

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA
CALIFORNIA
INSTITUTO DE INGENIERÍA
MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA**



“Diseño y caracterización de una mini turbina para dron de rescate”

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRIA EN
INGENIERÍA**

PRESENTA

Marco Antonio Casados Pérez

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Héctor Enrique Campbell Ramírez

Mexicali, Baja California, Octubre de 2021

AGRADECIMIENTOS

Primeramente deseo dar gracias a dios por prestarme estos momentos de vida para realizar esta investigación, de la misma manera, a mi esposa e hijos y a mi madre que me dio este gran regalo, que es la vida, también deseo compartir estas líneas a mis hermanos por ser parte de todo este proceso de formación, de igual manera, a mi padrino y maestros que fueron parte importante de mi formación en este bello andar.

Agradezco al Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California, por haberme aceptado y abrirme las puertas para la realización del presente trabajo, así como también a los diferentes docentes que me brindaron su conocimiento para mi formación académica. En especial, a mis directores de tesis el Dr. Carlos Pérez Tello y el Dr. Héctor Enrique Campbell Ramírez, a mis sínodos, a mi compañera Ing. Grecia Catalina Gómez Bravo por su gran apoyo.

Agradezco al departamento de Metal-mecánica del Instituto Tecnológico de Mexicali al Dr. Hernán Daniel Magaña Almaguer al Ing. Armando Balbuena Rodríguez y al Ing. Carlos Castelazo Islas por su grandioso apoyo.

CONTENIDO

1	INTRODUCCION.....	9
1.1	JUSTIFICACION.....	10
1.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	11
1.3	OBJETIVO GENERAL.....	11
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
2	MARCO TEORICO	12
2.1	FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA A GAS.	12
2.2	HISTORIA.....	12
2.3	ESTADO DEL ARTE	15
2.3.1	PRIMERAS MINI TURBINAS.	15
2.3.2	DESCRIPCION DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA MINI TURBINA.	16
2.3.3	MATERIALES.....	24
2.3.4	AUTORES DESTACADOS	26
2.3.5	TENDENCIAS	26
2.4	TERMODINAMICA BASICA DE LAS MICROTURBINAS	27
2.4.1	ECUACIÓN IDEAL DE LA ENERGÍA APLICADA A TURBINAS DE GAS	27
2.4.2	ECUACIÓN DE BERNOULLI PARA FLUIDO COMPRESIBLE.....	30
2.4.3	RENDIMIENTO TERMICO IDEAL DEL CICLO BRAYTON.....	32
3	METODOLOGIA DE CALCULO	33
3.1	DUCTO DE ADMISION.....	34
3.2	COMPRESOR.....	37
3.2.1	METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR	37
3.3	DIFUSOR.....	39
3.4	CAMARA DE COMBUSTION	45
3.4.3	METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	45
3.5	ESTATOR NGV	46

3.5.1.	METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DEL NGV....	46
3.6	LA TURBINA.....	48
3.6.1.	METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DEL RODETE DE LA TURBINA.....	48
3.7.	CONO DE ESCAPE.....	49
4	CÁLCULOS:	51
4.1.	COMPRESOR.....	53
4.2.	DIFUSOR.....	64
4.3	CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	77
4.3.1.	LA CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	82
4.4	TURBINA.....	86
4.4.1	NGV.....	87
4.4.2	TURBINA.....	90
4.5	EJE.....	94
5	RESULTADOS.....	99
6	CONCLUSIONES.....	108
7	BIBLIOGRAFÍA.....	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Componentes de una mini turbina.....	12
Figura 2 Motor Whittle (Tarifa c, s. (1951)).	14
Figura 3 Parámetros Característicos de los Turbocompresores Radiales. H. Cohen, ...	17
Figura 4 Sección de una Turbina Radial (turbinetechnologies.com).	18
Figura 5 Cámara de Combustión Tubular (Beltrán, v. (2015)).	20
Figura 6 Cámara de Combustión Anular (Caso de Estudio).....	21
Figura 7 Cámara de Combustión de Tubo Anular (Beltrán, v. (2015)).	21
Figura 8 NGV (oocities.org)	22
Figura 9 Rotor de la Turbina (diseño propio)	23
Figura 10 Tipos de Turbinas (Ortega, Julio - 2019)	23
Figura 12 Ciclo Brayton Giacosa, d. (s.f.)	32
Figura 13 etapas del compresor (caso de estudio)	33
Figura 14 Pérdidas en el dispositivo de admisión H. Cohen, r. y. (1983).	36
Ilustración 15 triangulo de velocidades etapa 4 (caso de estudio).....	41
Figura 16 Grafica de turbocompresor de referencia (Garrett).	44
Figura 17 Cono de escape de la Turbina (diseño propio).	50
Figura 18 Simulación del compresor sin difusor (caso de estudio).	59
Figura 19 Características del Compresor (H. Cohen, 1983)	60
Figura 20 Numero óptimo de alabes (H. Cohen, 1983)	61
Figura 21 Rodete del compresor (diseño propio)	62
Figura 22 Simulación de esfuerzo del compresor propuesto (caso de estudio).....	63
Figura 23 Arreglo del compresor (caso de estudio)	63
Figura 24 Diseño del difusor (caso de estudio).	68
Figura 25 Plano del difusor propio	69
Figura 26 Simulación de maquinado del difusor en SOLIDWORKS (caso de estudio). 70	
Figura 27 Difusor maquinado (caso de estudio)	76
Figura 28 Impulsor con el difusor (caso de estudio).	77
.....	77
Figura 29 diseño en solidworks de la cámara de combustión (diseño propio)	80
Figura 30 Simulación térmica de la cámara de combustión 1200°C (diseño propio)... 81	
Figura 31 Barrenado de los agujeros de admisión de aire de la cámara de combustión (caso de estudio).....	82
Figura 32 Rolado de la cámara de combustión (caso de estudio).	83
Figura 33 Armado y soldado de la cámara de combustión (caso de estudio).	84
Figura 34 Lumbreras de la camara de combustion (caso de estudio).....	85

