m})^2 - (0.03 \text{ m})^2) = 0.001169 \text{ kg}$$

$$m(C_{u2} + C_{u3}) = 0.001169 \text{ kg} \times 240 \text{ m/s} (tg(60.61) + tg(10)) = 0.5525 \text{ kg.m/s}$$

$$(\sigma_{flec})_{\max} = \frac{0.5525 \text{ kg.m/s}}{19} \times \frac{0.013 \text{ m}}{2} \times \frac{1}{0.00389 \times 0.01354^3} = 19574.31 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo flector es muy bajo en comparación con el esfuerzo de tensión, así que se debe concentrar el análisis en la tensión del disco y álabes de turbina, en donde se analiza la Tabla 6, de donde se obtiene que la tensión máxima que soporta el acero H13 a 877°C (1150 K), que es 503.3 MPa, lo que comparado con el esfuerzo de tensión máximo que se genera en el rotor de la turbina, que está en 369 Mpa, indica que sólo alcanza un 73% del esfuerzo máximo que soporta el material.

Con los parámetros establecidos hasta el momento, se puede ahora calcular las fuerzas que el disco de turbina transmite a través del eje, para los cálculos de los componentes del rotor restantes. Se deben calcular las fuerzas

axial P_a , radial P_r y tangencial P_t del rotor de turbina. Para la fuerza axial se utiliza la Ecuación 43, en donde se suma la fuerza estática, debida a la diferencia de presiones a lado y lado de la rueda de turbina, con la fuerza dinámica, debida a la velocidad de los gases que impactan con el rotor.

Temp. of Test °F (°C)	Room Temperature hardness Rockwell C	Ultimate Strength (psi) (MPa)		Yield Strength (psi) (MPa)		Elongation in 2" (50.8mm) %	Reduction of Area
700 (371)	51	264,000	(1820.3)	229,000	(1579.0)	12.5	23.0
500 (260)	48	210,000	(1447.0)	Not Determined		11.0	35.0
750 (399)	48	197,000	(1358.3)	Not Determined		13.0	46.0
1000 (538)	48	158,000	(1089.4)	Not Determined		17.0	62.0
1250 (677)	48	73,000	(503.3)	Not Determined	(951.5)	24.0	80.0
800 (427)	44	171,000	(1179.0)	138,000	(882.6)	17.0	56.0
900 (482)	44	156,000	(1075.6)	128,000	(724.0)	20.0	65.0
1000 (538)	44	146,000	(999.8)	105,000	(606.8)	19.0	65.0
1100 (593)	44	110,000	(758.4)	88,000		22.0	69.0

Tabla 6. Propiedades de tensión a elevada temperatura.

$$P_a = m(C_{a2}) + A_{2-3}(P_3 - P_2)$$

Ecuación 43

$$P_a = 0.17 \text{ kg/s} \times 240 \text{ m/s} + 0.00163 \text{ m}^2 (1.05 \text{ bar} - 1.08 \text{ bar}) * 100000 \text{ Pa/bar} = 35.91 \text{ N}$$

La fuerza radial P_r se calcula por medio de la Ecuación 44, donde k es una constante que se asume entre 2~5, y es relativa a la excentricidad del rotor. Para motores pequeños se recomienda el rango de 2~3.

$$P_r = kmg$$

Ecuación 44

$$P_r = 3 \times 0.08 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 2.35 \text{ N}$$

Finalmente se analiza la fuerza tangencial del rotor, donde se aplica la Ecuación 46, para la cual se toma el valor de la potencia P_t requerida por

el compresor, y se calcula el torque que debe generar la turbina en su operación por la Ecuación 45.

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Ecuación 45

$$mT = \frac{19730W}{8377.58rad/s} = 2.235Nm$$

$$P_t = \frac{T}{r_{e-r}}$$

Ecuación 46

$$P_t = \frac{2.235Nm}{0.0425m} = 52.6N$$

CAPÍTULO 6

TOMA DE AIRE

La misión fundamental de los conductos de entrada consiste en recuperar al máximo la presión total del aire y enviarla al compresor con un mínimo de pérdidas a lo largo del mismo figura 1, se conoce como efecto de recuperación de presión; el conducto de entrada no debe presentar fenómenos de turbulencia, ni resistencia y el factor más importante será garantizar el gasto másico.

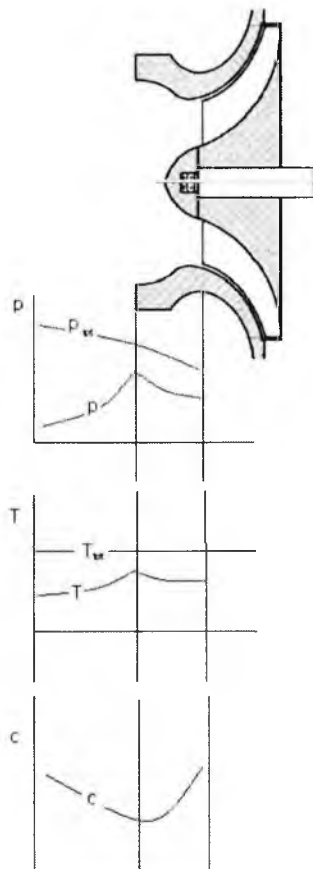


Figura 1. Parámetros en la toma de aire.

La condición a tener en cuenta para el diseño es que el motor opera inicialmente en un banco de pruebas, por lo que el conducto de entrada no se diseña para ángulos de vuelo diferentes, con esto el conducto es más sencillo.

Para su diseño se toman ciertos valores del compresor centrífugo; calculamos el número Mach; como este valor será <1 el conducto será subsónico.

Se calcula la velocidad axial a la entrada del compresor, con la velocidad, el gasto másico y la densidad a nivel del mar, se calcula el área frontal mínima para garantizar el gasto másico; con estos valores se obtiene la geometría principal de la toma de aire.

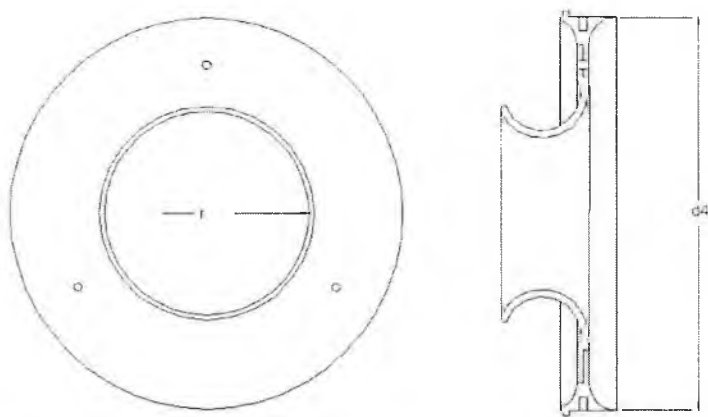


Figura 2. Geometría principal de la toma de aire.

$d_4=1452\text{mm}$ este valor se toma por el cálculo del difusor.

Velocidad de entrada axial

$$c_a \approx c_{a1}$$

$$c_t = \frac{c_a + c_{a1}}{2}$$

Ecuación 3-1

$$c_i = \frac{49m/s + 55m/s}{2} = 52m/s$$

$$\dot{m} = Q \times \rho$$

$$Q = A_i \times c_i$$

$$A_i = 1.5 \times \frac{\dot{m}}{\rho \times c_i}$$

Ecuación 3-2

$$A_i = 1.5 \times \frac{0.16kg/s}{52m/s \times 1.22kg/m^3} = 0.0038m^2$$

$$M = \frac{C_i}{a}$$

1,5 – factor de aumento frontal

$$a = \sqrt{\gamma \times R \times T1}$$

Ecuación 3-3

$$a = \sqrt{1.4 \times 287 \times 288} = 340m/s$$

$$M = \frac{52m/s}{340m/s} = 0.15M$$

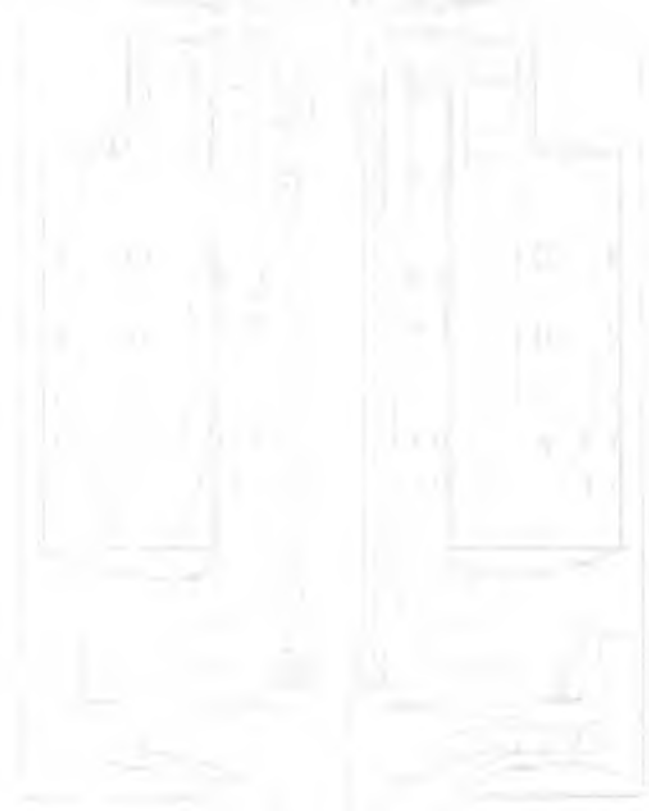
$$r = \sqrt{\frac{A_i}{\pi}}$$

Ecuación 3-4

$$r = \sqrt{\frac{0.0038}{\pi}} = 0.0348m = 34.77mm$$

CAPÍTULO 7

CONO DE ESCAPE



Este es un ejemplo que sirve de guía para los diseñadores.

Con el cono de escape se busca aumentar lo máximo posible la velocidad de salida de los gases, para que, al implementar la teoría de Euler, se alcance el mayor empuje posible. Esto se limita con la presión de salida que no debe ser menor que la presión atmosférica, ya que de ser así, se produciría una recompresión de los gases a la salida del motor, lo que generaría un efecto inverso en la generación de empuje.

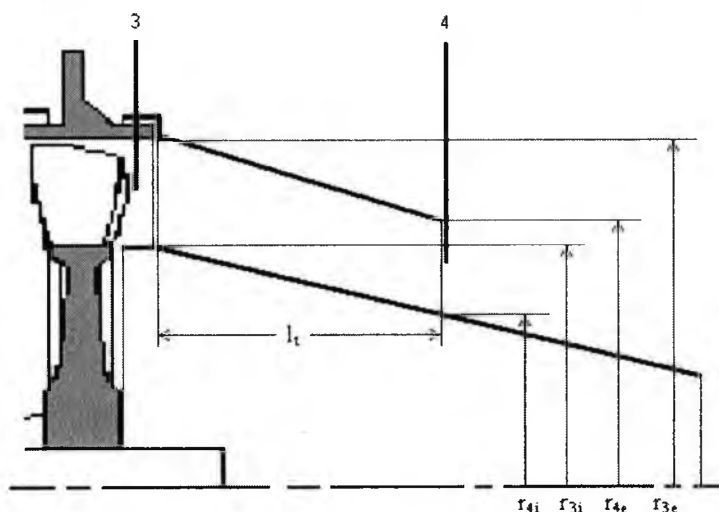


Figura 1. Zonas de la tobera de salida y radios respectivos.

De acuerdo con la ecuación de Bernoulli (Ecuación 1), se puede conocer la velocidad máxima posible del gas, a la salida del cono de escape, y con ésta, se halla el área requerida en la garganta.

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{(Ca_4^2 - Ca_3^2)}{2} + g \cdot \Delta y = 0$$

Ecuación 1

De donde se despeja Ca_4 , despreciando el término $g \cdot \Delta y$, ya que éste se refiere a la altura de la columna y en este caso se plantea el flujo axial de forma horizontal.

$$Ca_4 = \sqrt{-\frac{2\Delta P}{\rho} + Ca_3^2}$$

Para esto se asume $P_4 = 1 \text{ bar}$, de tal manera que la diferencia de presión ΔP_t se calcule por la Ecuación 2.

$$\Delta P_t = P_4 - P_3$$

Ecuación 2

$$\Delta P_t = (1 \text{ bar} - 1.0496 \text{ bar}) \times 100000 \text{ Pa} / \text{bar} = -0.0496 \text{ Pa}$$

$$Ca_4 = \sqrt{-\frac{2 \times (-0.0496 \text{ Pa})}{0.41} + (240 \text{ m/s})^2} = 285.65 \text{ m/s}$$

Con la velocidad a la salida de la tobera calculada, se procede a calcular el área respectiva en ese punto (A_4), que se puede conocer mediante la Ecuación 3, donde igualmente se desprecia el término que incluye la altura y , y se despeja el área a calcular.

$$\frac{\Delta P_t}{\rho} + \frac{Ca_4^2 \left(1 - \left(\frac{A_4}{A_3} \right)^2 \right)}{2} + g \cdot \Delta y = 0$$

Ecuación 3

$$\frac{\Delta P_t}{\rho} + \frac{Ca_4^2 \left(1 - \left(\frac{A_4}{A_3} \right)^2 \right)}{2} + g \cdot \Delta y = 0$$

Ecuación 3

$$A_4 = \sqrt{A_3 \left(\frac{2\Delta P_t}{\rho Ca_4^2} + 1 \right)}$$

$$A_4 = \sqrt{(0.001613m^2)^2 \times \left(\frac{2 \times (-0.0496bar * 100000Pa / bar)}{0.41kg / m^3 \times (285.65m / s)^2} + 1 \right)} = 0.001356m^2$$

Con base en la figura 1, calcula los radios de la salida, teniendo dos ecuaciones con dos incógnitas (Ecuación 5 y Ecuación 6, la primera ecuación es el desarrollo de la relación de los radios de la entrada de la tobera r_{3e}/r_{3i} , que debe ser igual a la relación de radios de la salida r_{4e}/r_{4i} (Ecuación 4) y la segunda ecuación relaciona geoméricamente el área de la sección 4 con los radios.

$$\frac{r_{3e}}{r_{3i}} = \frac{r_{4e}}{r_{4i}}$$

Ecuación 4

$$r_{3e} = \frac{d_{e-e}}{2} = \frac{0.086m}{2} = 0.043m$$

$$r_{3i} = \frac{d_{i-r}}{2} = \frac{0.085m}{2} = 0.029m$$

$$\frac{r_{3e}}{r_{3i}} = \frac{0.043m}{0.029m} = 1.483$$

$$\frac{r_{4e}}{r_{4i}} = 1.483$$

Ecuación 5

$$A_3 = \pi.r_{4e}^2 - \pi.r_{4i}^2$$

Ecuación 6

Despejando r_{4e} de la Ecuación 5, y reemplazándolo en la Ecuación 6, se calcula r_{4i} .

$$r_{4e} = 1.483r_{4i}$$

$$0.001356m^2 = \pi \times (1.483r_{4i})^2 - \pi.r_{4i}^2$$

$$r_{4i} = 0.014m$$

Después de hallar el radio interno de la salida de la tobera r_{4i} , se reemplaza en la Ecuación 5, y se calcula r_{4e} .

$$r_{4e} = 1.483r_{4i} = 1.483 \times 0.014m = 0.021m$$

Habiendo obtenido los radios del conducto de salida de la tobera, se calcula la longitud de la tobera l_t , utilizando relaciones trigonométricas. En primer lugar se analiza el cono externo de la tobera, como se muestra en la figura 2 y se calcula Δr_e . Se utiliza la función tangente para hallar la longitud, asumiendo un ángulo α_e de 15° como lo recomienda H. Cohen.

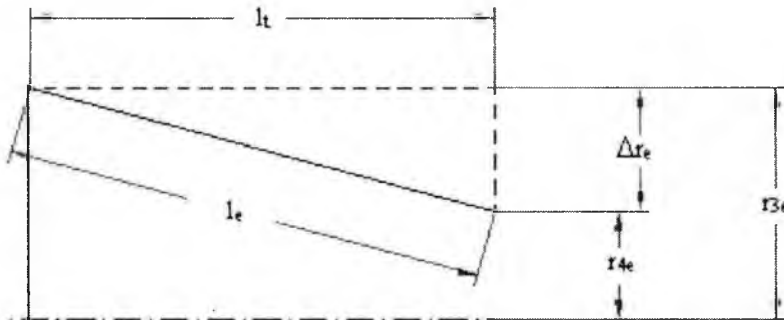


Figura 2. Geometría del cono externo de la tobera.

VARIABLES UTILIZADAS EN EL DISEÑO

$\dot{m}$	Flujo másico	$[Kg / s]$
ρ	Densidad	$[Kg / m^3]$
$V = c$	Velocidad	$[m / s]$
A	Área	$[m^2]$
M	Numero de Mach	-----
a	Velocidad local del sonido	$[m / s]$
$\gamma = K$	Coeficiente adiabático	-----
p	Presión estática	$[N / m^2]$
p_t	Presión total	$[N / m^2]$
R	Constante universal de gases	$[J / Kg \times ^\circ K]$
T	Temperatura	$[^\circ K]$
$\dot{Q}$	Calor por unidad de tiempo al o del sistema	$[J / s]$
$\dot{m}_{e,s}$	Flujo másico de entrada o salida	$[Kg / s]$
$i_{e,s}$	Entalpía del másico de entrada o de salida	$[J / Kg]$
$c_{e,s}$	Velocidades del másico de entrada o de salida	$[m / s]$
$z_{e,s}$	Geopotencial del másico de entrada o de salida	$[m]$
$\dot{W}$	Potencial al o del sistema	$[W]$
$\dot{W}_T$	Potencial al o de la turbina	$[W]$
$\dot{W}_C$	Potencial a o del compresor	$[W]$
H_f	Poder calorífico del combustible	$[J / Kg]$
w_t	Trabajo específico a o de la turbina	$[]$
w_c	Trabajo específico a o del compresor	$[]$
RM	Relación de másico aire/combustible	-----
$C_{p,v}$	Calor específico del gas a P O V constante	$[J / Kg \times ^\circ K]$
J	Equivalente mecánico del calor	$[Kg / Kilocal]$
E	Empuje	$[N]$

K_e	Empuje específico	$[N \times s / Kg]$
$S.F.C.$	Consumo específico de combustible	$[Kg / h \times N]$
$p/c^* = \pi_c$	Grado de compresión	-----
T_3'	Temperatura total a la entrada de la turbina	$[^\circ K]$
T_1'	Temperatura total según altura	$[^\circ K]$
α	Coeficiente de exceso de aire.	-----
P_1'	Presión total según altura	$[N / m^2]$
l_{ec}	Trabajo del compresor	$[J / Kg]$
T_2'	Temperatura a la salida del compresor centrífugo	$[^\circ K]$
P_2'	Presión a la salida del compresor	$[N / m^2]$
C_{Pcal}	Calor específico real en la cámara de combustión	$[KJ / Kg \times ^\circ K]$
τ	Consumo específico relativo de combustible	-----
P_3'	Presión a la salida de la cámara de combustión	$[N / m^2]$
l_{eT}	Trabajo de la turbina	$[J / Kg]$
$T_4'^*$	Temperatura a la salida de la turbina	$[^\circ K]$
π_T'	Grado de expansión de la turbina	-----
P_4'	Presión a la salida de la turbina	$[N / m^2]$
π_{CR}	Grado de expansión del cono de escape	-----
C_s	Velocidad de los gases de salida	$[m / s]$
C_H	Velocidad de vuelo	$[m / s]$
η_P	Rendimiento propulsivo	%
η_T	Rendimiento global	%
η_o	Rendimiento propulsivo	%
K_e	Empuje específico	$[N \times S / Kg]$
$\dot{m}$	Gasto masico	$[Kg / S]$
$S.F.C. = b_s$	Consumo específico de combustible	$[Kg / h \times N]$

α	= Coeficiente de exceso de aire	-----
L	= Longitud de la cámara de combustión	[m]
D_e	= Diámetro externo cámara de combustión	[m]
D_i	= Diámetro interno cámara de combustión	[m]
$b_2 = h$	= Altura del álabe de compresor	[m]
c_{ref}	= Velocidad de referencia	[m / s]
$G_{aire} = \dot{m}$	= Gasto masico de aire	[kg / s]
Ω_m	= Área de sección transversal de la cámara	[m ²]
f	= Factor de escala para determinar orificios cámara de combustión	[m ²]
H_o	= Área de los orificios de la cámara de combustión	-----
nh	= Número de huecos de la cámara de combustión	[m]
D	= Diámetro de los orificios	[m ²]
H_{int}	= Área total de los orificios internos cámara	[m ²]
H_{ext}	= Área total de los orificios externos cámara	[m ²]
M	= Número de Mach	-----
p_3^*	= Presión a la salida de la cámara de combustión	[N / m ²]
T_3	= Temperatura a la salida de la cámara	[°K]
Δl	= Cambio de longitud por la expansión térmica	[m]
ΔT	= Diferencia de temperatura de la cámara (T3 - T2)	[°K]
α	= Coeficiente de expansión del material	[1 / °K]
Q_f	= Caudal de combustible	[m ³ / s]
$\dot{m}_f$	= Gasto masico de combustible	[kg / s]
ρ_f	= Densidad del combustible Jet A-1	[kg / m ³]
T_{1t}	= Temperatura de entrada total	[°K]
T_{st}	= Salto de temperatura	[°K]
T_{3t}	= Temperatura a la salida del rotor de turbina total	[°K]

