



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD PROFESIONAL TICOMÁN

**DISEÑO TERMODINÁMICO Y MECÁNICO
DE UN MINI-TURBORREACTOR**

TESINA
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
INGENIERO EN AERONÁUTICA

PRESENTAN:

Grageda Arellano Jesús Irán
Martínez Moreno Oscar Pablo
Mora Rodríguez Eddy
Oropeza Roldán Jonathan Armando

Asesor: Dr. Armando Oropeza Osornio

Asesor: M. C. Sajjad Keshtkar



México D.F. Mayo 2012

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD TICOMÁN

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE: INGENIERO EN AERONÁUTICA
POR LA OPCIÓN DE TITULACIÓN: SEMINARIO
DEBERÁN PRESENTAR: LOS CC. PASANTES:
GRAGEDA ARELLANO JESÚS IRÁN
MARTÍNEZ MORENO OSCAR PABLO
MORA RODRÍGUEZ EDDY
OROPEZA ROLDÁN JONATHAN ARMANDO

**“DISEÑO MECÁNICO Y TERMODINÁMICO DE UN MINI
TURBORREACTOR**

CAPÍTULO I **ELEMENTOS DE UN MOTOR TURBORREACTOR**
CAPÍTULO II **DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL MINI
TURBORREACTOR GMMO-1524-A**
CAPÍTULO III **MODELADO DE LOS COMPONENTES DEL MINI
TURBORREACTOR GMMO-1524-A**
CAPÍTULO IV **DESIGNACIÓN DE LOS MATERIALES**
CAPÍTULO V **SIMULACIÓN**
CAPÍTULO VI **DISEÑO DE DETALLE**

México, DF., a 25 de junio de 2012.

A S E S O R E S


M. EN C. ARMANDO OROPEZA OSORNIO


M. EN C. SAJJAD KESHTKAR

Vo. Bo.


ING. JOSÉ JAVIER ROCH SOTO.
DIRECTOR

DIRECCIÓN

A mis padres, hermanos y abuelos, por el amor, confianza y apoyo incondicional que me han brindado a lo largo del camino, donde todos sus esfuerzos son reflejados, en la consumación de mi primer éxito como profesionista.

A mis amigos y amores que tanto adoro, donde he encontrado la lealtad, comprensión y cariño más grandes.

A mis compañeros, profesores y amigos de generación, por el apoyo absoluto en los momentos más arduos de mi formación.

A todos ustedes, quienes han estado presentes en los mejores momentos de mi vida.

Sinceramente,

Gracias.

Jonathan Armando Oropeza Roldán

05 | octubre | 2012

Este proyecto se lo dedico a mis padres por todo su apoyo brindado durante todo este tiempo, por ayudarme a crecer como persona en el ámbito profesional y personal, a mi padre por brindarme los recursos necesarios para sobresalir y por estar a mi lado siempre que lo necesite, a mi madre por hacerme un hombre de bien y que sin su apoyo nada de esto hubiese sido posible y por todo el amor brindado.

A mis hermanos Carlos y Salvador por siempre brindarme su apoyo y confianza, por estar cuando los necesite y sobre todo por ser mi ejemplo a seguir.

A mis profesores que gracias a su apoyo me fue posible terminar mis estudios profesionales y sobre todo a los profesores Armando Dropeza Osorno y Sajjad Keshitkar por su apoyo en la culminación de este proyecto de tesis.

A mis amigos y compañeros de generación que me brindaron su amistad durante todo este ciclo de vivencias, para aquellos amigos que me enseñaron lo que es la amistad y lealtad, a mis compañeros de tesis que siempre estuvieron en las buenas y las malas sin pedir nada a cambio.

Y para todas aquellas personas que sin decir nada me brindaron su confianza y siempre creyeron en mí, a todos mis seres queridos que se marcharon durante esta etapa de mi vida, a mi abuela Chelo y abuelos Salvador y Julia.

GRACIAS!!!

Mora Rodriguez Eddy

Le dedico este proyecto a Dios, consiente que sus bendiciones a lo largo de mi vida han forjado mi camino.

A mi padre Sergio Martínez Nieto por su apoyo incondicional, su esfuerzo diario por sostener a mí adorada familia y por educarme arduamente para ser un hombre de bien.

A mi madre María del Carmen Moreno Pantoja, por su amor que me ha ayudado a seguir adelante en momentos difíciles además de su gran paciencia y confianza a lo largo de mi vida.

A mis hermanos que gracias a ellos mi vida ha sido un ameno camino.

A mis abuelitas por consentirme siempre, pero también siempre guiándome con sus consejos hacia el bien.

A los profesores que a lo largo de mi vida estudiantil han formado el pilar de mis conocimientos me han ayudado a tener un carácter triunfador.

A mis amigos por darle color a mi vida y por estar en los buenos y malos momentos.

A todos mis familiares por su caluroso cariño.

Oscar Pablo Martínez Moreno

No podría dejar de agradecerles este proyecto de vida a mi madre Beatriz Arellano Alvares y a mi padre Manuel de Jesús Grageda Barbeytia por haber confiado en mí todo este tiempo que he estado lejos de ellos, a mis hermanos que tanto amo Nanyuki, Manuel Irak, Libia Karet y Pedro Amilcar Bissau que sé que cuento con ellos en todo momento.

A todos mis amigos que estuvieron a mi lado brindándome su cariño y afecto en los peores y mejores momentos de mi vida estudiantil.

A mis profesores que me enseñaron y aconsejaron en la ESIME-Ticomán en especial a mi compañero y amigo José Alfredo Silva Bárcenas por haberme apoyado y ayudado desde el primer día que llegue al Instituto Politécnico Nacional.

“Con cariño y afecto para todos mis seres queridos”

Grageda Arellano Jesús Irán

AGRADECIMIENTOS

A nuestra alma mater, por brindarnos la oportunidad de forjarnos como profesionistas.

A cada uno de nuestros profesores de la ESIME Ticomán, que sin duda alguna son los creadores de nuestros conocimientos.

A nuestro amigo, José Alfredo Silva Bárcenas, por apoyarnos durante este arduo proceso.

A nuestros asesores el Dr. Armando Oropeza Osornio y al M. en C. Sajjad Keshtkar, por su apoyo y orientación, ya que sin éste, no se hubiese podido realizar el presente proyecto.

A todos los que depositaron la confianza en nosotros para la elaboración y culminación de esta investigación, la cual nos otorgará el grado de Ingenieros en Aeronáutica, demostrando así el gran orgullo que sentimos al formar parte de esta gran institución, el Instituto Politécnico Nacional.

***“HUELUM, HUELUM,
... GLORIA”***

ÍNDICE

GLOSARIO DE TÉRMINOS	1
GLOSARIO DE ACRÓNIMOS	3
LISTA DE TABLAS	9
LISTA DE FIGURAS	10
RESUMEN	12
ABSTRACT	13
INTRODUCCIÓN	
Justificación	15
Antecedentes	16
Objetivo General	18
Objetivos Específicos	18
Alcance	19
Capitulado	20
CAPÍTULO I	Elementos de un Motor Turborreactor
1.1 Compresor	
1.1.1 Descripción, Clasificación y Utilidad	22
1.1.2 Principio de Funcionamiento del Compresor Centrífugo	23
1.1.3 Trabajo Realizado y Triángulos de Velocidades	25
1.1.4 Estator	32
1.1.5 Efectos de la Compresibilidad	34
1.1.5.1 Número de Mach a la Entrada del Rodete	35
1.1.5.2 Número de Mach en el Difusor.	36
1.2 Turbina	
1.2.1 Descripción y Clasificación	40
1.2.2 Principio de Funcionamiento de la Turbina Axial	41
1.2.3 Configuración Geométrica de los Álabes	44
1.2.4 Diagrama de Velocidades y Empuje	45
1.3 Cámara de Combustión	51
1.3.1 Descripción y Clasificación	51
1.3.2 Principio de Funcionamiento de una Cámara del Tipo Anular	54

1.4 Tobera	55
1.4.1 Descripción	55
1.4.2 Principio de Funcionamiento de la Tobera Propulsiva	57
CAPITULO II	Diseño de los Componentes del Mini Turborreactor (Motor GMMO-1524-A)
2.1 Compresor	61
2.2 Turbina	71
2.3 Cámara de Combustión	77
2.4 Tobera	81
2.5 Resumen del Ciclo Termodinámico	83
CAPITULO III.	Modelado de los Componentes del Motor GMMO-1524
3.1 Método de Modelado y Parametrización	85
3.2 Modelado del Compresor	86
3.2.1 Rotor del Compresor	86
3.2.2 Estator del Compresor	88
3.3 Modelado de la Turbina	90
3.3.1 Rotor de la turbina	90
3.3.2 Estator de la Turbina	92
3.4 Modelado de la Cámara de Combustión	94
3.4.1 Ducto de Combustión	94
3.4.2 Anillo Inyector	94
3.4.3 Cámara de Combustión Sección A	95
3.4.4 Cámara de Combustión Sección B	95
3.5 Modelado de la Tobera	96
3.6 Modelado de los Elementos Auxiliares	97
3.6.1 Flecha	97
3.6.2 Cubre Flecha	97
3.6.3 Carcasa del Compresor	98
3.6.4 Carcasa de la Cámara de Combustión	98
3.6.5 Cono de entrada	99
3.6.6 Cono de salida	99
3.6.7 Baleros	100
3.7 Ensamble y Presentación del Prototipo	101

CAPITULO IV.	Designación de los Materiales	
4.1	Materiales utilizados en la construcción de turborreactores	104
4.2	Compresor, cono de entrada y cubre flecha.	105
4.3	Cámara de combustión, carcasas y flecha.	105
4.4	Turbina, tobera y cono de salida	106
CAPITULO V.	Simulación	
5.1	Simulación estructural de la flecha.	108
5.2	Simulación del flujo a través de la cámara de combustión.	110
CAPITULO VI.	Diseño de Detalle	113
RESULTADOS		114
CONCLUSIONES		115
REFERENCIAS		116
ANEXO		117

Glosario de Términos

<i>Entalpía</i>	La cantidad de energía que un sistema puede intercambiar con su entorno.
<i>Convergencia</i>	Unión de dos o más trayectorias que confluyen en un mismo punto.
<i>Divergencia</i>	Es la división de cada una de las corrientes de aire verticales en dos flujos que se alejan en direcciones diferentes.
<i>Densidad</i>	Es una magnitud escalar referida a la cantidad masa contenida en un determinado volumen de una sustancia.
<i>Turbulencia</i>	Movimientos desordenados del aire compuestos por pequeños remolinos que se trasladan en las corrientes de aire.
<i>Flujo Incompresible</i>	Se denomina flujo compresible a aquel fluido cuya densidad varía significativamente ante un cambio de presión.
<i>Velocidad Subsónica</i>	Es la velocidad inferior a la velocidad del sonido, menor a Mach 1.
<i>Velocidad Relativa</i>	Es la velocidad absoluta de un punto tomando como referencia la velocidad de otro punto.
<i>Velocidad Axial</i>	Es la velocidad paralela al eje de rotación.
<i>Número de Mach</i>	Es una medida de velocidad relativa que se define como el cociente entre la velocidad de un objeto y la velocidad del sonido en el medio en que se mueve dicho objeto.
<i>Compresibilidad</i>	Es el cambio relativo de volumen frente a una variación de la presión.
<i>Velocidad Periférica</i>	Es una medida de la velocidad de rotación. Se define como el ángulo girado por una unidad de tiempo.
<i>Flujo Másico</i>	Es la cantidad de masa que fluye a través de las fronteras del sistema por unidad de tiempo.
<i>Eficiencia</i>	Es un coeficiente o relación adimensional calculado como el cociente de la energía producida y la energía suministrada a la máquina.

<i>Presión Estática</i>	Es la presión que tiene un fluido, independientemente de la velocidad del mismo,
<i>Temperatura Estática</i>	Es la temperatura que existe sólo en virtud de la energía interna del aire.
<i>Grado de Reacción</i>	Es la fracción de energía total entregada al fluido que es dada en forma de presión.

Glosario de Acrónimos

APU	Auxiliary Power Unit, Unidad de Potencia Auxiliar
UAV	Unmanned Aerial Veichle, Aeronave no Tripulada
RPM	revoluciones por minuto
Δh	incremento de entalpía
T_1	temperatura a la entrada del compresor
P_1	presión a la entrada del compresor
C_p	coeficiente específico de capacidad térmica del aire
π_c	relación de presión del compresor
γ	coeficiente politrópico
P	potencia
\dot{m}	flujo másico
n	eficiencia del motor
ΔT	incremento de temperatura
P_e	presión estática
T_e	temperatura estática
R	constante de los gases ideales
Y_{th}	trabajo teórico realizado
U_1	velocidad periférica a la entrada del rotor
U_2	velocidad periférica a la salida del rotor
C_{1u}	velocidad en dirección periférica a la entrada del compresor

C_{2u}	velocidad en dirección periférica a la salida del rotor
Y_{tr}	trabajo real realizado
σ	coeficiente de deslizamiento
φ	factor de potencia
T_2	temperatura a la salida del compresor
P_2	presión a la salida del compresor
$C_w r$	momento angular
C_w	velocidad tangencial
C_r	velocidad radial
M	número de Mach
V_1	velocidad relativa
T_{1e}	temperatura estática a la entrada del compresor
P_{1e}	presión estática a la entrada del compresor
d_{imp}	diámetro del Impulsor
d_{est}	diámetro del Estator
T_d	temperatura dinámica
P_d	presión dinámica
h_{lrimp}	altura del álabe a la salida del impulsor
α	ángulo de borde de ataque del álabe
π_T	relación de presión de la turbina

T_3	temperatura a la entrada de la turbina
P_3	presión a la entrada de la turbina
∇h	caída de entalpía
∇h_C	entalpía en cada elemento
ϑ	grado de reacción
π_{Trec}	relación de presión de la turbina rectificadora
c_T	velocidad absoluta a la entrada de la turbina
T_{seT}	temperatura a la salida del estator de la turbina
A_T	área de la sección transversal de la turbina
fc	factor de forma cónica
d_{exT}	diámetro exterior del rotor de la turbina
d_{inT}	diámetro interior del rotor de la turbina
d_{exTe}	diámetro exterior del estator de la turbina
d_{inTe}	diámetro interior del estator de la turbina
d_m	diámetro promedio
$h_{\acute{a}labeT}$	altura del álabes de la turbina
U_T	velocidad periférica de la turbina
F	empuje
C_{mT}	velocidad absoluta de los gases a la salida de la turbina
U	velocidad periférica

W	velocidad relativa en la turbina
A_{sec}	área de la sección de entrada del compresor
d_{raiz}	diámetro del compresor en la raíz del álabe
d_{punta}	diámetro del compresor en la punta del álabe
U_{raiz}	velocidad periférica en la raíz del álabe
U_{punta}	velocidad periférica en la punta del álabe
C_a	velocidad absoluta
V_{punta}	velocidad relativa en la punta del álabe
α_{punta}	ángulo de ataque en la punta del álabe
V_{raiz}	velocidad relativa en la raíz del álabe
α_{raiz}	ángulo de ataque en la raíz del álabe
h_{imp}	altura del impulsor
h_{lrimp}	altura del álabe a la salida del impulsor
e_{alabe}	espesor del álabe del impulsor
e_{bimp}	espesor de la base del impulsor
d_A	diámetro a la entrada del estator
d_G	diámetro a la garganta del estator
d_T	diámetro total del estator
C_{wA}	velocidad tangencial en d_A
C_{rA}	velocidad tangencial en d_A

T_{dA}	temperatura dinámica en d_A
T_eA	temperatura estática en d_A
P_eA	presión estática en d_A
A_A	área en la sección de los álabes en d_A
α_A	ángulo tangente a d_A
C_{wG}	velocidad tangencial en d_G
C_{rG}	velocidad tangencial en d_G
T_{dG}	temperatura dinámica en d_G
T_G	temperatura estática en d_G
P_G	presión estática en d_G
ρ_G	densidad en d_G
A_G	área en la sección de los álabes en d_G
α_G	ángulo tangente a d_G
\dot{m}_{ducto}	flujo másico en cada ducto
A_{ducto}	área de la sección transversal de cada ducto
$h_{alabest}$	altura del álabe del estator del compresor
T_{seT}	temperatura a la salida del estator de la turbina
ρ_{seT}	densidad a la salida del estator de la turbina
ρ_4	densidad a la salida del rotor de la turbina
A_{Te}	área de la sección de los álabes del estator de la turbina

A_{Tr}	área de la sección de los álabes del rotor de la turbina
T_4	temperatura a la salida de la turbina
α_{est}	ángulo del borde de ataque del álabe del estator de la turbina
α_{rot}	ángulo del borde de ataque del álabe del rotor de la turbina
A_{tob}	área a la salida de la tobera
T_{tobs}	temperatura a la salida de la tobera
P_{tobs}	presión a la salida de la tobera
R_{et}	relación de expansión en la tobera
R_c	relación crítica
P_c	presión crítica
ρ_{tob}	densidad a la salida de la tobera
C_{tob}	velocidad del flujo en la tobera
T_c	temperatura crítica
r_{tob}	radio de la tobera
F_e	empuje específico
F_T	empuje total

Lista de Tablas.

- Tabla 1. Resumen comparativo de las turbinas.
- Tabla 2. Relación de cuerdas de los perfiles en la turbina.
- Tabla 3. Dimensiones del rotor del compresor.
- Tabla 4. Dimensiones del estator del compresor.
- Tabla 5. Dimensiones del rotor de la turbina.
- Tabla 6. Dimensiones del estator de la turbina.
- Tabla 7. Dimensiones del ducto de combustión.
- Tabla 8. Dimensiones del anillo inyector.
- Tabla 9. Dimensiones de la sección A de la cámara de combustión.
- Tabla 10. Dimensiones de la sección B de la cámara de combustión.
- Tabla 11. Dimensiones de la tobera.
- Tabla 12. Dimensiones generales del Mini Turborreactor GMMO-1524-A.
- Tabla 13. Propiedades mecánicas del Aluminio.
- Tabla 14. Propiedades mecánicas del Acero Inoxidable.
- Tabla 15. Propiedades del Nimonic 90.

Lista de Figuras.

- Figura A1. Motor Williams WR2.
- Figura A2. Motor KHD T112.
- Figura 1.1. Nomenclatura.
- Figura 1.2. Triángulo de velocidades general en la turbina.
- Figura 1.3. Rendimiento de la combustión en función de la relación aire/combustible.
- Figura 1.4. Clasificación de las cámaras de combustión.
- Figura 1.5. Sistema de la tobera propulsiva.
- Figura 1.6. Ángulo de divergencia en la tobera.
- Figura 2.1. Triángulo de velocidades en la raíz del impulsor.
- Figura 2.2. Triángulo de velocidades en la punta del impulsor.
- Figura 2.3. Sección transversal de un compresor (rotor y estator).
- Figura 2.4. Triángulos de velocidades en la turbina.
- Figura 2.5. Forma general de una cámara de combustión.
- Figura 2.6. Longitud de la Tobera.
- Figura 2.7. Resumen del ciclo termodinámico.
- Figura 3.1 Vista isométrica del impulsor.
- Figura 3.2 Vista superior del impulsor.
- Figura 3.3 Vista lateral del impulsor.
- Figura 3.4 Vista isométrica del estator del compresor.
- Figura 3.5 Vista frontal del estator del compresor.
- Figura 3.6 Vista lateral del estator del compresor.
- Figura 3.7 Vista isométrica del rotor de la turbina.
- Figura 3.8 Vista frontal del rotor de la turbina.
- Figura 3.9 Vista lateral del rotor de la turbina.
- Figura 3.10 Vista isométrica del estator de la turbina.
- Figura 3.11 Vista frontal del estator de la turbina.
- Figura 3.10 Vista lateral del estator de la turbina.
- Figura 3.11 Ducto de combustión.

- Figura 3.12 Anillo inyector.
- Figura 3.13 Cámara de combustión sección A.
- Figura 3.14 Cámara de combustión sección B.
- Figura 3.15 Tobera
- Figura 3.16 Flecha
- Figura 3.17 Cubre Flecha
- Figura 3.18 Carcasa del compresor.
- Figura 3.19 Carcasa de la cámara de combustión.
- Figura 3.20 Cono de entrada.
- Figura 3.21 Cono de salida.
- Figura 3.22 Balero frontal.
- Figura 3.23 Balero trasero.
- Figura 3.24 Vista lateral con corte del ensamble del motor GMMO-1524-A.
- Figura 3.25 Vista superior con corte del ensamble del motor GMMO-1524-A.
- Figura 3.26 Mini Turborreactor GMMO-1524-A.
- Figura 5.1 Resultados de distribución de esfuerzos de la flecha (Von Mises).
- Figura 5.2 Esfuerzo máximo de la flecha.
- Figura 5.3 Factor de seguridad de la flecha.
- Figura 5.4 Distribución total de presiones en la cámara de combustión.
- Figura 5.5 Generación de flujo turbulento en la zona de ignición.
- Figura 5.6 Distribución de velocidades del flujo a través de la cámara de combustión.

Resumen

Actualmente, en México existe una escasa producción e investigación en el diseño y construcción de turborreactores. Es por esta razón, que se realizó el presente proyecto, con el objetivo principal de realizar el diseño de un mini turborreactor y dejar así las bases para lograr la construcción total del mismo, y el cual, pueda generar impacto en el sector energético y aeronáutico del país.

Para lograr esto, se propuso una metodología para la realización del diseño termodinámico del motor, donde ya obtenidas las características geométricas y mecánicas de los componentes, se modeló en CATIA V5. Y con el propósito de comprobar un buen desempeño de los componentes en operación, se realizó la simulación estructural y de flujo en ANSYS 12.0.

El resultado obtenido fue un mini turborreactor puro de 209 mm de diámetro, 360 mm de longitud y un peso total de 4.288 kg, el cual genera un empuje de 100 N a 60,000 RPM, con una relación de presión de 2 a 1 y un flujo másico de 0.25 kg/s.

Los resultados obtenidos demuestran que el motor puede operar perfectamente como sistema propulsivo de aviones a escala, ya que las condiciones de operación son muy aproximadas a motores con características similares.

Esto abre la posibilidad a que la metodología realizada, pueda ser implementada en el diseño y construcción de turborreactores aplicados a UAV (Aeronave no Tripulada) y APU (Unidad de Potencia Auxiliar).

Abstract

Nowadays, in Mexico exists a low level of production and research regarding the design and manufacture of turbojets. It is the purpose of this project to deliver the basis of the design of a mini turbojet for the entirely construction of this one, which can be used to create a positive impact on both, the energy and aeronautics industries.

To achieve it, a methodology for the realization of the engine's thermodynamic design was proposed, in which once the geometrical and mechanical characteristics of the components were obtained, a model was created with CATIA V5. With the objective of test out a good performance of the components at the operative level, a flow and structural simulations were conducted by using ANSYS 12.0

The product obtained was a pure mini turbojet of diameter 209 mm with length 360 mm and a total weight of 4,288 kg, which generates a thrust of 100 N at 60, 000 RPM, with a pressure ratio of 2 to 1 and a mass flow of 0.25 kg / s.

The results show that the engine can perfectly operate as a propulsive system for model airplanes, due to the operating conditions, are very rough with engines of similar characteristics.

This allows to this methodology undertaken, to have the opportunity of be implemented in the design and manufacture of turbojets, applied to UAV (Unmanned Aerial Vehicle) and APU (Auxiliary Power Unit).

INTRODUCCIÓN

Justificación

El presente trabajo tiene como objetivo, lograr una referencia inmediata que servirá e ilustrará la metodología utilizada para el diseño y construcción, de Mini Turborreactores, esto con la finalidad, de crear tecnología propia que tenga la posibilidad de competir en el demandante sector energético, es decir, en la creación de unidades de potencia auxiliar (APU), con la opción también, de formar parte en los sistemas de propulsión de aeronaves no tripuladas (UAV).