Figura 35 Maquinado, armado y soldado de las lumbreras de la cámara de combustión (caso de estudio).....	86
Figura 36 Difusor de la turbina (diseño propio).	89
Figura 37 Ensamble del difusor de la turbina en la cámara de combustión (<i>caso de estudio</i>).....	90
Figura 38 Rodete de la turbina (caso de estudio).....	93
Figura 39 Estudio térmico del rodete de la turbina (caso de estudio).	93
Figura 40 Cono de la turbina (caso de estudio).	94
Figura 41Análisis de frecuencia del eje de la turbina (caso de estudio).	95
Figura 42 Comportamiento de la barra en el estudio de frecuencia (caso de estudio).	96
Figura 43 Eje de la turbina (caso de estudio).	96
Figura 44 Plano del eje de la turbina (caso de estudio).	97
Figura 45 Maquinado del eje de la turbina (caso de estudio).	97
Figura 46 Maquinado de la rosca izquierda del eje (caso de estudio).	98
Figura 47 Maquinado de la manga del eje de la turbina (caso de estudio).	98
Figura 48 Corte de sección de la turbina propuesta (caso de estudio).	101
Figura 49 Turbina propuesta (caso de estudio).	102
Figura 50 Prototipo del reactor propuesto (caso de estudio).	103
Figura 51 Grafica empuje vs RPM (caso de estudio).	106
Figura 52 Grafica RP vs RPM (caso de estudio).	107

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1 Tipos de turbinas en el mercado (Diferentes fuentes)	25
Tabla 2 Autores destacados en México (investigación propia).....	26
Tabla 3 Tabla de presiones vs altura (H. Cohen, 1983)	51
Tabla 4 Bases de diseño para este estudio.....	52
Tabla 5 Tabla de iteraciones de C1 vs Ca1	56
Tabla 6 Resultados de la simulación del compresor sin difusor (este estudio).....	58
Tabla 7 Características del compresor (caso de estudio).....	61
Tabla 8 Iteración $Cw3 = Cr3$	65
Tabla 9 Características del difusor (caso de estudio).	67
Tabla 10 Dimensiones de la cámara de combustión (caso de estudio).....	78
Tabla 11 Características del NGV (caso de estudio)	89
Tabla 12 Características de la Turbina (caso de estudio).....	92
Tabla 13 Resultados del estudio de Frecuencia (caso de estudio).....	95
Tabla 14 características del compresor (caso de estudio).....	99
Tabla 15 Características del difusor (caso de estudio).....	99
Tabla 16 Características de la cámara de combustión (caso de estudio).....	99
Tabla 17 Características del NGV (caso de estudio).	100
Tabla 18 Características de la Turbina (caso de estudio).....	100
Tabla 19 Resultados obtenidos del modelo (caso de estudio).....	104

NOMENCLATURA

β	Angulo
P	Presión
v	Volumen específico
σ	Factor de deslizamiento
R	Constante particular de los gases
T	Temperatura
T_o	Temperatura de estancamiento
γ	Relación de calores específicos
Ψ	Factor de potencia
c_p	Calor específico a presión constante
c_v	Calor específico a volumen constante
h	Entalpía
rc	Relación de compresión
$\dot{m}$	Flujo de masa
U	Energía interna
Q	Calor
W	Trabajo
C	Velocidad del fluido
g	Constante gravitacional
z	Altura relativa al fluido
s	Entropía
a	Velocidad del sonido
M	Número Mach
ρ	Densidad del fluido
η	Eficiencia
$\emptyset$	Diámetro
T	Empuje

1 INTRODUCCION.

Las turbinas de entrada radial han sido utilizadas durante muchos años. Básicamente es un compresor centrífugo con el flujo invertido y giro en dirección opuesta, la turbina de entrada radial fue la primera utilizada en los motores de reacción a finales de los años 30. Fue considerada como una combinación natural para los compresores centrífugos utilizados en el mismo motor. Los diseñadores pensaron que era más fácil equilibrar el empuje de los rotores y que la turbina tendría una eficiencia más elevada que la del compresor para el mismo rotor a causa de la naturaleza aceleradora de flujo. (GARCIA, TURBINAS Y COMPRESORES DE GAS, 2017)

Una mini turbina, a menudo, constará de compresores centrífugos de una sola etapa, que producen una relación de presiones de 6:1, y un único quemador donde se alcanzan temperaturas de 600 a 950 °C. El aire es inducido a través de un conducto de entrada al compresor centrífugo, el cual está girando a una velocidad elevada y emitiendo energía al aire. El impulsor de aire aumenta su presión y velocidad al pasar por un difusor de alta eficiencia lo cual convierte la energía cinética a presión estática. El aire comprimido contenido en una carcasa presurizada fluye a baja velocidad a la cámara de combustión, que es un quemador lateral. Una parte del aire entra en la cabeza del quemador, se mezcla con el combustible y se quema de forma continua. El resto del aire entra a través del muro del quemador y se mezcla con los gases calientes. Una buena dosificación del combustible asegura el control de la uniformidad de la temperatura de los gases calientes, los cuales pasan a través de la voluta para entrar en el estrechamiento de la entrada radial de la turbina. La elevada aceleración y expansión de los gases a través del estrechamiento guía los pasos y la turbina se combina para producir energía giratoria, la cual, es usada para conducir la carga externa y las auxiliares sobre el lado frío de la turbina.

Uno de los principales mercados de las turbinas y del aeromodelismo son los aficionados de un nivel económico mediano a alto y que este esté dispuesto a perder

una inversión al colapsarse dichas unidades. El mercado en Mexicali Baja California es muy escaso y podría decirse que casi nulo, en consecuencia, al desarrollar estos impulsores solamente para turbinas de aeromodelismo y drones resultaría bastante costoso.

EL proyecto consistió en desarrollar un turborreactor para utilizarlo en un dron, ya sea como transporte de material médico, búsqueda o rescate (carga) y con esto, agregar más datos para la investigación de los turborreactores en México. El proyecto se desarrolló en las etapas que se describen a continuación:

En la primera etapa, se recabó y se integró toda la información con respecto a los avances tecnológicos de los reactores a propulsión.

En la segunda etapa, se realizó la caracterización de las partes que conforman el turborreactor como son: compresor centrífugo, compresor axial, cámara de combustión y la turbina.

En la tercera etapa, se modelaron los componentes en solidworks y posterior simulación en el mismo software.

Cuarta etapa, construcción del prototipo. Considerando que los elementos claves son la cámara de combustión y la turbina se fabricaron estos elementos y se complementaron con el compresor. En consecuencia, se pretende saber si existe la tecnología necesaria para maquinar los componentes claves del reactor en Mexicali (talleres de CNC con máquinas de 4 ejes o más y el personal calificado para programar dichas máquinas).