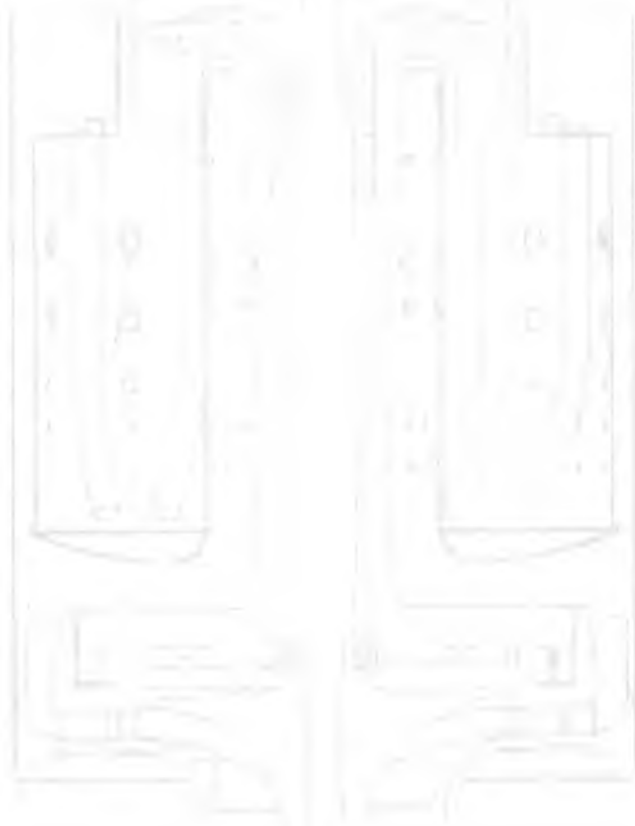
η_T = Rendimiento isentrópico	%
V = Velocidad máxima a la altura media del álabe	$[m/s]$
dL = Resistencia del material	
λn = Coeficiente de pérdida del estator	-----
p_{11} = Presión total a la salida a la entrada del estator	$[N/m^2]$
C_1 = Velocidad relativa a la entrada del estator	$[m/s]$
C_2 = Velocidad relativa a la salida del estator	$[m/s]$
C_3 = Velocidad a la salida del rotor de turbina	$[m/s]$
C_{a2} = Velocidad axial entre el estator y rotor de la turbina	$[m/s]$
C_{a3} = Velocidad axial a salida del rotor	$[m/s]$
α_1 = Angulo del flujo de entrada al estator	$[\circ]$
φ = Coeficiente de salto de temperatura	-----
ϕ = Coeficiente de flujo	-----
Λ = Grado de reacción, trabajo de estator/trabajo en rotor	-----
T_{21} = Temperatura total a la entrada del rotor	$[^\circ K]$
T_1 = Temperatura a la entrada del estator	$[^\circ K]$
T_2 = Temperatura a la salida del estator	$[^\circ K]$
P_2 = Presión entre el estator y la turbina	$[N/m^2]$
ρ_2 = Densidad en sección 2	$[kg/m^3]$
A_2 = Área de la sección anular del estator 2	$[m^2]$
A_3 = Área de la sección anular del estator 3	$[m^2]$
ρ_1 = Densidad en la sección 1	$[kg/m^3]$
T_{min} = Temperatura en frío la estar apagado	$[^\circ K]$
T_{max} = Temperatura máxima en operación	$[^\circ K]$
$\Delta\Phi$ = Expansión radial	$[mm]$
$\phi_{inicial}$ = Diámetro inicial	$[m]$

d_{i-r}	= Diámetro interno de rotor	[m]
d_{i-e}	= Diámetro externo del estator	[m]
d_{e-e}	= Diámetro externo del estator	[m]
d_{e-r}	= Diámetro externo del rotor	[m]
T_6	= Sección de álabe de turbina de perfil aerodinámico T_6	
(t/c)	= Relación espesor / cuerda	-----
YP	= Coeficiente de pérdida del perfil (álabes impulso y reacción)	
$\hat{i}$	= Incidencia	[°]
a_2	= Velocidad del sonido salida del estator	[m/s]
a_3	= Velocidad del sonido salida del rotor	[m/s]
(s/c)	= Relación paso / cuerda estator	-----
(h/c)	= Relación aspecto / cuerda	-----
(s/c_e)	= Relación paso/cuerda estator	-----
(s/c_r)	= Relación paso / cuerda rotor	-----
(h/c_e)	= Relación aspecto / cuerda estator	-----
(h/c_r)	= Relación aspecto / cuerda rotor	-----
h_e	= Altura estator	[m]
h_r	= Altura rotor	[m]
r_m	= Radio medio	[m]
S	= Paso	[mm]
n	= Numero de álaves	-----
n_e	= Numero de álaves estator	-----
n_r	= Numero de álabe rotor	-----
ρ_b	= Densidad del material del álabe	[kg/m³]
ω	= Velocidad angular	[rad/s]
j	= Espesor	[mm]
a_r	= Área raíz rotor	[m²]

a_r	= Área punta rotor	$[m^2]$
r_r	= Radio del rotor en la raíz de los álabes	$[m]$
r_{rt}	= Radio del rotor en la punta de los álabes	$[m]$
a_r	= Área de la sección del álabe en la raíz	$[m^2]$
a_t	= Área de la sección del álabe en la punta	$[m^2]$
σ_{ten}	= Máximo esfuerzo de tensión	$[N/m^2]$
σ_{fle}	= Esfuerzo flector	$[N/m^2]$
$(\sigma_{fle})_{max}$	= Máximo esfuerzo flector	$[N/m^2]$
P_a	= Fuerza axial del rotor de turbina	$[N]$
P_r	= Fuerza radial del rotor de turbina	$[N]$
P_t	= Fuerza tangencial del rotor de turbina	$[N]$
P	= Potencia requerida por compresor	$[W]$
τ	= Troqué turbina	$[N \times m]$
P_4	= Presión de salida de la tobera	$[N/m^2]$
ΔP_t	= Diferencia de presión a través de la tobera	$[N/m^2]$
A_4	= Área de la sección de salida de la tobera	$[m^2]$
r_{3e}/r_{3i}	= Relación de radios en la entrada de la tobera	-----
r_{4e}/r_{4i}	= Relación de radios en la salida de la tobera	-----
r_{4i}	= Radio interno salida de tobera	$[m]$
r_{4e}	= Radio externo salida tobera	$[m]$
r_{3e}	= Radio externo entrada de la tobera	$[m]$
r_{3i}	= Radio interno entrada de la tobera	$[m]$
l_t	= Longitud tobera	$[m]$
Δ_{re}	= Diferencia de radios externos	$[m]$
Δ_{ri}	= Diferencia de radios internos	$[m]$
α_e	= Ángulo cono externo	$^\circ$
α_i	= Ángulo cono interno	$^\circ$

CAPÍTULO 8

ANÁLISIS ESTRUCTURAL



ESTRUCTURA CONSTRUCTIVA¹

CONCEPTOS GENERALES

1. TIPOS DE CARGAS

Las cargas son fuerzas que actúan o pueden actuar sobre una estructura. Con el propósito de predecir el comportamiento resultante de la estructura, las cargas, o influencias externas, incluyendo las fuerzas, los desplazamientos consecuentes y los asentamientos de los apoyos, se suponen conocidos. El tipo de carga tiene una influencia considerable sobre el comportamiento de la estructura en la cual actúa. De acuerdo con esta influencia, las cargas pueden clasificarse en estáticas, dinámicas, de larga duración, o repetitivas.

El concepto de fuerza es un concepto primario, su definición no es sencilla. La noción de fuerza es fundamentalmente intuitiva: se ejerce una fuerza sobre un cuerpo por medio de un esfuerzo muscular; una locomotora ejerce fuerza sobre los vagones que arrastra; un resorte estirado ejerce fuerza sobre las piezas que fijan sus extremos etc. En todos los casos son fuerzas por contacto.

Hay también fuerzas de acción a distancia, es decir, sin contacto, debidas a la existencia de campos gravitatorios, eléctricos, magnéticos, etc.

¹ Aranguren, Felipe Andrés; Bejarano Ortiz Oscar, Rodríguez Martínez, Juan ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UNA MICRO TURBINA.

De todas maneras la noción intuitiva sugiere que la fuerza es una cantidad vectorial, es decir, con dirección, magnitud o intensidad y sentido (figura 1).

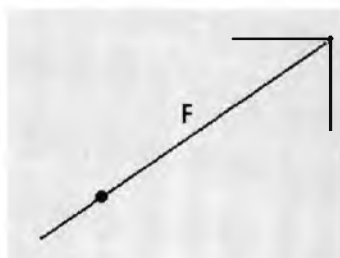


Figura 1. Fuerza (<http://www.unal.edu.co/>).

2. Momento de una fuerza

En general, una fuerza aplicada sobre un cuerpo produce una traslación, si está en reposo y no impedido su movimiento. En el caso de la figura 1, hay un punto O impedido de trasladarse, entonces el cuerpo girará alrededor del punto O por acción de la fuerza P.

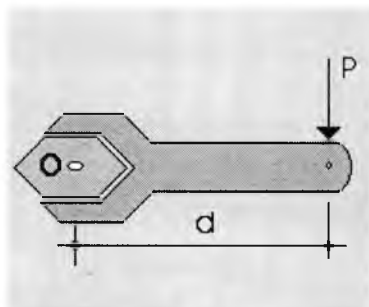


Figura 2. Momento (<http://www.unal.edu.co/>).

La rotación se mide por el momento que es el producto de la intensidad de la fuerza P por la mínima distancia que va desde el punto O hasta la línea de acción de la fuerza:

$$M = P \times d$$

(La mínima distancia desde un punto hasta una recta se mide sobre la perpendicular a dicha recta).

3. ELEMENTOS LINEALES

Son elementos rectos o curvos, donde una dimensión, la longitud, predomina sobre las otras dos. En cada elemento podemos distinguir su eje centroidal y la sección transversal recta. Ejemplos de estos elementos son la viga, la columna, el arco. Ensamblando estos con conexiones articuladas o rígidas, podemos construir cerchas, pórticos y parrillas en dos y tres dimensiones. Al ensamblaje total se le llama estructura reticular o esquelética y es utilizado ampliamente en puentes, edificios, torres de transmisión e iluminación, aviones y naves espaciales.

4. ELEMENTOS BIDIMENSIONALES

Son elementos curvos o rectos, para los cuales dos dimensiones son más importantes que su espesor. Estos elementos estructurales son continuos como por ejemplo las placas, los domos, cascarones y los tanques de almacenamiento en general conocidos como estructuras laminares.

5. ELEMENTOS TRIDIMENSIONALES

Son aquellos cuyas dimensiones son del mismo orden, como los muros de contención, las presas y los bloques.

Las cargas suelen modelarse de acuerdo al espacio que ocupan como cargas puntuales concentradas, como la acción de la rueda de un camión sobre la cubierta de un puente, cargas distribuidas lineales, expresada como fuerza por unidad de longitud, como el peso de una pared divisoria que actúa sobre una viga de apoyo y cargas distribuidas superficiales que se

dan como fuerza por unidad de área de un sistema de piso para un salón de clases, de una biblioteca o de una bodega.

Una vez elegida la estructura, se determinan las cargas que le serán aplicadas mientras está sirviendo a la finalidad para la cual fue diseñada durante su vida útil. Las cargas se suelen agrupar según su naturaleza, en tres clases:

1. Cargas muertas debidas al peso propio del sistema estructural y de los elementos sujetos a él de manera permanente. En el caso de un puente de carretera, la carga muerta la constituyen las vigas, los pórticos principales, las vigas de piso y largueros del sistema de tablero, las losas de calzada, los sardineles, las aceras, barandillas y postes de iluminación y otro equipamiento.
2. Cargas vivas, que pueden ser movibles, aquellas que se pueden cambiar de posición y las móviles, las que se mueven por su propia energía como los vehículos.
3. Cargas ambientales, las causadas por efectos del ambiente, como el viento, la nieve, los cambios de temperatura y los temblores de tierra.

Una vez definidas las cargas de diseño que actuarán en un sistema estructural, se debe considerar las posibles combinaciones de cargas que podrían actuar sobre ella en un momento dado de manera simultánea, para resistir la más desfavorable de todas las combinaciones. Es improbable por ejemplo que un temblor de tierra y las cargas máximas de viento se presenten simultáneamente.

6. DEFINICIÓN DE FUERZA AXIAL

Cuando suponemos las fuerzas internas uniformemente distribuidas, se sigue de la estática elemental que la resultante P de las fuerzas internas

debe estar aplicadas en el centroide de C de la sección. Esto significa que una distribución uniforme de esfuerzos es posible únicamente si la línea de acción de las cargas concentradas P y P' pasa por el centroide de la sección considerada. Este tipo de carga se conoce como carga axial centrada y supondremos que se produce en todos los elementos sujetos a dos fuerzas que encontramos en cerchas y en estructuras conectadas por articulaciones.

7. DEFINICIÓN DE ESFUERZOS CORTANTES

Deben existir fuerzas internas en el plano de la sección y que su resultante debe ser igual a P . Estas fuerzas internas elementales se llaman fuerzas cortantes y la magnitud P de su resultante es el cortante en la sección. Dividiendo la fuerza cortante P por el área A de la sección obtenemos en el esfuerzo cortante promedio en la sección. Los esfuerzos cortantes se presentan normalmente en pernos, pasadores y remaches utilizados para conectar varios miembros estructurales y componentes de máquinas.

8. DEFINICIÓN DE MOMENTO FLEXIONANTE

Un diagrama de fuerzas cortantes o un diagrama de momentos flexionantes es una gráfica que muestra la magnitud de la fuerza cortante o momento flexionante a lo largo de la viga.

CONJUNTO ZONA FRÍA

1. ANÁLISIS ESQUEMÁTICO

1.1 ESQUEMA DEL ROTOR DEL COMPRESOR

El compresor es un rotor de compresor centrífugo con entrada simple.

Componentes del rotor

1. Inducer (Inductor)
2. Impeller blade (Alabe)
3. Impeller (Pala)
4. Ball bearing (Rodamiento de Bola)
5. Impeller disc (Disco de la Pala)
6. Shaft (Eje).

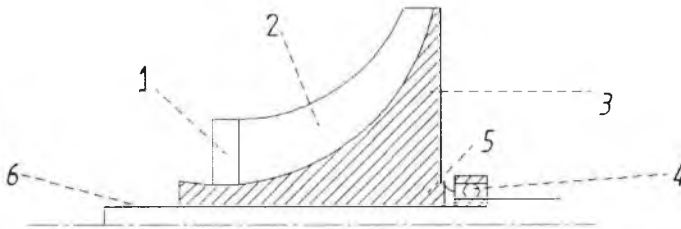


Figura 3. Esquema del rotor del compresor.

1.2 TIPO DE COMPRESOR

El compresor utilizado es de etapa simple en el cual se conforma un solo elemento entre el disco y los alabes por su proceso de fabricación ya que es una fundición de aluminio y silicio.

Diseño del conjunto de zona fría

1. Inducer (inductor)
2. Impeller blade (Alabe)
3. Impeller (pala)
4. Ball bearing (Rodamiento de Bola)
5. Impeller disc (disco del rotor)
6. Shaft (eje)
7. Diffuser (difusor)
8. Compressor casing (Carcasa del Compresor)
9. Vaneless diffuser (Nombre del Tipo de Difusor).

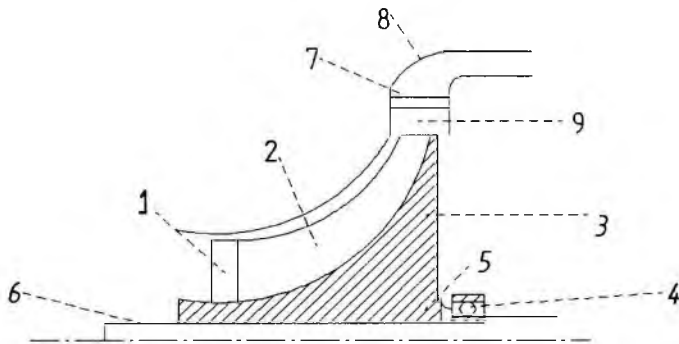


Figura 4. Conjunto zona fría.

1.3 ESQUEMA DEL ALABE

Diseño de alabe

1. Impeller Blade (Alabe)
2. Disc (Disco).

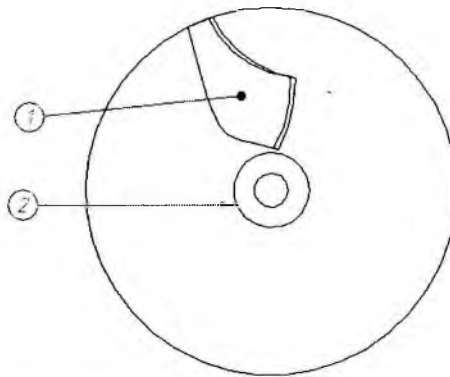


Figura 5. Esquema del alabe del compresor.

1.4 IMPELLER

Diseño actual

1. Impeller
2. Impeller Disc.

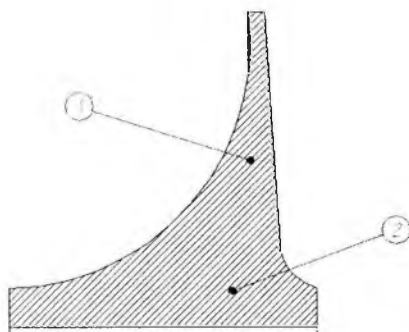


Figura 6. Forma del Impeller.

Debido al proceso de manufactura de este componente es importante resaltar que por el tipo de diseño se compone de una sola pieza por lo que la unión del disco con el alabe se representa de esta forma, en caso contrario, es decir una unión entre el disco y el alabe, sería muy complicado proveer los adecuados parámetros como ángulos y al igual proveer una fijación correcta del alabe.

Diseño de la unión entre disco y alabe

1. Inducer (inductor)
2. Impeller blade (alabe)
3. Impeller
4. Impeller disc (disco).

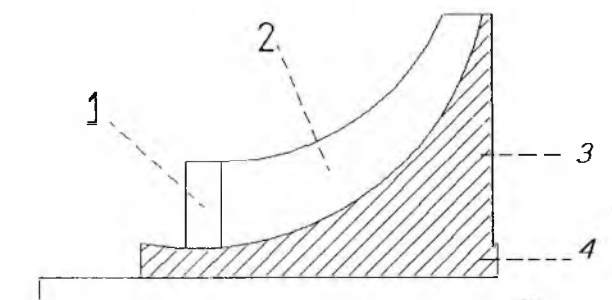


Figura 7. Unión entre el disco y el alabe.

1.5 Uniones

Diseño de la unión entre el eje y compresor

1. Impeller disc (disco)
2. Ball bearing (rodamiento de bola)
3. bushing (Buje)
4. Impeller
5. Inducer (inductor)
6. Nuts (Tuerca)
7. Shaft (eje).

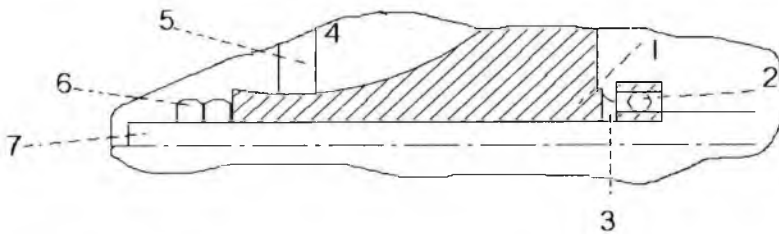


Figura 8. Sección de unión entre el eje y el compresor.

1.6 TRANSMISIÓN DE TORQUE

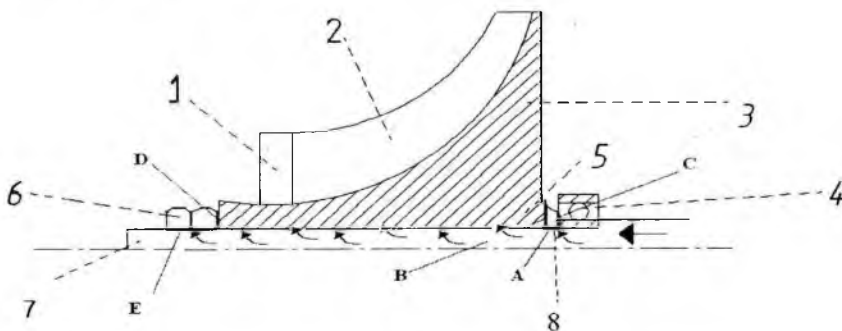


Figura 9. Transmisión de torque.

Torque: $7 - \underline{A - 8 - B - 3}$
 $E - 6 - D - 3$

1.7 TRANSMISIÓN DE FUERZA AXIAL

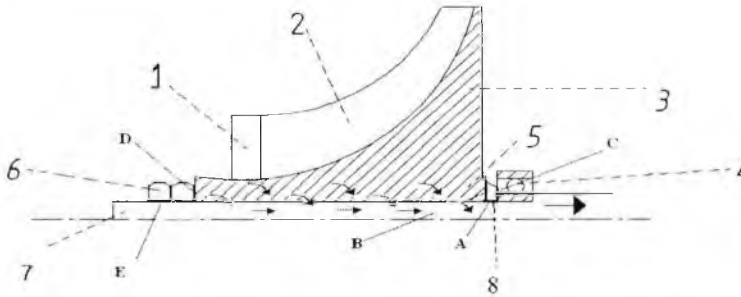


Figura 10. Transmisión de fuerza radial.

Fuerza Axial: 3 – B – 8 – A – 7
C – 4

1.8 CENTRADO DEL COMPONENTE

El centering o centrado se da debido a que el eje está asegurado en la esquina izquierda por unas tuercas (6) que aprisionan el compresor al momento del movimiento dándole una seguridad y centrado. (Ver figura n.º 10). Cuando el motor entra en operación estas tuercas aseguran el eje contra el buje que los separa axialmente del rodamiento, y al igual pero en sentido contrario sucede con la turbina, por tanto se asegura y se centra por componentes por llamarlo Tight Fitting suministrado por el roscado y configuración del eje.

1.9 DIFUSOR

Esquema del aseguramiento del difusor

1. Inner Wall (Protector del Eje)
2. Ball Bearing (Rodamiento de bola)
3. Diffuser (Difusor)
4. Cascade Vanes (Alabes del Difusor)
5. Compresor Casing (Cubierta del Compresor)
6. Inlet (Dispositivo de admision)

7. Tight Fitting Bolt (Tornillo)

Torque: 2 – A – 1 – B – 3 – C – 7 – D – E – 6

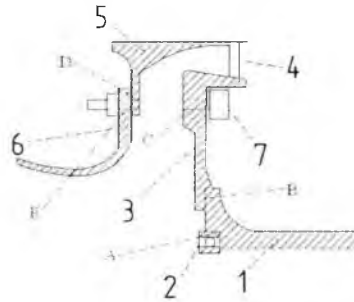


Figura 11. Configuración de aseguramiento del difusor.

El difusor forma parte de la estructura principal sirviendo de elemento de unión para el inner wall y por tanto al eje, también este componente se acopla al envelope por medio de un bolt asegurándolo al elemento de la tapa delantera del motor y por ende a la cubierta o envelope.

Esquema del difusor

1. Vanes diffuser (Alabes del difusor)
2. Vaneless diffuser (Nombre del tipo de difusor)
3. Impeller
4. Inlet (Dispositivo de admisión)
5. Impeller blade (alabe)
6. Diffuser (Difusor)

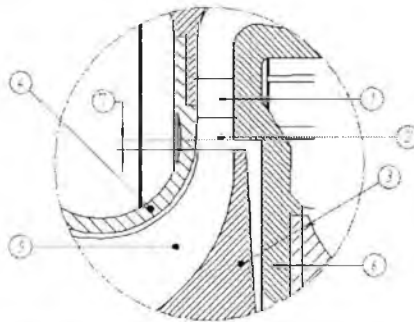


Figura 12. Forma esquemática del difusor.

2. ANÁLISIS CUANTITATIVO

Esta parte del motor está expuesta principalmente y significativamente a presión, y específicamente hablando del compresor está expuesto además de la presión a la fuerza centrífuga por las revoluciones a las que opera el motor.

Este análisis cuantitativo pretende cuantificar algunas de las variables a las cuales está expuesta esta zona del motor, los componentes que son analizados entonces en esta parte son el compresor y el difusor, teniendo mayor atención al compresor.

2.1 COMPRESOR

Como se mencionó anteriormente este componente está sometido a la presión generada por su geometría a lo largo del conducto entre sus alabes. Además este componente como gira a 80.000 RPM está sometido a una fuerza centrífuga.

- Fuerzas por la presión en el compresor²

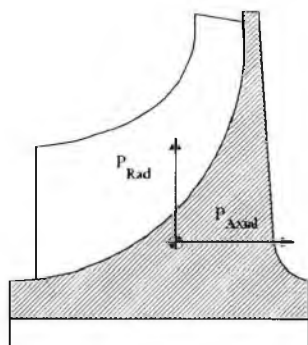


Figura 13. Cargas en el compresor.

2 Escobar Garzon, Arnold. Metodología De Diseño Para Turborreactores De Bajo Flujo Masico. Bogota. Universidad De San Buenaventura. 2005.

- Fuerza axial

Estas fuerzas surgen en los compresores centrífugo como resultado de las presiones, de igual valor y dirección, que actúan en el rodete por los lados delantero (dirigido hacia la admisión) y trasero. Además la fuerza axial surge como resultado de la acción dinámica del flujo que entra en el rodete.

$$p_{ax} = \pi(R_1^2 - R_{eye}^2)(p_2 - p_1) - \frac{\pi \rho w^2}{8}(R_1^2 - R_{eye}^2)[R_2^2 - 0.5(R_1^2 + R_{eye}^2)] - \rho Q C_{a1}$$

Como se ve en anterior ecuación, la fuerza axial depende de distintos factores. Los principales son: las dimensiones radiales del rodete R_2 y R_1 , la frecuencia de rotación y la presión a la salida del rodete π_c .

Con la ecuación anterior y los datos ya calculados se obtiene la fuerza axial:

$$p_{ax} = \pi(0.0295^2 - 0.004^2)(160 - 1.01) - \frac{\pi \times 1.22 \times 8377^2}{8} \times \\ \times (0.0295^2 - 0.004^2)[0.043^2 - 0.5(0.0295^2 + 0.004^2)] - 1.22 \times 0.098 \times 55 \\ p_{ax} = 111N$$

- Fuerza radial

Esta fuerza se calcula con la siguiente ecuación en función de la masa y el coeficiente de excentricidad k (2....5), para motores pequeños este coeficiente es 3³.

$$p_{rad} = mgk \\ p_{rad} = 0.12 \times 9.8 \times 3 \\ p_{rad} = 3.52N$$

3 Doroshko, Sergey. Construcción De Motores I. Bogota. Universidad De San Buenaventura, 2004.

- Fuerza centrífuga

Esta fuerza se genera debido a que las partículas están girando con base a un punto de rotación y ellas logran una energía cinética que ejerce una fuerza sobre el compresor.

$$P_c = mrw^2$$

$$m = 0.12kg$$

$$r = 43mm$$

$$w = 2\pi * N_G$$

$$N_G = 80.000RPM$$

$$w = 8377.5Rad / seg$$

$$P_c = 0.12kg * 43mm * 8377.75^2 Rad / seg$$

$$P_c = 362.14MN$$

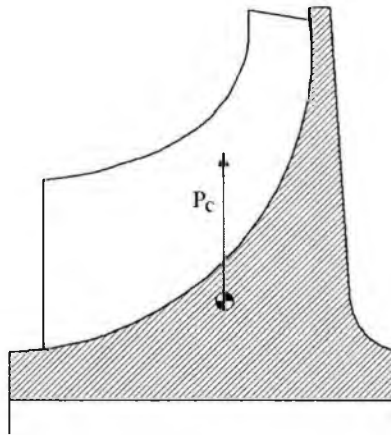


Figura 14. Fuerza centrífuga en el compresor.