Antecedentes

Mini Turborreactores

Los turborreactores pueden dar ciertamente ideas, para la creación de versiones más pequeñas de éstos, pero actualmente no se utiliza esta forma de diseño. Anteriormente, en la década de los 80's el desarrollo de estos motores no era tan común. Y es verdad que fueron los aficionados alrededor del mundo, quienes implementaron el diseño y construcción de motores a escala, con la desventaja de que este tipo de desarrollo era de corta duración. Por supuesto que también existen mini turbinas creadas profesionalmente, pero a muy baja producción. Estos tipos de motores son utilizados con la condición de operar a altos niveles de propulsión, donde al mismo tiempo, son de bajo peso y de tamaño compacto. La mayoría de estos motores están basados en la configuración con compresor radial, y turbina axial, siendo en algunos casos con turbina radial.

Cabe mencionar, que la velocidad rotacional y las temperaturas de los gases son verdaderamente altas, dando como resultado excelentes relaciones de presión y velocidades de salida del flujo, siendo comparables a los rendimientos ofrecidos por los motores utilizados en aviones comerciales.

Estos motores han sido utilizados frecuentemente en aeronaves no tripuladas (UAV), designadas para vuelos de baja duración. Los principales criterios de diseño para este tipo de unidades son el bajo peso y el mínimo costo posible. Un ejemplo claro, es el motor Williams WR 2 [Fig. 1], construido por Williams Research Corp., Walled Lake, USA, el cual fue usado en el Canadiar C189, el cual realizaba funciones de reconocimiento aéreo.

Pero la aplicación más común para estos motores, son los llamados "APU" (Unidad de Potencia Auxiliar), donde éstos fungen como elementos suplementarios que mediante la energía mecánica transmitida desde su flecha, sirven en motores de aviones que proveen poder adicional, cuando éste es requerido, de igual forma, son usados para controlar generadores eléctricos o sistemas hidráulicos. También, pueden ser utilizados para la generación de aire comprimido para encender motores principales más grandes.

Algunos de los primeros motores utilizados como APU, fueron los motores KHD T112 [Fig. 2], T212, T312 primeros motores, fueron desarrollados y construidos en Oberursel, Alemania, cerca de Frankfurt, donde éstos consistían en rotores de muy pequeño tamaño, y el compresor consistía en una etapa axial y una radial. La

cámara de combustión era diseñada de flujo reversible, esto para reducir el espacio, y posteriormente se encontraban dos etapas de turbina axial. Al mismo tiempo, el motor KHD fue tomado por las compañías BMW y Rolls-Royce. Donde hoy en día estas continúan desarrollando motores de gran tamaño y mini turborreactores.



Fig. A1. Motor Williams WR2.[2].

1962; Empuje: 550 Newtons; RPM: 60,000;

Relación de Presión: 4.1; Consumo: 1kg/s; Diametro:274 mm; Peso:13.6 kg

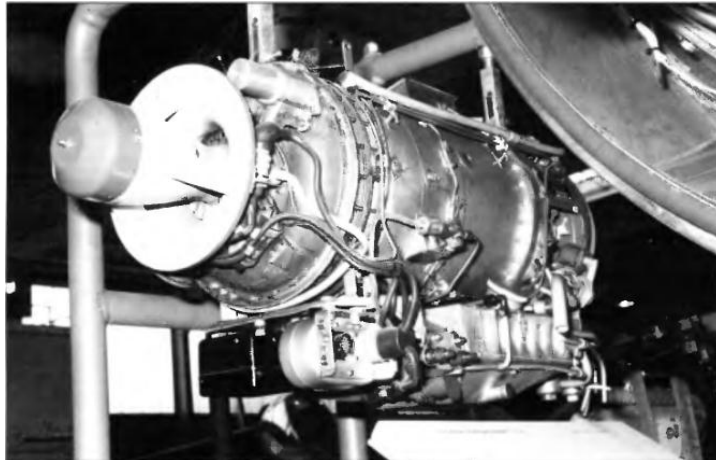


Fig. A2 Motor KHD T112 [2]-

1963, Longitud: 789 mm; Diámetro: 368 mm;

Flujo Másico: 0.86 kg/s; Relación de presión: 4.96, RPM: 64, 000.

Potencia de la flecha: 104 Kw; Peso: 34.1 kg.

Objetivo General

Diseñar, modelar y analizar un mini turborreactor, mediante la elaboración del diseño termodinámico y mecánico de éste, para tener como finalidad, la posible creación y manufactura de un motor prototipo.

Objetivos Específicos

1. Obtener una metodología, para el diseño de los elementos de un motor mini turborreactor, mediante el cálculo utilizado en motores turborreactores, basándose en datos estadísticos que han sido utilizados en la creación de este tipo de turborreactores.
2. Diseñar cada una de las partes para obtener las dimensiones de un mini turborreactor prototipo (Motor GMMO-1524-A).
3. Modelar cada uno de los componentes del prototipo mediante un software CAD (CATIA V5 R20).
4. Analizar el comportamiento del flujo en los elementos a través de un software basado en el método de elemento finito (ANSYS Workbench).
5. Presentar los planos de manufactura del prototipo (Motor GMMO-1524-A) mediante el diseño a detalle de cada uno de los componentes.

Alcance

Actualmente existen diversos tipos de motores a reacción, en el presente trabajo se realizará la descripción de los elementos de los turborreactores, así como la descripción de las leyes que rigen el ciclo termodinámico de estos motores y sus componentes. Cabe resaltar que la realización de este proyecto estará enfocada al diseño termodinámico y mecánico de los elementos principales de un mini turborreactor.

Capitulado

En el Capítulo I, se realizará una recopilación exhaustiva de información sobre la metodología en el cálculo de los componentes y sistemas que comprenden a un motor turborreactor en relación con los mini motores.

En el Capítulo II, se obtendrán las dimensiones físicas de un motor prototipo mediante el cálculo propuesto en el Capítulo I.

En el Capítulo III, se llevará a cabo el modelado de cada uno de los componentes en el software CATIA V5, el cual formó parte en la capacitación del seminario de Manufactura de Alta Precisión, cabe resaltar, que se realizará la parametrización del motor, con fines de manufactura en baja producción a futuro.

En el Capítulo IV, se realizará la designación de los materiales, según las necesidades de las propiedades mecánicas requeridas por cada componente.

En el Capítulo V, se analizará el prototipo modelado mediante un software de análisis estructural y de flujo (Workbench ANSYS).

En el Capítulo VI, se plantearán y se generarán los planos de manufactura de los diferentes componentes.

CAPÍTULO I

Elementos de un Motor Turborreactor

1.1 Compresor

1.1.1 Descripción, Clasificación y Utilidad

El propósito del compresor es comprimir el aire que entrará al motor. El principio básico de todos los compresores es el mismo: Convertir energía cinética en energía de presión. Para lograr esto el aire es acelerado a alta velocidad y posteriormente desacelerado. Esta acción convierte la velocidad del gas en presión.

Compresor Axial

En el compresor axial se aplica el principio básico de la aceleración del fluido motor seguida de una difusión que convierta la energía cinética adquirida en un aumento de presión. Este proceso se lleva a cabo en una serie de pasos o escalonamientos y puede estudiarse considerando el paso del fluido a través de uno cualquiera de ellos. Aunque el presente cálculo es igualmente válido para cualquier otro gas, se considera en todos los ejemplos numéricos que el fluido motor es aire. Se admite que el flujo tenga lugar en un plano tangente a la altura media del álabe, en el cual la velocidad periférica de éste es U . Donde el planteamiento bidimensional significa que, en general la velocidad del flujo tendrá dos componentes: una axial, y una velocidad tangencial.

Compresor Centrifugo

Si se usa un compresor radial, las fuerzas centrífugas proveen un incremento en dicha presión, durante este proceso los incrementos de temperatura media son proporcionales al aumento de presión.

Aunque actualmente no es previsible la utilización del compresor centrífugo en turbinas de gas, cuyo consumo específico de combustible ha de ser lo menor posible, éste tipo de compresor sigue presentando ventajas de cara a otras aplicaciones : ocupa una longitud inferior a la del compresor axial equivalente, no

es tan propenso como éste a empeorar su comportamiento por la acumulación de depósitos en las superficies de los canales del aire al trabajar en una atmósfera contaminada y es capaz de funcionar con buen rendimiento dentro de un amplio margen de gastos máxicos para cualquier velocidad de giro. Con un compresor de un solo escalonamiento, fabricado con materiales convencionales, puede conseguirse una relación de compresión apenas superior a 4:1. Con toda seguridad éste tipo de compresor encontrará siempre aplicación en grupos de baja potencia, pues el mayor rendimiento isentrópico de los compresores axiales no puede conservarse en máquinas de pequeño tamaño. El compresor centrífugo no es adecuado cuando la relación de compresión del ciclo exige adoptar más de un escalonamiento en serie, debido a lo tortuoso del recorrido que debe seguir el aire entre los escalonamientos.

Este compresor es extremadamente robusto y fácil de construir, además de que en motores de este tipo y debido a su pequeña área transversal, resulta más efectivo que el compresor axial, es por estas razones, que se realizará el diseño de un compresor centrífugo en el motor a diseñar.

1.1.2 Principio de Funcionamiento del Compresor Centrífugo.

El compresor centrífugo consiste fundamentalmente en una carcasa inmóvil que contiene en su interior un rodete que al girar imprime una gran velocidad al aire, más una serie de conductos divergentes fijos en los cuales el aire se decelera con el consiguiente aumento de la presión estática. Este último proceso es una difusión y, en consecuencia, a la parte del compresor que comprende dichos conductos divergentes se le conoce como difusor.

El aire es aspirado al interior de la sección de entrada del rodete y los álabes de éste le hacen girar a gran velocidad. En cualquier punto de flujo el aire en el rodete, la aceleración centrípeta es consecuencia de una diferencia de presiones, de forma que la presión estática del aire aumenta entre las secciones de entrada y salida del rodete. El aumento restante de la presión estática se consigue en el

difusor, donde se reduce la elevada velocidad con que sale el aire del rodete hasta una velocidad del mismo orden que a la entrada; hay que tener en cuenta que la fricción en el difusor entrañará una cierta pérdida de presión de parada. Además debido a la acción de los álabes al hacer girar al aire junto con el rodete, habrá una presión estática en la cara anterior del álabe ligeramente superior a la que hay en la cara posterior del mismo. El aire tenderá, entonces, a escaparse por los bordes de los álabes a través del juego existente entre rodete y carcasa, lo que traerá consigo, como es lógico, una pérdida de rendimiento y por tanto dicho juego deberá ser lo menor posible.

La práctica normal es diseñar el compresor de manera que aproximadamente la mitad del aumento de presión tenga lugar en el rodete y la otra mitad en el difusor.

Es interesante observar que normalmente se usan álabes radiales rectos, debido a que los rodetes están altamente solicitados. Si se utilizaran álabes curvos, como en algunos ventiladores y bombas hidráulicas, tenderían a estirarse bajo la acción de la considerable fuerza centrífuga, apareciendo en ellos unas tensiones flectoras indeseables. La elección de álabes radiales es lo que determina en gran medida la división del aumento de presión aproximadamente por igual entre rodete y difusor, esta característica tan importante, contiene el punto crucial en el ángulo a la salida de los álabes.

Independientemente del tipo de rotor radial que se utilice, el aire entra en dirección axial y sale en dirección radial, esto debido a la influencia de la fuerza centrífuga. Finalmente el aire sale del rotor y fluye a altas velocidades hacia el estator. Aquí el aire se desacelera en el difusor y la energía cinética residual es convertida en presión [1].

1.1.3 Trabajo Realizado y Triángulos de Velocidades

Como en el difusor no se realiza ningún trabajo contra el aire, la energía absorbida por el compresor vendrá determinada por las condiciones del aire a la entrada y a la salida del rodete.

El trabajo realizado es almacenado en el gas a la salida del compresor, en términos técnicos, esto es un incremento de entalpía del aire. En teoría un incremento de entalpía corresponde al poder específico del compresor, aunque como ya se ha dicho, en la práctica es necesario tomar en cuenta las pérdidas inevitables.

El incremento de entalpía está dado por:

$$\Delta h = T \times Cp (\pi_c^{0.286} - 1) \quad (1.1)$$

Donde:

$$\Delta h = \text{Incremento de entalpía} \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

$$T_1 = \text{Temperatura de entrada} (^{\circ}K)$$

$$Cp = \text{Coeficiente específico de capacidad térmica del aire, } 1005 \left(\frac{J}{Kg} ^{\circ}K \right)$$

$$\pi_c = \text{Relación de presión del compresor} = \frac{\text{Presión Final}}{\text{Presión Inicial}}$$

El exponente en la fórmula es derivado del coeficiente politrópico γ . En el caso de un compresor sin refrigeración (conocida como compresión adiabática), entonces si $\gamma = 1.4$

El valor del exponente en esta fórmula será:

$$\frac{(\gamma - 1)}{\gamma} = 0.28571 \approx 0.286$$

Para poder tener este incremento de Entalpía, el compresor necesitará un determinado poder requerido para poder trabajar, y puede ser calculado como sigue:

$$P = \dot{m} \times \frac{\Delta h}{n} \quad (1.2)$$

Donde:

$$\dot{m} = \text{Flujo másico} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$n = \text{Eficiencia del compresor}$$

En micro turborreactores esta eficiencia varía entre un rango de 0.65 a 0.78 [2], la cual no variará a lo largo de los elementos del motor. Si este coeficiente es muy bajo, la mayor parte de la energía será convertida solamente en calor, donde dará lugar a un mayor incremento de temperatura ΔT en el compresor:

$$\Delta T = \frac{\Delta h}{c_p \times n} = \frac{T}{n} (\pi c^{0.286} - 1) \quad (1.3)$$

Una de las ecuaciones más importantes usadas en el cálculo del compresor y de hecho en todo el motor, es la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = c \times A \times \rho \quad (1.4)$$

Donde:

$$\dot{m} = \text{Flujo másico} (Kg/s)$$

$$c = \text{Velocidad} (m/s)$$

$$A = \text{Área de la sección transversal} (m^2)$$

$$\rho = \text{Densidad del gas en la sección transversal} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

Se puede aprovechar el hecho de que el rendimiento en un micro turborreactor es constante a través de todas sus etapas. También se puede ignorar el flujo másico

del combustible suministrada al motor ya que sólo representa 1.7% del flujo másico total [2].

Así se puede calcular la velocidad del flujo en cualquier sección transversal del motor y para calcular la densidad del gas sólo se necesitan la presión estática y la temperatura estática del gas en la sección, así:

$$\rho = \frac{P_e}{R \times T_e} \quad (1.5)$$

Dónde:

$$T_e = T_1 - \frac{ca^2}{2 C_p} = \text{Temperatura estática} \quad (1.5a)$$

$$P_e = P_1 \left(\frac{T_1}{T_e} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \text{Presión estática} \quad (1.5b)$$

$$R = \text{Constante de los gases ideales} \left(287 \frac{J}{Kg^{\circ}K} \right)$$

El incremento de presión en un compresor radial varía de acuerdo a la deflexión de los gases en la dirección del movimiento radial. La velocidad periférica no es constante en el compresor radial, y ésta es la principal ventaja. El diámetro de entrada es pequeño y por lo tanto la velocidad periférica es correspondientemente baja. En contraste la velocidad máxima periférica se encuentra en la salida de la rueda del rotor. La deflexión total es por lo tanto muy considerable.

El trabajo realizado se puede calcular así,

$$Y_{th} = U_2 \times C_{2u} - U_1 \times C_{1u} \quad (1.6)$$

Donde:

$U_1 = \text{Velocidad periférica a la entrada del rotor}$

$U_2 = \text{Velocidad periférica a la salida del rotor}$

$C_{2u} = \text{Velocidad del aire en dirección periférica a la entrada del rotor}$

C_{1u} = Velocidad del aire en dirección periférica a la salida del rotor

La fórmula se simplifica si el compresor se compone de una etapa radial simple, entonces el gas entra al compresor sin ningún tipo de giro esto significa que el flujo del aire es perpendicular a la dirección periférica en la entrada del rotor, como resultado la velocidad de flujo de entrada no tiene componente en dirección rotacional, y entonces:

$$Y_{th} = u_2 \times C_{2u} ; \left[\frac{m}{s} \times \frac{m}{s} = \frac{m^2}{s^2} = \frac{J}{Kg} \right] \quad (1.7)$$

El resultado es que sólo se necesitan considerar las condiciones del flujo a la salida del rotor. En este punto se utiliza un diagrama de velocidades, mejor conocido como triángulo de velocidades, el cual se explicará detalladamente.

Para la obtención de los Triángulos de Velocidades, se considerará la velocidad absoluta del gas, c , la velocidad relativa, V y la velocidad periférica, U . La velocidad absoluta del gas está determinada (150 m/s), punto fijo de observación. En contraste, el término de velocidad relativa aplica a los componentes que se relacionan con los álabes que están en movimiento. La velocidad absoluta se obtiene por la suma vectorial de la velocidad relativa y la velocidad periférica.

Una mayor velocidad importante es la componente conocida como componente radial, C_m . La velocidad radial es la componente de la velocidad absoluta en una dirección perpendicular a la dirección periférica. La magnitud de C_m determina el rendimiento del compresor.

Los flujos individuales son dibujados como vectores. La flecha muestra la dirección del flujo, mientras que la longitud muestra la magnitud de la velocidad. En este diagrama se puede utilizar la trigonometría para obtener los valores necesarios.

Esto da un método alternativo para determinar los ángulos de todos los flujos: o por cálculo o por consulta de gráficas.

Se supondrá en principio, que el aire entra al rodete con dirección axial, de modo que su momento angular inicial valdrá cero.

Como ya se ha dicho antes, la parte axial de los álabes debe ser curvada, a fin de que el aire pueda penetrar fácilmente en la sección de entrada. El ángulo α , que forma el borde de ataque del álabe con la dirección tangencial vendrá dado por la dirección de la velocidad relativa del aire a la entrada, V_1 , como se muestra en la Fig. 1.1.

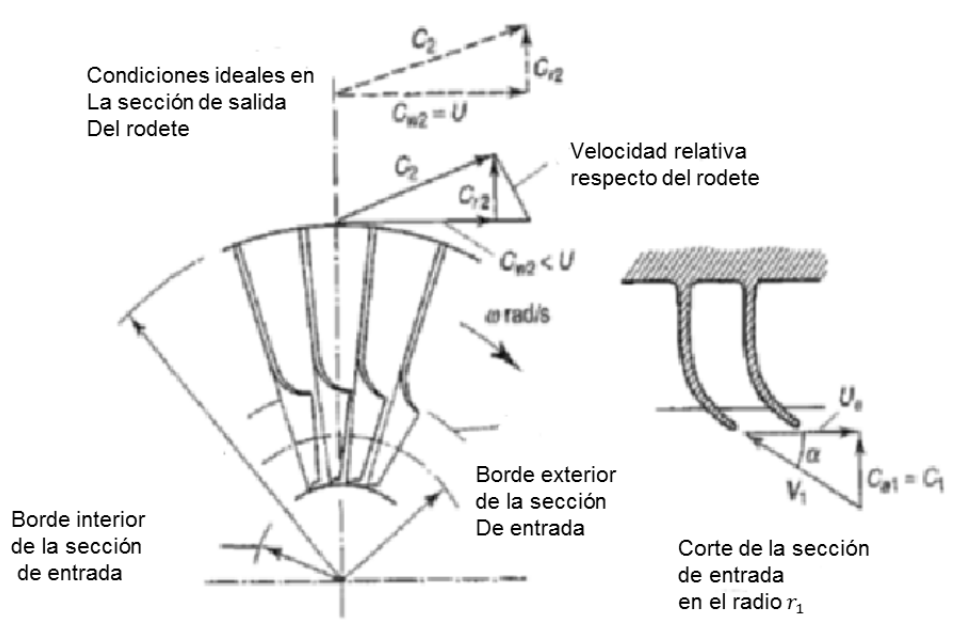


Fig. 1.1 Nomenclatura [1]

Si el aire sale con una velocidad absoluta, C_a , tendrá una componente tangencial, C_{w2} y una componente radial más pequeña, C_{r2} . En condiciones ideales C_2 sería tal que su componente tangencial fuese igual a la velocidad periférica del rodete en la sección de salida U , como se aprecia en el triángulo de velocidades dibujado en la parte superior de la Fig.1.1

Como se ha mencionado antes, una de las pérdidas inevitables se da entre, el aire contenido entre los álabes del rodete que ofrecen una resistencia debido a su inercia, a girar con el mismo, lo que tiene como resultado una presión estática en la cara anterior del álabe mayor que en la cara posterior impidiendo a demás, que el aire adquiera una velocidad tangencial igual a la velocidad del rodete. Este fenómeno se conoce como deslizamiento. La diferencia entre ambas velocidades dependerá en gran medida del número de álabes del rodete. Cuanto mayor sea este número, menor será el deslizamiento, y más se acercará C_{w2} a U . Para el diseño es preciso suponer un valor del coeficiente de deslizamiento, σ , que se define como el cociente, C_{w2}/U . Donde la fórmula correspondiente para rodetes de álabes radiales, es la sig.:

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \pi}{n} \quad (1.8)$$

Donde:

$$n = \text{número de álabes}$$

Como se explica en cualquier texto elemental de termodinámica, el par teórico que debe aplicarse al rodete será igual a la variación del momento angular que experimenta el aire. Tomando en cuenta la unidad de gasto másico de aire, este par vendrá dado por:

$$\text{par teórico} = C_{w2}r_2 \quad (1.9)$$

Si w , es la velocidad angular, el trabajo realizado contra el aire será:

$$Y_{th} = C_{w2}r_2w = C_{w2}U \quad (1.10)$$

O bien, introduciendo el coeficiente de deslizamiento,

$$Y_{th} = \sigma U^2 \quad (1.11)$$

El par aplicado, y por tanto el trabajo real aportado, es mayor que este valor teórico, debido a la fricción producida entre la carcasa y el aire movido por los álabes, así como a otras pérdidas que ejercen un efecto de frenado, como es el rozamiento del disco (ventilación). Para tener en cuenta este hecho puede introducirse un factor de potencia φ , de forma que el trabajo real que se aporte al aire vendrá dado por:

$$Y_{tr} = \varphi \sigma U^2 \quad (1.12)$$

Si ΔT es el aumento de la temperatura de parada a lo largo del compresor, y como en el difusor no se añade ninguna energía, dicho aumento deberá ser igual al de la temperatura de parada sólo en el rodete.

Será por tanto igual al equivalente de temperatura del trabajo realizado contra el aire según la ecuación 1.12, es decir:

$$\Delta T = \frac{\varphi \sigma U^2}{c_p} \quad (1.13)$$

Los valores típicos del factor de potencia son del orden de 1.035 a 1.04 [Ref. 1].

Hasta aquí sólo se ha considerado el trabajo que hay que aportarle al compresor. Suponiendo un valor de rendimiento isentrópico global, se sabrá qué proporción de trabajo se aprovecha al aumentar la presión del aire. La relación de compresión de parada total vendrá entonces dada por:

$$\pi_c = (\Delta T)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[1 + \frac{n \Delta T}{T_1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[1 + \frac{n \varphi \sigma U^2}{c_p T_1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.14)$$

Nota: Debe quedar bien clara la diferencia existente entre el factor de potencia y el coeficiente de deslizamiento, los cuales no son independientes entre sí, como tampoco lo son de la eficiencia del compresor. El factor de potencia representa un incremento del trabajo aportado que se emplea en vencer las pérdidas de presión que, por tanto, se degrada a energía térmica [1].

En esta ecuación se puede observar que los factores restantes que afectan a la relación de compresión, para un fluido motor dado, son la velocidad periférica en la sección de salida del rodete, U y la temperatura de entrada, T_1 . Cualquier disminución de ésta aumentará claramente la relación de compresión para un trabajo dado.

1.1.4 Estator

Para lograr diseñar un sistema de combustión eficaz será haciendo que la velocidad del aire a la entrada de la cámara de combustión sea lo más baja posible. Por lo tanto es necesario, diseñar el difusor de forma que sólo una pequeña parte de la temperatura de parada a la salida del compresor corresponda a energía cinética. La velocidad del aire a la salida del compresor suele ser del orden de 90 m/s.