1.1 JUSTIFICACION

En Mexicali ha crecido la demanda de personas que practican el senderismo y, dado que no cuentan con la cultura del respeto a las señales, han aumentado los accidentes en diferentes zonas agrestes.

Uno de los principales problemas de los accidentes en zonas agrestes es el acceso al lugar donde ocurre o la ubicación de este. Normalmente este tipo de accidente

genera demanda de personal que se va a prolongar en el tiempo y que supera los recursos de emergencia.

Por esto existe la necesidad de buscar alternativas de búsqueda y rescate de las personas extraviadas.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

El principal componente de los drones son los propulsores que son las turbinas, por esto, se plantea la necesidad de saber si se puede diseñar y construir una mini turbina a gas para utilizar en forma múltiple en un dron con las herramientas tecnológicas con las que cuenta la ciudad de Mexicali y con capacidad de vuelo mayor a las de los drones convencionales eléctricos.

1.3 OBJETIVO GENERAL

Diseñar, caracterizar y determinar la factibilidad técnica de la fabricación con herramientas tecnológicas con las que cuenta la ciudad de Mexicali de un prototipo de mini turbina de gas con capacidad de carga de 10 a 15 kilogramos.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar una búsqueda del estado del arte de las mini turbinas a gas para drones.
- Establecer los requerimientos de las mini turbinas a gas para el diseño
- Realizar los cálculos para caracterizar los componentes y el empuje.
- Modelado de las piezas y operaciones de mecanizado (CAM) y simulación (CAE) en SOLIDWORKS.
- Definir los materiales para los componentes de la mini turbina
- Fabricación y ensamble.

2 MARCO TEORICO

2.1 FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA A GAS.

En estas máquinas, el aire es aspirado a la presión atmosférica (a – 1) (figura 1), se comprime mediante un compresor (1 – 2), elevando la temperatura y conduciéndola a la cámara de combustión (2 – 3), donde se inyecta el combustible que arde en forma continua y suave; los gases calientes de la combustión se expanden en los alabes de la turbina (3 – 4), desarrollando un trabajo útil y salen a la atmósfera a través del escape (4 – 5); la turbina, una vez en marcha, acciona el compresor, el ciclo desarrollado se conoce como ciclo Brayton; tanto la compresión como la expansión se realizan en una sola etapa. Los gases que se expanden en la turbina, todavía calientes en el escape, se pueden aprovechar para producir vapor de agua en una caldera, y utilizarlo posteriormente en una turbina de vapor. Si los gases de escape se hacen llegar a una tobera de descarga, la turbina de gas se convierte en una máquina de chorro.

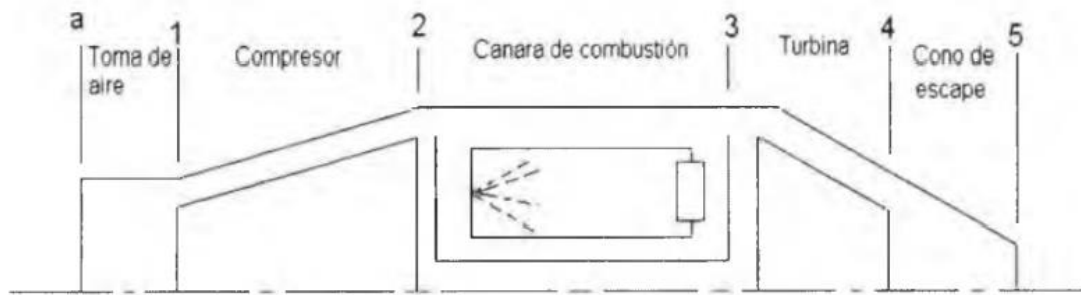


Figura 1 Componentes de una mini turbina (GARZON, 2008).

2.2 HISTORIA

Los proyectos que han servido como base para la construcción de los turborreactores modernos fueron ideados por el Comodoro Whittle, en Inglaterra.

Su primera patente fue establecida en el año de 1930, pero los trabajos de experimentación no comenzaron hasta el año de 1936 cuando se creó la compañía Power Jets. A esta sociedad contrató el Ministerio del Aire Ingles, en el año de 1938, la fabricación del motor W-1 para instalarlo en el avión Gloster E 28/39. (Tarifa C, 1951).

En la primera patente Whittle ya estaba planteada la idea básica de todos los turborreactores modernos: un compresor accionado por una turbina. La cámara de combustión era anular y estaba prevista la refrigeración por agua de los alojamientos de los cojinetes y cárter de la turbina. El motor W-1 tenía cámaras separadas con circulación de corriente en sentido inverso (Figura 2). La turbina accionaba un compresor centrífugo de dos caras activas. El avión Gloster equipado con él, realizó el primer vuelo de prueba en abril de 1941. El motor sufrió diversos cambios y mejoras hasta llegar al prototipo W-2B, del cual se derivan directamente los motores Rolls-Royce Welland en Inglaterra y los General Electric tipo1 en los EE.UU. (Tarifa C, 1951).