2.2 DIFUSOR

Este componente está sometido a cargas por la presión que salen del compresor, la cuales se aplican sobre las paredes de cada conducto que se forma por el ensamble de los alabes.

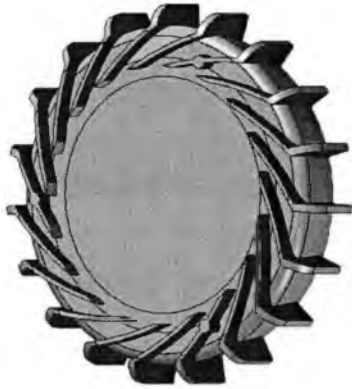


Figura 15. Carga en el Difusor.

Como se observa en la anterior figura el elemento significativo al que recaen las cargas por la presión es propiamente los alabes o aletas ensamblados en el disco.

CONJUNTO DE LA ZONA CALIENTE

1. ANÁLISIS ESQUEMÁTICO

1.1 ESQUEMA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

1. Inner wall (Protector del eje)
2. Bearing (Rodamiento 2)
3. Bearing (Rodamiento 1)
4. Stator vane (Estator)
5. Bolt (tornillo)
6. Vaporization (Vaporizador)
7. Spark plug (Bujía)
8. Flame tube (Tubo de llama)
9. Outer wall, envelop (carcasa)

10. Slip joint (Unión)
11. Diffuser (difusor)
12. Securing and expansion device, Thermal Compensator (compensador térmico)
- A. Diffuser Zone (Zona de difusión)
- B. Burning Zone (Zona de combustión)
- C. Dilution Zone (Zona de dilución).

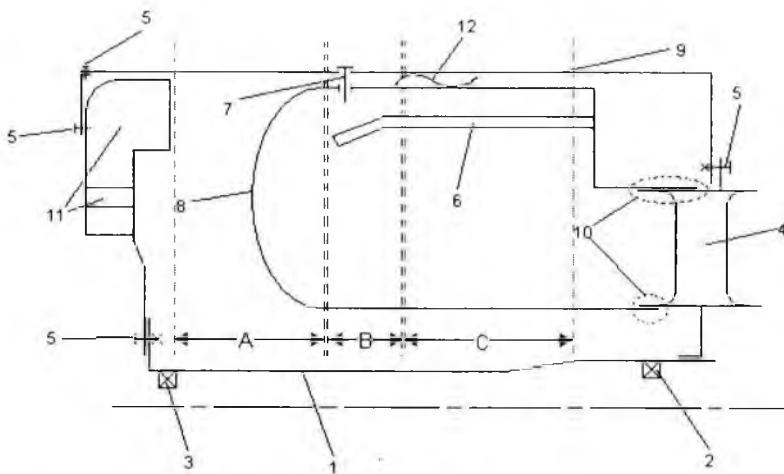


Figura 16. Esquema Zona Caliente.

1.2 TIPO DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Esta cámara de combustión es anular de flujo reverso con sistema de inyección de combustible por vaporizadores.

1.3 ESQUEMA DEL DIFUSOR

1. Envelope (Cubierta)
2. Diffuser (Difusor)
3. Flame tube (Tubo de llama)
4. Diffusion hole (Hueco para Difusión)

5. Vaporization (Vaporizador)
6. Inner Wall (Protector del eje)
7. Bearing (Rodamiento)
8. Bolt (Tornillo de aseguramiento para el Frame)
9. Bolt (tornillo)
10. Axial Pin (Pin axial)
11. Forward Cover (Tapa delantera)
12. Radial Pin (Pin Radial)

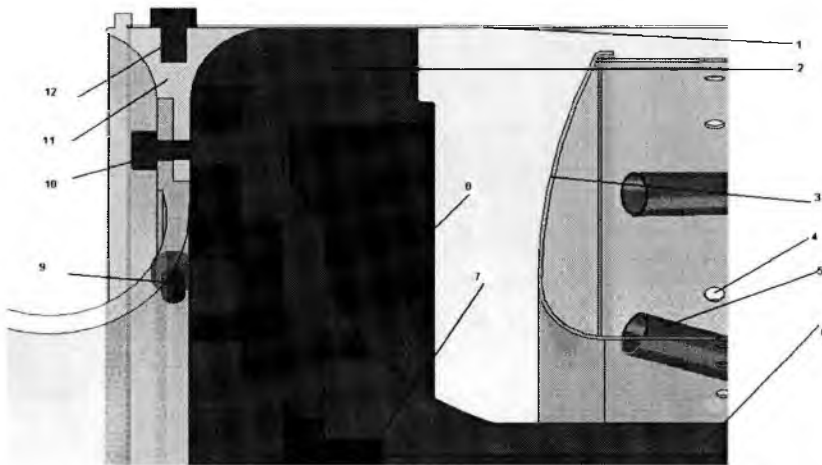


Figura 17. Esquema del Difusor.

1.4 TIPO DE DIFUSOR

Difusor cónico el cual disminuye la velocidad del flujo de aire y además toma parte en la acción de división del flujo de aire primario y secundario. Este difusor es de Smooth Expansión y es llamado "less vane difusser"⁴. Es un componente estático el cual guía el aire del compresor a la cámara de combustión, que a su vez está conectado con el inner wall por medio del Bolt 8 para conformar el Frame del motor.

4 Doroshko, Sergey. Construcción De Motores I. Bogota. Universidad De San Buenaventura, 2004.

2 FLAME TUBE

2.1 ESQUEMA DEL FLAME TUBE

1. Manufacturer joint (Acople de fabricación del flame tube)
2. Diffusion hole (hueco para difusión)
3. hueco para dilución
4. Hole to fuel injection system (hueco para vaporizadores e inyectores)
5. Nozzle box (Campo de expulsión de gases)
6. Dilution hole (Orificio de Dilución)
7. Flame tube wall (Tubo de llama)

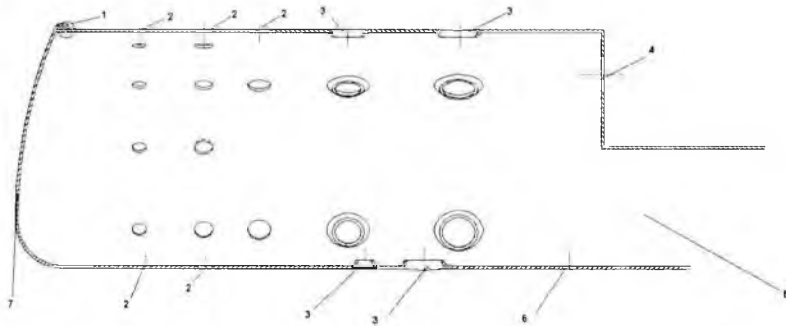


Figura 18. Esquema del Flame tube.

2.2 FLAME HOLDER

El flame holder es toda la parte de la carcasa interior de la cámara de combustión que le quita velocidad al flujo.

2.3 SISTEMA DE DILUCIÓN

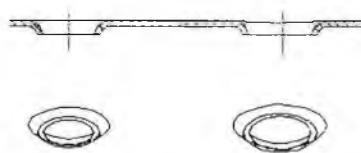


Figura 19. Orificios de Dilución.

El sistema de dilución está conformado por huecos los cuales permiten que el aire secundario entre en el flujo del flame tube específicamente a la zona de dilución y se convierta en un flujo terciario y complete el proceso de combustión del gas.

2.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN (COOLING)

Al realizar un minucioso análisis resulta que esta cámara de combustión posee un método de enfriamiento no muy apropiado con solamente un método de convección, ya que el aire que viene del difusor (compresor) hace contacto con el flame tube, pero no posee adecuados componentes para generar un óptimo proceso de enfriamiento.

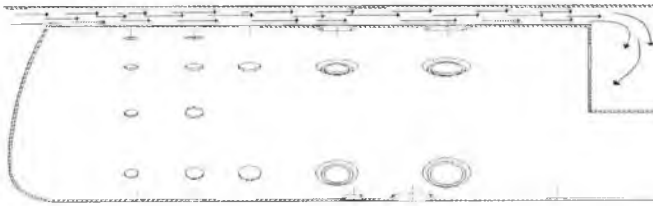


Figura 20. Sistema de Refrigeración.

Se analiza que por su proceso de construcción se tienen dos alternativas para mejorar este sistema:

El primero y de mas fácil construcción, se puede realizar un flame tube con aletas (ribs) para canalizar este aire frío y poseer más área de contacto con el flujo secundario.

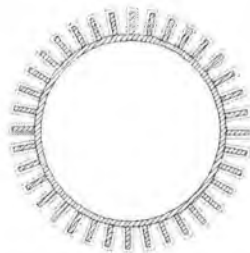


Figura 21. Flame Tube Ribs.

Otro método puede ser la construcción de la cámara por anillos para así generar por medio de huecos un método de enfriamiento de película o mejor llamado Film Cooling y a su vez construir condensadores térmicos. Sin embargo debido al tamaño de la cámara de combustión esta opción es muy complicada de fabricar.

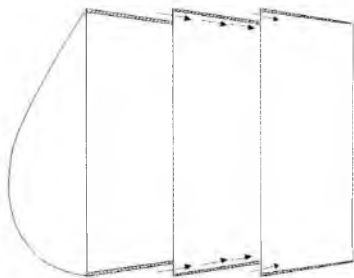


Figura 22. Film Cooling.

2.5 SEGURIDAD DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

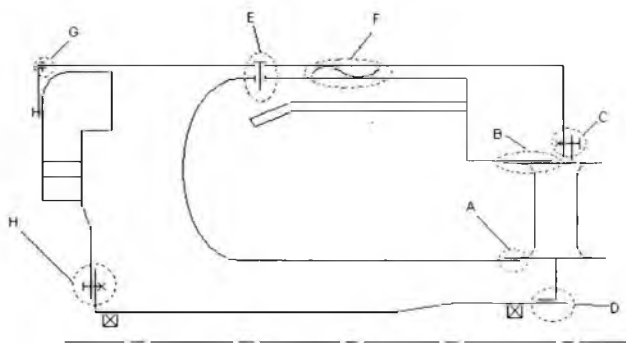


Figura 23. Seguridad en el Flame Tube.

La seguridad del tubo de llama o bien llamado flame tube en el Inner wall y en el Outer wall esta dada en tres direcciones ya que el movimiento de la cámara puede ser axial, radial y tangencial, debido a las explosiones y aceleración de los gases que producen un choque del gas en las paredes de la cámara y en toda la sección generando un movimiento en las direcciones antes mencionadas.

- Seguridad Axial:

En la dirección axial la seguridad en el Flame tube es dada por el circulo denominado "E" el cual está compuesto por la bujía o Spark Plug que impide que el tubo de llama se mueva en la dirección axial ya que esta entra en la cámara asegurándose sobre el outer wall (Ver figura 24), además proporciona seguridad la sección "F" la cual es un seguro que suministra fuerza de rozamiento sobre el outer wall dando fuerza de retención en la dirección axial, sin embargo en la operación del motor esta fuente de seguridad se dilata y proporciona menos seguridad y permite mas expansión y movimiento pero nos sigue aportando una fuerza de retención no muy grande.

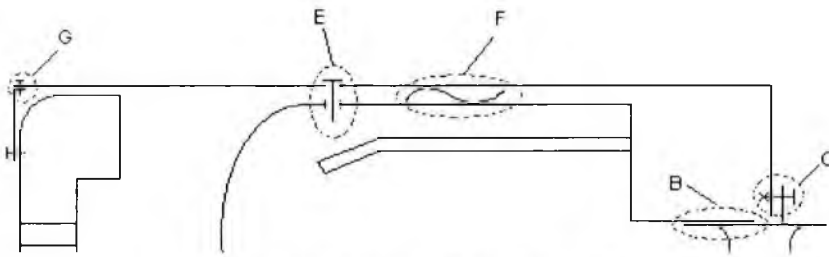


Figura 24. Seguridad Axial del Flame tube.

El Outer Wall o Envelope soporta altas cargas por estabilidad debido a una variación de presión de aproximadamente 0.6 Bar. La retención axial está dada por el Bolt "C" en la parte trasera que está expuesta a mayores cambios de presión y temperatura y por el Bolt "G" en la parte delantera.

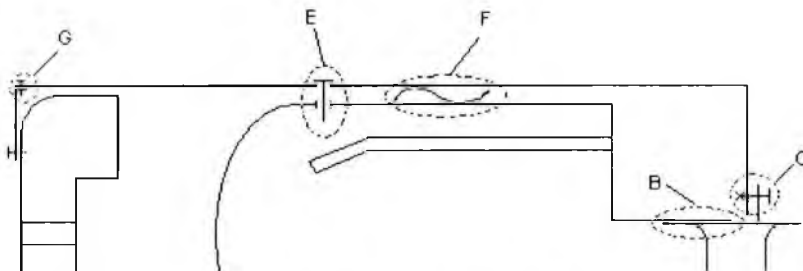


Figura 25. Seguridad del Envelope.

El Inner Wall es asegurado axialmente en la parte delantera bloqueando el movimiento en la dirección axial. Este componente está soportando la presión emergente de la combustión para así proteger al eje y los componentes aledaños como lo son los rodamientos y resorte para el ajuste en la corrida del motor. Para su retención se cuenta con el bolt "H" el cual asegura el inner wall con una parte del difusor.

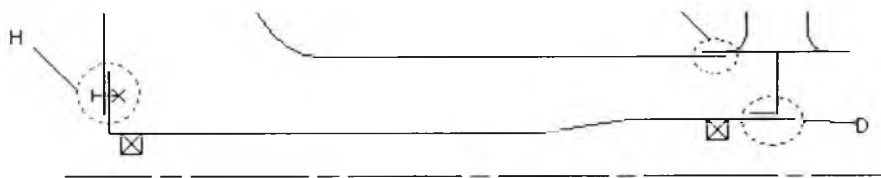


Figura 26. Seguridad del Inner Wall.

- Seguridad Radial:

La retención en la dirección radial del flame tube está dada por tres fuentes de retención "F" ubicadas simétricamente a 120° cada una las cuales aseguran el flame tube al envelope en la dirección radial generando una retención antes de operar buena. Sin embargo en operación estas aletas en forma de resorte se dilatan y permiten un moderado movimiento amortiguado en la dirección radial.

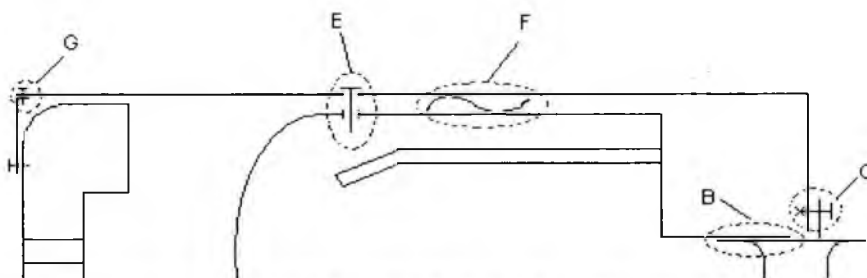


Figura 27. Seguridad Radial del Flame Tube.

El Outer Wall o Envelope debe tener una retención radial ya que la presión que está adentro de esta cámara es mayor que la de ambiente en aproxi-

madamente 0.6 Bar, por tanto esta presión actúa en forma conspicua sobre las paredes internas y es necesario contenerla para no crear fugas, y por ende perdidas de presión que se ven reflejadas finalmente en el empuje, dicha retención está dada por el Bolt "G" y "C".

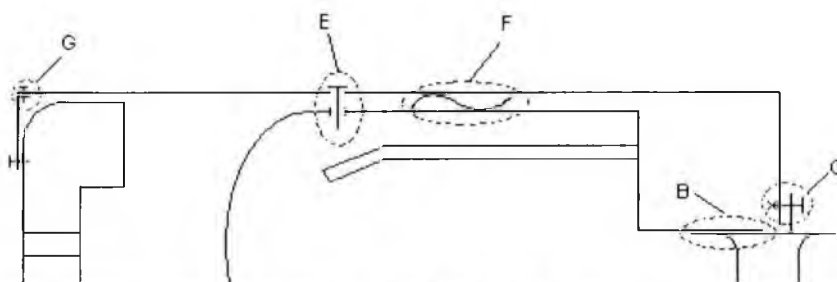


Figura 28. Seguridad Radial del Envelope.

El Inner Wall al igual que el outer Wall están expuestos a alta presión y es necesario proteger al eje de elevadas temperaturas porque maneja alrededor de 80.000 RPM⁵ y además para evitar fugas; la seguridad radial esta proporcionada en la sección delantera por el bolt "H" que conecta el inner wall con el difusor y en la parte trasera con el acople "D" de este con el estator de la turbina.

La bujía aporta seguridad en dos direcciones (axial y radial) por tanto está sometida a grandes esfuerzos y debido a esto está fabricada en materiales cerámicos los cuales permiten una gran rigidez y además poca dilatación térmica.

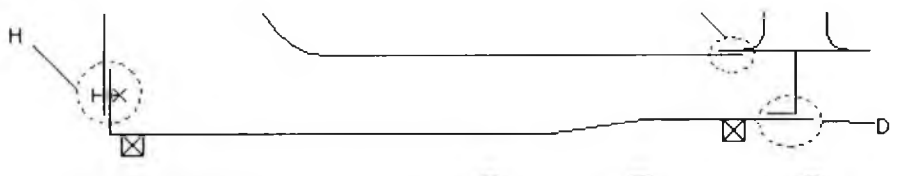


Figura 29. Seguridad Radial del Envelope.

5 Escobar Garzon, Arnold. Metodología De Diseño Para Turborreactores De Bajo Flujo Masico. Bogota. Universidad De San Buenaventura. 2005.

- Seguridad tangencial:

La seguridad tangencial es necesaria debido a la torsión generada por el torque del movimiento de la turbina. En el caso del flame tube es dada por el Spark Plug "E" y las fuentes de seguridad "F" que proporcionan una fuerza de retención moderada ya que están soldados con TiC⁶; durante operación están ejerciendo una fuerza sobre el outer wall produciendo una fuerza de resistencia al movimiento cuando el flame tube intente moverse en esta dirección.

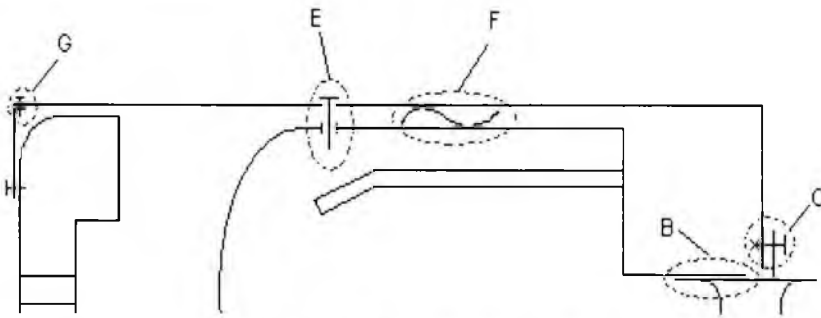


Figura 30. Seguridad Tangencial del Inner wall.

En el caso del Outer Wall la retención tangencial está dada en la parte trasera por el bolt "C" que se acopla con el estator y el bolt "G" que proporciona retención en la parte delantera.

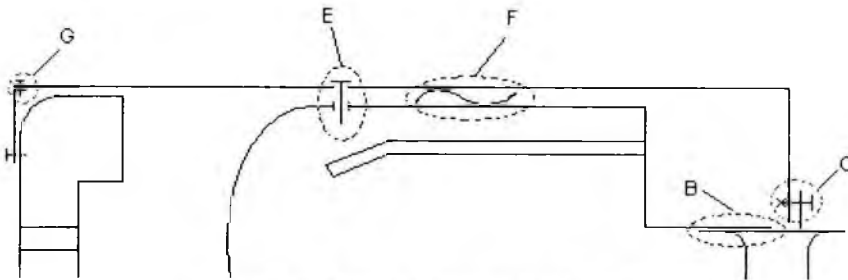


Figura 31. Seguridad Tangencial del Envelope.

6 Ídem.

El inner Wall o protector del eje está sometido a una retención tangencial en su sección delantera por el Bolt "H".



Figura 32. Seguridad Tangencial del Inner Wall.

2.6 EXPANSIÓN TÉRMICA

La expansión térmica es generada por la liberación de energía calorífica producto de la combustión, y esta proporciona un aumento de temperatura en la cámara de combustión que por su composición y coeficiente de reactividad térmica se expandirá o dilatara ya que está expuesta a una temperatura aproximada en el diseño de 1000°K .

- Expansión térmica Axial:

La libre expansión térmica en la dirección axial del flame tube se proporciona por la unión Slip Joint "B" y "A" con el estator de turbina la cual permite que la cámara se expanda en la dirección axial.

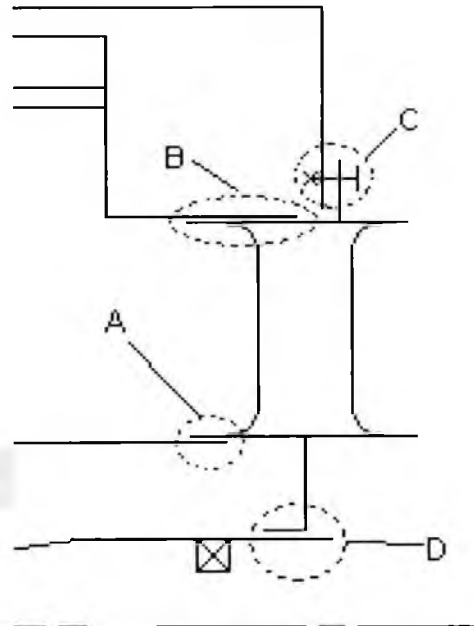


Figura 33. Expansión Térmica Axial del Flame Tube.

La expansión térmica en la dirección axial del Inner Wall cuenta con otra unión del estator de la etapa de turbina con esta, dada por el Slip Joint permitiendo que se expanda libremente en la dirección axial pues este componente está sometido también a altas temperaturas al igual que el Flame tube.

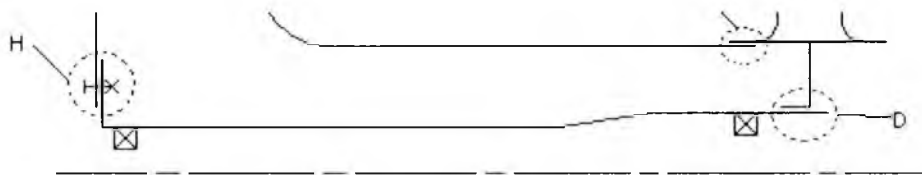


Figura 34. Expansión Térmica Axial del Inner Wall.

La expansión térmica del outer wall en la dirección axial está bloqueada por los diferentes componentes ya que en esta parte de la sección caliente es necesario que se tenga un buen sellado para que no permita fugas de presión.

- Expansión térmica radial

La libre expansión térmica en la dirección radial en el Flame Tube está dada en primer lugar por el acople entre el Spark Plug y el Flame Tube denominado "E", el cual permite que haya una expansión libre pues este acople no tiene un aseguramiento en el flame tube y por tanto deja que este se expanda en dirección ascendente y descendente radial. Otro acople que da libre expansión térmica en esta dirección es el slip joint "B" y "A" antes nombrado; ya que por su configuración permite que el flame tube se expanda en direcciones radiales extrínsecamente de el conducto de fuga del flujo de gas.

La expansión térmica radial que sufre tanto el outer Wall como el Inner Wall está limitada por diferentes componentes como el Bolt "G" y "C" y por el bolt "H" y la unión "D" respectivamente. El envelope no requiere de una expansión libre en la dirección radial ya que como está expuesto a una temperatura ambiente se crea una refrigeración por convección. Por

otra parte la expansión térmica del flame tube tiene buenas fuentes de expansión radial que no provocan esfuerzos por expansión térmica.