Es mucho más difícil conseguir una deceleración eficaz del flujo que una buena aceleración del mismo. En un proceso de difusión el aire presenta una tendencia natural a separarse de las paredes del conducto divergentes, invertir su marcha y retroceder siguiendo el sentido del gradiente de presión. Si la divergencia es demasiado brusca, esta tendencia puede dar lugar a interrupción de la corriente, con la siguiente conversión de parte de la energía cinética en energía interna y la reducción del aumento útil de presión. Los experimentos realizados, demuestran que el ángulo de divergencia máximo permisible en un canal de sección rectangular, en el que diverjan dos de sus caras es de unos 11 grados. En ángulos mayores las pérdidas aumentan drásticamente. Por otra parte durante la aceleración que tiene lugar en un conducto convergente, el gas tiende de forma natural a llenar el conducto y adaptarse a las paredes del mismo. Por muy brusca que sea la convergencia. En este caso sólo habrá que registrar las pérdidas por fricción habituales.

Con el objeto de regular eficazmente el flujo de aire y efectuar el proceso de difusión en la menor longitud posible, se divide el aire que sale del rodete en una serie de corrientes separadas mediante álabes fijos en el difusor, los conductos

formados por estos álabes son de profundidad constante, siendo la anchura la que diverge de acuerdo con la forma de dichos álabes. El ángulo del borde de ataque del difusor debe acomodarse a la dirección de la velocidad absoluta del aire en ese punto, de manera que éste fluya con facilidad a través de los mismos. Como siempre hay una separación en sentido radial entre el borde exterior del rodete y los bordes de ataque de los álabes, esta dirección no será la misma con que el aire sale del rodete.

Para determinar el ángulo correcto de entrada de los álabes del difusor habrá que tomar en cuenta el flujo en el espacio sin álabes. Como no se aporta más energía al aire una vez que éste sale del rodete, despreciando el efecto de la presión, el momento angular $C_w r$ deberá ser constante. Por tanto C_w disminuirá desde la sección de salida del rodete hasta los álabes del difusor, idealmente en razón inversa al radio. En un canal de profundidad constante, la superficie de flujo en dirección radial es directamente proporcional al radio. En consecuencia, la velocidad radial C_r decrecerá también entre el rodete y el difusor según la ecuación de la continuidad. Si tanto C_w como C_r decrecen, la velocidad resultante C decrecerá también a partir de la sección de salida del rodete, por lo que evidentemente tendrá lugar en el espacio sin álabes una cierta difusión. El consiguiente aumento de la densidad implicará que C_r no decrezca en razón inversa al radio, como es el caso de C_w debiendo determinarse su variación por la ecuación de la continuidad. Cuando se halla calculado C_r y C_w a la altura del borde de ataque de los álabes del difusor, podrá determinarse ya la dirección de la velocidad resultante y, por tanto, el ángulo de entrada de dichos álabes, lo anterior mencionado, se puede observar detalladamente en la Fig. 1.1.

Es evidente que la dirección de flujo de aire en el espacio sin álabes variará con el gasto másico y con la relación de compresión, de forma que cuando el compresor esté funcionando en condiciones distintas a las del diseño, el aire puede no atravesar con facilidad los conductos del difusor, en cuyo caso se registrará una cierta pérdida de rendimiento. En turbinas de gas en las que el peso

y la complejidad tengan menos importancia que un rendimiento alto a cargas parciales, pueden adoptarse álabes regulables en el difusor, con el fin de que el ángulo de entrada se mantenga correcto dentro de un margen amplio de condiciones operativas.

Para una presión y temperaturas dadas en el borde de ataque de los álabes del difusor, el gasto másico dependerá de la superficie total de garganta de los conductos del difusor. Una vez que se haya decidido el número de álabes y la profundidad de los conductos, se puede calcular la anchura de garganta adecuada para el gasto másico requerido en unas condiciones dadas de temperatura y presión. La longitud de los conductos del difusor vendrá lógicamente determinada por el ángulo de divergencia máximo permisible y por el grado de difusión necesario.

Antes de la garganta, los álabes deben ser curvados con objeto de acomodarse a la dirección variable del flujo, pero a partir de ella, el flujo se halla plenamente bajo control y las paredes de los conductos pueden ser rectas. Hay que observar que, una vez controlado el aire, la difusión puede efectuarse en una distancia mucho más corta, que si tiene lugar en un espacio desprovisto de álabes, donde el aire sigue una trayectoria espiral aproximadamente logarítmica (para un fluido incomprensible, $tg^{-1}(C_r/C_w) = cte$).

Al salir del difusor, el aire puede pasar a una espiral (o caracol) y de ésta a una cámara de combustión única. En algunos grupos pequeños industriales se suprimen los álabes del difusor y se utiliza únicamente la espiral. En las turbinas de gas de aviación, cuyo volumen y superficie frontal revisten gran importancia, pueden conservarse las corrientes individuales de aire y conectar cada uno de los conductos del difusor a una cámara de combustión separada. Otra alternativa consiste en descargar estas corrientes en una cámara de combustión anular que rodea el eje de unión del compresor y la turbina.

1.1.5 Efectos de la Compresibilidad

Como es bien sabido, si la velocidad de un fluido compresible respecto de la superficie sobre la que se mueve alcanza la velocidad local del sonido, se interrumpirá el flujo, incurriéndose además en unas pérdidas de carga excesivas. Este fenómeno reviste gran importancia en un proceso de difusión en el que el flujo tiende siempre a desprenderse de las paredes, incluso a velocidades reducidas. Cuando se pretende obtener el máximo gasto másico posible de un compresor lo más pequeño posible, como sucede sobre todo el diseño de turbinas de gas de aviación, las velocidades del aire resultan muy elevadas. Es de suma importancia que los números de Mach en determinados puntos del flujo no superen el valor a partir del cual las pérdidas crecen rápidamente por la formación de ondas del choque. El número de Mach crítico suele ser menor de la unidad cuando se calcula basándose en la velocidad media del fluido respecto de la pared, pues la velocidad relativa real junto a la superficie de una pared curva puede ser superior a la velocidad media. Como norma general salvo que los ensayos reales indiquen lo contrario, los números de Mach se restringirán a un valor de aproximadamente 0.8. Ahora se considerarán los números de Mach en puntos cruciales del compresor empezando por la entrada.

1.1.5.1 Número de Mach a la Entrada del Rodete

En la entrada se desvía la corriente en cierto ángulo antes de pasar a los canales del rodete. Este aire tiene siempre tendencia a separarse de la parte curva del álabe. Teniéndose un punto donde el Número de Mach será sumamente importante, dado que podría originarse en él una onda de choque.

También se supondrá que dicha velocidad axial es uniforme desde el borde interior al borde exterior de la sección de entrada. En este caso, la velocidad relativa del aire respecto del álabe V_1 será máxima en el borde exterior, donde la velocidad del álabe es mayor. El número de Mach a la entrada vendrá dado por:

$$M = \frac{V_1}{\sqrt{\gamma RT_{1e}}} \quad (1.15)$$

Siendo T_{1e} la temperatura estática a la entrada.

Aun cuando este número de Mach sea satisfactorio en condiciones atmosféricas a ras del suelo, si el compresor pertenece a una turbina de gas de aviación, el número de Mach en altura puede resultar demasiado grande. La velocidad relativa, y por tanto el número de Mach, se puede disminuir introduciendo una prerrotación en la entrada. Ello se consigue haciendo que el aire llegue a la sección de entrada atravesando unos álabes guía de forma curva, que van unidos a la carcasa del compresor. Para la misma velocidad axial, y por tanto un gasto másico aproximadamente igual, la velocidad relativa resulta aminorada. Una ventaja suplementaria de usar prerrotación es que se disminuye así la curvatura de los álabes del rodete a la entrada, es decir, el ángulo α de entrada aumenta.

Esta forma de reducir el número de Mach disminuye también, por desgracia, la capacidad de trabajo del compresor. La corriente posee ahora una componente tangencial inicial C_{w1} , de manera que la variación del momento angular del aire por unidad de gasto másico es $C_{w2}r_2 - C_{w1}r_1$, y si C_{w1} es constante en toda la sección de entrada del rodete, el momento angular inicial crecerá desde el borde interior al borde exterior de la misma. La cantidad de trabajo realizado por cada kilogramo de aire dependerá, por tanto, de su radio de entrada en el rodete. Puede obtenerse un valor medio del trabajo realizado por kilogramo, utilizando el momento angular inicial del aire en el radio medio de la sección de entrada. No tiene, sin embargo, ningún sentido disminuir innecesariamente la capacidad del trabajo del compresor y además el número de Mach sólo es alto en el borde exterior. Resulta claramente preferible hacer variar la prerrotación, reduciéndola gradualmente desde el máximo en el borde exterior hasta cero en el interior, lo que se consigue con unos álabes guía convenientemente torsionados.

1.1.5.2 Número de Mach en el Difusor.

El máximo valor de la magnitud de número de Mach en esta parte del compresor se dará evidentemente a la entrada del difusor, esto es, en la sección de salida del rodete. Se ha demostrado que, siempre que la componente radial de la velocidad sea subsónica, se puede trabajar en la sección de salida del rodete con números

de Mach mayores que la unidad, sin que por ello se registre una pérdida de rendimiento, pues en el espacio sin álabes puede haber una difusión supersónica sin formación de ondas de choque si se realiza con movimientos de torbellino manteniéndose constante el momento angular. Cuando el número de Mach en el borde de ataque de los álabes del difusor resulta un tanto grande, será aconsejable aumentar la anchura radial del espacio sin álabes, o bien la profundidad del difusor para reducir así la velocidad en este punto.

No es deseable que los números de Mach en los bordes de ataque de los álabes del difusor sean altos, no sólo por el peligro de pérdidas de choque, sino también por que implican grandes velocidades del aire, así como presiones comparativamente altas en los puntos de parada situados en los bordes de ataques de los álabes, y en los que el aire se ve frenado localmente hasta el reposo. Ellos da lugar a una variación de la presión estática en toda la circunferencia que se trasmite hacia atrás en dirección radial, a través del espacio sin álabes, hasta la sección de salida del rodete. Aunque para entonces dicha variación se habrá reducido considerablemente, puede bien ser aun lo suficientemente importante como para excitar a los álabes del rodete y ocasionar un fallo mecánico ante la aparición de grietas de fatiga debidas a la vibración. Esto sucederá cuando la frecuencia de excitación, que depende de la velocidad de giro y el número relativo de álabes en el rodete y el difusor, sea del mismo orden de magnitud que una de las frecuencias naturales de los álabes del rodete. Para aminorar este peligro se procura que el número de álabes del rodete no sea un múltiplo entero del número de álabes del difusor; una práctica habitual es adaptar un número primo para los álabes del rodete y un número par para los del difusor.

La razón de que hay un espacio desprovisto de álabes resulta ahora evidente: si los bordes de ataque de álabes del difusor, estuvieran demasiado cerca de la salida del rodete, donde los números de Mach son muy altos, aumentaría considerablemente el peligro de pérdidas de choque, así como el de una variación circular excesiva de la presión estática.

Para simplificarse el cálculo se admitirá que la pérdida de carga suplementaria que se produce en la corta distancia que separa la sección de salida del rodete de la garganta del difusor, es pequeña y que, por tanto, es posible considerar que antes de la garganta ha tenido lugar el 50% de la pérdida total.

Como en el espacio sin álabes $C_w r = \text{cte}$, por la conservación del momento angular se tiene:

$$C_{wx} = C_w \frac{d_{imp}}{d_{est}} \quad (1.16)$$

Donde el diámetro del estator, d_{est} , varía dependiendo de la sección a analizar del estator.

Para estimar la densidad en la sección del difusor, se determinarán la presión y temperatura estáticas calculando en primer lugar la velocidad absoluta en dicho punto y utilizando ésta junto con la presión de parada, que se calcula a partir de las pérdidas supuestas hasta ese punto.

La componente radial de la velocidad se puede determinar por tanteos sucesivos. La iteración partirá del supuesto de que el equivalente de temperatura de la velocidad resultante es el que corresponde a la velocidad tangencial.

Temperatura dinámica equivalente:

$$T_d = \frac{C1^2}{2C_p} = \frac{C_w^2 + C_r^2}{2 * C_p} \quad (1.17)$$

Despreciando cualquier pérdida que pueda haber entre la salida del rodete y el borde de ataque de los álabes del difusor, entonces la relación de presión estará dada como en la ecuación (1.14).

Para conocer la superficie de la sección transversal de un flujo en dirección radial, se utiliza la fórmula siguiente:

$$A = 2\pi * d_x * h_{lrimp} \quad (1.18)$$

Donde:

$d_x =$ *diámetro de la sección del difusor a analizar* (d_A, d_G)

$h_{lrimp} =$ *altura del álabe a la salida del impulsor*

La componente radial de la velocidad después de ser propuesta, ésta se calcula y no debe tener una diferencia mayor a $\pm 2\%$ de su valor, de acuerdo al valor antes propuesto para que éste se tome como un valor correcto, y se obtendrá de la siguiente manera:

$$C_r = \frac{\dot{m}}{\rho * A} \quad (1.19)$$

Por lo tanto el ángulo de borde de ataque para que la incidencia sea mínima deberá ser:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{C_r}{C_w} \right) \quad (1.20)$$

1.2 Turbina

1.2.1 Descripción y Clasificación

En un turborreactor, el objetivo principal de las turbinas es transformar parte de la energía global del fluido, de las sumas de energías de presión, cinética e interna debidas a la temperatura, en energía mecánica. Esta misma energía moverá al compresor y sus accesorios, la cual a su vez producirá el empuje en el motor. El método de trabajo de la turbina es exactamente el opuesto al del compresor, ya que reduce la presión y la convierte en energía cinética, esto se da, debido a que los gases son deflectados en los álabes de la turbina y son sometidos a una fuerza periférica la cual se manifiesta en un par.

Una etapa de turbina está formado por dos componentes fundamentales: el estator y el rotor, situados en el motor en el orden enunciado de la admisión al escape; es decir en sentido inverso al del compresor.

Las turbinas se pueden clasificar en dos tipos de acuerdo a la dirección en el que el fluido actúa:

1. Centrípetas.
2. Axiales.

El estator de la turbina, ya sea centrípeta o axial, actuará de modo de tobera. En el caso de las turbinas centrípetas, la configuración del estator y del rotor es similar al de un compresor centrífugo, en donde el flujo pasa en sentido inverso. En el caso de una turbina de tipo axial, el estator está formado por una cascada de álabes fijos al cárter, con un ángulo tal que canalizan el fluido hacia el rotor en dirección más efectiva para la transformación de la energía cinética en mecánica. El rotor de una turbina axial consiste en una o varias cascadas de álabes fijos a un disco que gira a alta velocidad por la acción del fluido, transmitiendo la energía al compresor mediante la flecha, de la que se obtiene además la energía para el movimiento de los accesorios.

En teoría la turbina axial como la radial puede ser posible en una aeronave de tamaño real, la turbina de tipo axial es la más común ya que obtiene mejores niveles de eficiencia a esa escala.

Las turbinas radiales de un tamaño adecuado para modelos de motor son usados en turbo cargadores. Una de las ventajas de usar este tipo de configuración es que se adaptan exactamente a la rueda del compresor en términos de rendimiento, sólo que para utilizar la turbina radial en un modelo a reacción hace falta un sistema de paletas para la boquilla (tobera), sin embargo, por pequeñas razones diferentes, el uso de esta turbina parece ser una pobre elección. Una de las razones es la masa del rotor, incluso para modelos completos el rotor puede pesar cualquier cosa hasta 0.4kg. Lo que esto significaría un alto momento de inercia y una pobre habilidad para acelerar. Para la unión de la turbina con el eje se necesitaría un especial proceso de soldadura por fricción ya que mantiene un bajo nivel de transferencia de calor.

En realidad el principal problema radica en que las tensiones, las cuales actúan sobre el área de perforación, dan como resultado fallas catastróficas a moderadas velocidades rotacionales, en una turbina radial para un modelo a chorro el problema es mecánico y no termodinámico. Es por esto, que la turbina a utilizarse en el prototipo será del tipo axial.

1.2.2 Principio de Funcionamiento de la Turbina Axial

Las turbinas axiales pueden ser de dos tipos:

1. Turbinas de impulso.
2. Turbinas de reacción.

La turbina de reacción es aquella en que, parte de la expansión se efectúa en el rotor, siendo el valor del grado de reacción aproximadamente 0.5 para varios escalones y de 0.15 a 0.20 para uno solo. El trabajo que proporciona una turbina axial es tanto mayor cuanto se desea, además de la velocidad del rotor, la

deflexión de la corriente. Al principio, el fluido choca con el rotor con un ángulo de ataque muy grande, que se va disminuyendo a medida que gire el rotor.

1. Turbinas de impulso.- Es aquella de grado de reacción cero, significando físicamente que toda la expansión del gas tiene lugar en el estator, la velocidad del fluido aumenta considerablemente, actuando sobre los álabes del rotor, que adquieren una velocidad de rotación en la dirección del extradós de los álabes.

El descenso de presión en el estator es con rapidez y suavidad hasta la presión requerida, a cuyo valor se mantiene constante durante el paso a través de los álabes del rotor.

El rotor de una turbina de un solo escalón, puede tener más de una cascada de álabes. Pueden existir más de dos cascadas de álabes por cada rotor, si bien no es recomendado usar más de dos, porque las pérdidas por fricción son muy elevadas. Un rotor con cascada múltiple, favorece desde el punto de vista de operar con menores RPM, pues la energía cinética transformada en mecánica está distribuida así en las distintas cascadas. La contradicción de mayores pérdidas en la turbina de impulso de rotor múltiple para el caso de dos cascadas, no es muy importante, pues están contrarrestadas por la menor velocidad.

2. Turbinas de reacción.- El significado físico de este tipo es que el grado de reacción que tiene un determinado valor, es decir, parte de la expansión se efectúa en el estator y parte en el rotor.

Al paso del fluido por el estator ocurre una caída parcial de presión y un aumento de velocidad, esto es, el estator como en el caso de las turbinas de impulso, funciona como una tobera, y al llegar el fluido al rotor, continua la caída de presión.

De la misma forma que en la turbina de impulso, el cambio de dirección de la velocidad relativa del fluido respecto de los álabes origina el movimiento

de rotación; en el caso de las turbinas de reacción no sólo cambia la dirección de la velocidad relativa al paso por los álabes, sino que aumenta, cosa que no ocurre en las turbinas de impulso en que solamente existe cambio de dirección, pero manteniéndose constante su magnitud. En este caso pues, también los álabes del rotor forman un paso convergente similar al de una tobera de régimen subsónico.

Es común utilizar un rotor con más de una cascada de álabes, como en el caso de las turbinas de impulso, produciéndose la caída de presión en varios escalones, a continuación, se muestra un resumen comparativo en la Tabla 1.

Tabla 1. Resumen comparativo de las turbinas.

Impulso.	Reacción.
Estator.- Paso entre álabes: convergente o convergente-divergente hacia la salida (más usual convergente-divergente).	Estator.- Paso entre álabes: convergente o convergente-divergente hacia la salida (más usual convergente).
Presión del gas: disminuye.	Presión del gas: disminuye.
Velocidad del gas: aumenta.	Velocidad del gas: aumenta.
Rotor.- Paso entre álabes: constante.	Rotor.- Paso entre álabes: convergentes hacia la salida.
Presión del gas: constante.	Presión del gas: disminuye.
Velocidad del gas: disminuye.	Velocidad del gas: aumenta.
Variación de velocidades relativas (W): solamente en dirección.	Variación de las velocidades relativas (W): en dirección y magnitud.
Rendimiento máximo: $\eta_g = 0.85$	Rendimiento máximo: $\eta_g = 0.85$

El trabajo específico que se obtiene en una etapa de turbina axial, es de un orden elevado por Kg de fluido, que la mueve, es decir, mucho mayor que el necesario para mover un escalón de compresor, por eso el número de escalones en las turbinas es mucho menor. La razón de esto es que para igualdad de valores de velocidades axial de entrada del fluido y de revoluciones del rotor, al ser la deflexión de la corriente mucho mayor en el caso de las turbinas, el trabajo que se obtiene es también mucho más elevado.

1.2.3 Configuración Geométrica de los Álabes.

La misión de los alabes del estator es acelerar la corriente fluido y canalizarla para descarga con el ángulo óptimo que exija la velocidad del rotor, la forma y posición de los álabes deberá ser tal, que actúen en forma de tobera y, siendo la corriente de entrada subsónica, pueden admitir dos configuraciones.

- Formando un conducto convergente-divergente, cuando se desee una elevada caída de presión en el estator.
- Formando un conducto convergente, cuando la caída de presión en el estator sea pequeña.

Según esto, el estator convergente-divergente es apropiado para turbinas de impulso, en donde toda la expansión ocurre en el estator, en tanto que para las turbinas de reacción tomara forma convergente únicamente, dado que la expansión en el estator es sólo parcial.

La diferente forma de los álabes del rotor para las turbinas axiales de impulso y reacción, es debido al grado de expansión o caída de presión que existe en ambos casos, definido por su grado de reacción γ .

1.2.4 Diagramas de Velocidades y Empuje.

Independientemente de la diferente magnitud de las velocidades y deflexión de la corriente fluida, según que la turbina sea de impulso o reacción, el diagrama de velocidades adquiere la forma de función senoidal.

La expresión del trabajo desarrollado por el rotor es similar al del trabajo comunicado al aire en un turbocompresor, a excepción de que tiene signo contrario a aquel, por el trabajo desarrollado en vez de trabajo comunicado; es decir, referido a la unidad de gasto de gas viene determinado por la expresión:

$$\tau' = \frac{U}{g}(V_{t2} - V_{t3}) \quad (1.21)$$

Es decir, la energía mecánica obtenida en el rotor será un tanto mayor, cuando lo sea la diferencia de velocidades tangenciales del fluido $V_{t2} - V_{t3}$, que son las que producen momento respecto del eje de giro del rotor.

La velocidad de los gases es inicialmente baja en la cámara de combustión, aumenta rápidamente en el estator, alcanzando valores de 300 a 1000m/seg. Sin embargo, hay una reducción en la velocidad absoluta a través de los álabes del rotor, debido a que una gran porción de su energía cinética se cede al rotor.

Para calcular la turbina se debe de partir de las condiciones de operación del compresor, ya que éste determinará el rendimiento del motor y la velocidad de rotación que empleará, debido a que la turbina debe ser diseñada para armonizar bien con el compresor existente.

La fuerza de la rueda de la turbina aumentará si los álabes son más cortos y ligeros. Se sabe que una turbina con un mismo diámetro de rueda, que el del compresor, ha demostrado ser una excelente solución, además de tener un ángulo α de entre el rango de 30° a 35°. A los 30° la deflexión del gas en la dirección periférica es más pronunciada y como resultado se obtiene una mayor proporción de la caída total de entalpia, la cual es convertida dentro de la flecha en trabajo

mecánico para accionar al compresor. Esto a su vez significa que queda menos trabajo para la producción del empuje, y con tal configuración la temperatura del gas de escape será baja y el motor se ejecutará de forma más fiable pero produciendo un menor empuje.

En cambio si el ángulo del álabe es más pronunciado la situación es diferente: la deflexión del gas en dirección periférica se reduce y con la finalidad de impulsar la rueda de compresor y mantener el motor en marcha, es necesario un nivel de entalpia mayor, y esto significaría que la temperatura del gas será inevitablemente mayor.

Considerando que en la cámara de combustión existe una pérdida de presión de los gases, la cual está dada aproximadamente en un 4%, la nueva relación de presión estará dada por:

$$\pi_T = 0.96\pi_c \quad (1.22)$$

Tomando en cuenta todo esto, el calor específico del aire aumentará, con todo lo anterior es posible determinar la caída de la entalpia a la entrada:

$$\nabla h = C_p T_3 (1 - \pi_T^{-0.286}) \quad (1.23)$$

Donde:

$T_3 =$ Temperatura de los gases a la entrada de la turbina

$C_p =$ Coeficiente específico de capacidad térmica del aire, $1005 \left(\frac{J}{Kg} \right) ^\circ K$

$$\nabla h = \text{Caída de entalpía} \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Partiendo de la caída de entalpia y de temperatura, y tomando un nivel de reacción, ϑ , igual a 0.5, se obtiene que la entalpia utilizada en cada elemento se define como:

$$\nabla h_c = \nabla h \vartheta \quad (1.24)$$

El cual valor es el que realmente se procesa en la rueda del difusor y el otro 0.5 restante se procesará en la rueda del rotor. Cuando los gases son acelerados en los álabes, la velocidad, c , es alcanzada en cada rueda, pero sólo el 95% de la velocidad puede ser convertida debido a la fricción en las paredes y a la pérdida de los gases.