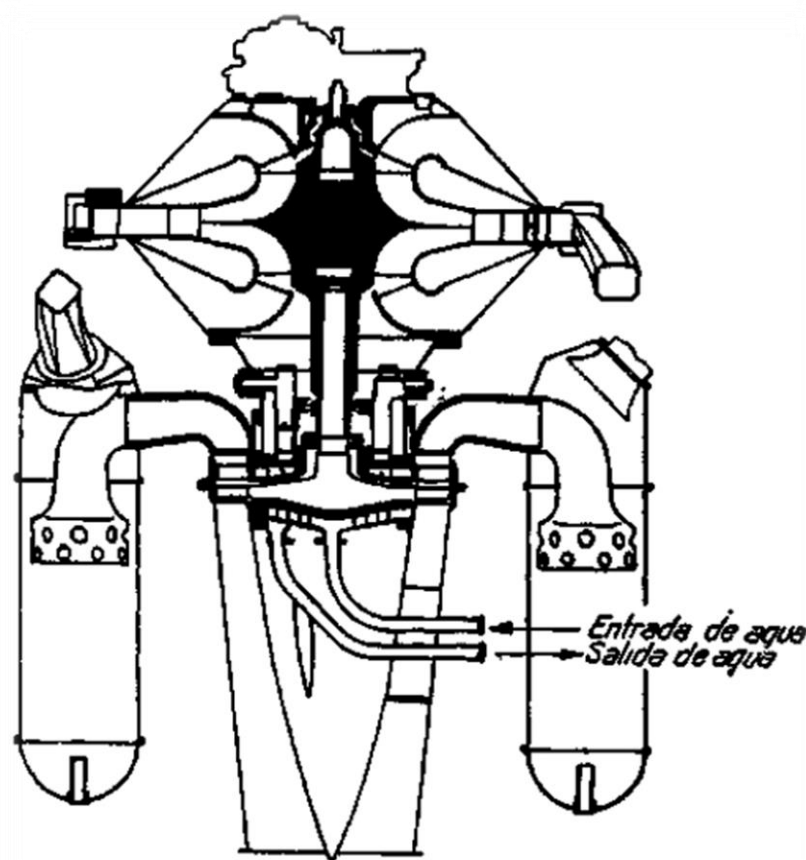


Figura 2 Motor Whittle (Tarifa c, s. (1951)).

Al finalizar la guerra, los Estados Unidos presentaban considerables retrasos respecto a Inglaterra en la construcción de turborreactores. Al principio se iniciaron los trabajos de fabricación sirviéndose de patentes inglesas y estudiando los motores alemanes capturados al terminar la contienda. Hoy en día no ocurre lo mismo, si no que las compañías G.E, Westinghouse, Allison, Lockheed y Boeing construyen gran número de turborreactores y turbohélices, que pueden compararse en calidad con los mejores prototipos Ingleses. Son también los norteamericanos quienes tienen en la actualidad la primacía en la investigación y construcción de termo reactores y cohetes.

En el año de 1939 se proyectó el J-004, un turborreactor ya ideado como todos los modernos, provisto de un compresor axial accionado mediante una turbina. En Italia

merecen destacarse los trabajos del ingeniero Campini. En el año de 1940 se construyó bajo su dirección un sistema moto propulsor constituido en esencia, por un compresor centrífugo de dos escalonamientos accionado por un motor estrella. Un avión Caproni provisto de este motor realizó en el año 1941 el vuelo Milán-Roma.

2.3 ESTADO DEL ARTE

2.3.1 PRIMERAS MINI TURBINAS.

En la década de los 80s, el desarrollo de estos motores no era muy común y los aficionados fueron los que empezaron a implementar el diseño y construcción de motores de reacción a escala, con la desventaja de que este tipo de desarrollo era de corta duración. Existen mini turbinas creadas profesionalmente, pero a muy baja producción. La mayoría de estos motores están basados en la configuración con compresor radial y turbina axial, siendo en algunos casos con turbina radial.

Estos motores a reacción han sido utilizados frecuentemente en aeronaves no tripuladas (UAV, por sus siglas en inglés), 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 ejempló es el motor William WR 2, construido por Williams Research Corp., el cual fue utilizado con fines de reconocimiento aéreo. (GRAGEDA, 2012)

Además de Williams la empresa Micro turbo desarrolla pequeños motores de reacción para aplicaciones de aviación ligera. Sus diseños están basados en arquitecturas simples para drones. Dichos desarrollos combinan la simplicidad y bajo costo, con las prestaciones requeridas a las actuaciones demandadas a los vehículos que propulsan.

En 1982 los suecos Prisel, Alme y Lyrsell crearon su turbina PAL con un diseño muy ingenioso ya que tenía la cámara de combustión en la parte posterior y su longitud no estaba limitada por la distancia entre el compresor y la turbina, producía un empuje de 120 Newton, más que suficiente para un aeromodelo y usaba

combustible líquido, pero no fue usada para volar. Posteriormente la firma sueca Turbomin ha mejorado y producido la turbina con el nombre de TN75.

En 1989 un ingeniero alemán aficionado al aeromodelismo, Kurt Schreeking, diseñó, construyó y logró hacer funcionar la primera turbina de gas pequeña, ligera, de combustible líquido y específicamente diseñado para aeromodelismo.

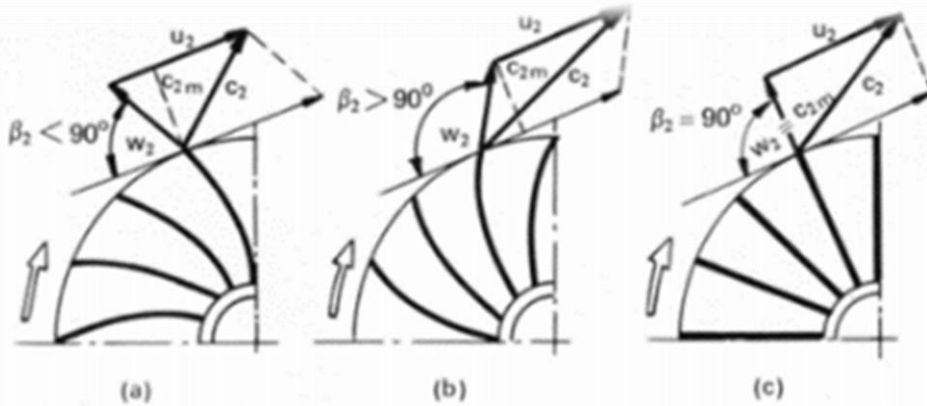
Ya en 1991, JPX, una compañía francesa, manufacturaba y comercializaba su modelo Turborec T240 basado en desarrollos del francés Michael Serrier que había trabajado en producir un modelo de turbina a mediados de los 80s. Esta sería la primera turbina de gas para aeromodelismo comercial y producido en serie. (MAINERO, 2005)

2.3.2 DESCRIPCION DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA MINI TURBINA.

2.3.2.1 COMPRESOR CENTRIFUGO.

En un compresor centrifugo típico el fluido es forzado a través del impulsor que está girando rápidamente a través de los alabes del mismo. La velocidad del fluido es convertida en presión, parcialmente durante la impulsión, y parcialmente en los difusores estacionarios. La mayor parte de la velocidad que deja el impulsor es convertida en energía de presión en el difusor. Es práctica normal, sin embargo, diseñar el compresor de modo que la mitad de la elevación de presión tenga lugar en el impulsor y la otra mitad en el difusor. El difusor consta esencialmente de vanos o alabes fijos a la entrada, los cuales son tangenciales al impulsor. Estos alabes fijos o vanos divergen hasta convertir la energía cinética en energía de presión.