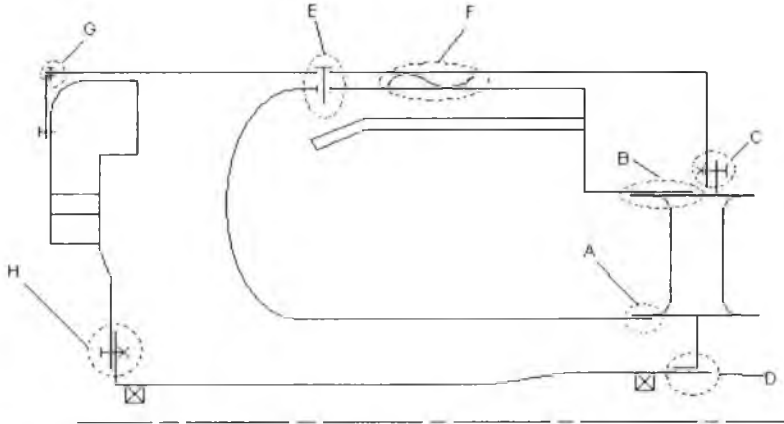


Figura 35. Expansión Térmica Radial del Flame Tube.

- Expansión térmica tangencial

La expansión térmica tangencial está limitada en todos los componentes y es importante tener canales para dilatación tangencial especialmente en el flame tube y se pueden fabricar tanto en los huecos de dilución como en los acoples Slip joint "A" y "B". Sin embargo en el inner wall y en el outer Wall no es necesario tener este tipo de configuración ya que esta pieza debe estar diseñada para soportar estos esfuerzos con las propiedades mecánicas suficientes del material. Así mismo resulta que en la parte delantera vemos que se da una retención por el Bolt "H" y por tanto no hay una libre expansión térmica tangencial en la parte delantera de la sección.

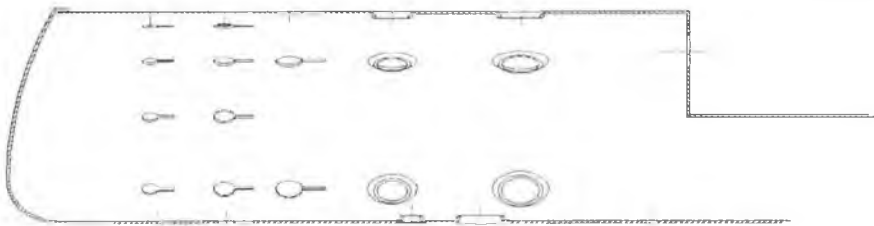


Figura 36. Sistema de Libre Expansión Térmica Tangencial.

La anterior figura muestra un método para permitir la expansión térmica tangencial en el flame tube de la cámara de combustión que consiste en un espacio pequeño en algunos de los huecos para difusión que permite que el material se expanda tangencialmente actuando como compensadores térmicos. Sin embargo este modelo puede presentar problemas para el proceso de difusión ya que se altera el área de entrada de aire en la cámara pero se puede construir un modelo similar con la construcción de anillos que es la más conveniente mostrada en la figura 22.

Para concluir con esta parte del análisis estructural de la cámara de combustión se presenta a continuación un esquema en el cual se puede observar la seguridad y expansión de la cámara de combustión.

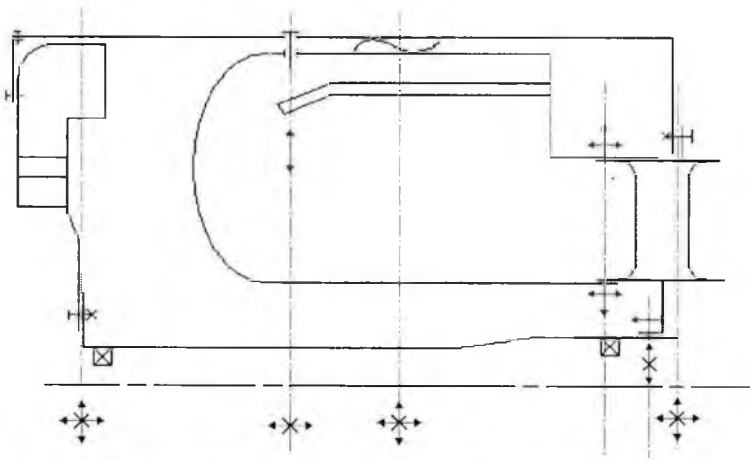


Figura 37. Esquema de Seguridad y Expansión de la Zona.

En esta figura se resume en una cierta medida el análisis de retención axial, radial y la libre expansión térmica en las mismas direcciones. Las líneas rojas indican la seguridad dada por un componente marcando su posición por el eje y las líneas verdes muestran la libre expansión térmica.

ANÁLISIS CUANTITATIVO

1. ENVELOPE

Este componente no es necesario evaluarlo térmicamente ya que no se permite su libre expansión por razones ya antes mencionadas, pero si tiene que ser evaluado en cuanto a su estabilidad; ya que si el cambio de presión de operación real es mayor al teórico, el componente estaría soportando grandes esfuerzos y podría fallar en cualquier instante.

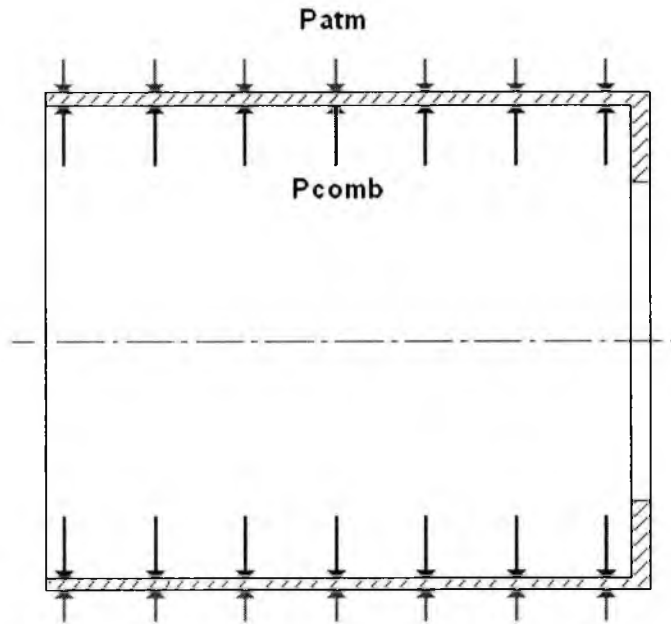


Figura 38. Estabilidad en el Envelope.

En este componente la expansión térmica está retenida ya que por su función de cubierta tiene que retener la presión sin dejar pasar flujo por fugas y además no expandirse ya que la presión disminuiría por que el volumen aumentaría y por ende el trabajo del compresor se perdería y además podría provocar una explosión.

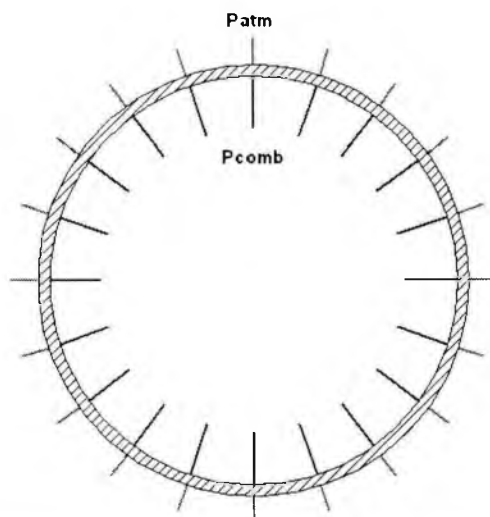


Figura 39. Estabilidad en Perspectiva Frontal al Motor.

Con el fin de analizar la estabilidad se calcula el cambio de presión crítico del material y después se compara con el cambio de presión real que sufre el componente para observar si la pieza soporta estos saltos de presión.

- Salto de presión crítico

$$\Delta P_{CRITICO} = 0.918 \frac{E \delta^2}{R * L} \sqrt{\frac{\delta}{R}}$$

Ecuación 1

Tomando en cuenta las propiedades del material enunciadas en la tabla No 2 y con un grosor de lámina de $\delta = 0.5 \text{ mm}$, un radio de 71.205 mm y un largo de 175 mm se obtiene⁸:

$$\Delta P_{CRITICO} = 0.918 \frac{185 \text{ G Pa} * 0.5e-03 \text{ m}^2}{71.205e-03 \text{ m} * 175e-03 \text{ m}} \sqrt{\frac{0.5e-03 \text{ m}}{71.205 \text{ m}}}$$

$$\Delta P_{CRITICO} = 285.519 \text{ KPa}$$

Una aproximación teórica del cambio de presión que sufre el componente en operación es dada por la exposición de la lamina a la presión de la cámara que aproximadamente es de 160 KPa y por la exposición del otro lado de la lamina a la presión ambiental de aproximadamente 101.3207 KPa como se muestra en las figuras 66 y 67.

- Salto de presión de operación

$$\Delta P_{OPERACIÓN} = \|P_{COMB} - P_{ATM}\|$$

Ecuación 2

$$\Delta P_{OPERACIÓN} = 58.68 \text{ KPa}$$

La estabilidad del outer wall es buena ya que $\Delta P_{OPERACIÓN}$ es menor que el $\Delta P_{CRÍTICO}$, esto quiere decir que el cambio de presión de operación real no alcanza a llegar a el salto de presión crítico del material.

Ahora se analiza la estabilidad con respecto al torque transmitido por el movimiento del compresor y a su vez el de la turbina, de la misma manera que analizamos la estabilidad de la presión del componente:

- Momento crítico

$$M_{CRÍTICO} = 4.9 * 10^{-3} * E * R * \delta^2 \sqrt{\frac{\delta * R}{L^2}}$$

Ecuación 3

$$M_{CRÍTICO} = 4.9 * 10^{-3} * 185 * 10^9 \text{ Pa} * 71.205 * 10^{-3} \text{ m} * (0.5 * 10^{-3} \text{ m})^2 \sqrt{\frac{0.5 * 10^{-3} \text{ m} * 71.205 * 10^{-3} \text{ m}}{(175 * 10^{-3})^2}}$$

$$M_{CRÍTICO} = 0.55 \text{ Nm}$$

- Esfuerzos

Debido a la relación de compresión del motor que es $\pi_c = 1.6^9$ y es muy pequeña los esfuerzos axiales y tangenciales no son significativos pero son cuantificados.

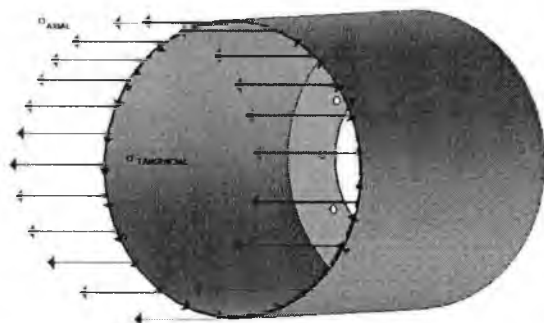


Figura 40. Esfuerzos en el Outer Wall.

a. Esfuerzo axial

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta}$$

Ecuación 4

Por pérdidas hidráulicas la presión con la que sale el flujo del difusor es de 160 KPa (1.6 Bar) y se reduce a 152 KPa por tanto se deduce que el salto de presión al que está expuesto es de 8 KPa.

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m}$$

$$\sigma_{AXIAL} = 569.640 KPa$$

b. Esfuerzo tangencial

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{\Delta P * R}{\delta}$$

Ecuación 5

El cambio de presión tangencial se toma como 0 ya que no podemos medir ni aproximarnos a este valor por tal motivo $\sigma_{TANGENCIAL} = 0$, sin embargo tomamos un salto de presión igual al axial para homogenizar el flujo y normalizar las presiones.

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{0.5 * 10^{-3} m}$$

$$\sigma_{TANGENCIAL} = 1.14 MPa$$

El esfuerzo tangencial es de 1.14MPa, es un valor grande sin embargo no alcanza a producir algo critico en el material ya que su modulo de elasticidad es de 185MPa, si se sobrepasara este valor si se produciría fluencia en el componente e incluso llegar a la rotura.

- Elongación

Se analiza ahora la elongación esférica y cilíndrica que sufre el componente debido a la presión:

a. Elongación esférica

$$\varepsilon_{\theta_esferica} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta * E} * (1 - \nu)$$

Ecuación 6

Siendo ν la relación de Poisson que para los aceros como lo podemos ver en la tabla No 2 que es igual a 0.3 y tomando como salto de presión 8 KPa:

$$\varepsilon_{\theta_esferico} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (1 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta_esferico} = 2.15539E - 06$$

Tomando como salto de presión 58.68 KPa

$$\varepsilon_{\theta_esferico} = \frac{58.68 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (1 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta_esferico} = 1.58098E - 05$$

b. Elongación cilíndrica

$$\varepsilon_{\theta_cilindrica} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta * E} * (2 - \nu)$$

Ecuación 7

Tomando como salto de presión 8 KPa

$$\varepsilon_{\theta_cilindrica} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (2 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta_cilindrica} = 5.2345E - 06$$

Salto de presión 58.68KPa

$$\varepsilon_{\theta_cilindrica} = \frac{58.68 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (2 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta_cilindrica} = 3.83953E - 05$$

2.2 INNER WALL

El inner wall está soportando altas temperaturas para que no alteren al eje, ya que por su alta velocidad angular de 80.000 rpm sería catastrófico que recibiera bruscamente la temperatura generada por la combustión. Como se dijo anteriormente este componente está expuesto a alta temperatura y por tanto está sufriendo deformaciones térmicas.

Como se puede observar en el análisis esquemático de este componente se observa que tiene una libre expansión térmica en la parte trasera del inner wall, en la unión en forma de slip joint con el estator de la turbina.

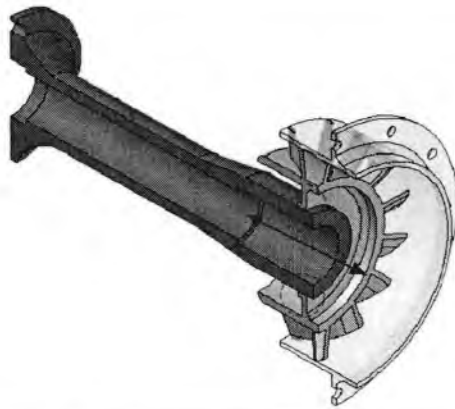


Figura 41. Expansión del Inner Wall.

- Expansión térmica

$$\varepsilon_t = \alpha * \Delta T$$

Ecuación 8

Siendo α el coeficiente de expansión térmico que se puede examinar en la tabla No 2 el cual es de $9.2213 \cdot 10^{-8} \text{ K}^{-1}$ y ΔT^{10} el cambio de temperatura al cual está expuesto.

$$\varepsilon_t = 9.2213 * 10^{-8} * (1000^\circ K - 314.23^\circ K)$$

$$\varepsilon_t = 6.3237 * 10^{-5}$$

$$\Delta \ell = \ell * \varepsilon_t$$

Ecuación 9

$$\Delta \ell = 143.15 mm * 6.3237 * 10^{-5}$$

$$\Delta \ell = 9.05 * 10^{-3} mm$$

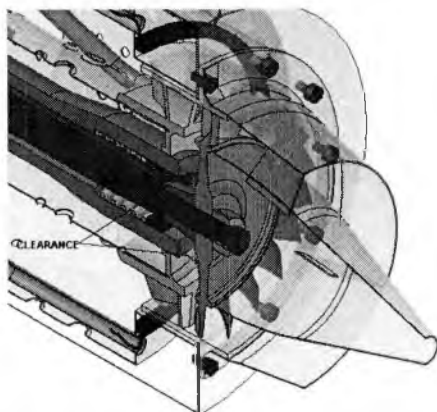


Figura 42. Tolerancia para Expansión del Inner Wall.

Por tanto como se muestra en la grafica la tolerancia que debe existir es de 0.009 mm+0.3 mm para que el inner wall pueda desplazarse libremente.

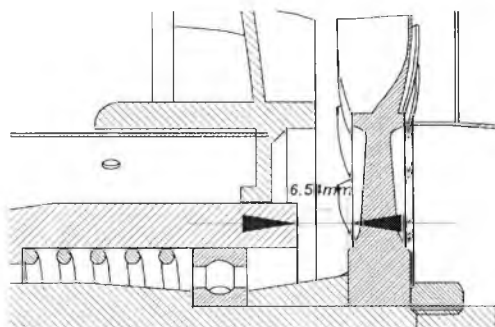


Figura 43. Tolerancia del Inner Wall.

Como se puede ver en la figura el diseño actual cuenta con una tolerancia de 6.54 mm que es una tolerancia muy grande la cual está siendo mantenida por un buje acoplado al eje y teniendo al disco de la turbina.

- Esfuerzo térmico

$$\sigma_t = \varepsilon_t * E$$

Ecuación 10

$$\sigma_t = 6.3237 * 10^{-5} * 70 * 10^9 \text{ Pa}$$

$$\sigma_t = 4.42659 \text{ MPa}$$

- Presión térmica

$$P_t = \sigma_t * 2 * \pi * R * \delta$$

Ecuación 11

El espesor promedio de lámina es de 6.31mm del ya que presenta varias secciones con distintos espesores.

$$P_t = 4.42659 * 10^6 \text{ Pa} * 2 * \pi * 71.205 * 10^{-3} \text{ m} * 6.31 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$P_t = 12.495 \text{ kN}$$

- Estabilidad

En cuanto a la estabilidad del componente se observa que no sufre un salto de presión ya que la cámara del eje y la cámara de combustión están conectadas por un orificio por tanto el cambio de presión es cero y por ende una hay estabilidad buena.

De la ecuación 1 obtenemos

$$\Delta P_{CRITICO} = 0.918 \frac{70 \text{ GPa} * 6.31e-03 \text{ m}^2}{14.7e-03 \text{ m} * 143.15e-03 \text{ m}} \sqrt{\frac{6.31e-03 \text{ m}}{14.7e-03 \text{ m}}}$$

$$m \Delta P_{CRITICO} = 796.89 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3 obtenemos

$$M_{CRITICO} = 4.9 * 10^{-3} * 70 * 10^9 \text{ Pa} * 14.7 * 10^{-3} \text{ m} * (6.31 * 10^{-3} \text{ m})^2 \sqrt{\frac{6.31 * 10^{-3} \text{ m} * 14.7 * 10^{-3} \text{ m}}{(143.15 * 10^{-3})^2}}$$

$$M_{CRITICO} = 13.506 \text{ Nm}$$

- Esfuerzos

Este componente no tiene definido el cambio de presión al cual esta expuesto por tanto no es posible determinar con precisión si estos esfuerzos, sin embargo se sabe de la primera investigación como se menciono anteriormente que el flujo sale del difusor con una presión de 1.6 Bar y por pérdidas hidráulicas (debido a la configuración de la cámara de combustión) el flujo pierde presión y queda con al final de la cámara de combustión con una presión de 1.52Bar; por tanto se deduce que el cambio de presión axial que esta sufriendo este componente al igual que el envelope es de 0.08 Bar es decir que en nuestro sistema de medidas es 8 KPa.

a. Esfuerzo Axial

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta}$$

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{8 \text{ kPa} * 14.7 \text{ mm}}{2 * 6.31 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{AXIAL} = 9.318 \text{ kPa}$$

b. Esfuerzo tangencial

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{\Delta P * R}{\delta}$$

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{8kPa * 14.7mm}{6.31mm}$$

$$\sigma_{TANGENCIAL} = 18.637kPa$$

- ELONGACIÓN

- a. Elongación esférica

$$\varepsilon_{\theta_esferica} = \frac{8kPa * 14.7mm}{2 * 6.31mm * 70GPa} * (1 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta_esferica} = 9.31 * 10^{-8}$$

- b. Elongación cilíndrica

$$\varepsilon_{\theta_cilindrico} = \frac{8kPa * 14.7mm}{2 * 6.31mm * 70GPa} * (2 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta_cilindrico} = 2.26 * 10^{-7}$$

2.3 FLAME TUBE

Esta parte del motor y específicamente de la sección caliente es la que tiene que soportar mas altas temperaturas ya que es donde se genera la combustión por tanto la liberación de energía calorífica es muy grande y este componente esta sufriendo deformaciones térmicas muy grandes.

En cuanto a la presión el flame tube no es un componente que soporte presión ya que por su configuración los orificios de difusión, dilución y su orificio de escape de los gases se confabulan para que el flujo se ha despedido por la zona de escape y siga hacia la turbina y por esto no sufre esfuerzos significativos en su estructura con respecto a la presión.

- Elongación térmica

$$\varepsilon_l = \alpha * \Delta T$$

$$\varepsilon_l = 0.01268675$$

Para determinar cuanto es la elongación en metros se toma la siguiente ecuación. Sin embargo para determinarla se divide este estudio ya que el flame tube lo conforman dos cilindros de diferente radio y longitud, además se soportan en partes distintas sobre el estator de la turbina, lo que hace que las elongaciones sean diferentes. También es necesario tomar en cuenta la tolerancia en cada parte del flame tube y determinar si en el diseño real existe el Clearance adecuado para que este componente se expanda libremente.

$$\Delta l = l * \varepsilon_l$$

- Cilindro interno

$$\Delta l = 113.8mm * 0.01268675$$

$$\Delta l = 1.4437mm$$

- Cilindro externo

$$\Delta l = 119.3mm * 0.01268675$$

$$\Delta l = 1.5135mm$$

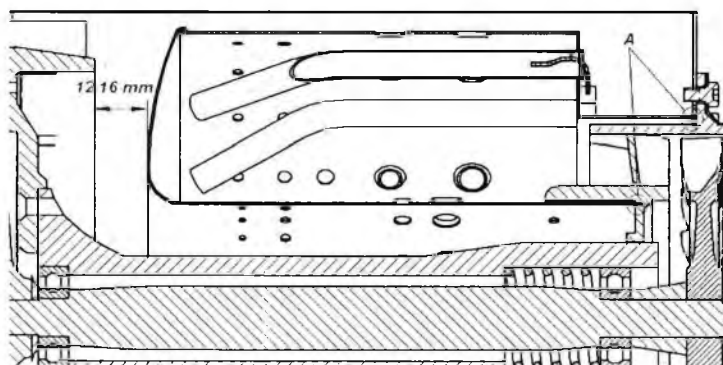


Figura 44. Tolerancia para expansión del flame tube.

En la figura 44 se observa que el espacio para que la cámara de combustión se expanda libremente en la dirección axial no esta dada en el slip joint sino que este componente puede expandirse en la parte delantera por el difusor y tiene 12.16 mm de espacio para expandirse, sin embargo este espacio no puede ser reducido ya que esta zona de difusión hace parte del flame holder y debe mantener esta medida.

- Esfuerzo térmico

$$\sigma_t = 0.01268675 * 185 GPa$$

$$\sigma_t = 2.347 GPa$$

- Presión Térmica

- a. Cilindro externo

$$P_t = 2.347 GPa * 2 * \pi * 132 mm * 0.5 mm$$

$$P_t = 973.297 kN$$

- b. Cilindro interno

$$P_t = 2.347 GPa * 2 * \pi * 54 mm * 0.5 mm$$

$$P_t = 398.158 kN$$

TURBINA

ANÁLISIS DE ESQUEMÁTICO

Esquema de la Parte Rotatoria con el Frame

1. Cover Del Compresor
2. Compresor Centrifugo
3. Bolt
4. Componente Del Cover
5. Difusor
6. Bolt
7. Inner Wall
8. Estator De La Turbina
9. Rodamiento De Bola
10. Envelope
11. Buje
12. Componente Del Frame
13. Turbina
14. Eje

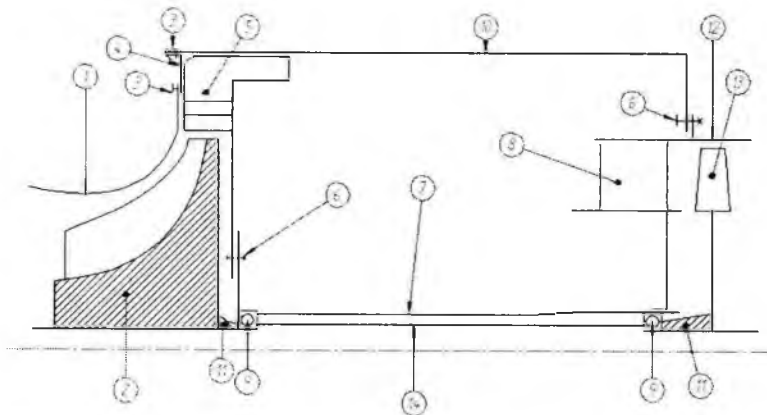


Figura 45. Parte Rotora con el Frame del motor.