Con lo anterior, se obtiene la siguiente ecuación para determinar la velocidad absoluta, c :

$$c_T = 0.95\sqrt{\nabla h} \quad (1.25)$$

Ahora bien, para calcular la sección de área de la etapa de turbina, la cual se encuentra definida por la ecuación de continuidad, se procede inicialmente a obtener la densidad del gas, a la salida del sistema de guía de venas de la nariz, así como la densidad al final de la rueda de la turbina. Y como la entalpia, al final de la nariz de la turbina es reducida a la mitad, la relación de presión también lo será y por lo tanto ésta será aproximadamente:

$$\pi_{Trec} = \sqrt{\pi_T} \quad (1.26)$$

Como los gases son expandidos, la temperatura descenderá significativamente, este decremento de temperatura está dado por:

$$\nabla T = n \frac{\nabla h_c}{c_p} \quad (1.27)$$

Dando como resultado que la temperatura a la salida del estator, sea:

$$T_{seT} = T_3 - \nabla T \quad (1.28)$$

Por lo que la densidad del gas en este punto se encuentra con la siguiente fórmula:

$$\rho = \frac{\pi_{Trec} P_3}{T_{seT} R} \quad (1.29)$$

Dónde:

$P_3 =$ Presión a la entrada de la turbina

$$R = \text{Constante de los gases} = 287 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

Ahora bien, ya con la densidad obtenida, se procede a calcular la sección del área de los álabes del estator y rotor, con ayuda de la ecuación de continuidad:

$$A_T = \frac{\dot{m}}{c \rho} \quad (1.30)$$

Considerando un factor de forma cónica, f_c , de 0.95, y con ayuda del diámetro externo de la rueda, d_{exT} , se puede determinar el diámetro interno de la rueda, d_{inT} , mediante la siguiente ecuación:

$$A_T = \frac{\text{Sen}(\alpha) \pi \tau (d_{exT}^2 - d_{inT}^2)}{4} \quad (1.31)$$

Una vez obtenido el diámetro interno, se puede determinar la altura de los álabes utilizando la siguiente relación:

$$h_{\text{álabe}T} = \frac{d_{exT}^2 - d_{inT}^2}{2} \quad (1.32)$$

El siguiente aspecto importante a determinar es la velocidad de salida de los gases, la cual se obtiene del diagrama de velocidades, considerando el diámetro promedio y con ayuda de la siguiente ecuación:

$$U_T = \frac{d_m \pi N}{60} \quad (1.33)$$

Donde:

$$d_m = \text{diámetro promedio} = \frac{d_{exT} + d_{inT}}{2}$$

$$N = \text{RPM}$$

Finalmente se obtiene el empuje utilizando la siguiente ecuación:

$$F = \dot{m} C_{mT} \quad (1.34)$$

Donde:

$$C_{mT} = \text{velocidad absoluta a la salida de la turbina}$$

Para obtener esta velocidad absoluta se analizan los triángulos de velocidades generados por la velocidad del flujo del gas y la rotación de los álabes que están indicado por los triángulos de velocidades a escala. Mostrando ambos en magnitud y dirección, teniendo que:

$U = \text{Vel. periférica, es la velocidad de los álabes en la dirección de rotación}$

$W = \text{Vel. relativa, es la velocidad referente a la rotación de los álabes.}$

$C_m = \text{Velocidad absoluta, es la velocidad del sistema estático del difusor.}$

Los puntos importantes de velocidad a conocer son a la entrada y salida de los álabes. En una etapa axial la velocidad rotacional, U , es la misma a la entrada y a la salida de los álabes de la turbina, se considerarán las condiciones relativas para flujo y movimiento para el lado de salida de los álabes.

Esto es representado por el punto, C_m , ya que este punto es directamente dirigido a la dirección axial de la turbina, considerado este el vector de empuje.

C_m y U , forman un triángulo rectángulo Fig. 1.2, el tercer lado de este triángulo está dado por la velocidad relativa de salida de los gases, W . Con ayuda de todo esto se completa lo que se puede llamar como Triángulo de Velocidades. Si los álabes de la turbina están suficientemente próximos entre sí, el gas de escape sigue la curvatura de los álabes, de modo que el ángulo, α , entre W y U es prácticamente el mismo que en el borde de salida.

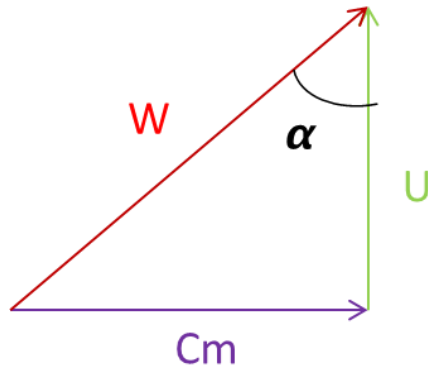


Fig. 1.2 Triángulo de velocidades general en la turbina.

1.3 Cámara de Combustión

1.3.1 Descripción y Clasificación

Las cámaras de combustión en los turborreactores tienen el objetivo principal de suministrar energía calorífica al motor, elevándose la temperatura del flujo de aire que la atraviesa proveniente del compresor, aumentando así la energía de dicho flujo de aire.

Para que pueda suceder esto, es necesario inyectar una cantidad de combustible que se combina con el oxígeno de parte del aire que pasa por el motor. Liberándose así la energía que el combustible tenía almacenada. Este poder calorífico, que es del orden de 10,500 Kcal. Por cada Kg de combustible, no alcanza la temperatura que teóricamente le correspondería, si no que por combustión incompleta aparecen pérdidas, definiéndose como rendimiento de la combustión, la relación de temperaturas absolutas entre la que realmente se alcanza y la que teóricamente le correspondería si la combustión fuese completa. Este rendimiento es en el orden de 0,95, si bien, puede alcanzar valores casi del 100% en regímenes de máximo empuje al nivel del mar, y tiene valores pequeños cuando se reduce la presión del aire, temperatura, y relación combustible/aire como muestra la Figura 1.3.

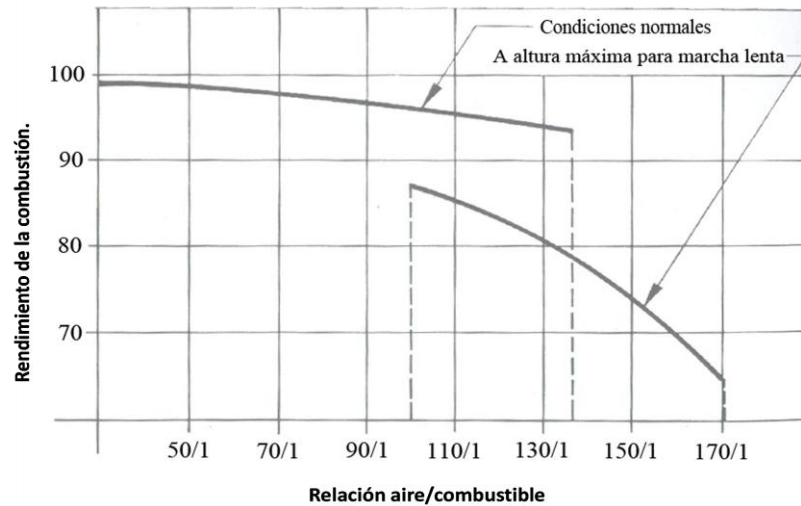


Fig. 1.3. Rendimiento de la combustión en función de la relación aire/combustible [3].

La cantidad de combustible a suministrar depende, sobre todo, de la máxima temperatura permisible en los álabes de la turbina, limitado por los esfuerzos del material, y que alcanza normalmente una gama comprendida entre 700 °C y 1200°C.

Dado que pueden alcanzarse temperaturas normales por compresión hasta de 200 °C a 400°C, la elevación de temperatura en las cámaras oscila entre 500 °C y 800°C.

Un motor de reacción puede estar dotado de una sola cámara de combustión de tipo anillado (anular) abarcando toda la sección del motor, o de un número determinado de pequeñas cámaras cilíndricas distribuidas radicalmente formando un círculo (Can) o cámaras individuales, se muestra las diferentes configuraciones en la Fig.1.4.

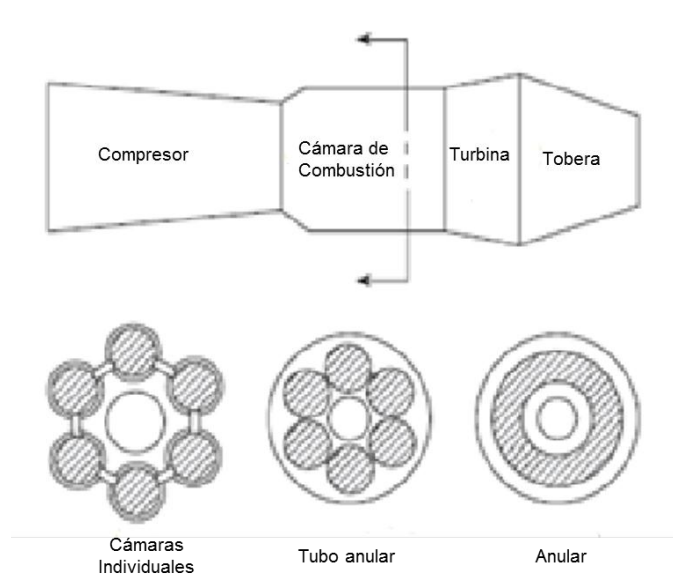


Fig. 1.4 Clasificación de las cámaras de combustión [5].

Ambos tipos están formados por una célula externa que recoge el aire procedente del compresor, y una interna, llamada comúnmente tubo de llama, provisto de taladros de tamaño y distribución apropiados para la admisión de las partes de aire necesarias para la zona de combustión y zona de mezcla.

La cámara de aire tipo anillo único es de poca complejidad, y su coste es menor que el conjunto de cámaras cilíndricas, si bien éstas presentan una mayor facilidad de reemplazamiento, y su resultado en la actuación del motor parece ser mejor.

Una solución intermedia entre ambos tipos de cámaras es mantener independientes los tubos de llama o células interiores, y las envolventes externas sustituirlos por una cámara única de tipo anillo dando lugar a las cámaras de combustión Tubo anulares.

1.3.2 Principio de funcionamiento de una Cámara del tipo Anular

La mayor parte de las cámaras de combustión son de flujo directo, y se llaman así, porque el aire fluye en el mismo sentido a ambos lados del tubo de llama, tanto exterior como interiormente. Debido al tamaño del turborreactor y a la complejidad de construcción de una cámara de combustión del tipo Can, en estas dimensiones el turborreactor está equipado con una cámara de combustión de flujo reversible del tipo anular.

En las cámaras de flujo reversible, el aire fluye de un lado a otro del tubo de llama y en sentido opuesto. El aire penetra en el conducto en forma de anillo que forma el exterior y el interior de la carcasa, fluyendo en el sentido de adelante hacia atrás (tomando como referencia de sentido la numeración de las secciones del motor), cambiando de sentido después de penetrar por los orificios del tubo de llama, y volviendo a ser paralelo el flujo de entrada a la salida. Las cámaras de flujo reversible se denominan de alta densidad de combustión, pues permiten velocidades de combustión altas, superiores a los 30 m/s, lo que supone la ventaja de que pueden ser de reducidas dimensiones, ideal para la utilización en el turborreactor a desarrollar.

1.4 Tobera

1.4.1 Descripción

De acuerdo con la misión que realiza, e independientemente de su forma geométrica, una tobera es un conducto en el cual la corriente fluida gana velocidad a costa de perder presión [3].

El término, tobera propulsiva, se refiere a la parte del motor situada a continuación del último escalonamiento de la turbina. Según el emplazamiento del motor en el avión y dependiendo de que se incorpore o no recalentamiento para acrecentar el empuje, la tobera propulsiva comprenderá todas o algunas de las características esquematizadas en la siguiente figura:

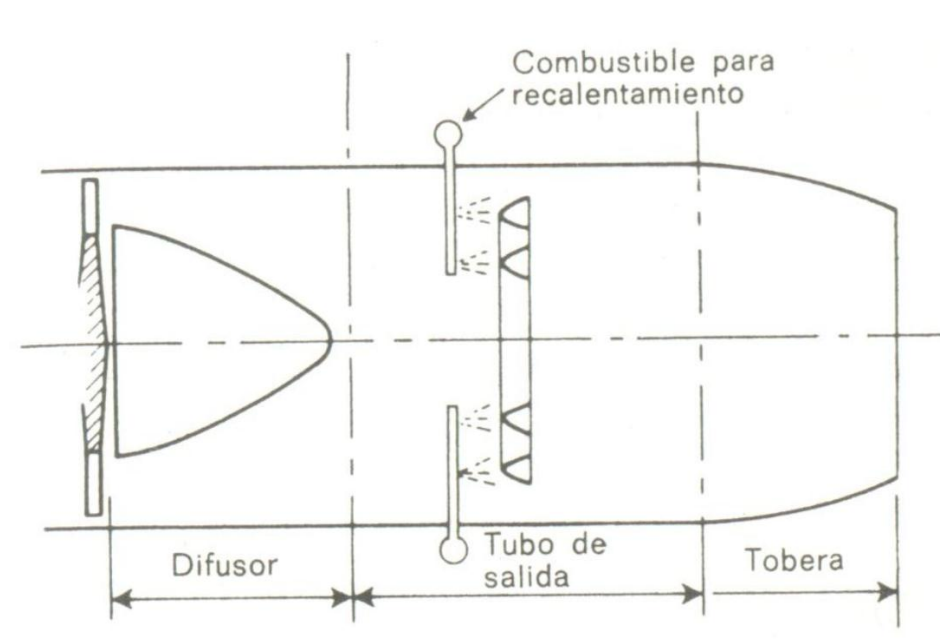


Fig. 1.5 Sistema de la tobera propulsiva [1].

En la transición del conducto anular de la turbina al tubo de salida circular, hay un cierto aumento de la sección con el fin de reducir la velocidad y, por tanto, la pérdida por fricción en el tubo de salida.

La primera cuestión que se planteará es la de si una tobera convergente simple será adecuada o deberá adoptarse una tobera convergente divergente, incluso en

relaciones de compresión moderadas, la relación de expansión de la tobera será mayor que la crítica.

Se puede obtener una estimación de la relación de expansión crítica, suponiendo un flujo isentrópico, es decir, haciendo $\gamma = 1.333$.

Aunque pueda parecer necesario una tobera convergente divergente se debe recordar que lo que se requiere es empuje y no un chorro de la máxima velocidad posible.

1.4.2 Principio de Funcionamiento de la Tobera Propulsiva

El diseño de una tobera está en función del gasto másico y de la relación de expansión, así, serán utilizados los valores de operación de la turbina, donde el parámetro del gasto másico está dado por:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_4}}{P_4} = C_m A_{tob} \rho_{tob} \frac{\sqrt{T_4}}{P_4} \quad (1.35)$$

Y se necesitará encontrar el valor de la temperatura a la salida de la turbina, T_{tobs} , el cual está dado por la siguiente ecuación:

$$T_{tobs} = T_3 - \frac{1}{n_t} (T_3 - T_4) \quad (1.36)$$

Una vez obtenido este valor se obtendrá el valor de la presión a la salida de la tobera, P_{tobs} , el cual se define por:

$$P_{tobs} = P_3 \left(\frac{T_{tobs}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.37)$$

Se procederá a encontrar las relaciones de expansión de la tobera, R_{et} y la relación crítica, las cuales se definen por las siguientes relaciones:

$$R_{et} = \frac{P_4}{P_1} \quad (1.38)$$

$$R_c = \frac{P_4}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{n_{tob}} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (1.39)$$

Donde P_c es la presión crítica.

Se determinará si la tobera será obturada o no obturada de la siguiente manera:

$$\frac{P_4}{P_1} > \frac{P_4}{P_c} \approx \text{Tobera obturada}$$

$$\frac{P_4}{P_1} < \frac{P_4}{P_c} \approx \text{Tobera no obturada}$$

Dependiendo del caso obtenido se determinarán las condiciones críticas de presión y temperatura, las cuales se tratarán en el Capítulo III.

Una vez obtenida la temperatura crítica y presión crítica, se calculará la densidad con la siguiente formula:

$$\rho_{tob} = \frac{P_c}{RT_c} \quad (1.40)$$

Ahora bien se necesita determinar la velocidad del flujo en la tobera, C_{tob} , la cual está dada por la ecuación de la velocidad del sonido:

$$C_{tob} = (\gamma R T_c)^{1/2} \quad (1.41)$$

Lo siguiente será obtener el área de la tobera mediante la utilización de la ecuación de continuidad:

$$A_{tob} = \frac{\dot{m}}{\rho_{tob} C_{tob}} \quad (1.42)$$

Una vez obtenida el área, se determinará el radio de la tobera, utilizando la siguiente ecuación [1]:

$$r_{tob} = \sqrt{\frac{A_{tob}}{\pi}} \quad (1.43)$$

Una vez teniendo los diámetros de la turbina y tobera respectivamente se procederá a determinar la longitud de la misma, por trigonometría, donde el ángulo de divergencia debe ser menor a 30°, ya que para ángulos mayores, la pérdida de empuje aumenta drásticamente, Fig.1.6.

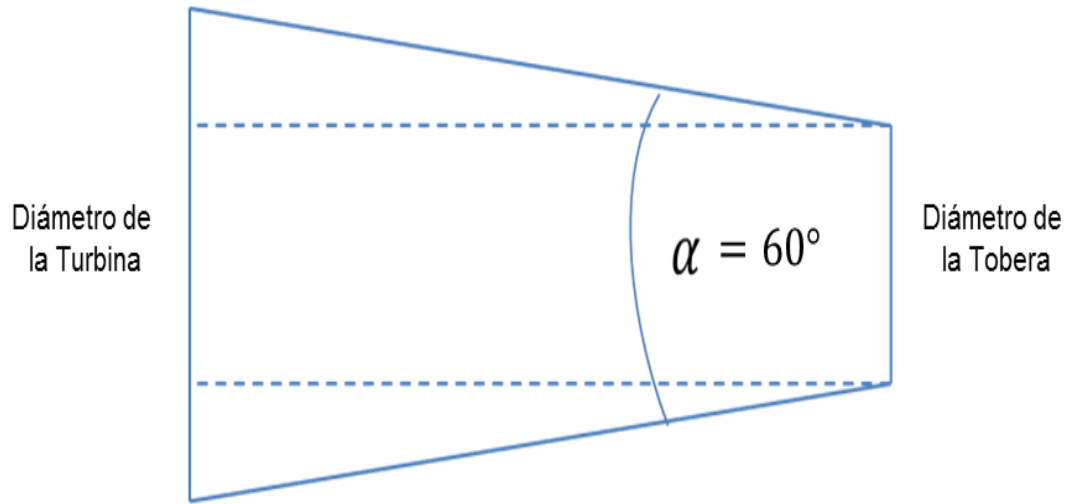


Fig. 1.6 Ángulo de divergencia en la tobera.

**CAPÍTULO II DISEÑO DE UN MOTOR
PROTOTIPO
(Motor GMMO-1524-A)**

2.1 Compresor

El primer paso para iniciar el diseño del compresor, es el cálculo del impulsor, para esto se procederá de la siguiente forma:

Utilizando la ecuación de relación de compresión de parada total, se obtendrá la Velocidad Periférica “U” en el impulsor, y de esta forma lograr la relación de presión propuesta, de igual forma, el cálculo se realizará a Condiciones Normales de Presión y Temperatura (CNPT), proponiendo al mismo tiempo la relación de presión que el compresor realizará, en este caso se propone una relación de compresión de $\pi_c = 2$, y se considera una eficiencia máxima, por lo tanto, despejando de la ecuación (1.14), se obtiene que la velocidad periférica en el impulsor está dada por:

$$U = \sqrt{\left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \left(\frac{T_1 C_p}{n \varphi \sigma}\right)} \quad (2.1)$$

Donde:

$$\gamma = 1.4$$

$$T_1 = 288 \text{ } ^\circ k$$

$$C_p = 1005 \text{ } J / Kg^\circ k$$

$$\varphi = 1.0425$$

$$\sigma = 0.835$$

$$n = 0.78$$

$$P_1 = 101\,325 \text{ } Pa$$

Se puede observar, que el factor de potencia, φ , se obtiene de un simple promedio del orden, en el que este tipo de compresor puede incrementar el trabajo aportado

en vencer las pérdidas que éste tiene; y el factor de deslizamiento, σ , se obtiene utilizando la ecuación (1.9), donde se propone un número de álabes igual a 12.

La velocidad periférica, U necesaria en el Impulsor, para lograr la relación de compresión propuesta, será:

$$U = 305.709 \text{ m/s}$$

Y por lo tanto, las rpm requeridas para producirla, proponiendo un diámetro del impulsor de, $d_{imp} = 0.1\text{m}$, y dado que las rpm están dadas por:

$$N = \frac{60 U}{d_{imp} \pi} \quad (2.2)$$

Se obtiene,

$$N = 58\,386.1266 \text{ rpm} \approx 60\,000 \text{ rpm}$$

Ahora bien, el siguiente paso será, la obtención de las velocidades periféricas en cada sección del impulsor, en el diámetro de raíz y en el diámetro de punta. Para esto, se obtendrá el área de la sección de entrada mediante las condiciones de presión y temperatura estáticas, por medio de las ecuaciones (1.5a) y (1.5b) respectivamente, así que:

$$T_{1e} = 276.806 \text{ }^\circ\text{k}$$

$$P_{1e} = 88\,197.645 \text{ Pa}$$

Y por lo tanto, el valor de la densidad será dado por la ecuación (1.5):

$$\rho_1 = 1.11 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Despejando de la ecuación (1.4), y proponiendo un flujo másico de $\dot{m} = 0.25 \text{ kg/s}$ debido a que el área transversal será relativamente grande en este tipo de

motores, donde éste varía entre (0.15-0.25 kg/s) [2], así, el área de la sección de entrada, es

$$A_{sec} = 0.00150124 \text{ m}^2$$

Así entonces, se tiene que la relación entre los diámetros en la punta y la raíz del impulsor, estará dada por el área de la sección de entrada:

$$A_{sec} = \frac{\pi}{4} (d_{punta}^2 - d_{raiz}^2) \quad (2.3)$$

Y despejando de la ecuación (2.3), es posible encontrar el diámetro de punta requerido, proponiendo el diámetro de raíz de $d_{raiz} = 0.02m$, y por lo tanto,

$$d_{punta} = 0.04807737 \text{ m}$$

Donde estos son aceptables, ya que la relación de diámetros [3], debe encontrarse en el intervalo de (0.45-0.7).

Finalmente, despejando de la ecuación (2.1) se obtienen las velocidades periféricas en la raíz y la punta del impulsor, respectivamente,

$$U_{raiz} = 62.831 \text{ m/s}$$

$$U_{punta} = 151.039 \text{ m/s}$$

Ahora bien, se procederá a calcular el trabajo requerido para lograr el incremento de entalpía necesario, donde utilizando la ecuación (1.1), se obtiene:

$$\Delta h = 63461.2 \frac{J}{Kg}$$

Lo que conllevará un incremento de temperatura de, ecuación (1.3):

$$\Delta T = 80.955 \text{ } ^\circ k$$

Así, el poder necesario para lograr que el compresor trabaje, utilizando la ecuación (1.2), será:

$$P = 20\,340.126 \text{ J/s}$$

Y entonces, tomando en cuenta el incremento de entalpía y de presión, la temperatura, la presión y la densidad correspondiente a la salida del compresor, serán:

$$T_2 = 368.955 \text{ }^\circ\text{k}$$

$$P_2 = 202\,650 \text{ Pa}$$

$$\rho_2 = 1.913 \text{ kg/m}^3$$

Ahora bien, se procederá a calcular los triángulos de velocidades, los cuales fueron explicados detalladamente en el Capítulo I, observando los triángulos (Fig.2.1, Fig.2.2) se aprecia que con la ayuda de las velocidades periféricas en la raíz, $U_{raíz}$ y en la punta, U_{punta} , es posible obtener las velocidades relativas, V y los ángulos, α , de entrada de las velocidades relativas respecto a al borde de ataque, tanto en la raíz como en la punta del álabe.