Existen tres tipos de alabes impulsores, como se ve en la Figura 3. Están definidos de acuerdo según los ángulos de los alabes de salida. $\beta = 90$ grados son alabes radiales, $\beta < 90$ grados están curvados hacia atrás y $\beta > 90$ están curvados hacia adelante.



β_2	Y_u	$Y_{d(in)}$	Y_p	σ
β_{2min}	0	0	0	1
$\beta_{2min} < \beta_2 < 90^\circ$	aumenta con β_2	aumenta con β_2	aumenta con β_2	$1 > \sigma > 1/2$
$\beta_2 = 90^\circ$	u_2^2	$u_2^2/2$	$u_2^2/2$ (igual a $Y_{d(in)}$)	$1/2$
$90^\circ < \beta_2 < \beta_{2max}$	aumenta con β_2	aumenta con β_2	disminuye con β_2	$1/2 > \sigma > 0$
β_{2max}	$2u_2^2$	0	$2u_2^2$ (igual a Y_u)	0

Parámetros característicos de los turbocompresores radiales según el ángulo de salida β_2 [1]

Figura 3 Parámetros Característicos de los Turbocompresores Radiales. H. Cohen, r. y. (1983).

2.3.2.2 RENDIMIENTO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

El cálculo del rendimiento de un compresor centrífugo, tanto en condiciones de diseño como fuera de las mismas, requiere un conocimiento de las diferentes pérdidas encontradas en el mismo.

La evaluación precisa y el cálculo de las pérdidas dentro de un compresor centrífugo es tan importante como el cálculo de los parámetros de carga de los alabes. Si no se consideran los parámetros adecuados, la eficiencia disminuirá. La evaluación de las diferentes pérdidas corresponde a una combinación de resultados experimentales y teoría. (GARCIA, TURBINAS Y COMPRESORES DE GAS,

2017). En la figura 4 se puede apreciar el compresor centrífugo y su posición en una mini turbina de gas.



Figura 4 Sección de una Turbina Radial (turbinetechnologies.com).

2.3.2.3 CAMARA DE COMBUSTION.

La cámara de combustión es el órgano generador de gas donde se efectúa la mezcla de aire combustible, su inflamación y combustión.

La cámara de combustión produce un gas de alta presión y alta temperatura como resultado de la combustión. El aire que entra procede del compresor y, por tanto, llega a la entrada de la cámara a alta presión. La temperatura del aire aumenta en el compresor en función de la relación de compresión del motor.

La cámara requiere de velocidades de aire moderadas, con objeto de que se pueda realizar sin dificultad la combustión. Téngase en cuenta que se está hablando de velocidades de salida altas y, en realidad, la cámara funciona con zonas donde la velocidad del aire es de unos pocos metros por segundo,

por esta razón, entre la salida del compresor y la entrada de la cámara de combustión, hay un pequeño difusor cuya función es de disminuir la velocidad del aire procedente del compresor.

REQUISITOS DE OPERACIÓN Y DISEÑO

Los requisitos para un adecuado diseño de la cámara de combustión son:

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

TIPO DE CAMARAS DE COMBUSTION.

Existen tres tipos de cámaras de combustión:

- Tubular. Tiene varias cámaras expuestas alrededor del motor, cada cámara tiene su propio tubo, cárter e inyector y las cámaras están interconectadas para realizar la mezcla y generar la combustión figura 5.

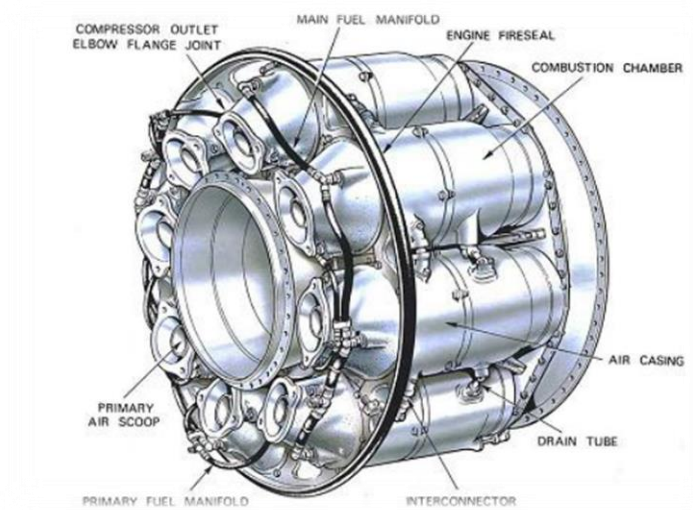


Figura 5 Cámara de Combustión Tubular (Beltrán, v. (2015)).

- Anular. Solo tiene un tubo y un cárter exterior e interior y los inyectores están distribuidos en toda la cámara que aprovecha todo el espacio que tiene y realiza la combustión. Figura 6

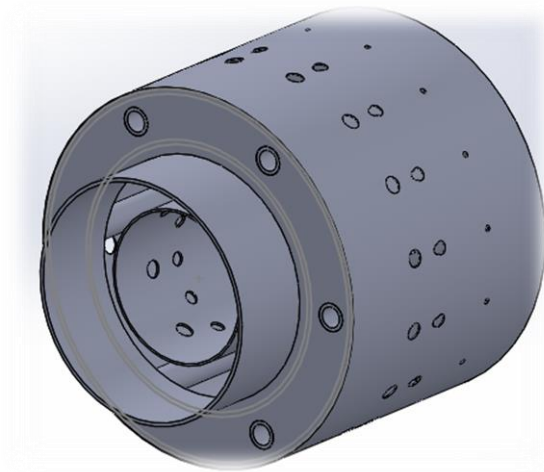


Figura 6 Cámara de Combustión Anular (Caso de Estudio).

- Tubo anular. Es la unión de las dos anteriores puesto que los tubos son los inyectores de combustible que envían el aire a las cámaras y allí se realiza toda la mezcla. Figura 7.