Este ensamble rotatorio es dado por 2 rodamientos de bola en el esquema señalados por el número 9, los cuales soportan fuerzas en todas las direcciones.

TIPO DE RODAMIENTO Y CARGAS

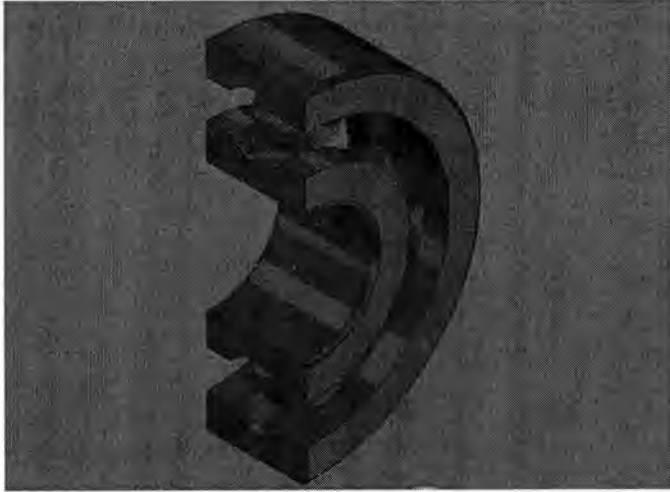


Figura 46. Corte del Rodamiento.

Los soportes en la parte delantera y trasera del motor están dados por rodamientos de bola de igual dimensión. Estos rodamientos están soportando fuerzas axiales y radiales generadas por la presión, deformaciones térmicas y rotación de los componentes como el compresor y turbina.

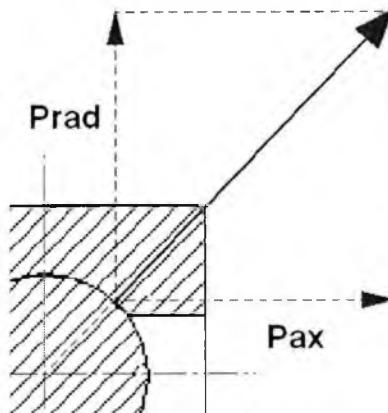


Figura 47. Fuerzas en el Rodamiento.

ESQUEMA DEL SOPORTE

1. Eje
2. Rodamiento Trasero De Bola
3. Inner Wall
4. Elemento Del Frame (Estator De Turbina)
5. Estator De La Turbina
6. Rotor De Turbina
7. Buje

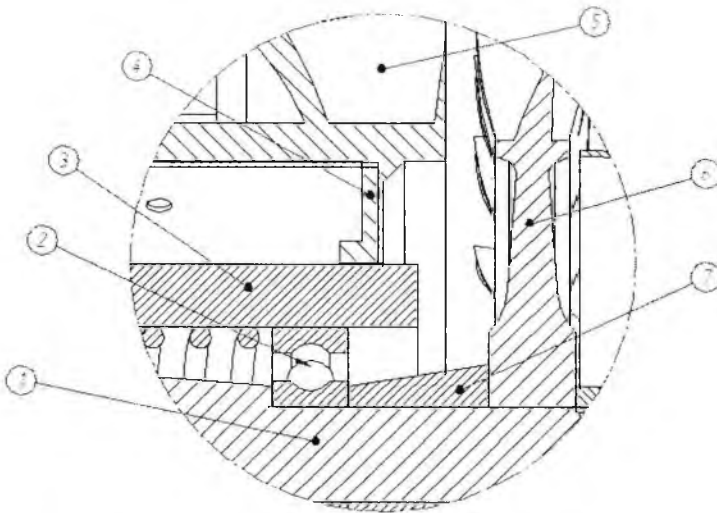


Figura 48. Soporte Trasero.

RODAMIENTO

El rodamiento es un rodamiento de bola SKF 609, marca líder a nivel mundial en rodamiento. Este tipo de rodamiento es muy versátil y fácil de montar.

Los rodamientos rígidos con una hilera de bolas soportan cargas radiales y axiales, además son apropiadas para revoluciones elevadas. Por su gran

variedad de aplicaciones y debido a su económico precio, los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados entre todos los tipos de rodamientos. La adaptabilidad angular de los rodamientos es relativamente pequeña.

PARTES DEL RODAMIENTO

1. Outer race (carrera externa)
2. Bola
3. Inner race (carrera interna)

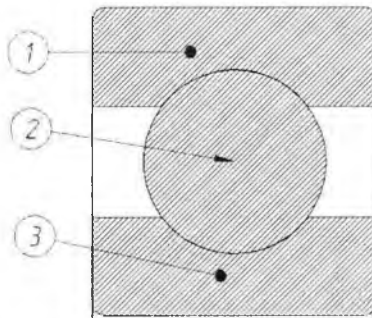


Figura 498. Partes del Rodamiento.

La outer race (guía externa) o carcasa esta señalada por el N.º 1 en la anterior figura, esta parte del rodamiento es la mas caliente ya que el outer race y la bola están mas cerca al eje y esta lubricado. La otra parte del rodamiento la comprende la bola y la parte que esta en contacto con el eje del motor es el inner race enumerado como 3.

SEGURIDAD DEL RODAMIENTO EN SU LUGAR DE ACOPLE

RODAMIENTO DELANTERO

1. Compresor
2. Difusor (frame delantero)
3. Inner wall

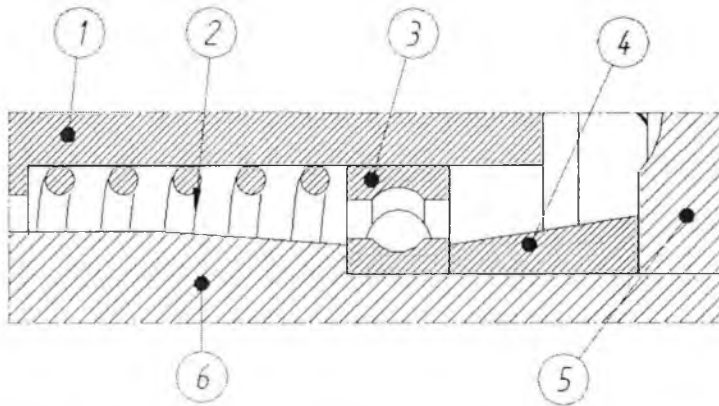


Figura 51. Rodamiento Trasero.

Este rodamiento ya tiene un valor agregado para su aseguramiento en comparación con el rodamiento delantero el cual es el resorte. Como se puede observar en la anterior figura el buje N.º 4 proporciona seguridad axialmente, imposibilitando que el rodamiento haga contacto con el disco de la turbina, otro componente que da seguridad es la parte superior del inner wall al igual que la parte inferior del eje; como se dijo anteriormente a diferencia del primer rodamiento se cuenta con un resorte que nos ayuda a que la carrera exterior del rodamiento no se mueva al igual que la carrera inferior, ya que por las altas revoluciones y temperatura de operación del motor el eje sufre una deformación axial, por tanto en el tope superior del eje donde se acopla la carrera interior del rodamiento sufre una elongación llevándose esta carrera, por su parte el resorte empuja la carrera exterior del rodamiento para que no se desalinee el rodamiento.

1. Inner wall
2. Resorte
3. Rodamiento de bola
4. Buje
5. Disco de turbina
6. Eje

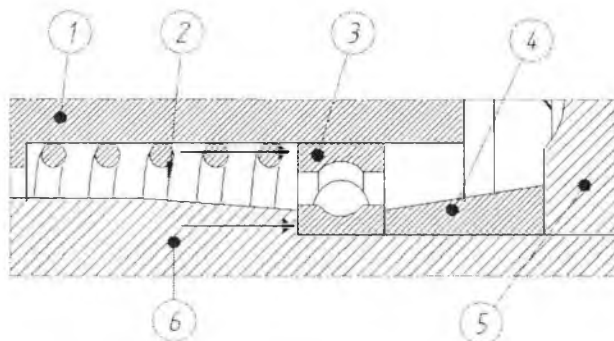


Figura 52. Reacción del resorte en el Rodamiento Trasero.

LUBRICACIÓN DEL RODAMIENTO

La lubricación del rodamiento se da por salpicadura por medio del combustible combinado con lubricante, es decir como se ve en los dibujos hay un conducto que lleva el combustible con lubricante en una proporción de 16:1 (16 de partes de combustible por una de lubricante)¹¹. La separación de cámaras (aire-lubricación) se da por el inner wall por tanto la cámara de aire y cámara de lubricación están divididas lo que hace que el lubricante siga una trayectoria hasta el rodamiento trasero y se evacue a la atmósfera.

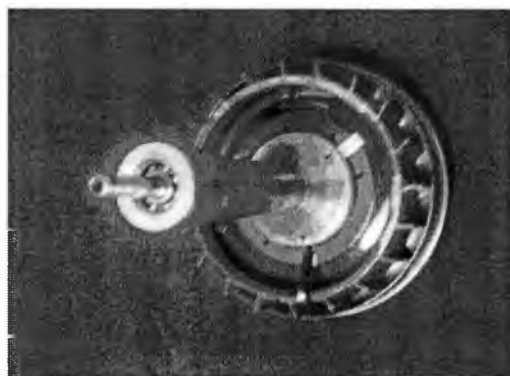


Figura 53. Conducto de lubricación.

11 Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina. Universidad de san Buenaventura. Noviembre, 2004

ENTRADA DE ACEITE

La entrada de lubricante se proporciona por medio de un conducto que entra por la parte frontal del motor, el cual transporta el lubricante que es el mismo combustible Jet A-1 con aceite, pasa por un vane del difusor y luego se adapta por la parte trasera de este y se mete por un conducto vertical entre el difusor y el inner wall, llegando al rodamiento con la misma presión con la que llega el combustible a los inyectores ya que es la misma bomba la que suministra el combustible; luego sigue hacia el rodamiento trasero con menor presión entre el conducto o cámara de lubricación generado entre el eje y el inner wall.

Para mostrar esquemáticamente la entrada de aceite a los dos rodamientos se mostraran dos esquemas, unos para el rodamiento delantero y otro para el rodamiento trasero.

RODAMIENTO DELANTERO

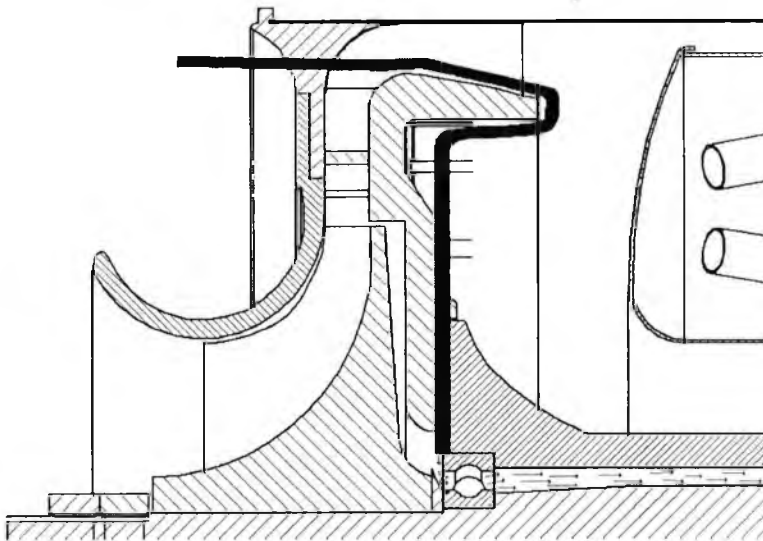


Figura 54. Lubricación del Rodamiento delantero.

RODAMIENTO TRASERO

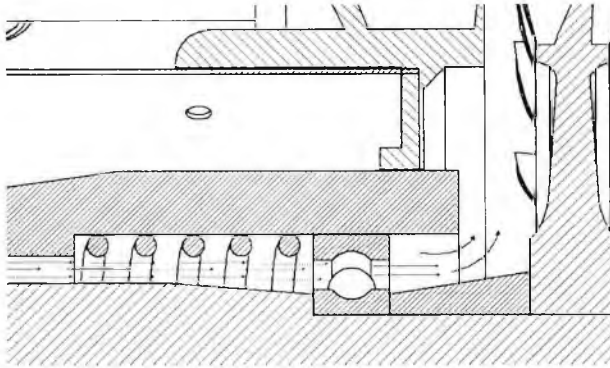


Figura 55. Lubricación del Rodamiento Trasero.

SALIDA DE ACEITE

La salida de aceite se genera por la diferencia de presiones, ya que después de pasar por el primer rodamiento el fluido lubricante pasa al segundo rodamiento y luego pasa por el buje y el extremo trasero del inner wall, posteriormente proporciona una refrigeración, aunque mínima, al disco de la turbina, después pasa al flujo de gases de salida del motor y finalmente se fuga a la atmósfera con los gases de salida.

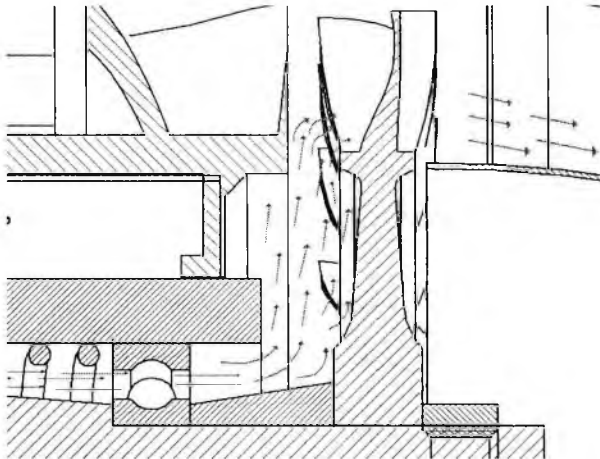


Figura 56. Salida de Fluido de Lubricación.

SELLADO

El sellado de la cámara de lubricante y aire es proporcionado por el inner wall, al igual la tolerancia entre el compresor y el difusor no afecta para que el lubricante se fugue por ahí ya que al lado de la tolerancia pasa aire con una presión mayor, a su vez esta tolerancia se disminuye debido a la expansión sufrida en el disco del compresor y por otra parte por la viscosidad del fluido lubricante no pasa por este espacio este sistema de sellado es sin contacto.

PROTECCIÓN CONTRA EL CALOR EN EL SOPORTE

La protección contra el calor o fuego en los soportes está dada por sistema activo que es dado por la lubricación que enfría los soportes con el aceite. También posee un dispositivo de protección contra el calor que es proveído por el inner wall que no permite que el fuego producto de combustión pase a la cámara de lubricación (aceite), este elemento es de paredes gruesas por tanto la diferencia de temperatura es grande. Este motor no posee un sistema de convección ya que no hay aire frío en contacto con el inner wall para enfriar el mismo y por tanto proveer refrigeración a los rodamientos.

ESTRUCTURA DEL ENSAMBLE ROTATORIO

Esquema del Ensamble Rotatorio

1. Compresor centrífugo (disco)
2. Buje
3. Rodamiento de bola delantero
4. Eje
5. Rodamiento de bola trasero
6. Buje

7. Rotor de turbina
8. Nut
9. Nut

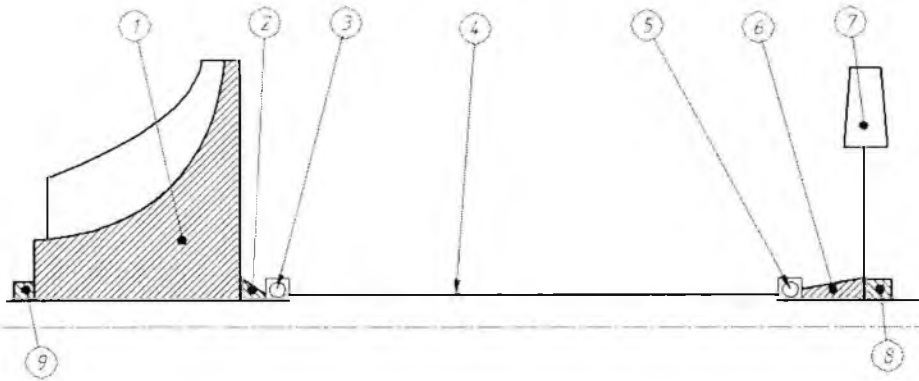


Figura 57. Ensamble Rotatorio.

TIPO DE ENSAMBLE ROTATORIO

El tipo de ensamble de la parte es llamada taff Joint, en algunos casos es por Splines pero en este caso no es necesario del uso de estos ya que cuando el motor empieza a operar los nuts 8 y 9 aprietan al compresor y a la turbina respectivamente, además porque es de un solo eje.

TIPO DE ACOPLA ENTRE EL COMPRESOR Y LA TURBINA

1. Disco de turbina
2. Eje
3. Nut
4. Buje
5. Inner wall
6. Rodamiento de bola

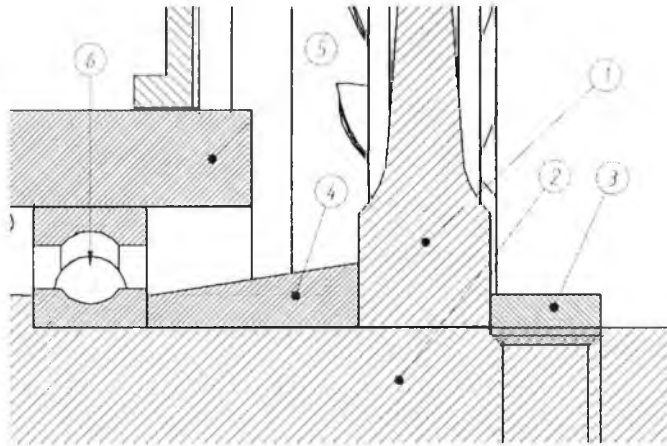


Figura 58. Acople entre Turbina y Compresor.

Como se menciono anteriormente el tipo de acople es Stiff joint

Ahora se muestra el diagrama de cuerpo libre de la estructura rotatoria para entender los movimientos y restricciones de los rodamientos como ya antes se había explicado. En la Figura 64 se puede ver que el rodamiento delantero esta restringido para moverse, pero el segundo rodamiento, el trasero, puede tener un movimiento de la carrera externa (outer race) axialmente apoyado sobre un resorte cuando el inner wall se expanda, por tanto la tolerancia existente entre el rodamiento (outer race) y el inner wall en la parte trasera es lo suficientemente grande para permitir que este acople no sea tan rígido y la carrera exterior puede tener una porción de movimiento moderado.

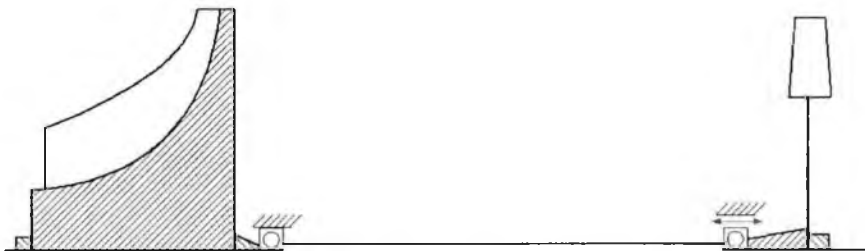


Figura 59. Diagrama de Cuerpo Libre de la Parte Rotora.

TRANSMISIÓN DE TORQUE

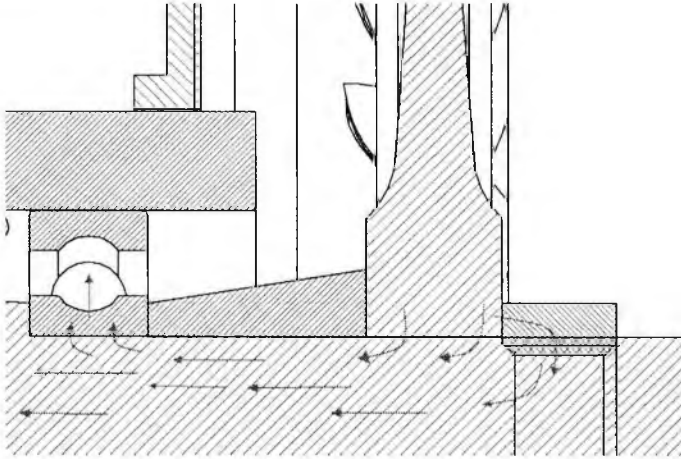


Figura 60. Transmisión de Torque.

Transmisión de la Fuerza Axial

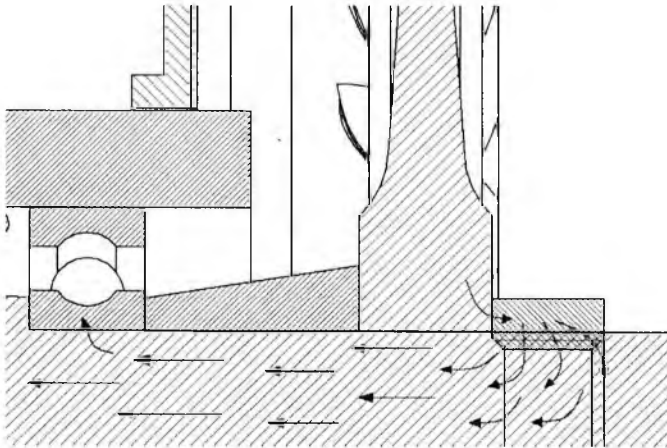


Figura 61. Transmisión de la Fuerza Axial.

ESTRUCTURA DE LA SECCIÓN ESTÁTICA DEL MOTOR

Esquema de la Estructura Estática

1. Cover del compresor
2. Bolt

3. Componente del cover
4. Bolt
5. Difusor (frame)
6. Inner wall
7. Envelope
8. Flame tube
9. Estator de turbina (frame)
10. Tobera de salida (jet nozzle)
11. Ogv (outlet guide vane)
12. Rodamiento de bola

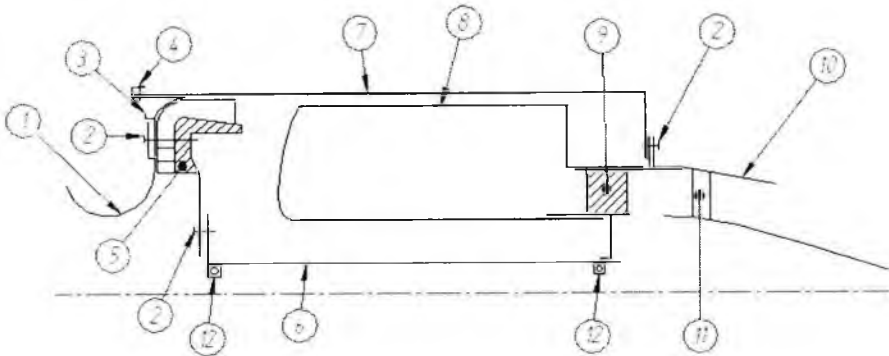


Figura 62. Estructura Estática.

ESTRUCTURA COMPLETA DEL MOTOR

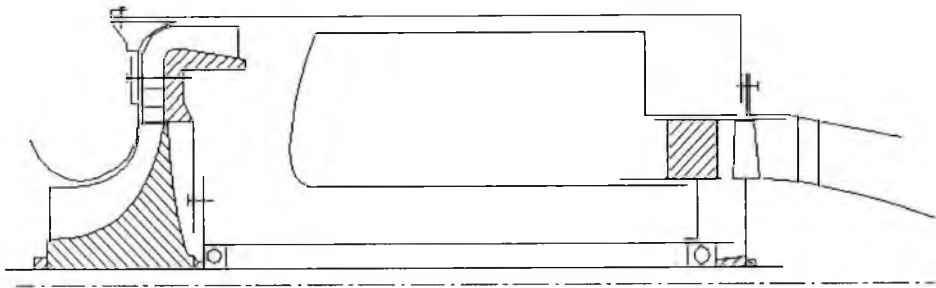


Figura 63. Estructura Completa del Motor.

DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL MOTOR

La micro turbina es un turbojet sencillo de un solo eje (single spool engine) que tiene un factor de compresión de 1.6; su parte rotatoria incluye un compresor centrífugo de una sola etapa, también posee una sola etapa de turbina. Esta soportada por dos soportes, el primer rodamiento es de bola (radial/thrust), el segundo también es de bola. El acople entre el compresor y la turbina es dado por una unión sencilla llamada “Stiff joint”, la unión consta de superficies cilíndricas que permiten el centrado de los componentes, también tiene tuercas (ñutas) y bujes para la separación de los componentes y evitar el desgaste excesivo, los anteriores componentes permiten que halla una transmisión de torque, transmisión de la fuerza axial y radial.