Se considerará que el valor de la velocidad absoluta a la entrada del compresor es de 150 m/s y como el valor de velocidad periférica en la raíz es conocido, se tiene que:

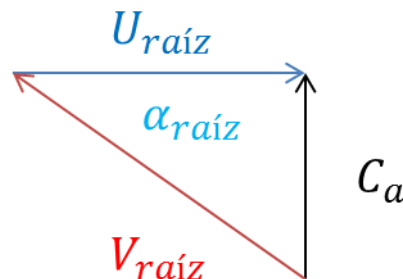


Fig. 2.1 Triángulo de velocidades en la raíz del impulsor.

$$C_a = 150 \text{ m/s}$$

$$U_{raíz} = 62.831 \text{ m/s}$$

Ahora bien con ayuda de trigonometría, se pueden obtener los valores de la velocidad relativa, $V_{raíz}$, y del ángulo, $\alpha_{raíz}$, así:

$$V_{raiz} = 162.628 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{raiz} = 67.27^\circ$$

De igual forma se aplica el mismo criterio para la punta del álabe, donde:

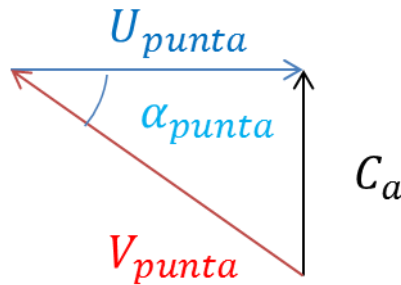


Fig. 2.2 Triángulo de velocidades en la punta del impulsor.

$$C_a = 150 \text{ m/s}$$

$$U_{punta} = 151.04 \text{ m/s}$$

Con ayuda de trigonometría se pueden obtener los valores de la velocidad relativa, V_{punta} , y del ángulo, α_{punta} , así:

$$V_{punta} = 212.868 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{punta} = 44.802^\circ$$

Ya obtenida la velocidad relativa máxima, es decir, V_{punta} , se tiene que comprobar que la velocidad a la entrada del rotor, no sobrepase el 0.8 de Mach, entonces utilizando la ecuación (1.15), se tiene que:

$$M = 0.6383$$

Así, se comprueba que no es necesario establecer un ángulo de prerrotación en el diseño. A continuación, se procede a calcular por simple geometría, algunos datos que servirán para el modelado del rotor del compresor, como son:

Altura del rodete,

$$h_{imp} = \left(\frac{7}{9}\right) \left(\frac{d_{imp}}{2}\right) \quad (2.4)$$

$$h_{imp} = 0.0389 \text{ m}$$

Altura del lado recto del álabe, es decir, la altura del álabe en el diámetro exterior del impulsor,

$$h_{lrimp} = \frac{A}{d_{imp}} \quad (2.5)$$

$$h_{lrimp} = 0.0047 \text{ m}$$

Los espesores tanto del álabe como de la base del impulsor, están recomendados [3], donde:

$$e_{alabe} = 0.001 \text{ m}$$

$$e_{bimp} = \frac{1}{8} plg = 0.003175 \text{ m}$$

El siguiente paso para obtener el cálculo completo del compresor, es el cálculo del estator, así entonces, se procede a calcularlo del siguiente modo.

Para diseñar el estator se debe de tomar en cuenta el diámetro del impulsor y hacer una relación de diámetros para conocer las dimensiones de cada sección del difusor. Los diámetros a calcular se muestran en la Fig. 2.3

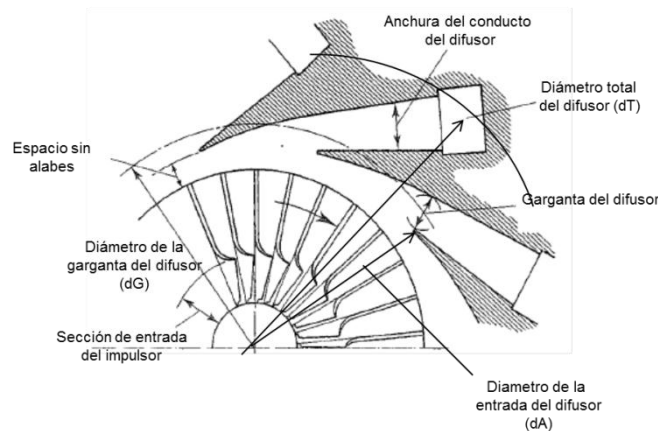


Fig. 2.3 Sección transversal de un compresor (rotor y estator) [1].

Estos diámetros pueden ser obtenidos, mediante la obtención de porcentajes respecto al diámetro del rotor, para esto se recomiendan 3 intervalos para los distintos diámetros, donde se puede seleccionar cualquier valor sin exceder estos [4].

$$d_A = (1.2 \text{ a } 1.4) * D_{imp}$$

$$d_G = (1.3 \text{ a } 1.5) * D_{imp}$$

$$d_T = (1.8 \text{ a } 2.2) * D_{imp}$$

Entonces, se consideran los porcentajes mínimos de cada diámetro, ya que las dimensiones como ya se sabe, son muy pequeñas:

$$d_A = 1.2 * D_{imp} = 0.12\text{m}$$

$$d_G = 1.3 * D_{imp} = 0.13\text{m}$$

$$d_T = 1.8 * D_{imp} = 0.18\text{m}$$

El número de álabes de un estator se debe encontrar entre 12 y 20 con la condición de que sea un número primo, pero en este caso, debido a que el impulsor cuenta con un número par de álabes debido a su configuración, se tomará un número primo, es decir se invierte la recomendación, pero es funcional, ya que, la verdadera condición es que el número de álabes del rodete no sea un múltiplo entero del número de álabes del difusor, entonces se propone que este número sea 17.

Para conocerse las dimensiones de la sección de entrada del difusor se lleva a cabo el siguiente procedimiento.

Primeramente, se procede a calcular la velocidad tangencial a la salida del rodete, C_w , se sabe, habrá una pérdida debido al deslizamiento, entonces esta velocidad se obtiene con la siguiente ecuación,

$$C_w = \sigma U \quad (2.6)$$

Así entonces,

$$C_w = 255.287 \text{ m/s}$$

Con la velocidad tangencial obtenida, se procede a realizar los cálculos correspondientes de cada sección del estator.

Sección d_A (entrada al difusor)

Usando la ecuación (1.16), se calcula la velocidad tangencial en d_A

$$C_{wA} = 212.74 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se propone un valor de C_{rA} el cual al hacer los cálculos siguientes se corroborará si fue acertado, ya que no debe existir una diferencia de $\pm 2\%$ con el C_{rA} calculado, el C_{rA} propuesto debe ser menor a la velocidad de entrada al compresor, c_a

En este caso después de haber realizado las iteraciones debidas, se tiene que

$$C_{rA} = 87 \text{ m/s}$$

Ahora bien, para conocer la densidad en la sección d_A es necesario calcular la temperatura dinámica equivalente usando la ecuación (1.17), y las ecuaciones (14), (14 a) y (14 b):

$$T_dA = 26.282 \text{ }^\circ\text{K}$$

Después se obtiene la temperatura estática, que se da de la simple resta de la temperatura a la salida del estator y la temperatura dinámica,

$$T_eA = 368.955 - 26.282 = 342.673 \text{ }^\circ\text{K}$$

Para obtener el cálculo de la densidad, se calcula la presión estática, entonces

$$P_eA = \pi_c \left(\frac{T_eA}{T_2} \right) = 156\,465.638 \text{ Pa}$$

$$\rho_A = \frac{P_e A}{R T_e A} = 1.6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Con lo cual se conocerá el área transversal en la sección d_A , de la ecuación (1.18)

$$A_A = 0.001801 \text{m}^2$$

Se comprueba que el valor de $C_r A$ calculado este en el margen del 2% con la ecuación (1.19)

$$C_r A = 87.227 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con el valor de $C_r A$ correcto se calcula el ángulo de borde de ataque usando la ecuación 1.22

$$\alpha_A = \tan^{-1} \left(\frac{C_r A}{C_w A} \right) \quad (2.7)$$

$$\alpha_A = 22.3^\circ$$

Sección d_G (entrada de la garganta del difusor)

Se efectúa el mismo procedimiento anterior, obteniendo así, los siguientes resultados:

$$C_w G = 196.374 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$C_r G = 78 \text{ m/s}$$

$$T_{dG} = 22.212 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_G = 368.955 - 26.282 = 346.743 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_G = \pi_c \left(\frac{T_G}{T_2} \right) = 163\,066.494 \text{ Pa}$$

$$\rho_G = \frac{P_G}{R T_G} = 1.64 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$A_G = 0.001951 \text{m}^2$$

$$C_{r,G} = 78.1758 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\alpha_G = 21.707^\circ$$

Para conocer las dimensiones de los ductos de salida del estator es necesario conocer el flujo másico en cada una de los ductos del estator, y si el número de álabes es de 17, entonces:

$$\dot{m}_{ducto} = \frac{\dot{m}}{n_{ductos}} \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_{ducto} = 0.0147 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

y entonces

$$\rho_{ducto} = 1.98 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Para finalizar el cálculo del estator y por lo tanto del compresor completo, sólo falta determinar el área de salida de cada ducto, para esto se utiliza la ecuación de continuidad y se recomienda tomar un valor de 90m/s a la entrada de la cámara de combustión [1]. Entonces, se obtiene que

$$A_{ducto} = 8.538^{-5} \text{m}^2$$

Y la altura de los álabes del estator es igual a la altura del álabe del rotor, esto es:

$$h_{\text{álabest}} = h_{\text{trimp}} \quad (2.9)$$

$$h_{\text{álabest}} = 0.0047 \text{m}$$

Así entonces, se concluye el cálculo del compresor del Motor GMMO-1524-A, y de esta forma se puede proceder al modelado del mismo, el cuál se realizará en el siguiente capítulo.

2.2 Turbina

Para el caso de una mini turbina, se tiene que la temperatura de los gases a la entrada, T_3 , de esta es de 923°k, la cual no debe confundirse con la temperatura de los gases de salida. Utilizando las condiciones de operación del compresor, se tiene una velocidad rotacional nominal de 60 000 rpm, y una correspondiente relación de compresión de 2, así como un flujo másico de 0.25 kg/s, se procede a calcular de la siguiente forma:

Considerando que en la cámara de combustión existe una pérdida de presión de la ecuación (1.22):

$$\pi_T = 1.92$$

Utilizando la ecuación (1.23), se obtiene la caída de la entalpia a la entrada:

$$\nabla h = 157875.7872 \frac{J}{Kg}$$

Si se parte de la caída de calor y la temperatura de los gases ya encontradas, y si se toma un nivel de reacción igual a 0.5, se obtiene de la ecuación (1.24) que:

$$\nabla h_c = 78937.8936 \frac{J}{Kg}$$

Y por consecuencia la velocidad, c , estará dada por, ecuación (1.25):

$$c = 377.4690 \frac{m}{s}$$

Ahora bien, con ayuda de la ecuación (1.26), la relación rectificada será:

$$\pi_{Trec} = 1.3856$$

Y por lo tanto la caída de temperatura, que se determina con la ecuación (1.27), y si se asume que la turbina trabajará bajo una eficiencia del 75%, se tiene que la diferencia de temperatura corresponde a:

$$\Delta T = 58.9088^{\circ}K$$

Dando como resultado que la temperatura entre los álabes del difusor y los álabes del rotor, según la ecuación (1.28) es:

$$T_{seT} = 864.0911$$

Por lo que la densidad del gas en este punto se encuentra con la ecuación (1.29):

$$\rho_{seT} = 0.5661 \frac{kg}{m^3}$$

Y ya que a la salida del rotor de la turbina la temperatura cae otro 58.9088°K, la temperatura de salida, T_4 , será de 805.1822°K y como la presión del gas en este punto corresponde a la atmosférica la relación de presión será igual a 1, utilizando la ecuación de la densidad, se tiene que la densidad final de los gases de salida es:

$$\rho_4 = 0.4384 \frac{kg}{m^3}$$

Ahora bien con los datos obtenidos anteriormente, se puede calcular el área de la sección de los álabes del rotor de la turbina con ayuda de la ecuación (1.30):

$$A_{Te} = 0.0007019 m^2$$

Y para el área de los álabes del rotor esta será de:

$$A_{Tr} = 0.0009062 m^2$$

Estos datos calculados, muestran que la sección de área de la rueda puede ser tan larga como la tobera, y para intereses de simplicidad y para el presente caso se mantendrá un mismo diámetro, tanto para el compresor como para la turbina, ya que esto refleja una mejor montura y eficiencia en el trabajo en turborreactor, se considerará que el ángulo para la nariz, α_{est} sea de 30° y para el rotor, α_{rot} de 35° por lo anteriormente explicado en el Capítulo I.

Ahora bien si se considera un valor de $f_c = 0.95$ y considerando que el diámetro de la turbina externo es igual al del impulsor del compresor, 0.1 m, se puede encontrar el diámetro interno despejando de la ecuación (1.31):

$$d_{inTe} = \sqrt{d_{exT}^2 - \frac{4A}{\text{Sen}(\alpha) \pi f_c}} \quad (2.10)$$

$$d_{inTe} = 0.09010 \text{ m}$$

Una vez obtenido el diámetro interno, se procede a determinar la altura del álabe en el estator utilizando la ecuación (1.32):

$$h_{alabeT} = 0.00494 \text{ m}$$

Ahora utilizando las mismas ecuaciones anteriores para obtener el diámetro interno del rotor utilizando un ángulo de 35° .

$$d_{inTr} = \sqrt{0.1^2 - \frac{(4)(0.0009062 \text{ m}^2)}{\text{Sen}(35^\circ) (\pi) (0.95)}}$$

$$d_{inTr} = 0.08878 \text{ m}$$

Y la altura del álabe será de:

$$h_{alabeT} = 0.00560 \text{ m}$$

El siguiente aspecto importante a encontrar es la velocidad de salida de los gases, C_m , la cual se obtiene previamente, calculando la velocidad periférica a la salida de la turbina, así con el diámetro medio y ecuación (1.33):

$$dm = 0.09439 \text{ m}$$

$$U = 288.5616 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora bien, se procederá a calcular los triángulos de velocidades, los cuales fueron explicados detalladamente en el Capítulo I, observando el siguiente

triángulo (Fig.2.3) se puede ver que con la ayuda de las velocidad periférica, U , es posible obtener la velocidad absoluta a la salida de la turbina, C_m .

El valor de la velocidad absoluta a la entrada de la turbina, C , obtenida anteriormente, es de 377.4690 m/s y ya conocido el valor del ángulo α los cuales son:

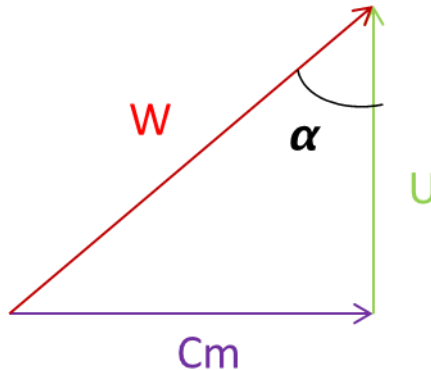


Fig. 2.4 Triángulo de velocidades en la turbina.

$$\alpha = 35^\circ$$

$$U = 288.5616 \frac{m}{s}$$

$$W = 377.4690 \text{ m/s}$$

Por trigonometría se tiene que:

$$C_m = 216.507 \text{ m/s}$$

Finalmente, una vez obtenidas, la velocidad de salida y la velocidad periférica, se obtendrá el empuje con la ecuación (1.34):

$$F = 54.12684 \text{ Newtons}$$

Éste, es el empuje que la turbina producirá. Sin embargo, falta considerar el empuje que la tobera producirá. Para tener el diseño total de la turbina hace falta determinar el número de álabes por etapa y este valor se encuentra entre los rangos de 19, 21 o 23 álabes en el rotor, ya que estos números de arreglos de los álabes son los más eficientes [2], así que se decidió por utilizar el valor medio:

$$\text{No. de álabes} = 21$$

Para las cuerdas de los perfiles en el estator y rotor de la turbina, se determinará los perímetros de los discos y con base en la geometría se obtiene la siguiente relación de cuerdas, indicada en la Tabla 2.

Tabla 2. Relación de cuerdas de los perfiles en la turbina.

Cuerdas	Rotor (mm)	Estator (mm)
Cuerda Raíz	12.033708	12.394394
Cuerda Media	13.496836	13.67718
Cuerda Punta	14.959965	14.959965

Cabe mencionar, que en turbinas pequeñas, es factible mecanizar los álabes y el disco a partir de un solo forjado.

Con objeto de llevar a cabo la simulación de la flecha, se calculará la potencia generada por la turbina, para esto, se es necesario contar con el momento generado por ésta, con ayuda de la siguiente ecuación se determinará la potencia a la cual la turbina generará el empuje necesario para mover al compresor y sus partes móviles a las máximas revoluciones, así:

$$Potencia = 2 C_p (\Delta T) \dot{m} \quad (2.11)$$

Donde:

$$C_p = 1150 \frac{J}{kg} \text{ } ^\circ K$$

Por lo que la potencia será:

$$Potencia = 32,892.5 W$$

De esta forma una vez obtenida la potencia ofrecida por la Turbina, se procederá a realizar el cálculo del Momento producido en la flecha, con el objetivo de establecer dichos parámetros en el desarrollo del análisis de la flecha, empleando la siguiente relación:

$$W = M w \quad (2.12)$$

Donde:

$M = \text{momento ejercido por la turbina}$

$$w = \text{velocidad angular} = \frac{RPM * \pi}{30}$$

Si la velocidad angular, es:

$$W = 6\,283.2 \frac{rad}{seg}$$

Por lo tanto el Momento generado por la turbina será:

$$M = 5.239 Nm$$

2.3 Cámara de combustión.

El sistema de combustión no se presta todavía a un tratamiento teórico comparable al de los restantes elementos de una turbina de gas. Aunque ya se posee el suficiente conocimiento para emprender un nuevo diseño, la única manera de perfeccionar el diseño es efectuando múltiples ensayos independientes con el elemento y modificarlo a la luz de los resultados obtenidos.

En la siguiente imagen se indica la forma general de las cámaras de combustión, Fig. 2.5

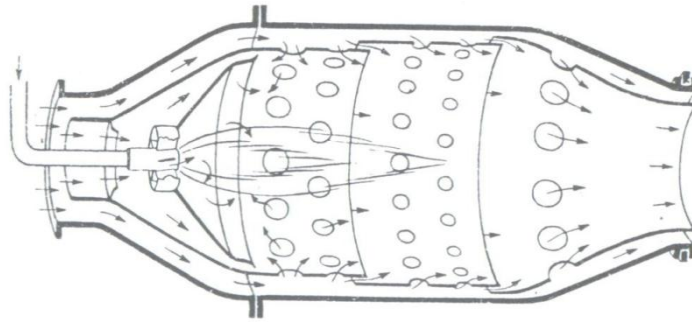


Fig. 2.5. Forma general de una cámara de combustión [3].

Como puede observarse la entrada tiene la forma de conducto divergente, con dobles paredes paralelas en la zona de donde ha de tener lugar la combustión. Esta forma divergente de la entrada se justifica como sigue:

Si el aire fluyera a la cámara y en ella no hubiera combustión, como la velocidad de entrada del aire procedente del compresor es subsónica por su proceso de trabajo, este conducto divergente haría disminuir la velocidad, pues actuaría a modo de difusor, incrementándose la presión en la zona ancha del conducto. La disminución de velocidad sería inversamente proporcional a la relación de las áreas del conducto, pues en régimen subsónico se puede suponer que el flujo de aire es incompresible.

Si se suministra calor al aire que pasa a través del conducto en forma de difusor, el aire se expansionará sin pérdida de velocidad, pues en este caso la energía calorífica motivará una expansión lateral del gas a expensas de su densidad y, por lo tanto, no habrá aumento de presiones, permaneciendo la velocidad constante.

No hay entonces, variación de la cantidad de movimiento, si bien el flujo de aire no es incompresible, pues aparece una reducción de la densidad. Esta reducción de densidad no implica en este caso reducción de la presión, puesto que la temperatura aumentara considerablemente.

El aire aumente así, en temperatura y en volumen específico, pero la presión y la velocidad permanecen constantes.

El flujo de aire procedente del compresor llega a la zona de combustión, y ha de penetrar en ella de forma suave y continua, sin exceso de turbulencia, aun cuando ésta no ha de ser nula, y manteniendo la alta presión entregada por el compresor. Deberá de mantenerse parte de la turbulencia para favorecer la automatización del combustible en el aire, sin exceso de pérdidas de presión.

Las cámaras de combustión, al objeto de aumentar algo la velocidad al final, antes de penetrar en el estator de la turbina, adquieren forma de conducto convergente a la salida, pero esta convergencia es a partir de la zona en que la combustión se ha completado.

Para obtener una combustión satisfactoria, se requiere una pequeña zona controlada de baja velocidad en las proximidades a la llama.

Debido al propósito y alcance de la presente tesina, en el elemento de la cámara de combustión se tomarán en cuenta las recomendaciones de los modeladores de cámaras de combustión similares a las necesarias para el presente trabajo.

En base a las recomendaciones y a las siguientes condiciones:

- El tamaño del turborreactor prototipo.
- La temperatura que se alcanzará en la cámara de combustión.
- El tiempo disponible para realizar la mezcla aire-combustible.
- El tipo de combustible a utilizar.
- El material disponible para realizarla.

Y se llegaron a las siguientes conclusiones, empezando por el material se decidió utilizar una lámina de acero inoxidable 316, capaz de resistir la temperatura a la cual será sometida y fácil de manufacturar. El tipo de la cámara de combustión se determinó que fuera una cámara de combustión anular, éste debido al tamaño disponible para la cámara de combustión, para facilitar el proceso de manufactura, y siguiendo recomendaciones de los principales modeladores de mini turborreactores se decidió hacer una cámara de combustión anular de flujo reversible, esto será favorable en varios aspectos, tanto para aprovechar el poco espacio disponible, facilitar su manufactura, además de que se contará con un método sencillo de inyección de combustible que será a través de vaporización mediante un anillo inyector de combustible, esto ayudará a realizar una mezcla uniforme aire combustible además de proporcionar un mayor margen de tiempo para realizar una combustión más eficiente. La cámara de combustible estará formada por tres principales elementos que serán ensamblados posteriormente, se conforma de dos cámaras cilíndricas concéntricas pero de diferente diámetro, esto para generar dos flujos uno primario que ayudara á la combustión y el secundario que servirá de enfriamiento. El otro elemento principal son los ductos de combustión, en los cuales se inyecta el combustible y se realiza la llama (lugar donde alcanzarán las temperaturas máximas, hasta 900°).

Para el cálculo de las dimensiones de la presente cámara de combustión, y realizando las debidas correcciones dimensionales de acuerdo a motores de modeladores [2], se obtuvieron las dimensiones del motor GMMO-1524-A, haciendo el debido uso de la ecuación de continuidad y considerando las

características generales de las cámaras de combustión, como son la forma convergente divergente, se modificaron los diámetros de los hoyos de la cámara de combustión esto para reducir la velocidad en la zona de combustión.

El combustible es suministrado al turborreactor a través de un anillo inyector, en caso de ser líquido el combustible se inyecta por medio de una bomba, en caso de ser gas no es necesario que ésta exista.