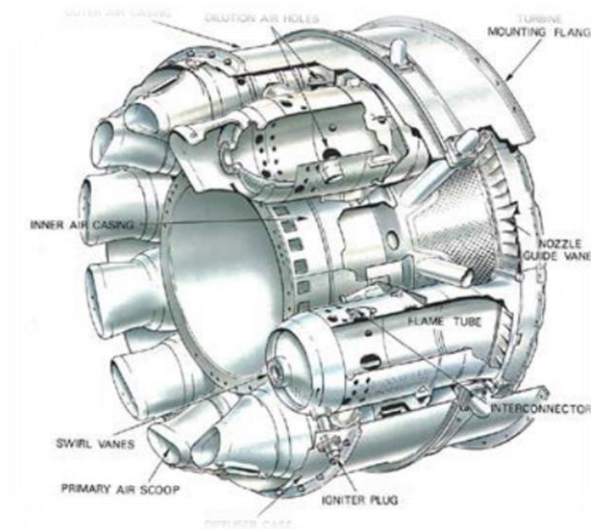


Figura 7 Cámara de Combustión de Tubo Anular (Beltrán, v. (2015)).

De estos tres tipos el comúnmente utilizado para los micro turborreactores es el anular, el cual se seleccionó para este estudio, como su nombre lo indica tiene la forma de dos anillos concéntricos.

(BELTRAN, 2015).

2.3.2.4 ESTATOR NGV.

Este componente tiene como función aumentar la velocidad de la corriente de gas caliente que sale de la cámara de combustión y dirigirla con el ángulo apropiado al disco de la turbina. La cual a su vez, se expone a temperaturas que superan los 700 °C, y se construyen en aleaciones de inoxidables para altas temperaturas. Básicamente consta de una serie de alabes estatores que se cierran hacia la parte posterior, también cambian si son para turbina radial o axial. En la figura 8 se aprecia un ejemplo de estator de mini turbina.



Figura 8 NGV (oocities.org)

2.3.2.5 TURBINA

La turbina extrae parte de la energía de la corriente de gas para convertirla en movimiento, la energía de los gases es utilizada en un 80 a 85 % para la producción de torque en el eje y un 15 a 20% para el empuje final del motor. El compresor se encuentra unido al eje de la turbina la cual se halla sujeta a elevadas temperaturas y a elevadas cargas centrifugas que unido a la disminución de resistencia del material por causa de la temperatura hacen que este sea el que más importancia tiene en cuanto a la elección de materiales. Se utilizan aleaciones con elevado contenido de níquel y cromo (Inconel, Nimonic) si bien en los primeros modelos de turborreactores se utilizó acero inoxidable con buenos resultados.

Existen dos tipos de turbinas axiales y radiales, las primeras son las más utilizadas y es en la cual se basa este estudio, pues poseen excelentes características de aceleración y un peso bastante reducido.

(GARZON, 2008)

TIPOS DE TURBINAS

Las axiales: son las más utilizadas, porque poseen excelentes características de aceleración y un peso bastante reducido Figura 9, su única desventaja es que deben respetarse estrictamente las temperaturas y velocidades máximas, por correr el riesgo de que el disco se desintegre.

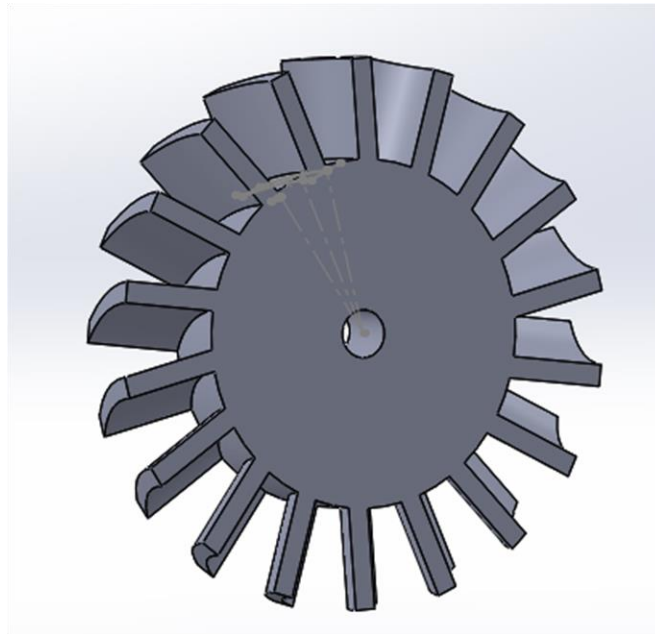


Figura 9 Rotor de la Turbina (diseño propio)

Las radiales: Son las menos utilizadas por su peso y por tardar más en acelerar, la ventaja es que soportan mayor temperatura. En la figura 10 podemos apreciar los diferentes tipos de turbinas.

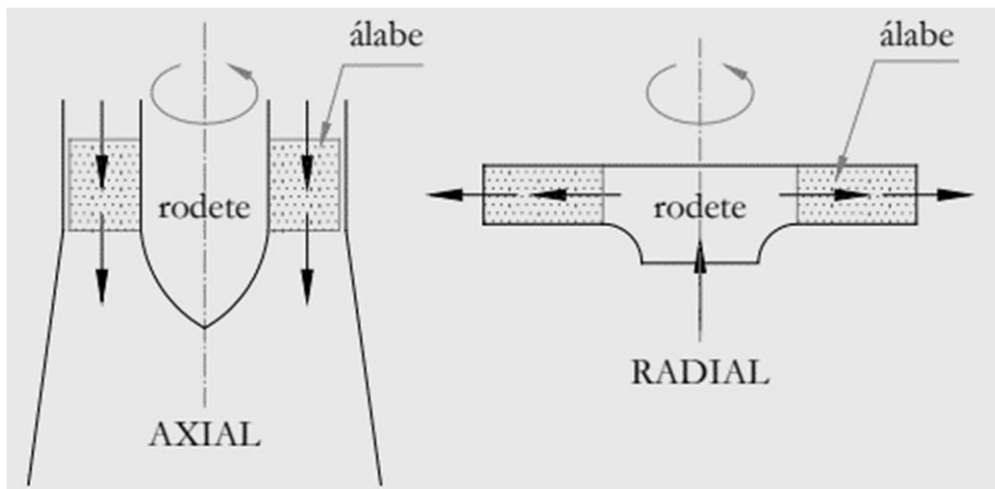


Figura 10 Tipos de Turbinas (Ortega, Julio - 2019)

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

El diseño de la etapa de la turbina varía en el diseño de la etapa del compresor por las razones siguientes:

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

2.3.3 MATERIALES.

Los alabes soportan muy altas temperaturas y de manera muy brusca, por lo que tienen que soportar esfuerzos de contracción y dilatación. En el caso del estator no se mueve pero, en el rotor, aparte de contraerse y expandirse también tiene que soportar fuerzas centrífugas de aquí se deduce que las palas del rotor deben ser más resistentes que las del estator.