La estructura estática del motor esta compuesta de “frames”; frame delantero y frame trasero; el frame delantero compuesto por el difusor, ubicado en el compresor esta soportado por el rodamiento delantero, también esta conectado por medio de bolts a el inner wall para llegar al rodamiento y conectado por bolt o tornillos a la tapa frontal del motor y mas arriba conectado a la carcasa o Envelope.

El frame trasero compuesto por el estator de la turbina y esta soportado por el rodamiento trasero del ensamble rotatorio y se une por medio de bolts y flanges a el envelope del motor; en la parte inferior se une al inner wall para después conectarse al rodamiento trasero por medio de un Slip joint.

De este análisis resulta que el motor carece de ubicación de los Engine Mounts los cuales sirven para que se ensamble el motor a una estructura como la de una aeronave, y de aquí es de donde colgara y se soportara el motor en vuelo por tanto se propone que la ubicación de estos engine

mounts deben ser en donde están ubicados los frames. El principal seria en el frame delantero y el adicional seria ubicado en el frame trasero.



Figura 64. Ubicación de los Montantes del Motor.

ANÁLISIS CUANTITATIVO

En este análisis se intenta cuantificar las fuerzas que actúan en la estructura principal del motor haciendo énfasis en el eje quien es uno de los principales componentes en el frame.

Se tienen varias fuerzas actuando en la estructura del motor como lo son: las cargas del gas, cargas internas, cargas por la deformación térmica y cargas de interacción; a continuación se destacaran las cargas pero su cuantificación específica en cada componentes esta en el análisis de cada sección, en esta sección se analiza el eje.

CARGAS DEL GAS

Las cargas del gas son aplicadas gracias a los gases que fluyen por el motor, estas cargas en su mayoría son axiales y es el mismo empuje. Por tanto en las anteriores secciones se analizo con base a la presión existente en cada zona y en conjunto con la temperatura crítica a la que estaba sometido cada componente por tanto su análisis esta en las secciones anteriores y no es relevante volverlo a resolver ya que se encuentra en paginas atrás.

$$P_{GAS_A} = G_a (C_{2a} - C_{1a}) + (P_2 F_{2a} - P_1 F_{1a})$$

Ecuación 12

CARGAS INTERNAS

Las cargas internas son generadas por el peso denotado por la formula:

$$G = mg$$

Ecuación 13

Este peso principalmente es el de el compresor y la turbina que recae sobre el eje, sus masas son de 0.12 kg y 0.36 kg respectivamente¹². Por tanto las cargas que se ejercen sobre el eje son de 1.17N y 3.53 N respectivamente. El eje es de acero 4130, y como se puede observar este tipo de acero tienen propiedades mecánicas de alta resistencia.

También están generadas por las fuerzas de rotación existentes ya que el eje rota a 80.000 rpm y por tanto se generan cargas internas:

$$P_c = m\vec{j}_{cp}$$

Ecuación 14

$$\vec{j}_{cp} = r\omega^2$$

Ecuación 15

Que es la aceleración centrípeta y por tanto:

$$P_c = mr\omega^2$$

Ecuación 16

12 Ídem

También las cargas internas están generadas por una fuerza de inbalance que es denotada por la siguiente expresión:

$$P_m = me\omega^2 = \delta\omega^2$$

Ecuación 17

$$\delta = me$$

Ecuación 18

Esta expresión nos da el inbalance siendo “e” la excentricidad. Es imposible identificar y medir la excentricidad producida en el eje, ya que no es un valor promedio ni estadístico sino es una medida que hay que tomar instantáneamente durante la operación del motor. En la siguiente figura se ve la excentricidad en el eje la cual es conceptualizada como la desviación que tiene el eje físico con respecto al eje correcto de rotación ya que las cargas a las cuales esta sometido pueden variar su geometría haciendo que se pierda la concentricidad de la rotación convirtiéndola en excentricidad.



Figura 65. Deflexión del eje.

Esta fuerza centrífuga depende de la masa como se puede ver en la ecuación por tanto si se quiere que el motor soporte poca carga de este tipo es necesario que los pesos de los componentes a los extremos sean los mínimos para así no flectar el eje.

CARGAS DEBIDO A LAS DEFORMACIONES TÉRMICAS

Estas cargas se deben gracias a que hay una generación de calor la cual penetra en los componentes del motor haciendo que se elongen y tengan

una deformación térmica. Cuando hay una libre deformación térmica las cargas debido a la deformación térmica es igual a cero. Pero si por algún motivo hay restricciones de deformación térmica se somete a la pieza a un esfuerzo térmico:

$$\begin{aligned}\sigma_t &= \frac{P_t}{A} \\ P_t &= \sigma_t A \\ \sigma_t &= \varepsilon_t E \\ \varepsilon_t &= \frac{\ell_t}{\ell} = \alpha t\end{aligned}$$

Es necesario tener las suficientes tolerancias para que estas cargas no se generen por tanto en las anteriores secciones se conoció que estas tolerancias son las adecuadas para no infringir en este concepto y que no hayan restricciones, sin embargo no es posible controlar todas ya que también se generan restricciones internas en el material como por ejemplo la deformación desigual en si mismo.

El eje esta entonces esta a dos cargas estáticas principales las cuales son las de los pesos de los componentes y que están acoplados a el, con dos soportes que son los que lo sujetan en la estructura que están dados por los dos frames por medio de los rodamientos.

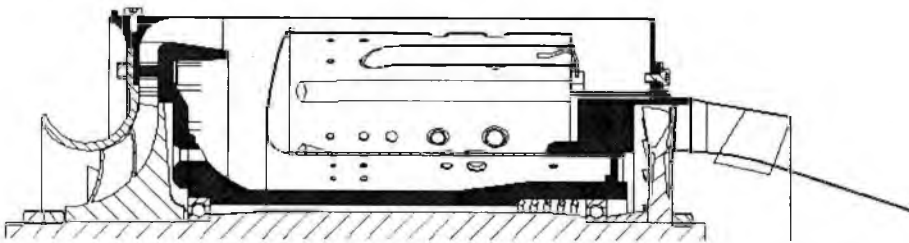


Figura 66. Frames del Motor.

El frame trasero y delantero (de color verde) sostienen el eje (achurado de color rojo), que tiene dos apoyos. Por tanto en la siguiente figura se extrae

el eje y sus componentes acoplados a sus extremos para poder analizar cuantitativamente el eje y entender a que cargas esta sometido.

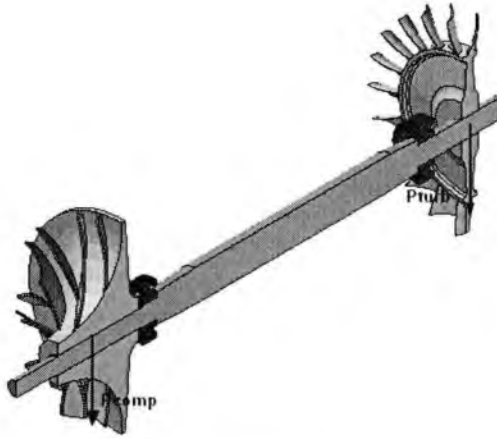


Figura 67. Cargas en el Eje.

El eje esta sometido a estas dos fuerzas de las cuales puede generarse una flexión, generando un esfuerzo cortante, con reacciones que estarían generadas por los frames. Para resolver matemáticamente este problema se deben conocer las masas del compresor y de la turbina para así aplicar las respectivas cargas al eje que se hallaron anteriormente.

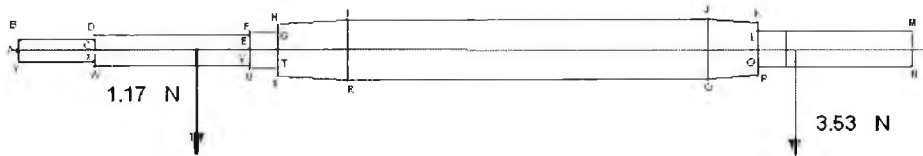


Figura 68. Cargas en el eje.

La fuerza por la rotación del eje:

$$P_C = mrw^2$$

Por el compresor:

$$P_c = 362.14 \text{ MN}$$

Por la turbina:

$$P_c = 1.071 \text{ MN}$$

Ahora bien hallaremos el imballance

$$P_{im} = m e w^2 = \delta w^2$$

Ecuación 19

El coeficiente de excentricidad "Para motores pequeños se recomienda el rango de 2~3"¹³.

Por el compresor

$$P_{im} = 0.12 \text{ kg} * 3 * 8377.53^2$$

$$P_{im} = 25.265 \text{ MN}$$

Por la turbina

$$P_{im} = 0.36 \text{ kg} * 3 * 8377.53^2$$

$$P_{im} = 75.797 \text{ MN}$$

CAPÍTULO 9

CONSTRUCCIÓN, OPERACIÓN Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

CONSTRUCCIÓN DE COMPONENTES

En este capítulo se muestra cómo se construyen los componentes más relevantes del motor; siendo el motor un prototipo de los costos de construcción, deben ser en lo posible los más económicos.

DIFUSOR EN ALUMINIO

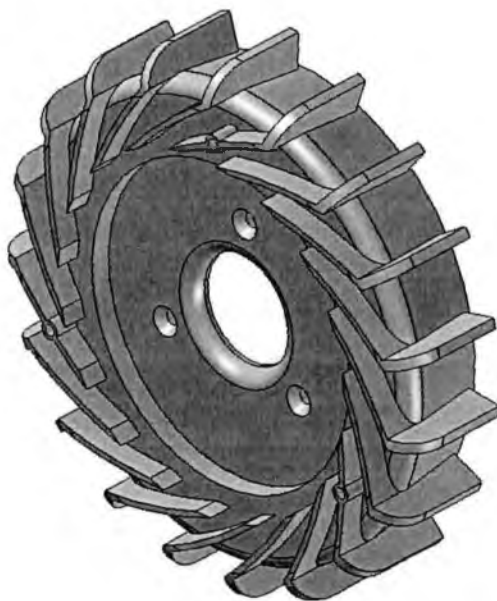


Figura 1. Difusor en aluminio virtual

Con los planos ya determinados y su material, se construye el núcleo principal utilizando el torno, dando precisión en las dimensiones principales y la superficie cilíndrica, ya que ésta da la concentricidad del conjunto rotor.

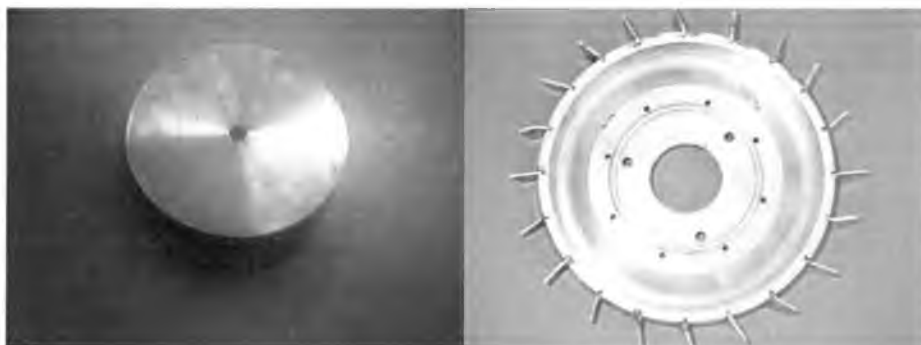


Figura 2. Núcleo principal (izquierda) y vista trasera del difusor terminado (derecha).

Ubicando una plantilla en el núcleo con el número de álabes y espesor, se realizan las ranuras para anclar los álabes; como cada ranura no es concéntrica con el plato divisor respecto al punto de la fresadora, se diseña y construye una herramienta porta núcleo para realizar un desfase de concentricidad para así realizar el desbaste de las ranuras, utilizando escariadores del espesor de la ranura, si se quiere precisión de un 99% se emplea control numérico CNC.

Ubicando el núcleo en forma vertical, con una sierra se abren las ranuras de los álabes en posición de descarga, hacia la cámara de combustión.



Figura 3. Fresado del núcleo del difusor.

Con el núcleo elaborado se construyen los álabes, con dos milímetros de más, para poder rectificar y dar más precisión en su ensamble; con cada álabe construido se adhiere uno por uno al núcleo principal con pegamento epóxico que cumple con las características necesarias para su operación.

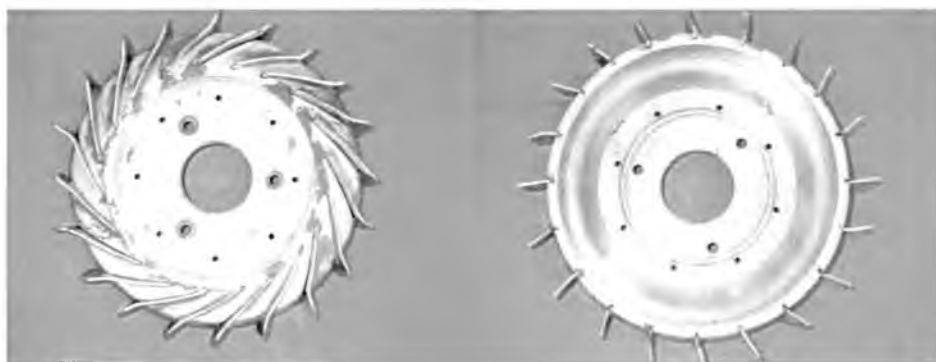


Figura 4. Vista frontal (izquierda) y posterior (derecha) del difusor terminado.

Los factores principales de la construcción del difuso son los acabados de la parte frontal, otro factor es la construcción e instalación de los álabes en las ranuras; la calidad de éste se refleja en el rendimiento del conjunto del compresor. Estos álabes deben quedar sujetos para evitar algún daño interno por desprendimiento del álabe.



Figura 5. Difusor detallado.

ESTATOR DE LA ETAPA DE TURBINA

El estator de turbina inicialmente se plantea para ser fabricado por fundición, y para esto es necesaria la producción del modelo en estereolitografía, pero por su elevado costo, que se encuentra alrededor de USD 300, se decide buscar otro método de construcción. Igualmente el contratar un modelista que generara el modelo, significaba un costo de USD70, reduciendo la precisión de la pieza a un 95%. Quizá la idea del molde por estereolitografía no fuera tan errada, pero por el hecho de ser una pieza experimental sujeta a cambios durante el diseño, implicaría generar este modelo varias veces, y en ese caso sería muy costoso cualquier rediseño.

El mecanizado resulta ser el método más apropiado para su construcción, principalmente por costos, pero también por el tiempo de fabricación, y por la facilidad de cambiar el diseño o parte del mismo.

La construcción del estator se divide en tres partes. En primer lugar se trabaja el anillo interno del componente, el cual se desarrolla en acero H13 para trabajo en caliente. Este acero fue escogido por la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión, que se estima a un máximo de 1000 K. Esta pieza se desarrolla por mecanizado en el torno. Para el trabajo de este acero en el torno, se hace necesaria la consecución de bujías de tungsteno por la alta dureza del material. Adicionalmente requiere de lubricación continua debido a la cantidad de energía transformada en calor por el desprendimiento de la viruta.

Después de ser torneado el anillo, se procede a mecanizarle las ranuras de los álabes por la parte posterior. Esto se hace con una sierra de corte de 1.2mm de espesor. Se monta el anillo en el plato divisor de la fresadora, dándole los 60 de inclinación para la salida de los gases del estator, calculados en el Capítulo.

En segundo lugar está la construcción de los álabes del estator, que por facilidad se desarrollan en acero 304, cortado por LÁSER, lo que representa una precisión excelente. Su curvatura se realiza por medio de un troquel sencillo, que simplemente da un radio uniforme en la sección inicial del álabe. Su sujeción al anillo interno se realiza por soldadura TIG (Tungsten Inert Gas), después de haber sido insertados en las ranuras mecanizadas en la fresadora.



Figura 6. Estator de turbina.

Tras haber ensamblado los álabes al anillo interno, se coloca el componente dentro de un tubo con diámetro interior de 90mm, y se vacía el elastómero de poliuretano de alta dureza. Esto con el fin de ser montada la pieza en el torno para rectificarle los diámetros externos al componente, sin que se deformen los álabes, y así mecanizarle las guías a los álabes para su ensamble con el anillo externo del estator.

El elastómero de poliuretano es retirado del estator, calentándolo con la boquilla del equipo de oxi-acetileno, y golpeándolo suavemente con un martillo de caucho. Las rodajas de elastómero se desprenden fácilmente, casi sin dejar residuos en la pieza.



Figura 7. Elastómero de poliuretano vaciado en el estator de turbina para ser mecanizado.

Por último está el anillo externo que se desarrolla de un tubo de acero 304, al cual se le suelda una platina circular a manera de flanche, y se rectifica su pared interna en el torno. En caso de ser mecanizado el tubo y posteriormente soldado el flanche, se producen deformaciones que afectan las dimensiones internas del estator y se generan puntos de rozamiento por parte del rotor de turbina con la carcasa.



Figura 8. Anillo externo del estator de turbina.

Este anillo debe ser posteriormente montado en el plato divisor de la fresadora para perforarle los orificios al flanche, y realizarle las ranuras, con la sierra de corte, al tubo por la parte delantera, para la inserción de las guías de los álabes y el ensamble final de todo el componente.

Una vez realizadas las anteriores piezas, se procede a su ensamble, en donde se encajan las pestañas de los álabes, sujetos al anillo interno, en las ranuras del anillo externo.



Figura 9. Ensamble del conjunto estator virtual (izquierda y real (derecha).

RUEDA DE TURBINA

La construcción del rotor de turbina completo se realiza a partir de una platina de acero H13, que es mecanizada en el torno hasta sus dimensiones finales (ver figura en la siguiente página).

Se hace necesaria la fabricación de un eje para su trabajo en el torno, el cual debe ser lo suficientemente largo, para que al ser montado en las mordazas, permita el trabajo por lado y lado del material, y debe ser preciso su diámetro en la posición del disco, para que no se deslice el disco durante su trabajo.



Figura 10. Rueda de turbina completa virtual.

Al igual que para el anillo interno del estator, es necesario el uso de buriles de tungsteno, para su trabajo. Es necesario dejar el diámetro externo, 0.5mm a 1mm por encima del diámetro deseado, para su posterior acabado.



Figura 11. Platina mecanizada en torno.

El disco resultante es instalado seguidamente en el plato divisor de la fresadora, donde con la sierra de corte de 1.2mm, se realizan las ranuras de

las divisiones de los álabes; se debe tener especial cuidado con el modo de trabajo de la fresadora, ya que la penetración de la sierra de corte debe ser siempre en el sentido de giro de ella, ya que de no ser así, los dientes de la sierra se perderían. Adicionalmente el movimiento de la pieza a través de la sierra debe ser muy lento y lubricado, debido a su pequeño grosor y la dureza del material de la pieza.



Figura 12. Platina después de mecanizado en fresa.

Finalizado el mecanizado de las ranuras de los álabes, es necesario perforar orificios de 2mm en la posición de la raíz de los álabes, donde se presentará concentración de esfuerzos tanto en el troquelado de los álabes, como también durante su operación.

Para el troquelado de los álabes se prueba el comportamiento del material que debe ser doblado en caliente, y se utiliza un disco inservible del mismo material, calentando hasta alcanzar una tonalidad roja, y con unas pinzas diseñadas se prensa la punta y se torsiona. Enfriar posteriormente el material, analizar la raíz de la torsión, para observar si presenta fisuras.

ubicados a 120 grados, los cuales van insertados entre ambas partes que garantizan la concentricidad de ambas partes.

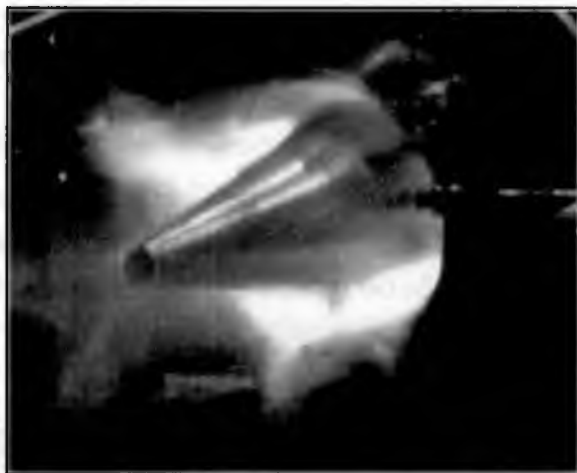


Figura 15. Tobera de escape durante la corrida del motor.

La unión de todo el componente se hace con soldadura especial, se utiliza soldadura con gas tipo TIG (soldadura de arco con protección de gas inerte). La misma empleada para la cámara de combustión

OPERACIÓN DEL TURBORREACTOR

A continuación se muestran los primeros intentos de encendido con sus dificultades y soluciones, esto con el fin de enriquecer al lector en el campo de la práctica.

Tras el ensamble total del mini turborreactor, y verificando que todos los componentes se encuentran correctamente ajustados y que no existe rozamiento de las partes móviles (compresor y turbina), el procedimiento a seguir es encontrar dónde se va a montar la mini turbina para comenzar las pruebas de encendido.

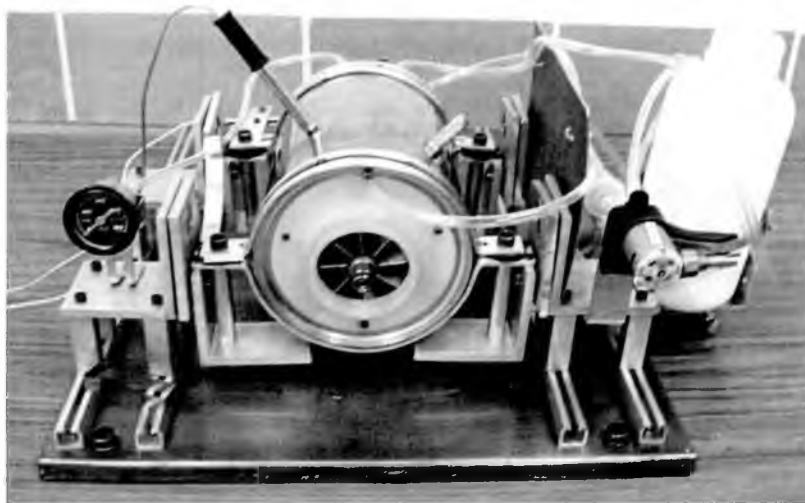


Figura 16. Motor instalado en el banco de pruebas.

Para esto es necesario colocar el mini turborreactor en un montante (banco), el cual permite la operación de la mini turbina, y se le instalan los sensores electrónicos de medición y los accesorios externos del mini turborreactor (tanque de combustible, bomba de combustible, filtro de combustible, válvulas manuales de paso de combustible y gas, y mangueras de alimentación de combustible y gas).

Los datos tomados por estos sensores, son enviados a una tarjeta electrónica que los procesa y registra en una base de datos para su posterior análisis.

Esto facilita el encendido y operación del mini turborreactor ya que al estar midiendo los parámetros más importantes (temperatura, rpm, presión y empuje) se logra establecer en qué punto exacto es posible poner en marcha el motor, al mismo tiempo que se controlan los rangos máximos y mínimos de operación.

PRIMERA PRUEBA DE ENCENDIDO

Para encender el turborreactor es necesario garantizar un lugar seguro, el cual debe contar con un área despejada especialmente en la parte de atrás del motor, pues existe riesgo de desprendimiento de algún componente del motor debido a la vibración. También es indispensable disponer de un extintor contra incendios debido al riesgo que existe por el uso de combustibles.

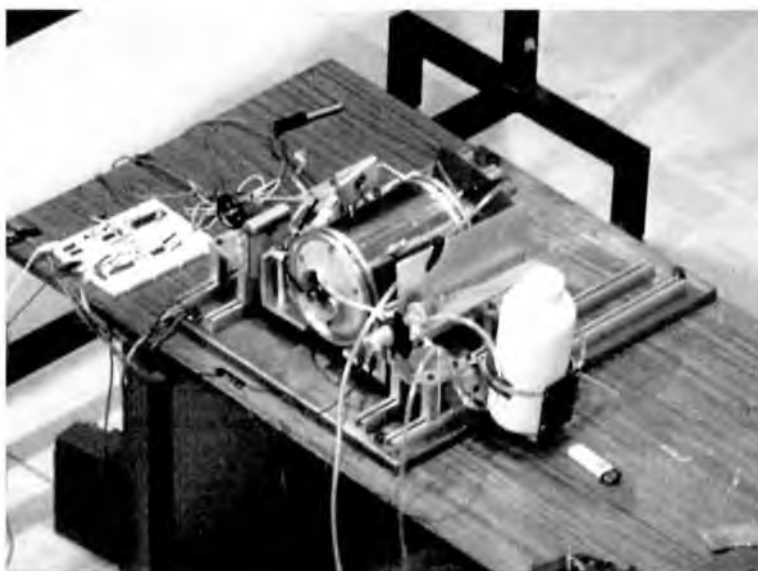


Figura 17. Tarjeta electrónica instalada al banco de pruebas.