En el turborreactor GMMO-1524-A se utilizará gas propano por razones de facilidad de obtención, además de ser un combustible de bajo precio en relación a los demás y de tener las propiedades necesarias para la lograr el incremento de entalpía necesario, ya que éste cuenta con una relación estequiométrica (aire/ combustible) de 15.67: 1 y con un poder calorífico de hasta 46, 350 (KJ/KG).

2.4 Tobera

Para iniciar el cálculo de la tobera, se iniciará determinando la temperatura a la salida de la tobera, de la ecuación (1.36):

$$T_{tobs} = 793 \text{ } ^\circ K$$

Una vez obtenido este valor se obtendrá el valor de la presión a la salida de la tobera, P_{tobs} , ecuación (1.37):

$$P_{tobs} = 138\ 056.106 \text{ Pa}$$

Para obtener la relación de expansión de la tobera se utilizará la ecuación (1.38):

$$R_{et} = 1.3625$$

Y de la ecuación (1.39), obtenemos la relación de expansión crítica:

$$R_C = 1.224$$

Lo que indicará que la tobera será obturada. Ahora bien, se calculan las condiciones críticas de presión y de temperatura:

$$T_c = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right) T_4 \quad (2.11)$$

$$T_c = 690 \text{ } ^\circ K$$

Y despejando de la ecuación (1.39):

$$P_c = 112\ 790.85 \text{ Pa}$$

Y la densidad será, ecuación (1.40):

$$\rho_{tob} = 0.5695 \text{ Kg/m}^3$$

Con ayuda de la ecuación (1.41), se encuentra la velocidad a la salida:

$$C_{tob} = 513.784 \text{ m/s}$$

Para finalizar el cálculo de la tobera, se calcula el radio que tendrá, para esto se obtiene previamente el área de salida de los gases, ecuación (1.42):

$$A_{tob} = 0.0008539 \text{ m}^2$$

Y el radio será entonces, ecuación (1.43):

$$r_{tob} = 0.01648 \text{ m}$$

Una vez obtenido el radio y conociendo ya el diámetro de la turbina, se calcula la longitud por trigonometría, Fig. 2.6:

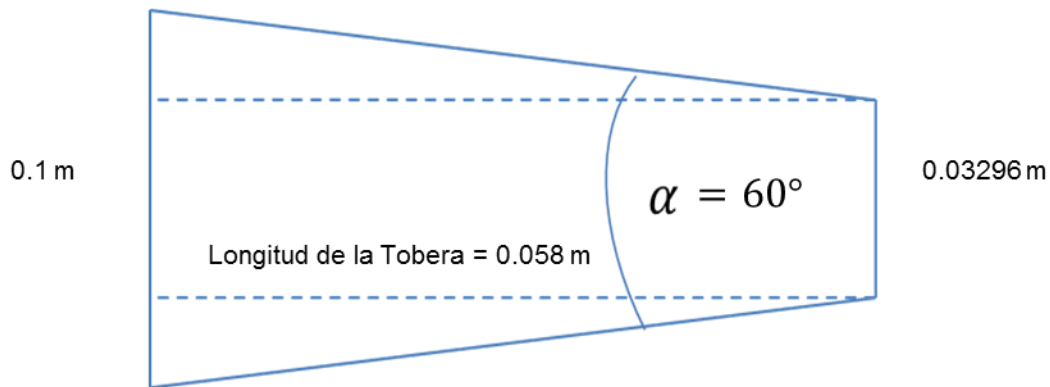


Fig. 2.6 Longitud de la Tobera.

Finalmente, para obtener el empuje total del mini turborreactor, y una vez obtenidos, los valores críticos de presión y velocidad a la salida de la tobera, se procederá a calcular el empuje específico, el cual se encuentra dado por la siguiente ecuación.

$$F_e = (C_{tob} - C_a) + \frac{A_{tob}}{\dot{m}} (P_c - P_1) \quad (2.12)$$

$$F_e = 402.943 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y por lo tanto el empuje total será:

$$F_T = 100.7359 \text{ N}$$

2.5 Resumen del Ciclo Termodinámico

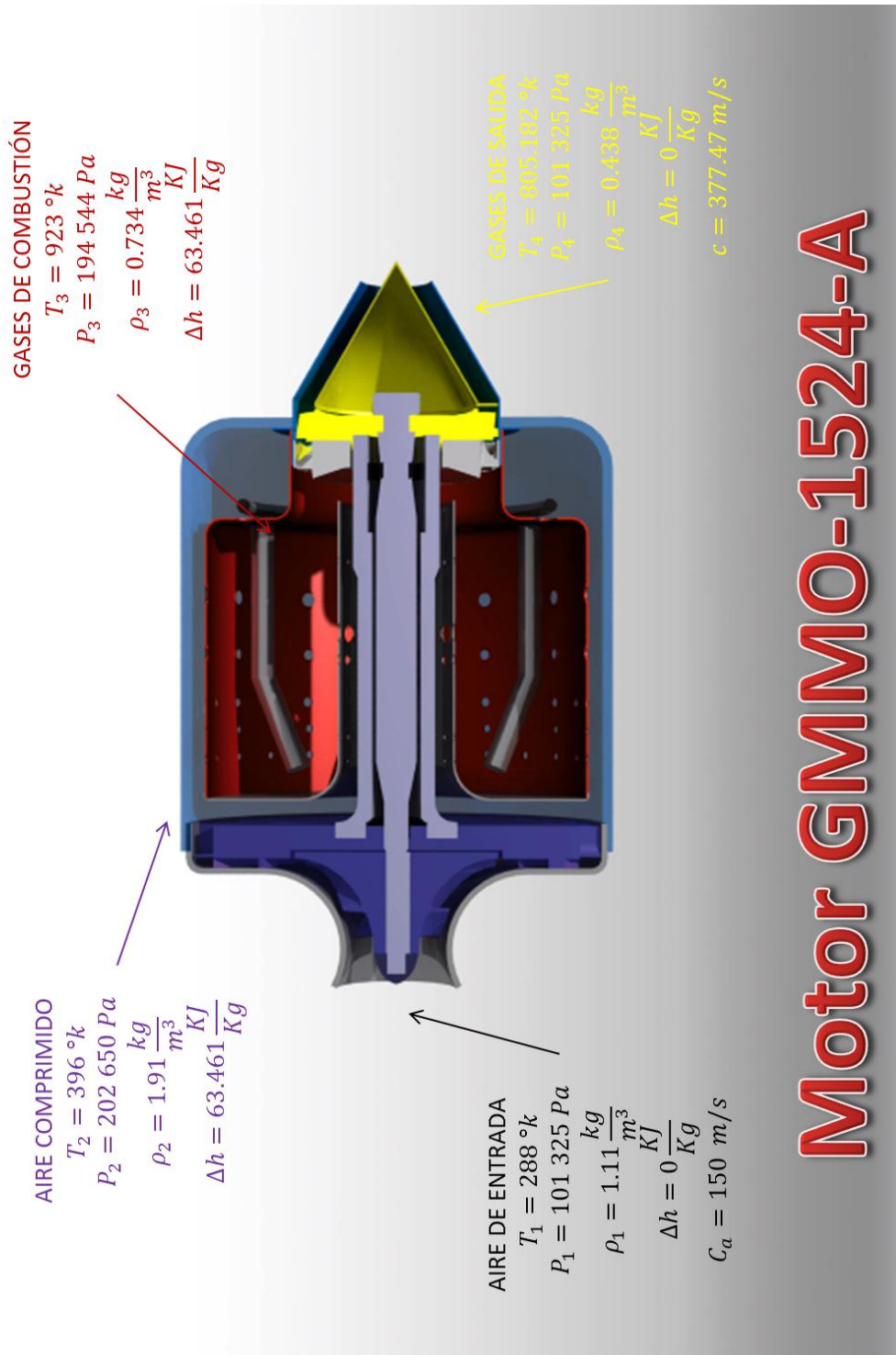


Fig. 2.7 Resumen del ciclo termodinámico.

CAPÍTULO III

Modelado de los Componentes del Motor GMMO-1524-A

3.1 Método de Modelado y Parametrización

El proceso de modelado, se llevó a cabo en el Software CATIA V5, mediante el módulo de “knowledge Advisor”, aprovechando la vinculación existente entre éste y Excel, y con el objeto de crear el modelado 3D directamente de la obtención de datos y dimensiones, los cuales dependen de las necesidades de operación y de diseño de algún motor diferente al del motor GMMO-1524-A, se realizó la parametrización de los componentes principales (compresor, turbina, flecha y cámara de combustión), esto con el propósito de tener en un futuro, posibles aplicaciones comerciales, como puede ser, el motor para un APU o un turborreactor utilizado para la propulsión de un UAV.

A continuación, se muestran en tablas las dimensiones y magnitudes geométricas, así como los nombres de los parámetros utilizados en los archivos .CADPart, mediante los cuales se realizó la parametrización.

De igual forma, se presentan los renderizados de cada uno de los componentes del mini turborreactor GMMO-1524-A.

3.2. Modelado del Compresor

3.2.1. Rotor del Compresor

Tabla 3. Dimensiones del rotor del compresor.

Nomenclatura	Magnitud (mm)	Parámetros
h_{imp}	38.88	Altura Rodete
d_{imp}	100	Radio Rodete
d_{punta}	48	Radio Sección de Entrada
$d_{raíz}$	20	Radio Flecha
$\alpha_{raíz}$	67.27 °	Ángulo Alfa Raíz
α_{punta}	44.802 °	Ángulo Alfa Medio
$e_{álabes}$	1	Espesor Álabes
h_{lrimp}	4.7	Altura Álabes Punta
No. Álabes	12	Número de Álabes
e_{bimp}	3.175	Espesor Base Rodete

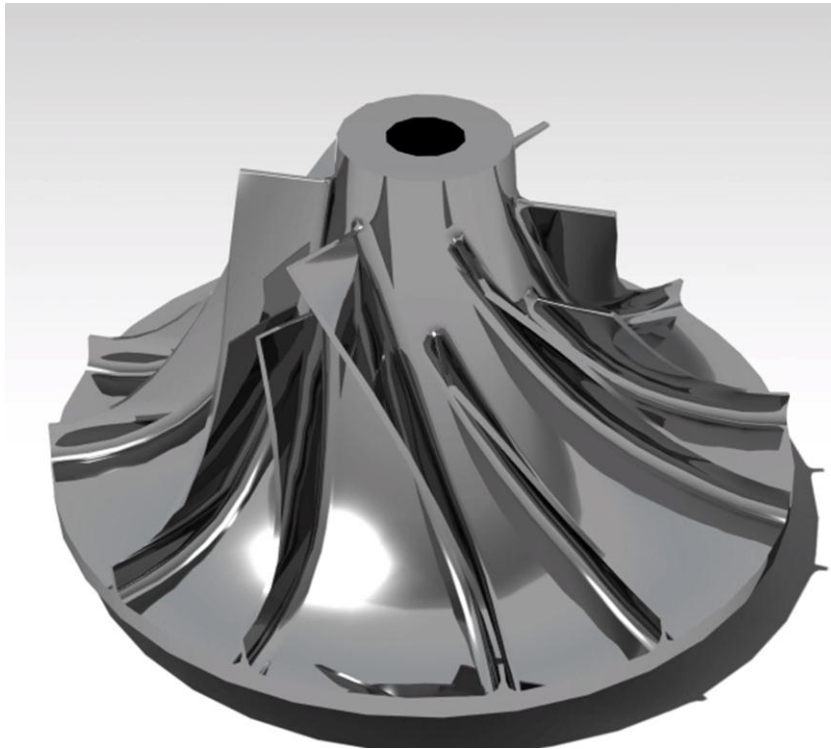


Fig. 3.1 Vista Isométrica del impulsor.



Fig. 3.2 Vista superior del compresor.

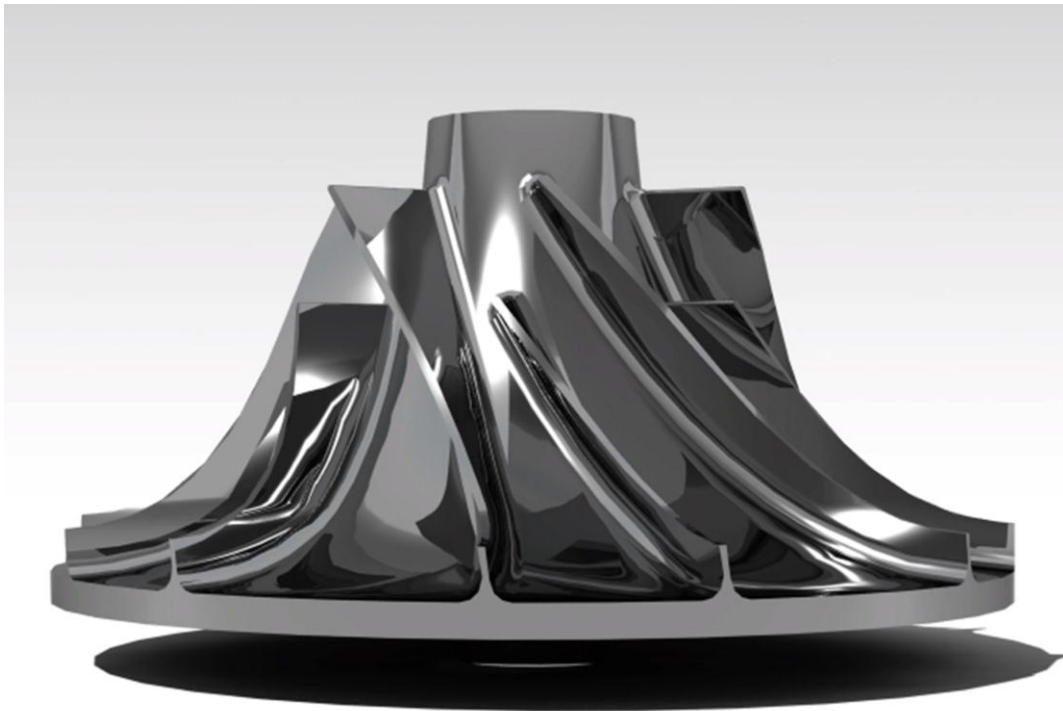


Fig. 3.3 Vista lateral del impulsor.

3.2.2 Estator del Compresor.

Tabla 4. Dimensiones del estator del compresor.

Nomenclatura	Magnitud (mm)	Parámetros
d_A	120	Diámetro de Entrada Difusor
d_G	130	Diámetro de Garganta Difusor
d_T	1180	Diámetro Total Difusor
h_{alabes}	6.778	Altura de los Álabes
α_A	22.3	Ángulo en la Entrada del Difusor
α_G	21.7	Ángulo en la Garganta del Difusor
No. Álabes	17	Número de Álabes



Fig. 3.4 Vista isométrica del estator del compresor.

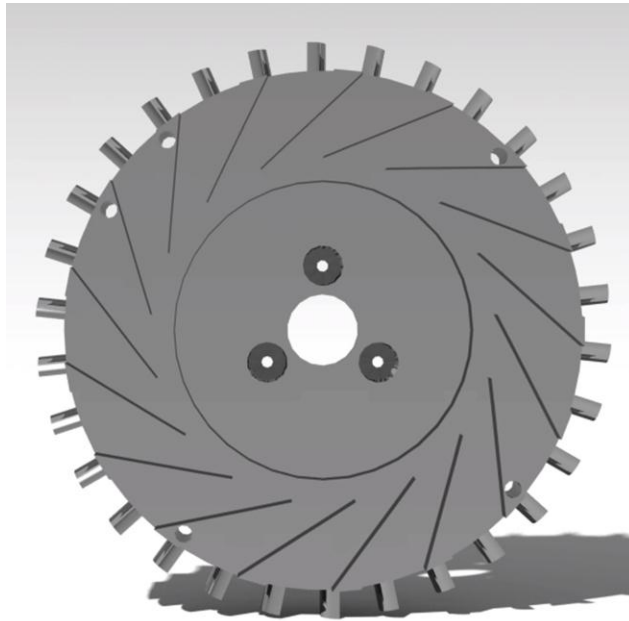


Fig. 3.5 Vista frontal del estator del compresor.

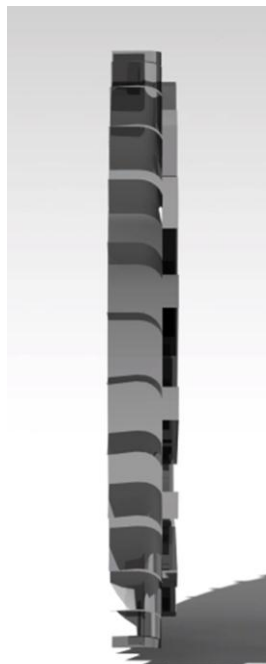


Fig. 3.6 Vista lateral del estator del compresor.

3.3 Modelado de la Turbina

3.3.1 Rotor de la Turbina.

Tabla 5. Dimensiones del rotor de la turbina.

Nomenclatura	Magnitud (mm)	Parámetros
d_{imp}	100	Radio Exterior Rotor
d_{i_r}	80.42	Radio Interior rotor
d_{flecha}	10	Radio Flecha
C_{raiz}	12.033	Cuerda Perfil Raíz
α_{raiz}	0°	Ángulo Perfil Raíz
C_{media}	13.4968	Cuerda Perfil Medio
α_{media}	17.5°	Ángulo Perfil Medio
C_{punta}	14.959	Cuerda Perfil Punta
α_{punta}	35°	Ángulo Perfil Punta
No. Álabes	23	Número de Álabes Rotor



Fig. 3.7 Vista isométrica del rotor de la turbina.

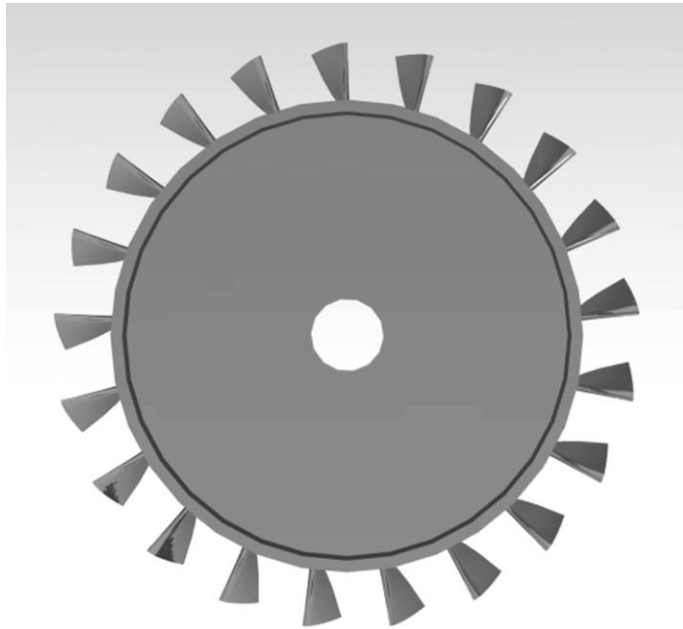


Fig. 3.8 Vista frontal del rotor de la turbina.



Fig. 3.9 Vista lateral del rotor de la turbina.

3.3.2 Estator de la Turbina.

Tabla 6. Dimensiones del estator de la turbina.

Nomenclatura	Magnitud (mm)	Parámetros
d_{imp}	100	Radio Exterior Estator
d_i_r	82.85	Radio Interior Estator
d_{flecha}	10	Radio Flecha
C_{raiz}	12.394	Cuerda Perfil Estator Raíz
α_{raiz}	0°	Angulo Perfil Estator Raíz
C_{media}	13.677	Cuerda Perfil Estator Medio
α_{media}	15°	Ángulo Perfil Estator Medio
C_{punta}	14.959	Cuerda Perfil Estator Punta
α_{punta}	30°	Ángulo Perfil Estator Punta
No. Álabes	20	Número de Álabes Estator

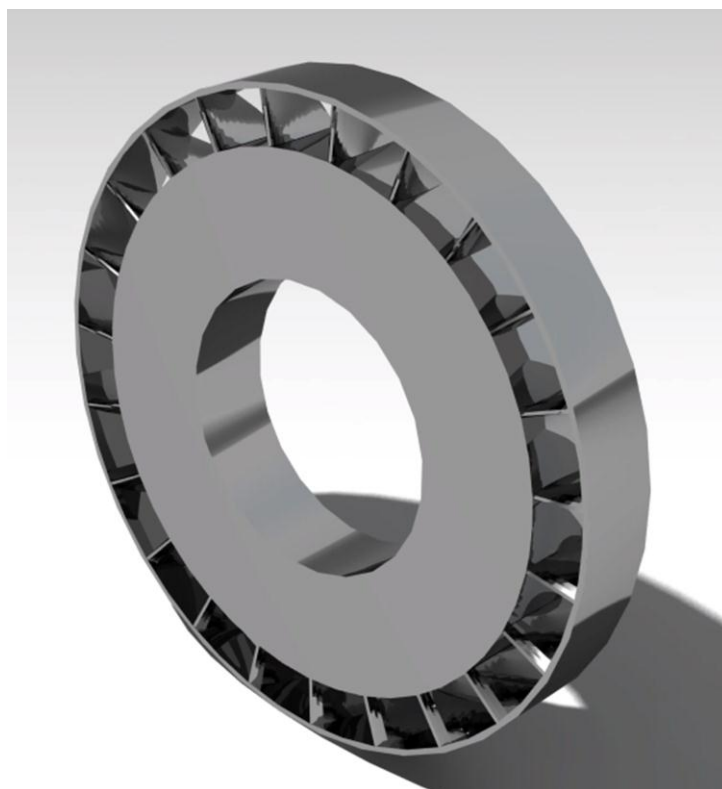


Fig. 3.10 Vista isométrica del estator de la turbina.

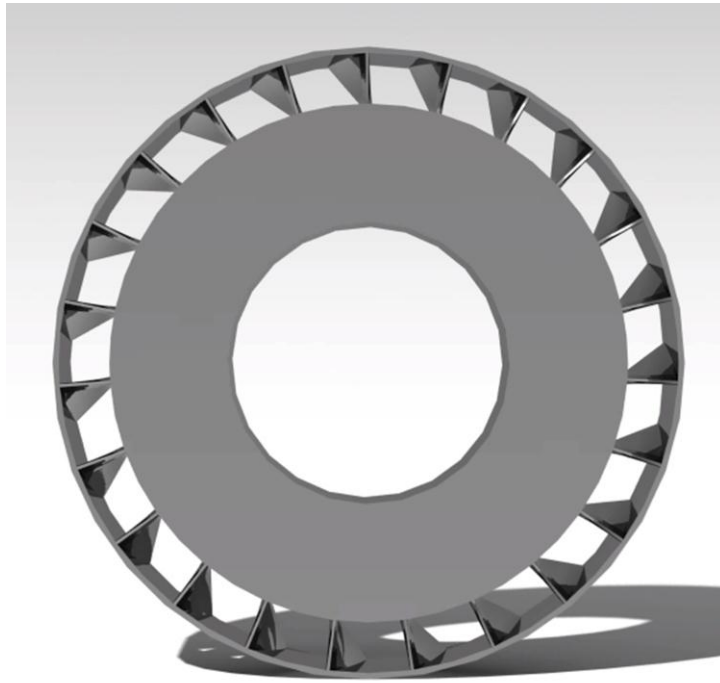


Fig. 3.11 Vista frontal del estator de la turbina.

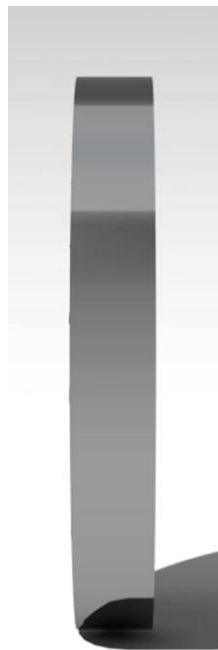


Fig. 3.12 Vista lateral del estator de la turbina.

3.4 Modelado de la Cámara de Combustión

3.4.1 Ducto de Combustión

Tabla 7. Dimensiones del ducto de combustión.

Parámetros	Magnitud (mm)
Distancia Total	124.173
Longitud Recta	78.229
Radio Ducto	5.69



Fig. 3.11 Ducto de combustión.