Por esto, se requieren materiales lo suficientemente duros y con las propiedades adecuadas. Algunos de estos materiales son:

- ACERO: Primer elemento que se usaba, limitado por temperatura, se pasaron a usar aleaciones de Ni.

- SUPERALEACIONES: Se utilizan actualmente. Mezcla compleja de diversos materiales como Ti, Cr, Co, Ni, W (Tungsteno) y aleaciones de carbono. La temperatura máxima puede ser de 1100°C, pero si los alabes están refrigerados puede llegar hasta los 1450°C. (VILAJOSANA, 2011)

En la Tabla 1 se mencionan algunos parámetros de funcionamiento de turbinas que se fabrican en la actualidad.

Tabla 1 Tipos de turbinas en el mercado (Diferentes fuentes).

TURBINA	RPM	TEMP max °C	EMPUJE max lb
B170neo	123000	720	36
SUPER BEE	180000	700	14
RHINO	120000	700	36
FALCON	126000	700	22
K-140G2	123000	700	31
K-180G2	123000	720	40
K-320G	103000	700	68
KAMPS	110000	560	13.22
MW54	160000	600	11
KJ-66	120000	570	18.7
PT-75	117000	530	17.6
GT 2000	115000	570	17.6
PHOENIX 30.3	110000	480	22
JT-RCM	125000	620	26.4
TST	85000	650	9.02
JPX	118000	630	13.2
TURBOMIN	105000	750	22
GWM	85000	600	9.02
SPJ-450	130000	700	14.3
JETCAT P80	115000	590	17.6

RAM 750	134000	675	21.34
RAM 1000	138000	675	28.6
AMT MERCURY	150200	550	16.5
AMT PEGASUS	115000	525	29.7
AMT PHOENIX	85000	650	134.2
PHOENIX MT	135000	470	13.86
MEDIA	117603.1217	618.074969	

2.3.4 AUTORES DESTACADOS

En México hay muy poca investigación sobre mini turbinas de propulsión, a continuación en la tabla 2 se mencionan algunos autores de trabajos realizados.

Tabla 2 Autores destacados en México (investigación propia).

Autor	Investigación
Alejandro Musa Dueñas	Diseño de un mini turborreactor y del sistema de arranque. (2018)
Carlos Abdiel – Luengo Inzunza	Turbinas de Gas. (1987)
Arturo Fregoso Mainero	Estudio de Factibilidad para Consolidar una Fábrica de Turbinas de Gas para Aeromodelismo. (2005)
Grageda – Martínez – Mora - Oropeza	Diseño Termodinámico y Mecánico de un Mini Turborreactor. (2012).

2.3.5 TENDENCIAS

Continuamente los fabricantes mejoran las características y aumentan el empuje, algunas, ya han llegado a niveles en que son demasiado potentes para un piloto aficionado. Las mejoras se deben principalmente a los materiales avanzados que se aplican y al maquinado de las piezas con tolerancias muy cerradas.

También el control electrónico avanza considerablemente, año con año se actualizan los controladores haciendo las turbinas más confiables y duraderas por la compensación de los errores humanos de operación, como el caso de un sobrecalentamiento o un desbocamiento. Así mismo el uso de la electrónica permite tomar lectura de la temperatura y RPM durante el vuelo o en una computadora en tiempo real con lo cual se detectan fallas y mejoras en cuanto al diseño. Todo esto ha logrado que hoy en día se pueda operar una turbina de la manera más sencilla, segura y práctica.

2.4 TERMODINAMICA BASICA DE LAS MICROTURBINAS

2.4.1 ECUACIÓN IDEAL DE LA ENERGÍA APLICADA A TURBINAS DE GAS

En las turbinas la variación de energía potencial es nula o despreciable, en la ecuación no se le considera. Sumando las diferentes formas de energía para la masa de 1 Kg de fluido de trabajo, se tiene:

$$\frac{C1^2}{2} + p1v1 + U1 + Q1 - Z = \frac{C2^2}{2} + p2v2 + U2 + W1 - Z \quad (1)$$

Donde:

C	Velocidad del fluido
p	Presión
v	volumen
U	Energía interna
Q	calor

Z	altura
W	trabajo

El termino pv esta presente en la ecuación en cuanto existe el flujo o corriente. Puesto que los términos U y pv aparecen muy a menudo, se ha convenido en considerar su suma h como una cantidad característica del fluido.

$$h = U + pv = \text{entalpia} \quad (2)$$

Introduciendo la entalpia en la ecuación, se tiene:

$$\frac{C_1^2}{2} + h_1 + Q_1 - Z = \frac{C_2^2}{2} + h_2 + W_1 - Z \quad (3)$$

Esta forma de la ecuación de la energía es directamente aplicable tanto a la turbina de gas como a las partes que la componen: el compresor, la cámara de combustión y la turbina.

Aplicando la primera ley al volumen de control a un proceso de flujo y estado estacionario de una turbina a gas figura 11.

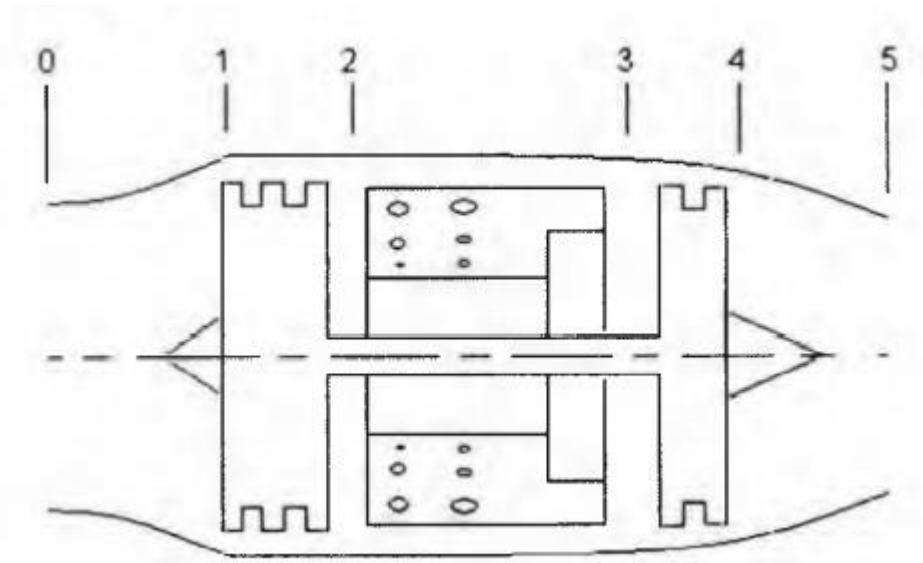


Figura 11 volumen de control de una turbina a gas (GARZON, 2008).