Para poner en marcha el turborreactor después de instalar el sistema de control, un cable con polo a tierra, el sistema de alimentación de gas, el sistema de alimentación de combustible, y después de tomar las medidas de seguridad pertinentes, el siguiente paso a paso describirá con más detalle el procedimiento de encendido.

En la primera fase se pone a girar la parte rotora del turborreactor por medio de una fuente de alimentación de aire, externa, que se inyecta al

compresor haciéndola girar entre 10000 y 12000 r.p.m., luego se abre paso al sistema de gas el cual se enciende por medio de una bujía de tipo incandescente utilizada en los motores recíprocos para aeromodelos, por la poca experiencia y debido a una prueba que se había hecho de preencendido del gas con este tipo de bujía, la cual había sido exitosa; se esperaba que en el momento de inyectar el gas y de energizar la bujía se iniciara la combustión, lo cual no ocurrió.

Debido a varios intentos fallidos de iniciar la combustión por medio de este método y sin obtener resultados, se decidió emplear los métodos utilizados por los fabricantes de mini turbina conocidos, el cual consiste en encender la cámara externamente, y de este modo dar inicio a la combustión.



Figura 18. Fallo en intento de encendido.

El siguiente paso era llevar la llama al interior de la cámara de combustión, lo cual en un principio no se cumplía; en los intentos por hacerlo se apagaba la llama por el exceso de aire que ingresaba al motor.



Figura 19. Encendido de llama fuera del cono de escape.

Después de intentarlo en repetidas ocasiones y sin conseguir el objetivo, se presentó un problema que daría por terminada la primera prueba de encendido; éste fue, que al estar la llama por fuera del turborreactor, calentó las mangueras de alimentación de combustible y gas lo que las llevó a derretirse. Debido a este problema se decidió cambiar las mangueras por tubería de cobre, la cual garantizaría mayor confiabilidad y menos riesgos de este tipo.

Otro aspecto que debía tenerse en cuenta, era no permitir elevarse demasiado la temperatura de la turbina; esto se logra por medio de una termocupla instalada a la salida del motor, la cual mide la temperatura de salida de los gases; si se supera la temperatura permisible del material de la turbina, éste presentará deformación plástica, lo que llevará a la fundición del material con la parte estática y parada instantánea del motor.

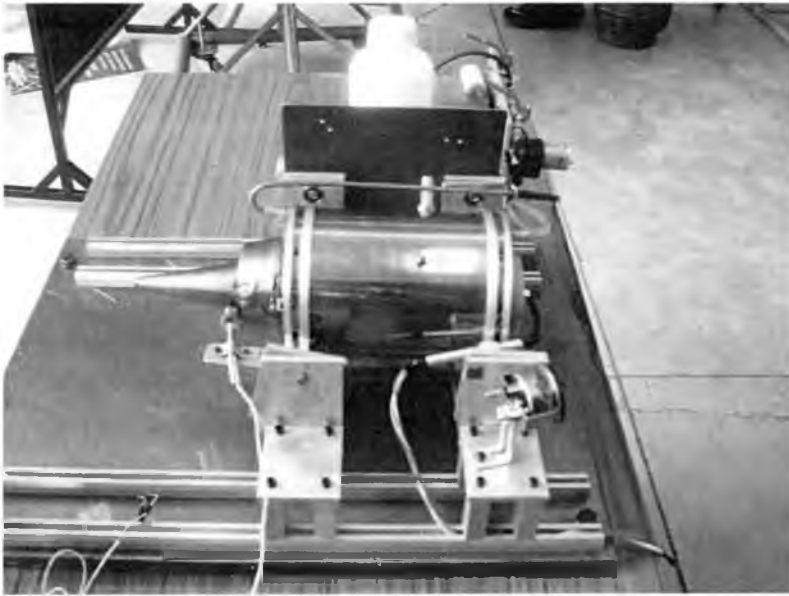


Figura 20. Mejoramiento de la línea de combustible.

SEGUNDA PRUEBA DE ENCENDIDO

Después de mejorar los problemas que surgieron en la primera prueba, y siguiendo el mismo procedimiento de seguridad y de instalación del equipo para el encendido, se preparó la segunda prueba, en la cual esta vez se inyectaría combustible a la cámara de combustión después de precalentar el motor con gas.

Al igual que en la prueba anterior se lleva el turborreactor entre 10000 y 12000 r.p.m., por medio de una fuente de aire externa aplicada en la entrada del motor se abre el sistema de alimentación de gas el cual también presentaba una modificación; estaba conectado al mismo sistema de alimentación de combustible separado por medio de dos válvulas manuales que permitían el cierre de un sistema y la apertura del otro para hacer el intercambio según conveniencia de la operación.

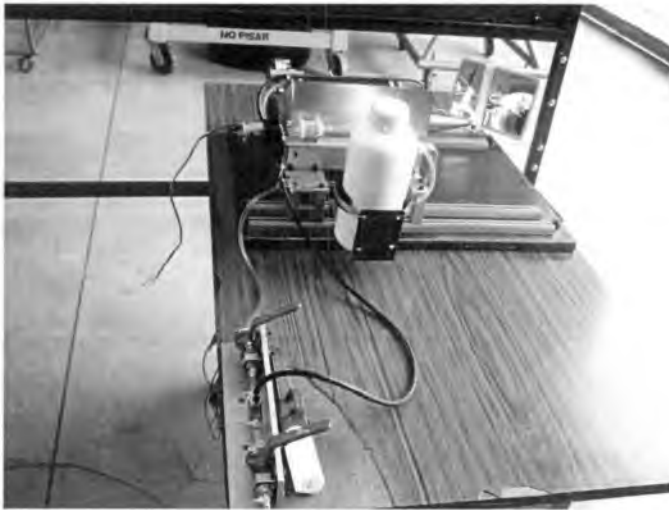


Figura 21. Mezclador combustible gas.

En esta prueba, el inicio de la combustión también se hizo colocando una chispa en la parte trasera del motor; después de iniciar la combustión se tendría que llevar la llama al interior de la cámara, lo cual en esta prueba sí se consiguió.



Figura 22. Llama fuera del motor.

Después de tener la combustión en el interior del motor y de obtener una lectura a la salida de los gases de 400 C y 12000 r.p.m., la operación del motor fue totalmente autónoma, lo que quiere decir que ya no había una fuente de aire externa que impulsara el conjunto rotor.

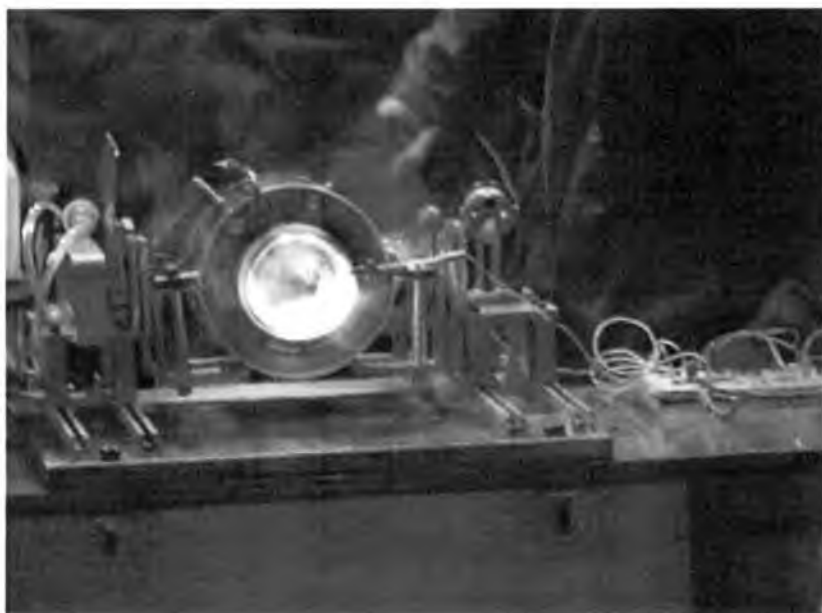


Figura 23. Llama dentro de la cámara de combustión, operación autosuficiente.

El tiempo de operación autónoma del motor se prolongó más o menos por 30 segundos y su parada se debió al cierre de alimentación de gas.

El siguiente objetivo de esta segunda prueba era operar el motor utilizando combustible, pues en los anteriores intentos sólo se había utilizado el gas. Al igual que en los anteriores intentos se seguiría el mismo procedimiento de encendido, pero precalentando la cámara de combustión con gas, para que al inyectar el combustible éste se vaporice al entrar a la cámara de combustión. Este objetivo no se logró pues se presentó un problema en el sistema de alimentación; como ambas fuentes de alimentación (gas y combustible) estaban conectadas al mismo sistema de inyección, cuando

se intentaba pasar de un sistema a otro tardaba mucho en hacer el cambio, lo que producía extinción de la combustión y como consecuencia paraba el motor.

El problema en un principio, se creía era deficiencia de la bomba de combustible, pero después de hacer pruebas a la bomba, se concluyó que era por tiempo de intercambio de un sistema a otro.

TERCERA PRUEBA DE ENCENDIDO

Para esta prueba el objetivo era poner a operar el motor con combustible, siguiendo el mismo procedimiento que en las anteriores, pero esta vez con la experiencia adquirida de las anteriores pruebas daba más confianza y probabilidades de éxito.

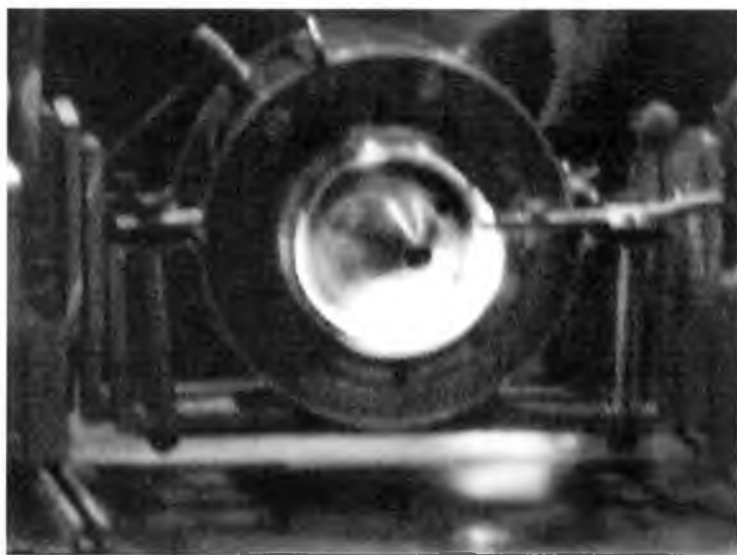


Figura 24. Operación autosuficiente con combustible Jet A.

Los problemas en el sistema de alimentación se habían mejorado, lo cual garantizaba que no iba a ocurrir el mismo problema; así entonces, se siguió

el mismo procedimiento para iniciar la operación del motor, fuente de aire externa que pusiera a girar el conjunto rotor a 12000 r.p.m., precalentamiento de la cámara de combustión con el sistema de gas y cambio del sistema de alimentación a inyección de combustible.

Después de hacer el cambio de un sistema de alimentación a otro el motor operó de forma autónoma por un periodo de 2 minutos y cumpliendo con los objetivos esperados.

EL HUMO

El color del humo que desprende también es sumamente importante. Cuando aparezca humo de color blanco, es producido por el keroseno no quemado y delata el paro del motor. Cuando por el contrario es de color azul, significa que se está quemando demasiado aceite. Si se excede en la proporción de aceite suministrada al motor, éste petardea (se notan pequeñas explosiones). Esto tiene fácil solución, dosificando el paso hacia la turbina. El consumo correcto de aceite por litro de keroseno es de alrededor de 10 cm³".

ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DEL CONJUNTO ROTOR

Elementos finitos es una herramienta para la validación de los cálculos teóricos que se realizaron anteriormente, por medio de este método se puede calcular ciertas dimensiones, que no se calcularon en el proceso teórico ya que estas dimensiones corresponden más a la experiencia en construcción; con esto se evita el ensayo y error en construcción, este procedimiento lo aplicamos virtualmente por medio de elementos finitos.

En las siguientes figuras se analiza el comportamiento estructural de los componentes más relevantes del motor (conjunto rotor-compresor, eje,

rotor de turbina), con este análisis se confirmarán los ajustes entre componentes rotores y estatores, a causa de las dilataciones térmicas y la fuerza centrífuga.



Figura 26. "red" Geometría.

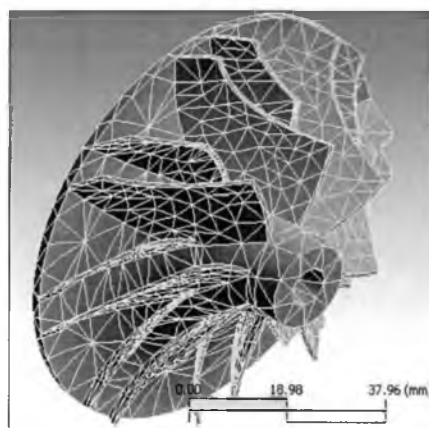


Figura 25. Geometría.

La figura 25 corresponde a la geometría realizada en CAD.

En la figura 26 se establecen las condiciones de contorno y equilibrio a través de los nodos. Así se cumple el único enlace posible para la solución de los elementos finitos.



Figura 27. Tensión equivalente de elasticidad.

En la figura 27, se muestran las tensiones en el compresor por causa de la velocidad angular, los álabes sufren las mayores tensiones por su intento de desprenderse del cubo.



Figura 28. Deformación total.

En la figura 28 se representa la deformación total en el compresor centrífugo causada por la fuerza centrífuga en función de su masa y velocidad angular; la escala de colores representa las deformaciones mínimas (azul) y máximas (rojo) en toda la estructura del compresor, con este análisis se establece que el álabe sufre la mayor deformación en su parte superior con esta información se puede controlar el espacio que está entre el compresor y la toma de aire.



Figura 29. Temperatura.

La figura 29 muestra la distribución de la temperatura en la estructura del compresor causada por el aumento de presión y la radiación de la cámara de combustión.



Figura 30. Tenciones térmicas.

La figura 30 muestra las tensiones térmicas distribuidas en la estructura del compresor dando como máximo la zona del cubo; por esta razón el cubo se diseña con una geometría robusta para que pueda soportar las cargas centrífugas, térmicas y aloje el eje para la transmisión de torque que viene del disco de turbina.

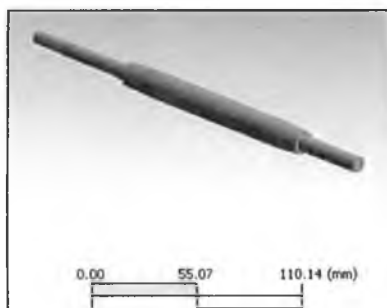


Figura 31. Geometría.

La figura 31 corresponde a la geometría realizada en CAD.

En la figura 32 se establecen las condiciones de contorno y equilibrio a través de los nodos. Así se cumple el único enlace posible para la solución de los elementos finitos.

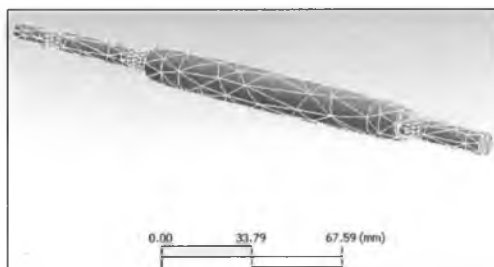


Figura 32. "red" Geometría.

La figura 33 representa las tensiones producidas en el eje por las r.p.m., esta velocidad causa un estiramiento del eje, concentrando las mayores tensiones en su centro; por esta razón el eje se diseña con mayor diámetro en el centro.



Figura 33. Tensión por elasticidad.

La figura 34 muestra la deformación total del eje causada por las altas RPM que se encuentran entre 50000 a 150000 para motores pequeños; estas elevadas RPM llevan a que el eje se estire en sentido axial, por esta razón se diseña con un núcleo de diámetro superior respecto a los diámetros de los extremos, este núcleo soporta la mayoría de las deformaciones y cargas.

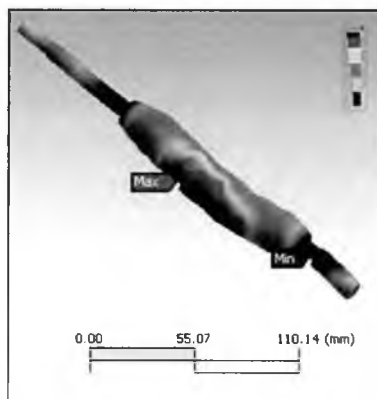


Figura 34. Deformación total.

La figura 35 corresponde a la geometría realizada en CAD.

En la figura 36 se establecen las condiciones de contorno y equilibrio a través de los nodos. Así se cumple el único enlace posible para la solución de los elementos finitos.

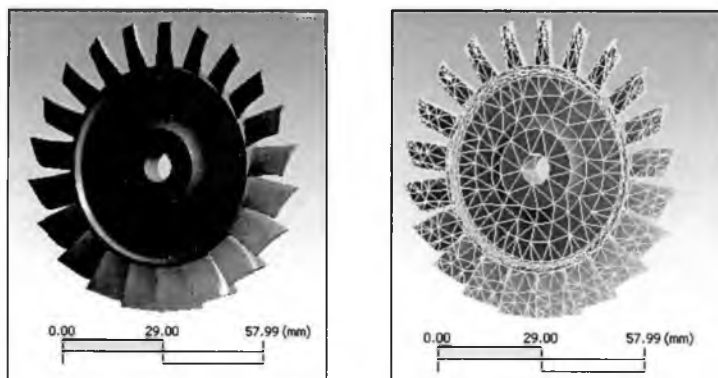


Figura 35. Geometría y Figura 36. "red" Geometría.

La figura 37 muestra que la zona más crítica del disco es su parte inferior o centro del disco, ya que está sometida a las mayores tensiones; por esta razón se diseña esta parte del disco más robusta para que pueda soportar las cargas.

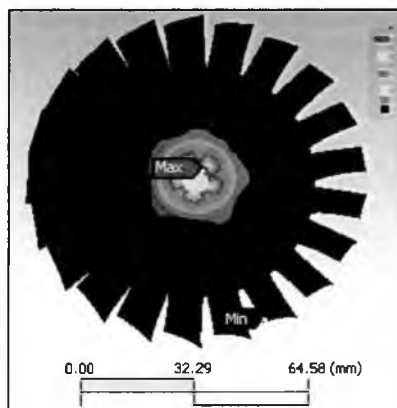


Figura 38. Deformación total.

La figura 38 muestra la deformación total distribuida en la estructura del disco de turbina, causada por la fuerza centrífuga en función de su masa, velocidad angular y por las elevadas temperaturas provenientes de los gases de combustión, como se ve en la figura la punta (tip) de los álabes son las que sufren la mayor deformación; con estos datos revalidamos el espacio que se encuentra entre el disco de turbina y la carcasa.

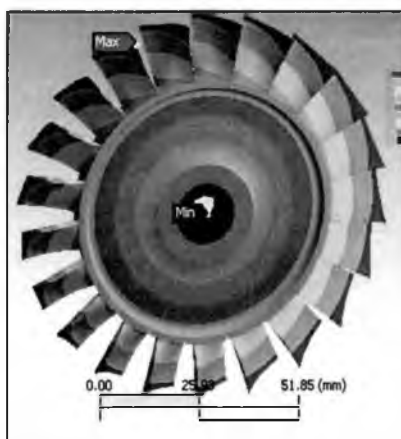


Figura 37. Tensiones.

La figura 39 muestra la distribución de temperatura en la periferia del disco de turbina; como se ve en la gráfica la temperatura aumenta a lo largo del disco, la temperatura aumenta en la cara que recibe los gases de combustión directamente.

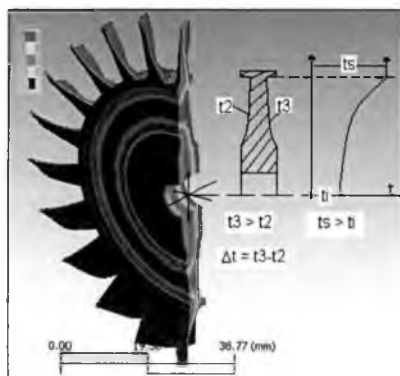


Figura 39. Distribución de Temperatura.

La figura 40 muestra las tensiones causadas por la distribución de temperatura, las cuales generan unas tensiones en el disco; estas tensiones son de gran importancia en el diseño estructural, aunque son complicadas de calcular se debe tener claridad de sus efectos en la estructura; para reducir estas tensiones se utilizan métodos de refrigeración en el disco.

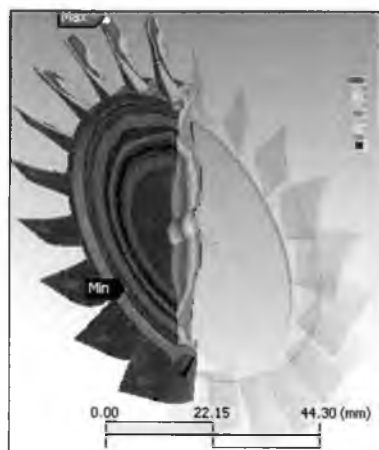
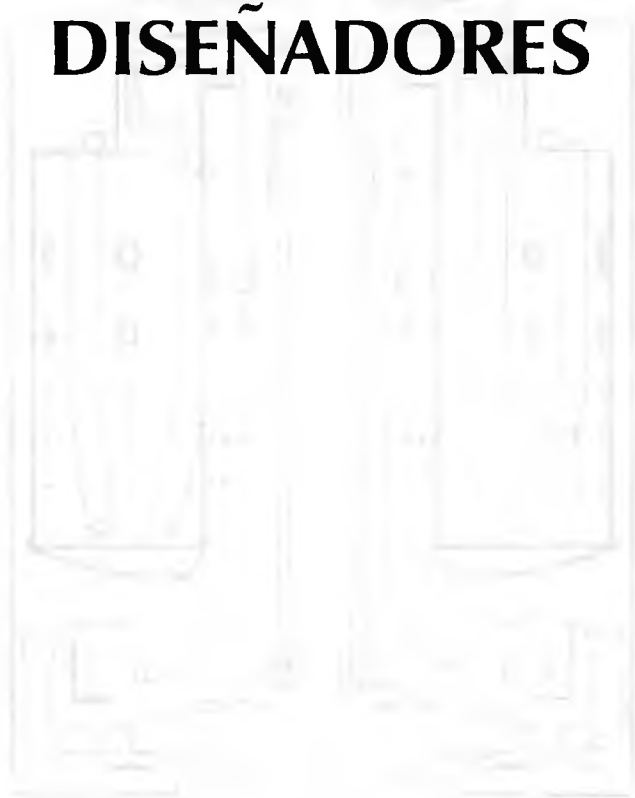


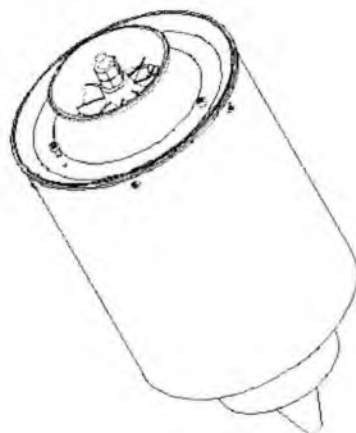
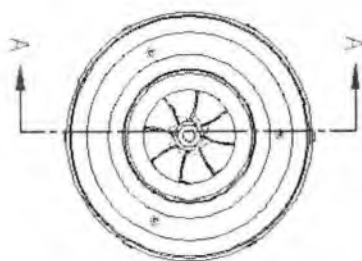
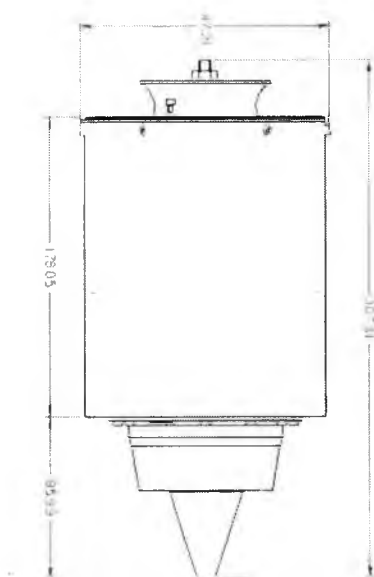
Figura 40. Tensiones térmicas.