3.4.2 Anillo Inyector

Tabla 8. Dimensiones del anillo inyector.

Parámetros	Magnitud (mm)
Radio Inyector	75.25
Radio Anillo	3.74
Radio Vaporizador	2.47



Fig. 3.12 Anillo Inyector.

3.4.3 Cámara de Combustión Sección A

Tabla 9. Dimensiones de la sección A de la cámara de combustión.

Parámetros	Magnitud (mm)
Radio Exterior Sección A	94.5
Radio Interior Sección A	28.814
Longitud Cámara A	147.42

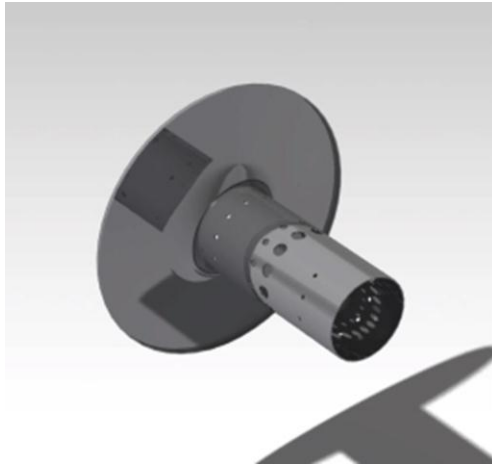


Fig. 3.13 Cámara de combustión sección A.

3.4.4 Cámara de Combustión Sección B

Tabla 10. Dimensiones de la sección B de la cámara de combustión

Parámetros	Magnitud (mm)
Radio Externo Sección B	94
Radio Interno Sección B	52.5
Longitud 1 Sección B	137.97
Longitud 2 Sección B	43.47

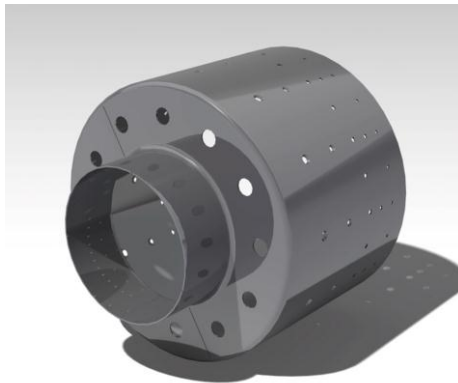


Fig. 3.14 Cámara de combustión sección B.

3.5 Modelado de la tobera.

Tabla 11. Dimensiones de la tobera.

Parámetros	Magnitud (mm)
Radio de Entrada	50.5
Radio de Salida	16.48
Longitud Tobera	58

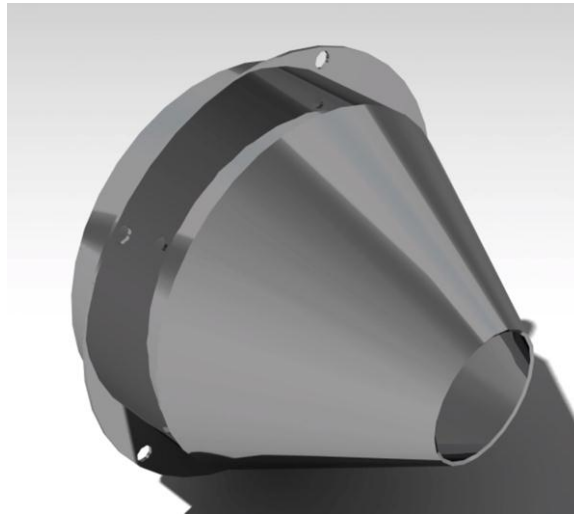


Fig. 3.15 Tobera.

3.6 Modelado de los componentes auxiliares

3.6.1 Flecha

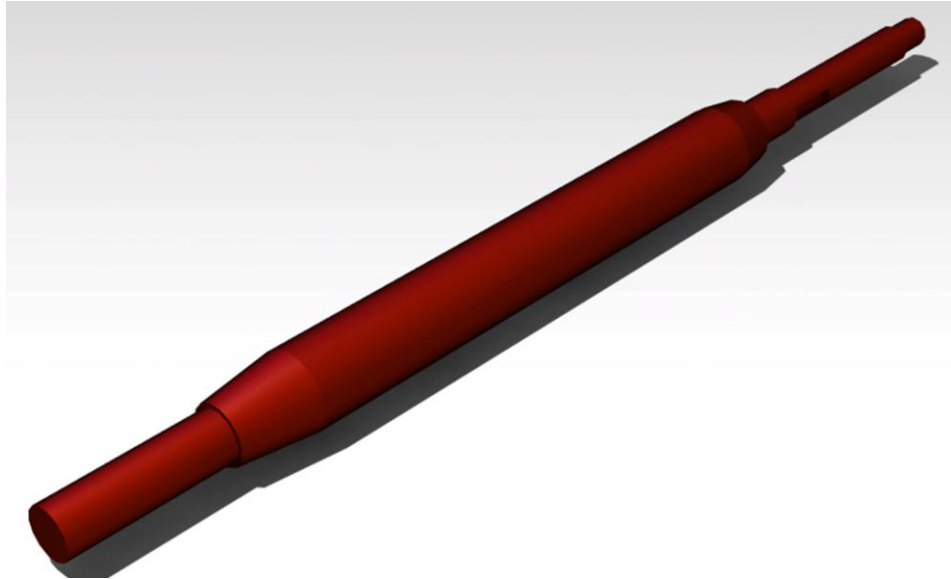


Fig. 3.16 Flecha.

3.6.2 Cubre flecha

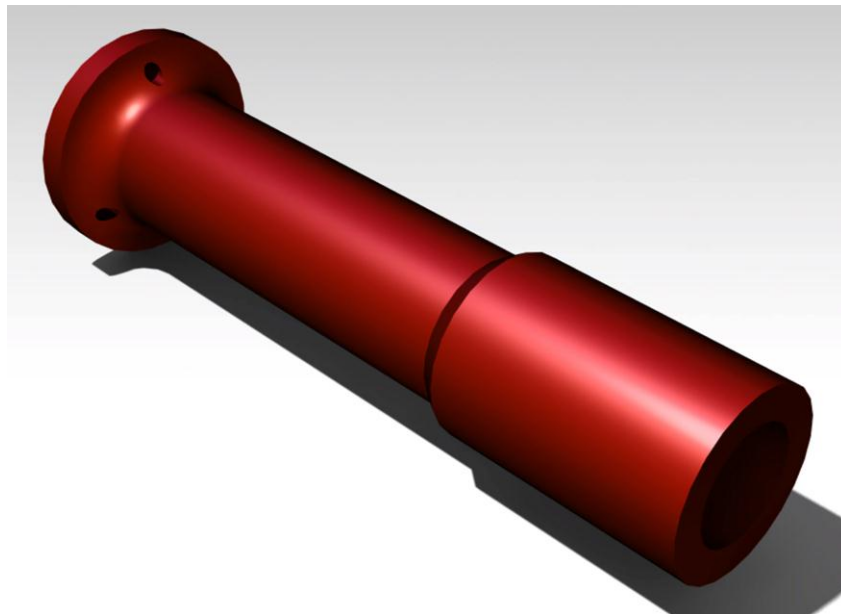


Fig. 3.17 Cubre flecha.

3.6.3 Carcasa del compresor

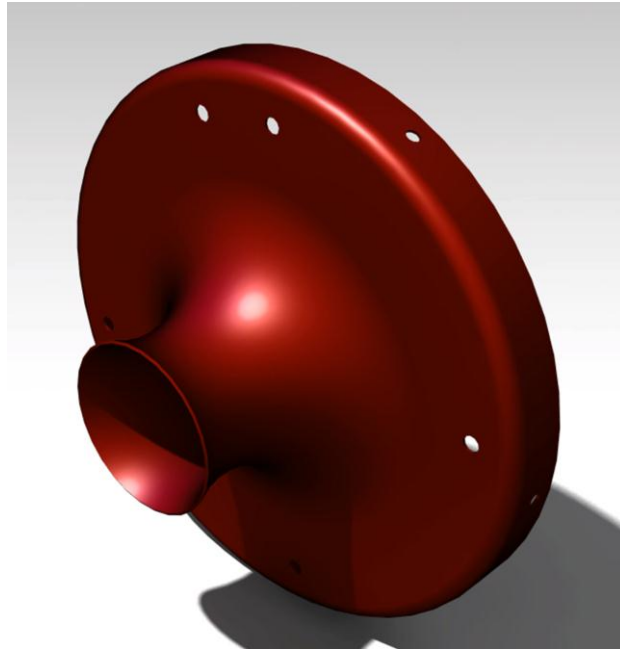


Fig. 3.18 Carcasa del compresor.

3.6.4 Carcasa de la cámara de combustión

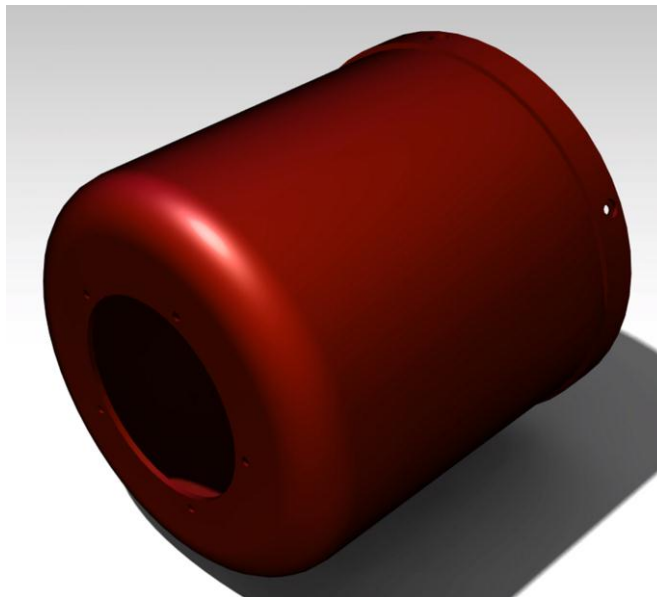


Fig. 3.19 Carcasa de la cámara de combustión.

3.6.5 Cono de entrada

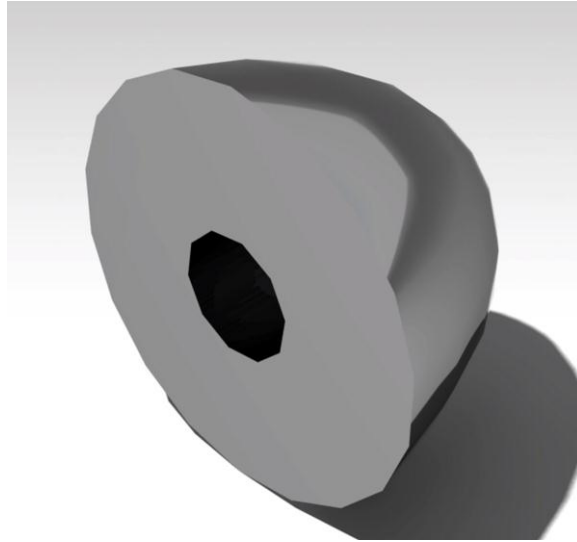


Fig. 3.20 Cono de entrada.

3.6.6 Cono de salida

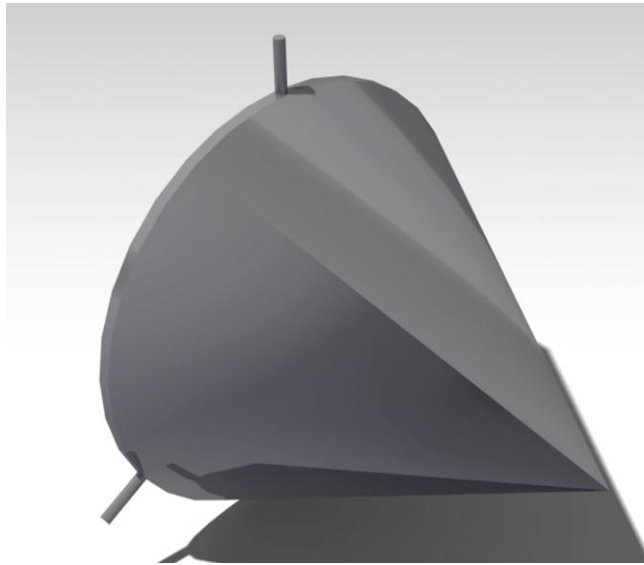


Fig. 3.21 Cono de salida.

3.6.7 Baleros [7].

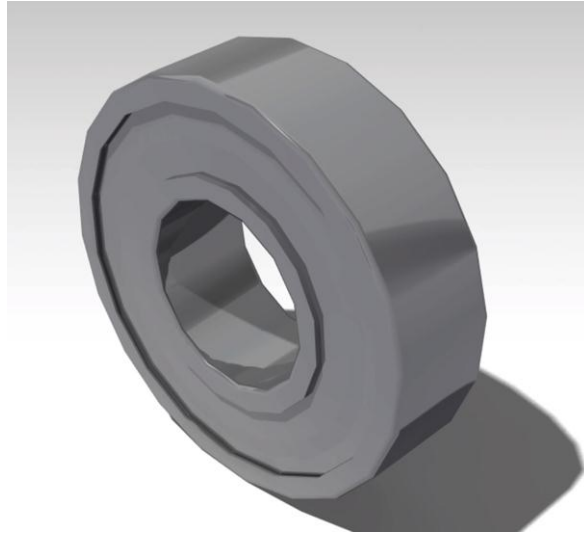


Fig. 3.22 Balero del compresor.

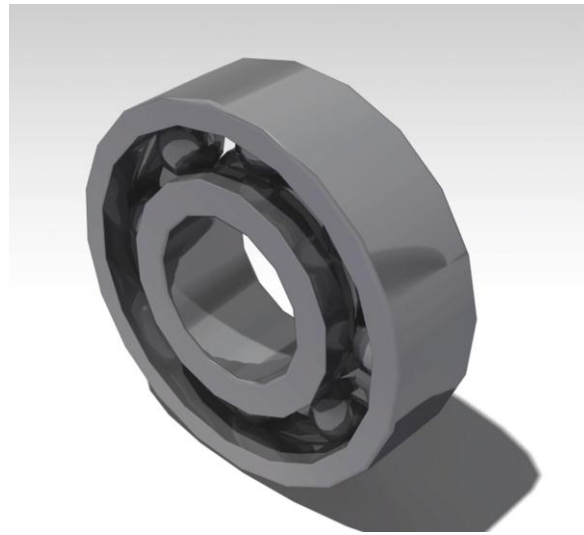


Fig. 3.23 Balero de la turbina.

3.7 Ensamble y presentación del prototipo.

Diámetro Total	209 mm
Longitud Total	360 mm
Peso Total	4.288 kg

Tabla 12. Dimensiones generales del Mini Turborreactor GMMO-1524-A.

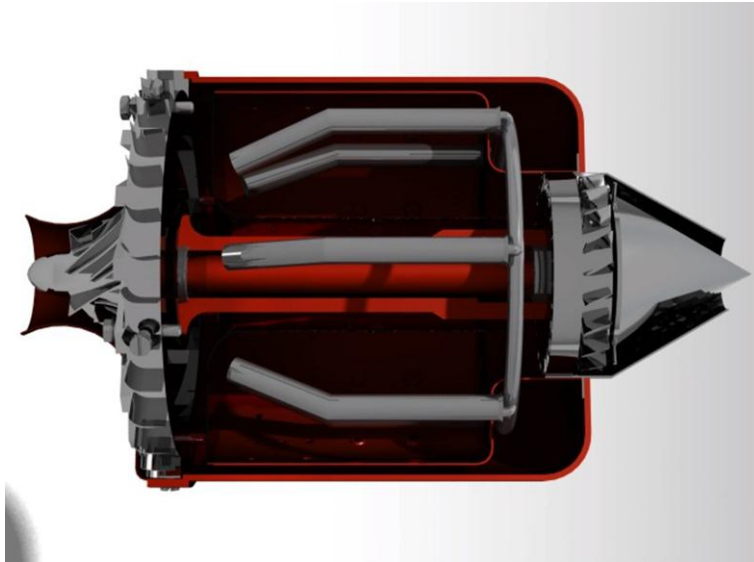


Fig. 3.24 Vista lateral con corte del ensamble del Motor GMMO-1524-A.



Fig. 3.25 Vista superior con corte del ensamble del Motor GMMO-1524-A.

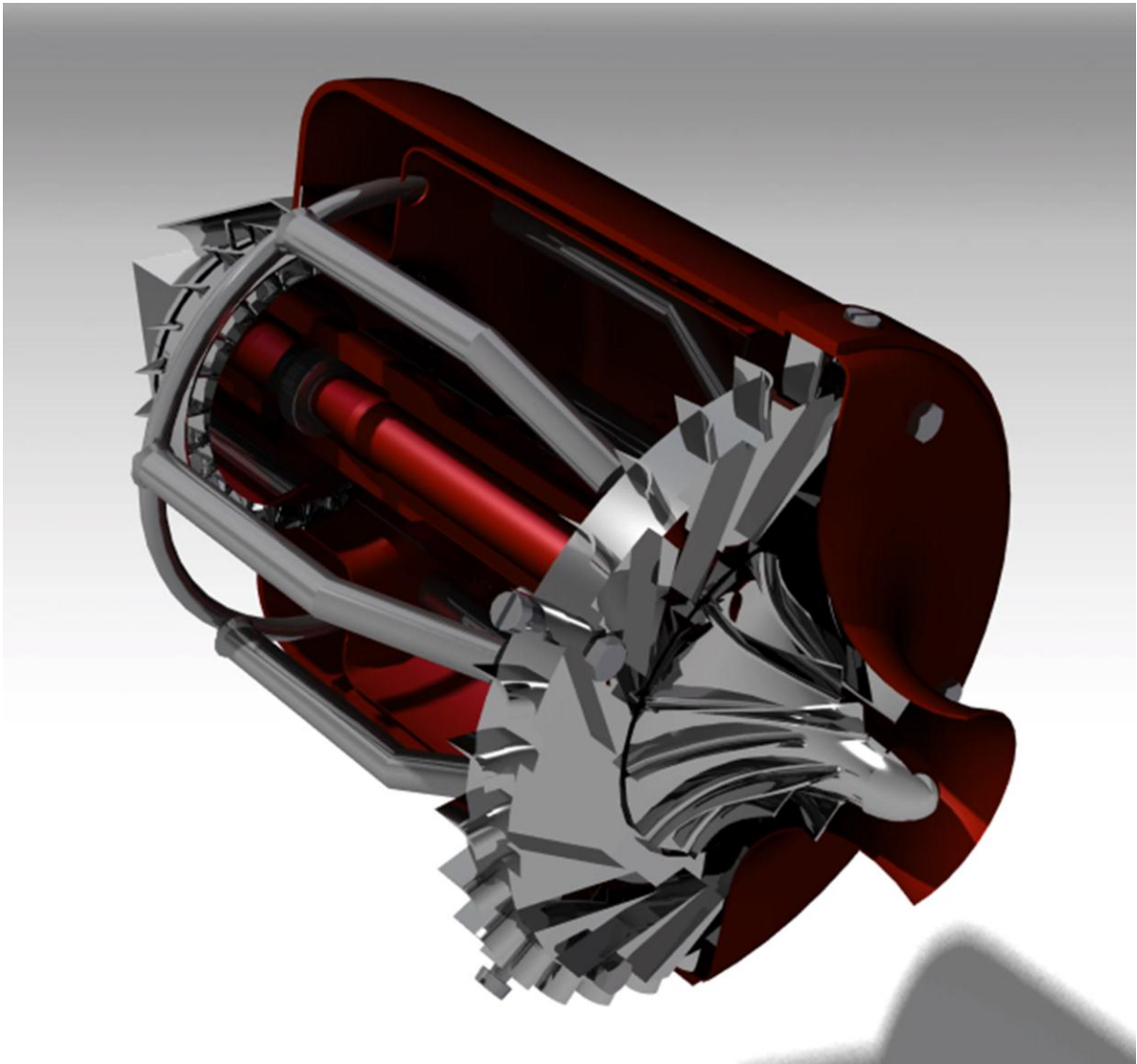


Fig. 3.26 Mini Turborreactor GMMO-1524-A.

CAPÍTULO IV DESIGNACIÓN DE LOS MATERIALES

4.1 Materiales utilizados en la construcción de turborreactores.

Como ya se sabe, existen diferentes aleaciones para la fabricación de los distintos elementos de un motor. A continuación se expondrá la tendencia más empleada a motores a reacción.

El impulsor del compresor se realiza con aleaciones de Aluminio o de Titanio ligeras, esto para soportar temperaturas de 200 a 450 °C. , También se llegan a emplear aleaciones de Titanio y aceros de baja aleación (Cromo-Molibdeno-Vanadio), donde llegan a soportar hasta los 500 °C. Estas aleaciones soportan esfuerzos a tracción del orden de $10 \text{ Kg} / \text{mm}^2$ y en el caso de los aceros de hasta $300 \text{ Kg} / \text{mm}^2$.

En la cámara de combustión, se debe de tomar en cuenta la oxidación, la fatiga, fluencia y buenas propiedades de conductividad, así como las altas temperaturas a las que ésta estará sometidas, un material muy usado es el Nimonic, cuya base es el Níquel aleado con cromo, Titanio, Aluminio y Cobalto.

Los materiales utilizados en el estator de la turbina, son los más limitativos del motor, esto debido a las altas temperaturas de operación, para esto se utilizan aleaciones de base Níquel o Cobalto, ya que soportan temperaturas hasta 1100 °C, cabe resaltar que aleaciones de Aluminio o Titanio no son recomendables emplearse, esto debido a los problemas de fusión y de moldeo.

En el rotor los álabes están sometidos a la combinación temperatura-carga más importante del motor, donde es factor determinante la carga de rotura por termo fluencia. Los materiales más empleados, son aleaciones tipo Nimonic, por razones antes mencionadas, últimamente se han fabricado álabes de turbina de estructura mono cristalina o realizados por solidificación direccional. El disco de la turbina está sometido a temperaturas de hasta 700 °C en el borde exterior y en el centro del eje hasta 400 °C. Para esto suelen emplearse aceros inoxidables con Molibdeno o Niobio y para grandes esfuerzos del tipo Hierro-Cromo-Níquel.

En los subtemas siguientes se muestran las propiedades de los materiales propuestos para cada uno de los elementos del motor GMMO-1524-A.

4.2 Compresor, cono de entrada y cubre flecha.

Tabla 13. Propiedades mecánicas del Aluminio.

Aluminio	
Propiedades	SI
Densidad	2.69 g/cm ³
Relación de Poisson	0.33
Módulo de Young	68 kN/mm ²
Coefficiente de Expansión Térmica	0.24 µm/m.°C
Punto de fusión	660 °C
Esfuerzo Máximo	N/mm ²

4.3 Cámara de combustión, carcasas y flecha.

Tabla 14. Propiedades del Acero Inoxidable.

Acero Inoxidable 316	
Propiedades	SI
Densidad	8 g/cm ³
Composición química	Cr 16.5-18.5 % Ni 10.5-13.5 % Mo 2-2.5 % Fe 63-71%
Relación de Poisson	0.3-0.31
Módulo de Young	187.5 kN/mm ²
Expansión Térmica	17.5 µm/m.°C
Punto de fusión	1398 °C
Esfuerzo Máximo	505 N/mm ²

4.4 Turbina, tobera y cono de salida.

La composición química del Nimonic llega a tener porcentajes de 54% Níquel, 18 a 21% Cobalto, 2 a 3% Titanio, 1 a 2% Aluminio.

Tabla 15. Propiedades mecánicas del Nimonic 90.

Nimonic 90	
Propiedades	SI
Composición química	Ni 54% Co 21% Ti 2-3% Al 1- 2 %
Densidad	8.18 g/cm ³
Relación de Poisson	0.3
Módulo de Young	213 kN/mm ²
Expansión Térmica	12.7 μm/m.°C
Punto de fusión	1370 °C
Esfuerzo Máximo	800-1000 N/mm ²

CAPÍTULO V SIMULACIÓN

5.1 Simulación estructural de la flecha.

El diseño propuesto de la flecha [Fig. 3.16], cumple con las dimensiones debidas para el ensamblaje en el Mini Turborreactor GMMO-1524-A, el cual ha sido analizado en ANSYS 12.0, con el objetivo de verificar que este diseño cumpla con las características mecánicas necesarias.

Para esto se aplicó el momento generado por el rotor de la turbina, con un valor de 5.234 Nm (ec. 2.12). De la solución se obtienen los esfuerzos y las deformaciones máximas, los cuales fueron comparados con los esfuerzos permisibles del material, Acero Inoxidable 316.

Se puede observar que el esfuerzo máximo generado, con una magnitud de 57.346 MPa [Fig.5.2], es considerablemente inferior al esfuerzo máximo permisible del material, 505 MPa [Tabla 14], y comprobando así con el factor de seguridad mínimo que supera la unidad, 2.5139 [Fig.5.3], indicando que las propiedades mecánicas del diseño realizado son satisfactorias.

A continuación, se muestran los gráficos obtenidos por el software:

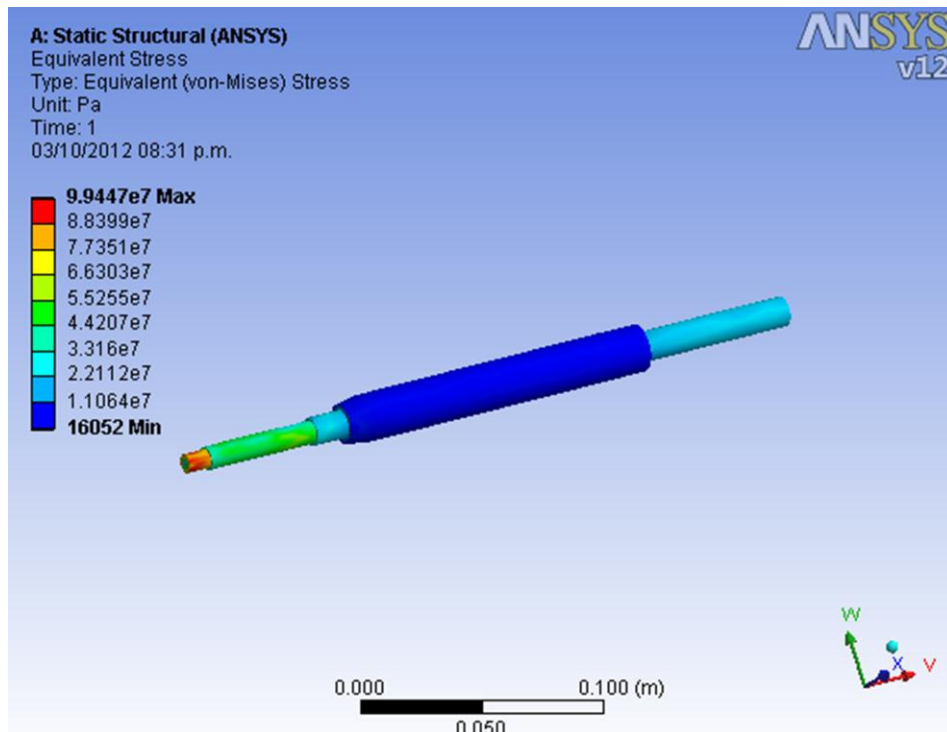


Fig. 5.1 Resultados de distribución de esfuerzos de la flecha (Von Mises).

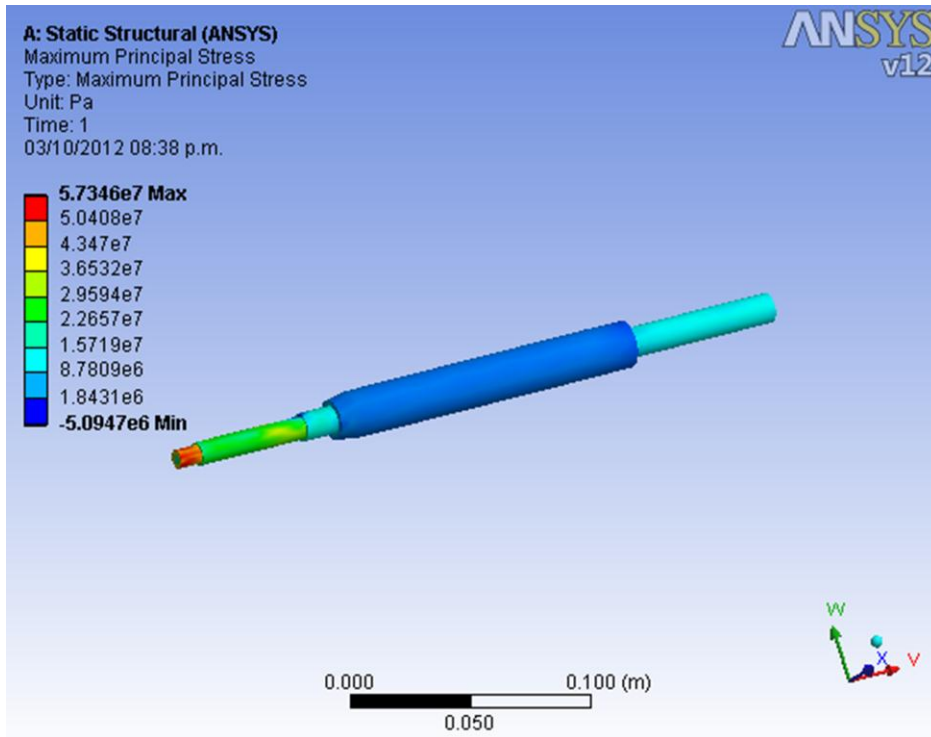


Fig. 5.2 Esfuerzo máximo de la flecha.

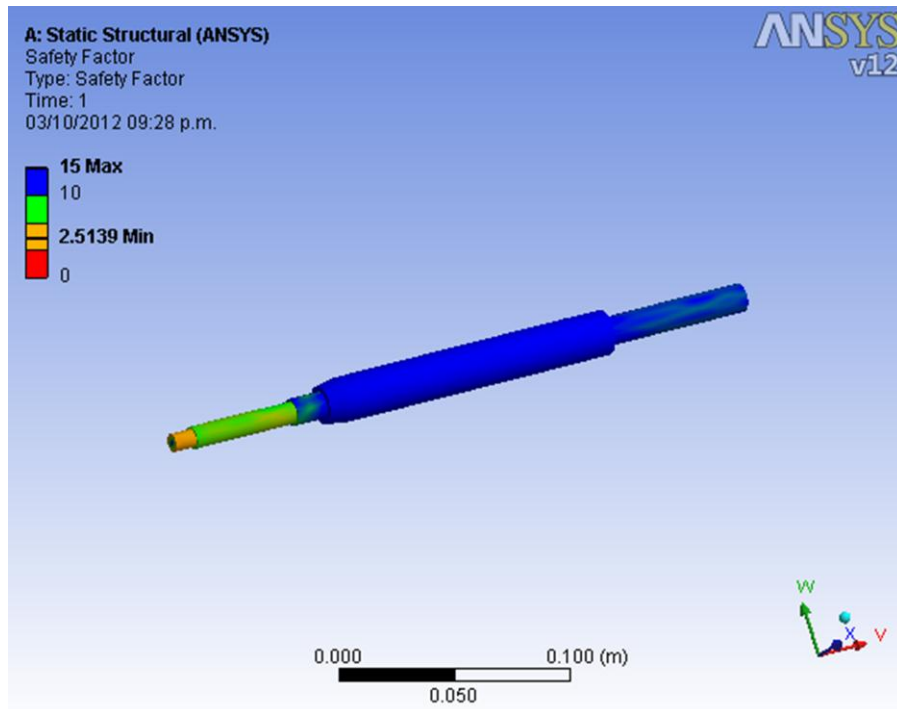


Fig. 5.3 Factor de seguridad de la flecha.

5.2 Simulación del flujo a través de la cámara de combustión.

Como ya se sabe, el componente más complicado en el diseño de los turborreactores es la cámara de combustión, por este motivo, se realizará la simulación de flujo a través de ésta, para así, poder visualizar su comportamiento, de las cámaras de combustión depende la mayor parte de la eficiencia en los turborreactores. A continuación, se mostrarán los gráficos obtenidos en ANSYS.

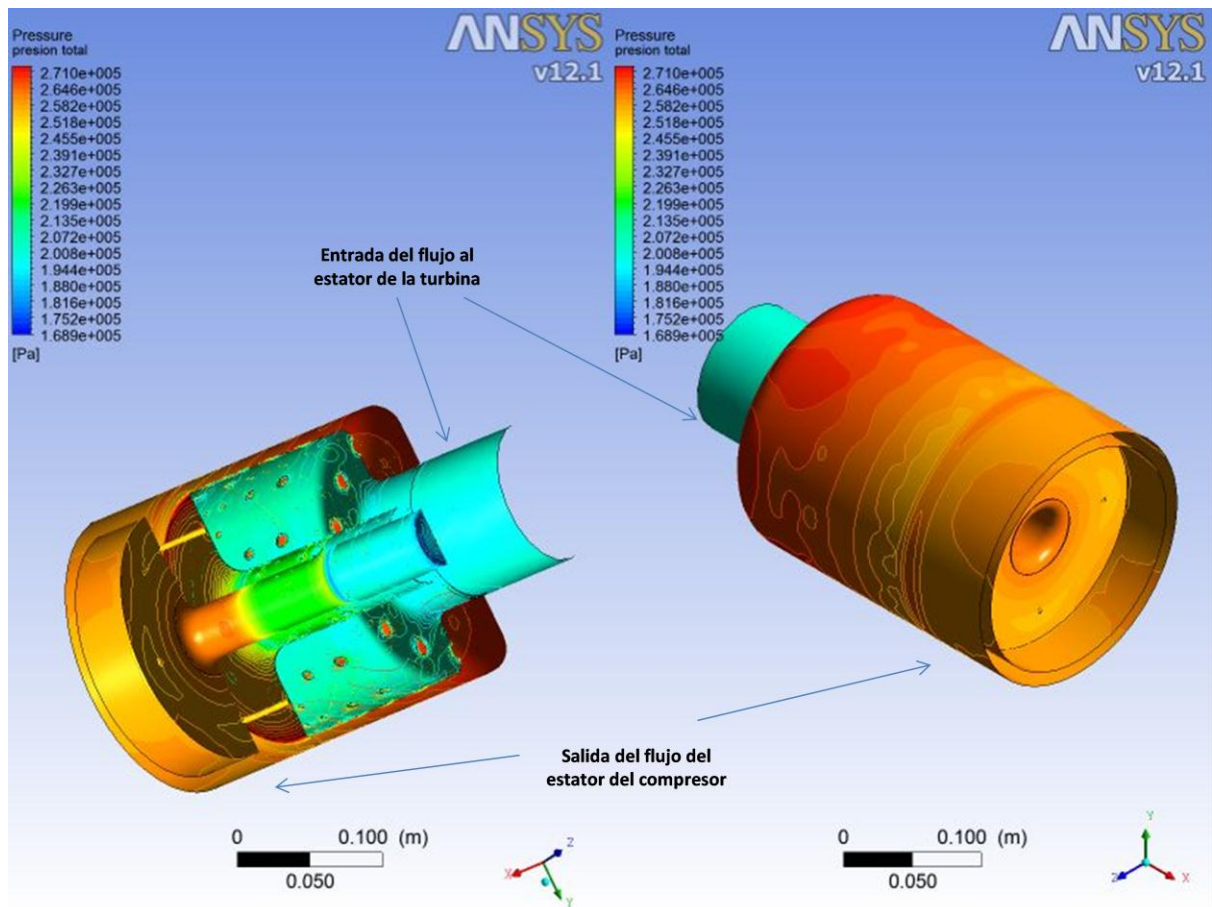


Fig. 5.4 Distribución total de presiones en la cámara de combustión.

En la Fig. 5.4, se muestra claramente, una distribución de presiones correcta, se observa que la presión a la entrada de la cámara de combustión es alta, 245 KPa, lo que conlleva un aumento de temperatura del aire y con esto, una buena mezcla estequiométrica, de igual forma, se logra apreciar un decremento de presión a la salida de la cámara combustión, lo cual es conveniente a la entrada del estator de la turbina, ya que ésta busca expandir el flujo, y claramente aumentar la velocidad del mismo.

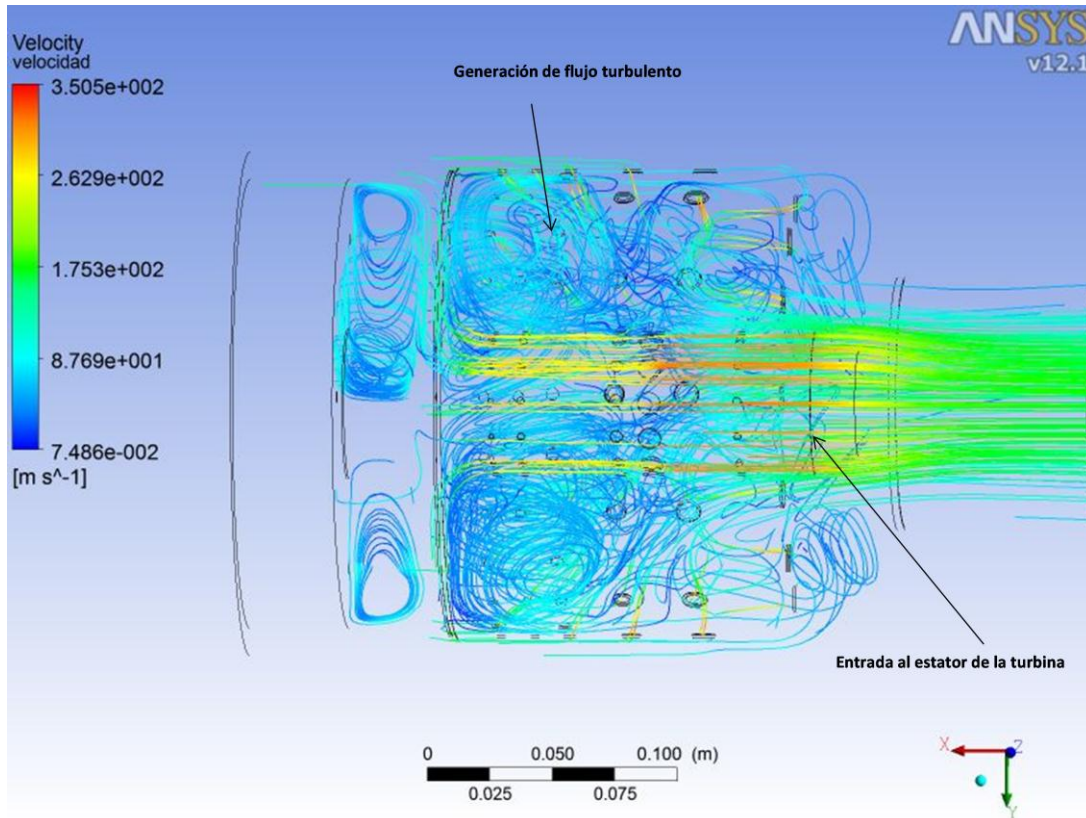


Fig. 5.5 Generación de flujo turbulento en la zona de ignición.

En la Fig. 5.5, se aprecia detalladamente, la generación de flujo turbulento en la zona de ignición logrando una eficiente mezcla estequiométrica. También, se puede apreciar, que la velocidad a la entrada del estator de la turbina es máxima, $350\ m/s$, el cual comparado con el valor calculado en el diseño, $c = 377.4690\ m/s$, es considerablemente aproximado.

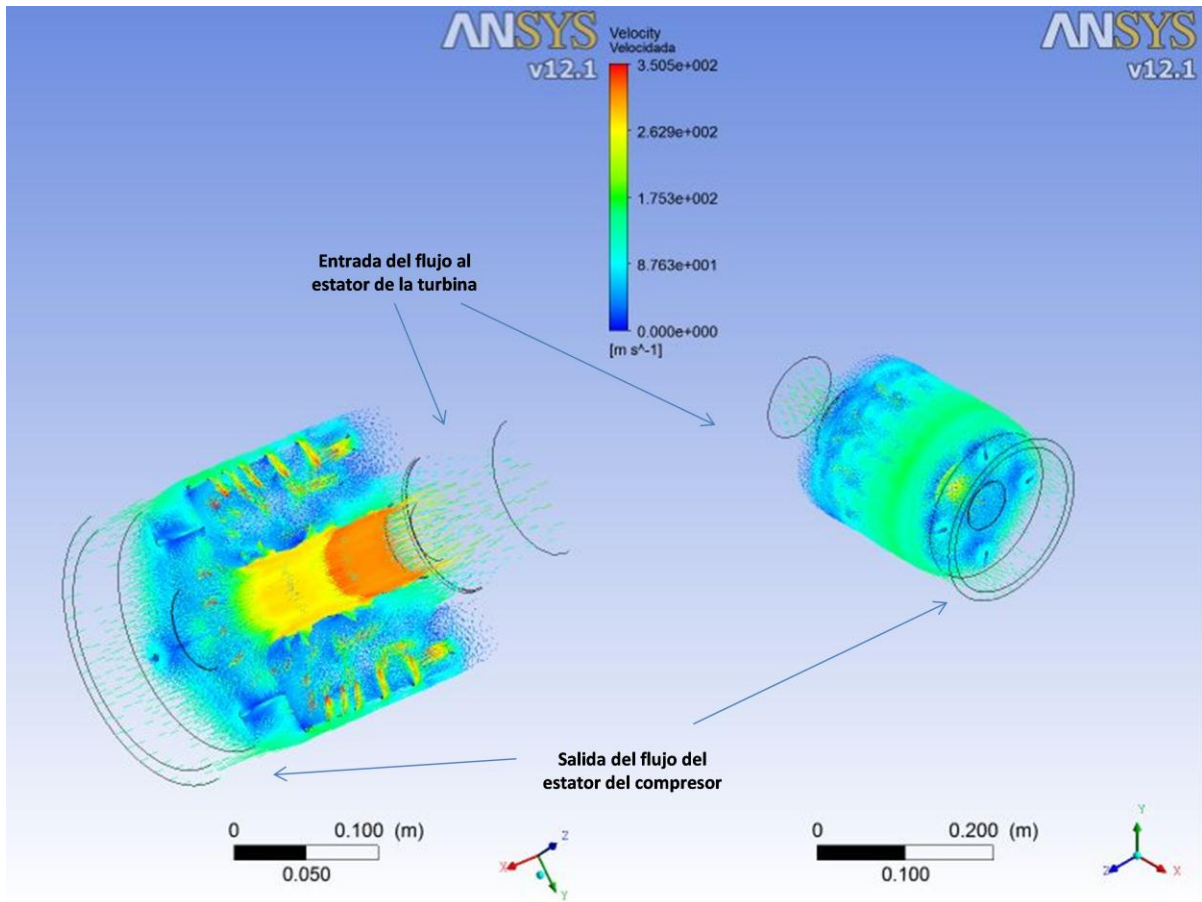


Fig. 5.6 Distribución de velocidades del flujo a través de la cámara de combustión.

Los resultados obtenidos [Fig. 5.5], comprueban que la geometría de diseño, generan las condiciones necesarias para que la distribución del flujo y la combustión del mismo, obtengan el aumento de entalpía necesario a la entrada del estator de la turbina, y así de esta forma, lograr aumentar la velocidad de salida de la cámara de combustión, y a través de la turbina y tobera, producir el debido empuje.

CAPÍTULO VI DISEÑO DE DETALLE

Resultados

Después de realizarse el cálculo termodinámico del turborreactor se obtuvieron las dimensiones y geometrías de cada uno de los componentes que conforman a éste, dando como resultados un compresor centrífugo que de acuerdo a sus condiciones operacionales se recomienda construirlo en aluminio por su baja densidad, una cámara de combustión anular de flujo reversible que fue analizada para conocer su funcionamiento, ya que es uno de los componentes más difíciles de diseñar por su bajo registro bibliográfico existente hoy en día, cuenta con una sola etapa de turbina que por tener una temperatura de operación no mayor a los 1000 grados Kelvin es recomendable construirla con aleaciones de níquel que soporten dichas condiciones de operación, en este caso se utilizó Nimonic 90 por su alto grado de fusión y resistencia mecánica. Todo esto integra al resultado final, que es un mini turborreactor con un empuje de 100 N, el cual se encontrará operando a 60 000 RPM, con un peso neto de 4.288 Kg, una relación de presión de 2 a 1 y un flujo másico de 0.25 Kg/s, y cuya dimensiones se encuentran en los 209 mm de diámetro y 360 mm de longitud total.

Con ayuda de la simulación, se pudo verificar el buen funcionamiento de los componentes, comprobando así, la correcta selección de material y la debida geometría a utilizar, en la flecha y cámara de combustión, respectivamente.

Conclusiones

El diseño propuesto ha sido satisfactorio, ya que, el Mini Turborreactor GMMO-1524-A, muestra gran similitud con las características geométricas de los sistemas de propulsión utilizados en Aeronaves no tripuladas (UAV) o Unidades de Potencia Auxiliar (APU). Ya que para éstos, es indispensable utilizar turborreactores de dimensiones más pequeñas de lo habitual.

La obtención de un diseño de detalle de buena calidad es de suma importancia para la construcción final de un ensamble, ya que las tolerancias y ajustes necesarios, conllevan al buen ensamblaje del mismo.

El análisis de elemento finito con ayuda de software es una herramienta indispensable, ya que ayuda a aproximar el comportamiento térmico, mecánico y aerodinámico, de diferentes elementos, sustituyendo así la elaboración de probetas, cálculos, pruebas destructivas, y tiempos de laboratorios para llegar a un diseño óptimo.

Mediante la mejora de algunas de las variables, tales como: flujo másico, relación de presión, rpm, y así como los álabes de la turbina. Se puede lograr optimizar las condiciones de operación requeridas por este tipo de turborreactores, concluyendo así, que la metodología de diseño aplicada, puede ser utilizada en la creación de sistemas propulsivos en UAV y APU.

Referencias

1. H. Cohen, H.I.H. Saravanamuttoo, Teoría de las Turbinas de Gas, 1983.
2. Thomas Kamps, Model Jet Engines, 3ra. Ed., 2005.
3. Cuesta Álvarez, Martin, Motores de Reacción, 1982.
4. Kurt Schreckling, Gas Turbines for Model Aircraft, 1994.
5. Arthur H. Lefebvre, Dilip R. Ballal, Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions, 2010.
6. Valentin Sainz Diez, El motor de reacción y sus sistemas auxiliares, 8va Ed, 2002.
7. www.skf.com
8. www.alloywire.com

ANEXO

Especificaciones técnicas del balero frontal.

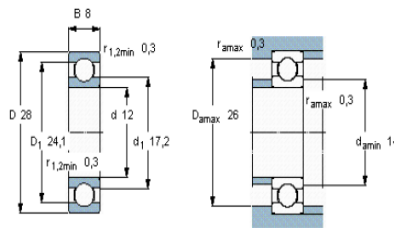
Deep groove ball bearings, single row, stainless steel, unsealed

Product information



Tolerances , see also text
 Radial internal clearance , see also text
 Recommended fits
 Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static					
mm			kN		kN	r/min		kg	-
12	28	8	4,23	2,28	0,1	60000	38000	0,022	W 6001



Calculation factors

k_r 0,025
 f_0 13

Especificaciones técnicas del balero trasero.

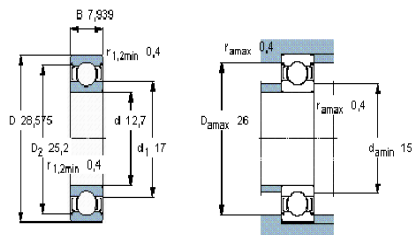
Deep groove ball bearings, single row, stainless steel, shield on both sides

Product information



Tolerances , see also text
 Radial internal clearance , see also text
 Recommended fits
 Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static					
mm			kN		kN	r/min		kg	-
12,7	28,575	7,939	4,23	2,28	0,1	60000	30000	0,02	WR 8-2Z



Calculation factors

k_r 0,025
 f_0 13