CAPÍTULO 10

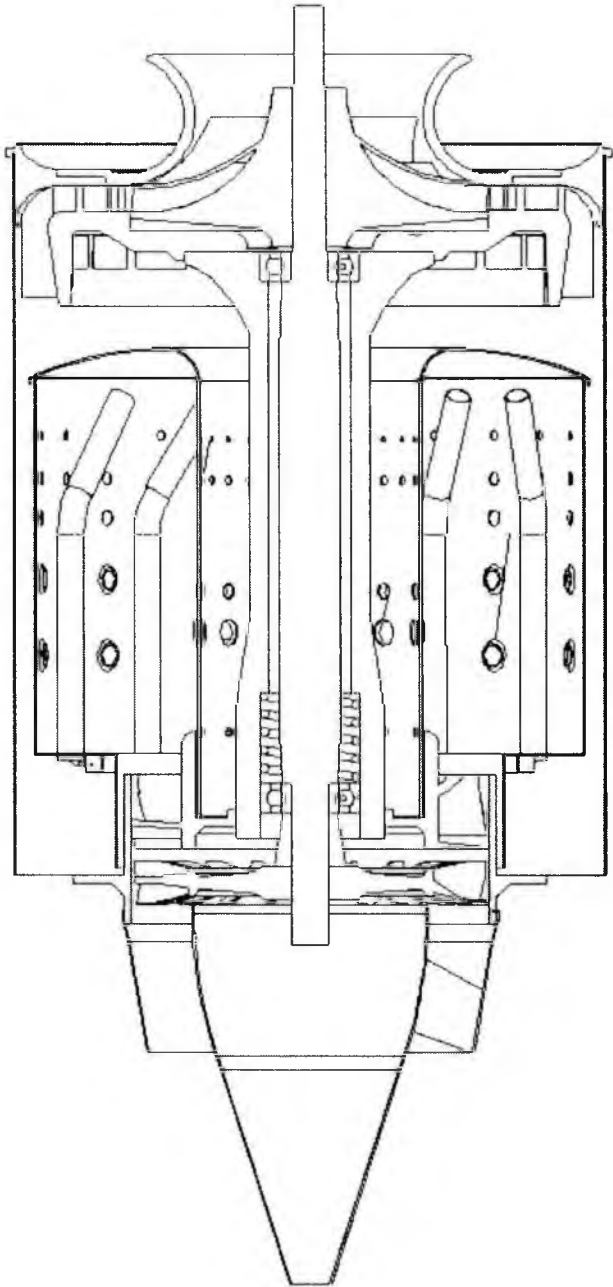
PLANOS DE GUÍA PARA DISEÑADORES



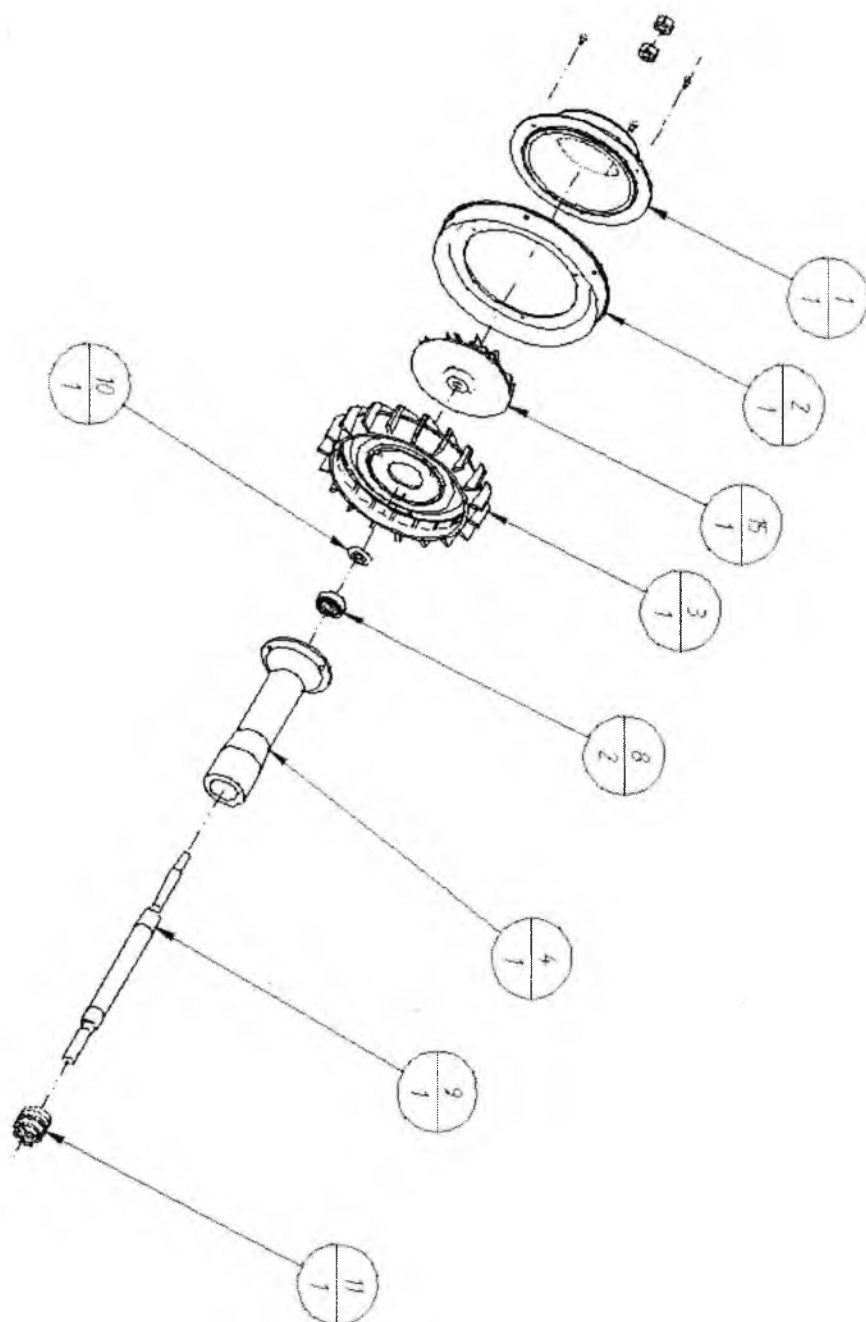
ESQUEMAS MOTOR



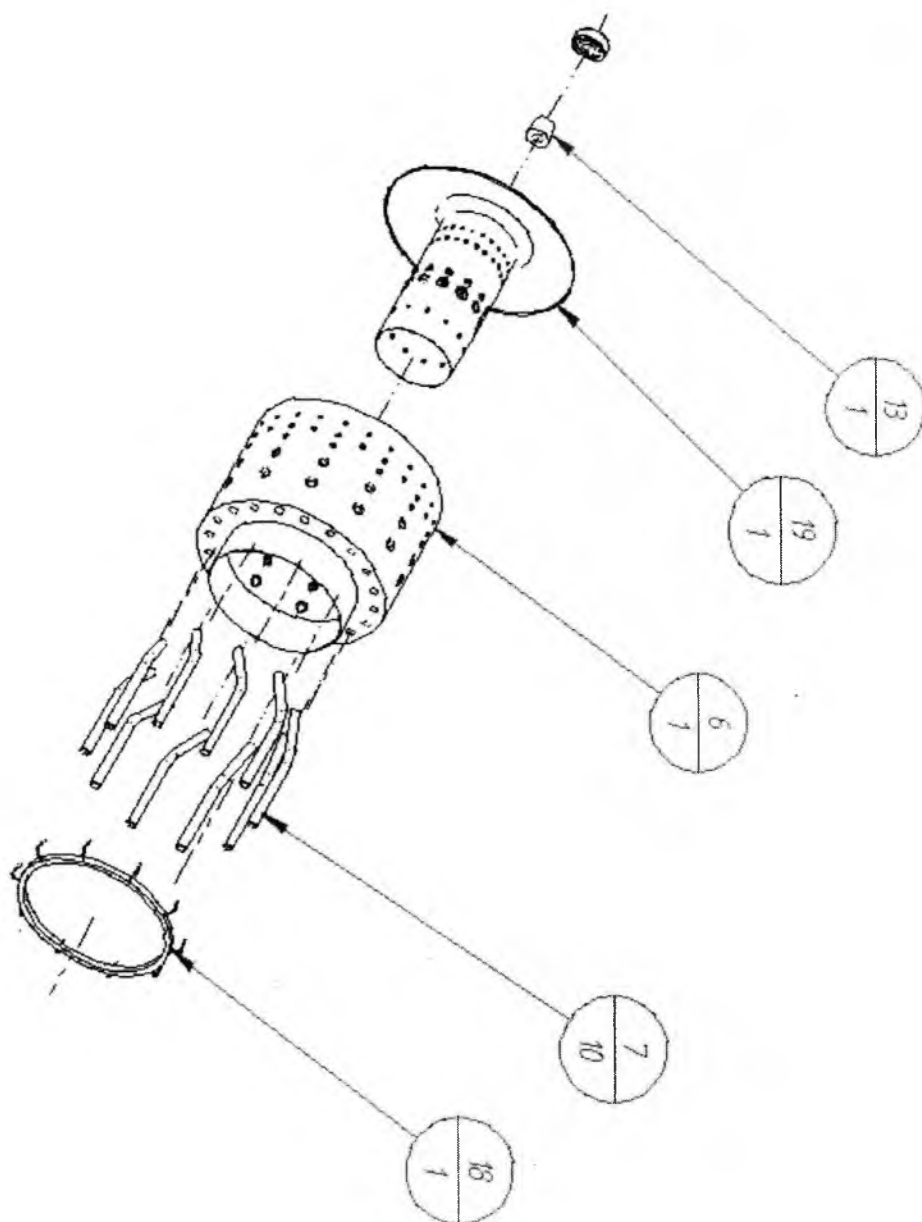
CORTE A-A



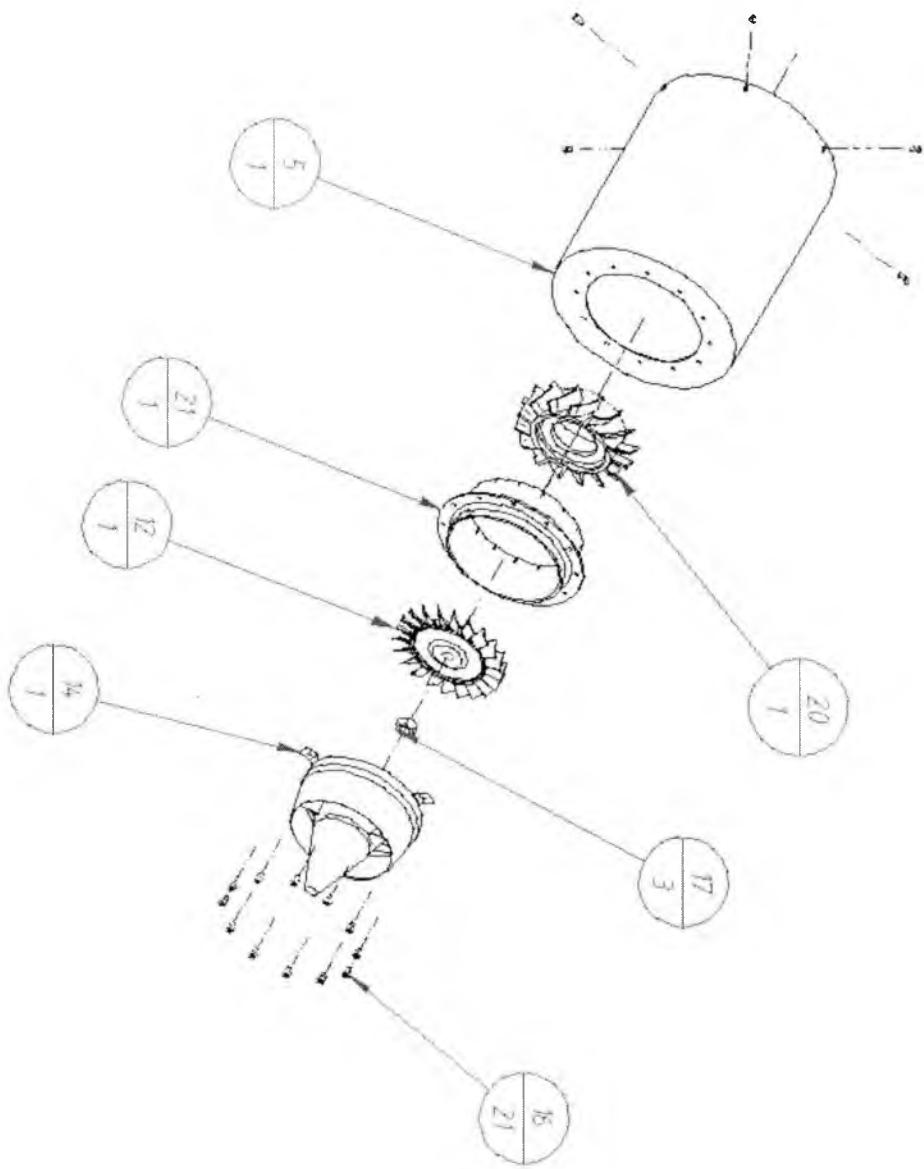
ENSAMBLE MOTOR 1



ENSAMBLE MOTOR 2



ENSAMBLE MOTOR 3



LISTA DE MATERIALES

21	ESTATOR EXTERNO	ACERO 304	1
20	ESTATOR INTERNO	ACERO 304	1
19	CÁMARA DE COM. INTERNA	ACERO 304/H13	1
18	INYECTORES	COBRE/ACERO	1
17	TUERCA M8	CATÁLOGO	3
16	TORNILLO M3	CATÁLOGO	21
15	COMPRESOR CENTRÍFUGO	ALEACIÓN AL-SILICIO	1
14	CONO DE ESCAPE	ACERO 304	1
13	BUJE TRASERO	ACERO 4130	1
12	DISCO TURBINA	ACERO H13 R. ERAMICO	1
11	RESORTE	CATÁLOGO	1
10	BUJE DELANTERO	ACERO 4130	1
9	EJE	ACERO 4340/4130	1
8	RODAMIENTO SKF 608 609	CATÁLOGO	2
7	VAPORIZADOR	ACERO 304	10
6	CÁMARA DE COMB. EXTERNA	ACERO 304	1
5	CARCASA	ACERO 304	1
4	ALOJAMIENTO RODA. SKF 608	ALUMINIO 1100	1
3	DIFUSOR	POLIURETANO/ALUMINIO	1
2	TOMA DE AIRE 2	ALUMINIO 100	1
1	TOMA DE AIRE 1	POLIURETANO	1

SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

ALGUNAS UNIDADES BÁSICAS (SI)

CANTIDAD FÍSICA	NOMBRE DE LA UNIDAD	SÍMBOLO
longitud	metro	<i>m</i>
masa	kilogramo	<i>kg</i>
tiempo	segundo	<i>s</i>
corriente eléctrica	ampere	<i>A</i>
temperatura termodinámica	kelvin	<i>k</i>
cantidad de sustancia	mol	<i>mol</i>

ALGUNAS UNIDADES DERIVADAS EN EL (SI)

CANTIDAD FÍSICA	NOMBRE DE LA UNIDAD	SÍMBOLO	UNIDAD SI
frecuencia	hertz	<i>Hz</i>	s^{-1}
energía	joule	<i>J</i>	kgm^2 / s^2
fuerza	newton	<i>N</i>	kgm / s^2
presión	pascal	<i>Pa</i>	kg / ms^2
potencia	watt	<i>W</i>	kgm^2 / s^3
carga eléctrica	coulomb	<i>C</i>	$A \times s$
potencial eléctrico	volt	<i>V</i>	kgm^2 / As^3
resistencia eléctrica	ohm	Ω	kgm^2 / A^2s^3
capacitancia	farad	<i>F</i>	A^2s^4 / kgm^2
inductancia	henry	<i>H</i>	kgm^2 / A^2s^2
flujo magnético	weber	<i>Wb</i>	kgm^2 / As^2
densidad de flujo magn.	tesla	<i>T</i>	kg / As^2

LONGITUD:

$$1 \text{ centímetro (cm)} = 10^{-2} m$$

$$1 \text{ kilómetro (km)} = 10^3 m$$

$$1 \text{ fermi} = 10^{-15} m$$

$$1 \text{ Angstrom (\AA)} = 10^{-10} m$$

$$1 \text{ pulgada (in o ") = 0.0254 m}$$

$$1 \text{ pie (ft)} = 0.3048 m$$

$$1 \text{ milla (mi)} = 1609.3 m$$

$$1 \text{ unidad astronómica (UA)} = 1.496 \times 10^{11} m$$

$$1 \text{ año luz (al o ly)} = 9.46 \times 10^{15} m$$

$$1 \text{ parsec (ps)} = 3.09 \times 10^{16} m$$

ANGULO:

$$1 \text{ grado (}^\circ\text{)} = 1.745 \times 10^{-2} rad$$

$$1 \text{ min (')} = 2.909 \times 10^{-4} rad$$

$$1 \text{ segundo (')} = 4.848 \times 10^{-6} rad$$

VOLUMEN:

$$1 \text{ litro (L)} = 10^{-3} m^3$$

POTENCIA:

$$1 \text{ kilowatt (kW)} = 10^3 W$$

$$1 \text{ caballo de fuerza (hp)} = 745.7 W$$

PRESION:

$$1 \text{ bar} = 10^5 Pa$$

$$1 \text{ atmósfera (atm)} = 1.013 \times 10^5 Pa$$

$$1 \text{ libra por pulgada cuadrada (lb/pulg}^2\text{)} = 6.895 \times 10^3 Pa$$

$$1 \text{ kg fuerza/cm}^2 = 1.02 \times 10^5 Pa$$

OTRAS CANTIDADES FÍSICAS EN EL (SI)

CANTIDAD FÍSICA	UNIDAD SI
velocidad	m/s
aceleración	m/s^2
velocidad angular	rad/s
aceleración angular	rad/s^2
par	$N \times m$
entropía	$J/k, kgm^2/ks^2, Nm/k$
conductividad térmica	W/mk

ALGUNAS CONVERSIONES DE OTRAS UNIDADES AL (SI)

ENERGIA:

$$1 \text{ electrón volt (eV)} = 1.6022 \times 10^{-19} J$$

$$1 \text{ erg} = 10^{-7} J$$

$$1 \text{ unidad térmica británica (BTU)} = 1055 J$$

$$1 \text{ caloría (cal)} = 4.186 J$$

$$1 \text{ kilowatthora (kWh)} = 3.6 \times 10^6 J$$

MASA:

$$1 \text{ gramo (g)} = 10^{-3} kg$$

$$1 \text{ unidad de masa atómica (uma)} = 931.5 \frac{MeV}{c^2} = 1.661 \times 10^{-27} kg$$

$$1 \frac{MeV}{c^2} = 1.783 \times 10^{-30} kg$$

FUERZA:

$$1 \text{ dina} = 10^{-5} N$$

$$1 \text{ libra (lb o \#)} = 4.448 N$$

TIEMPO:

$$1 \text{ año (a)} = 3.156 \times 10^7 \text{ s}$$

$$1 \text{ día (d)} = 8.640 \times 10^4 \text{ s}$$

$$1 \text{ hora (h)} = 3600 \text{ s}$$

$$1 \text{ minuto (min)} = 60 \text{ s}$$

VELOCIDAD:

$$1 \text{ milla por hora (mi/h)} = 0.447 \text{ m/s}$$

CAMPO MAGNÉTICO:

$$1 \text{ gauss} = 10^{-4} \text{ T}$$

BIBLIOGRAFÍA

1. Doroshko, Sergey. Automatics of aircraft engines. Bonaventuriana, 2004.
2. Saravanamuttoo. Teoría de las turbinas de gas. marcmb, 1983.
3. COHEN. Teoría de las turbinas de gas. marcmb, 1983.
4. Schreckling, Kart. Gas turbine engines for model aircraft. Traplet p,2000.
5. Kamps, Thomas. Jet engines. Traplet p, 2002.
6. Stečkin, B.S. Teoría de los Motores de Reacción. Dossal, 1964.
7. Jones, J.B. Ingeniería termodinámica. Prentice Hall, 1997.
8. Cherkasski, V.M. Bombas, Ventiladores, Compresores. MIR, 1986.
9. Okiishi, Munson. Fundamentos de Mecánica de Fluidos. Limusa, 1999.
10. Esteban Oñate, Antonio. Turborreactores: teoría, sistemas y propulsión de aviones, grefol, 1981
11. Niño, J. Aplicación de la filosofía on condition y del análisis vibratorio, para la detención de fallas en los motores allison T-56, Universidad de San Buenaventura, 2004.

12. Imgenium, revista de la facultad de ingeniería, Universidad de San Buenaventura, Bogotá D. C.- Colombia.
13. Nakamura, shoichiro. Análisis numérico y visualización gráfica con MATLAB, pearson educación, 1997.
14. Appold, Feiler, Reinhard, schmidt. Tecnología de los materiales, reverté.
15. Cuesta Álvarez, Martín. Motores de reacción, Paraninfo, 1995.
16. Doroshko, Sergey. Construction and strength of aircraft engines. Bonaventuriana, 2005.
17. Escobar, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo másico. Bonaventuriana, 2005.
18. Arangure, Felipe Andrés; Bejarano Ortiz Oscar; Rodríguez Martínez, Juan; Análisis estructural de una mricoturbina. Universidad de San Buenaventura, Bogotá 2005.
19. Revista, Ciencia y Poder Aéreo, Instituto Militar Aeronáutico - FAC.

AUTOR

ARNOLD ESCOBAR GARZÓN, nació el 28 de julio de 1980, Bogotá, D.C., Sus estudios secundarios los realizó en el Instituto Técnico Industrial Piloto, donde obtuvo su grado como mecánico automotriz especializándose en motores recíprocos. En 2005 recibe su título de Ingeniero Aeronáutico en la Universidad de San Buenaventura, Bogotá.

Su Tesis obtuvo el grado de Laureada gracias a la Investigación que inicio tres años atrás sobre el Diseño y Construcción de una Micro turbina. Título otorgado por los jurados: Doctor Prof. *Sergey Doroshko*, Ingeniero *Aurelio Méndez*, su asesor P.h. D. *Fernando Colmenares* y el Rector, Fray Fernando Garzón Ramírez, O.F.M.

Desde este mismo año hace parte de los investigadores de la Universidad de San Buenaventura, desempeñando el cargo actualmente como director del Grupo de Investigación Motor Combustión – GIMOC, en el 2006 ingresa como asesor del Instituto Militar Aeronáutico - Fuerza Aérea



Colombiana, en este mismo año recibe el título de Especialista en Pedagogía y Docencia Universitaria con mención de honor "tesis meritoria" actualmente adelanta su estudios de maestría en la Universidad de los Andes desarrollando como tema de investigación sistemas energéticos con turbinas a gas.

Sus trabajos más relevantes son, la publicación de su primer libro publicado por la Universidad de San Buenaventura, Bogotá ""Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo másico ", 2005, En este libro aporta su primera ecuación matemática para la teoría de turborreactores. Sus estudios actuales están enfocados al desarrollo de micro motores (p/T , p/MP). Para la generación de energía, dentro de estos estudios a publicado diferentes paper nacionales e internacionales con investigadores de "Michigan State University, USA, y "Warsaw University of Technology.

Este libro se terminó de imprimir
en la Editorial Instituto Militar Aeronáutico de la
Fuerza Aérea Colombiana, Bogotá, D.C.
en agosto de 2008.

Estimado usuario tenga en cuenta:

- Durante el tiempo de préstamo, es responsable del uso y cuidado del material, cualquier anomalía informarla antes de retirarse de la Biblioteca.
- Usted puede renovar el material personalmente, por internet, correo electrónico o teléfono, para más información contacte al personal de la Biblioteca.
- Evite retrasos en la devolución del material que lo conlleven a multas y mora en los paz y salvos de la Escuela.

RED DE BIBLIOTECAS FAC



501000505

BIBLIOTECA EPFAC

The gas turbine is being continually developed to provide improved performance for each new generation of aircraft. This book has been written to provide a simple and self-contained description of miniturbine engine design and construction. It will be noted that the emphasis in this second edition has been revised and expanded to include structural analysis on turbo jet engine.

Sahily Támara
Aeronautical Engineer

ISBN 978-958-44-4394-6



9 789584 443946