Sección 0 - 1 Entrada del aire.

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1 \quad (4)$$

$$\frac{C_0^2}{2} + h_0 = \frac{C_1^2}{2} + h_1 \quad (5)$$

$$h_0 - h_1 = \frac{1}{2}(C_1^2 - C_0^2) \quad (6)$$

Sección 1 – 2 Compresor.

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1 = \dot{m} \quad (7)$$

$$\dot{m} \left((h_0 - h_1) + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_0^2) \right) = W \quad (8)$$

$$W_c = \dot{m} \left((h_0 - h_1) + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_0^2) \right) \quad (9)$$

Trabajo del compresor.

$$w_c = \frac{W_c}{\dot{m}} \quad (10)$$

Sección 2 – 3 Combustión.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \quad (11)$$

$$Q = \dot{m} \left((h_3 - h_2) + \frac{1}{2} (C_3^2 - C_2^2) \right) \quad (12)$$

Sección 3 – 4 Turbina.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad (13)$$

$$W_t = \dot{m} \left((h_4 - h_3) + \frac{1}{2} (C_4^2 - C_3^2) \right) \quad (14)$$

$$\dot{W}_t + \dot{W}_c = 0 \quad (15)$$

$$w_t = \frac{W_t}{\dot{m}} \quad (16)$$

Sección 4 – 5 Salida.

$$h_5 - h_4 = \frac{1}{2} (C_5^2 - C_4^2) \quad (17)$$

2.4.2 ECUACIÓN DE BERNOULLI PARA FLUIDO COMPRESIBLE.

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

$$P_t = P \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (18)$$

Donde:

P_t	Presión total
P	Presión estática
K	Relación de calores específicos
M	Numero de Mach

Y en función de la temperatura:

$$T_t = T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (19)$$

Donde:

T_t	Temperatura total
T	Temperatura estática

Esto en función de C_p a presión constante, $K = C_p / C_v$ relación entre los calores específicos del gas a presión y volumen constante y J el equivalente mecánico del calor.

$$T_t = T + \frac{C^2}{2gJC_p} \quad (20)$$

$$P_t = P \left(1 + \frac{C^2}{2gJC_p} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (21)$$

Donde:

g	gravedad
C	velocidad

2.4.3 RENDIMIENTO TERMICO IDEAL DEL CICLO BRAYTON

El ciclo Brayton en su forma ideal consta de dos procesos isobáricos y dos procesos isoentrópicos. Los procesos isobáricos constan del sistema de combustión de la turbina de gas y del lado gaseoso. Los dos procesos isoentrópicos representan la compresión (en el compresor) y la expansión en la turbina de gas. La figura 12 muestra el ciclo de Brayton ideal.

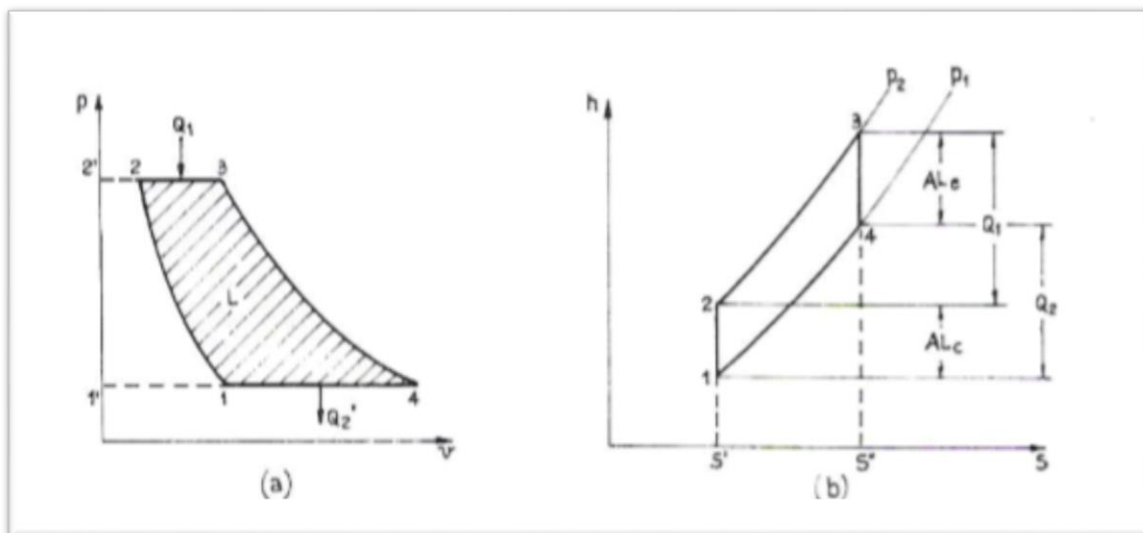


Figura 12 Ciclo Brayton Giacosa, d. (s.f.)

El rendimiento térmico η referido al ciclo ideal de Brayton se puede obtener con un procedimiento análogo al seguido para los ciclos ideales de los motores alternativos.

El rendimiento η está expresado por la ecuación 22:

$$\eta = \frac{\text{calor aportado} - \text{calor extraído}}{\text{calor aportado}} \quad (22)$$

3 METODOLOGIA DE CALCULO

Para analizar el compresor se analizaran las siguientes etapas que se presentan en la figura 13.

a.- Entrada del ducto de admisión.

1.- Entrada de los alabes del impulsor.

2.- Salida de los alabes del impulsor.

3.- Entrada del difusor.

4.- Salida del difusor.

5.- Cámara de combustión.

6.- Entrada del NGV.

7.- Turbina.

8.- Cono de escape.

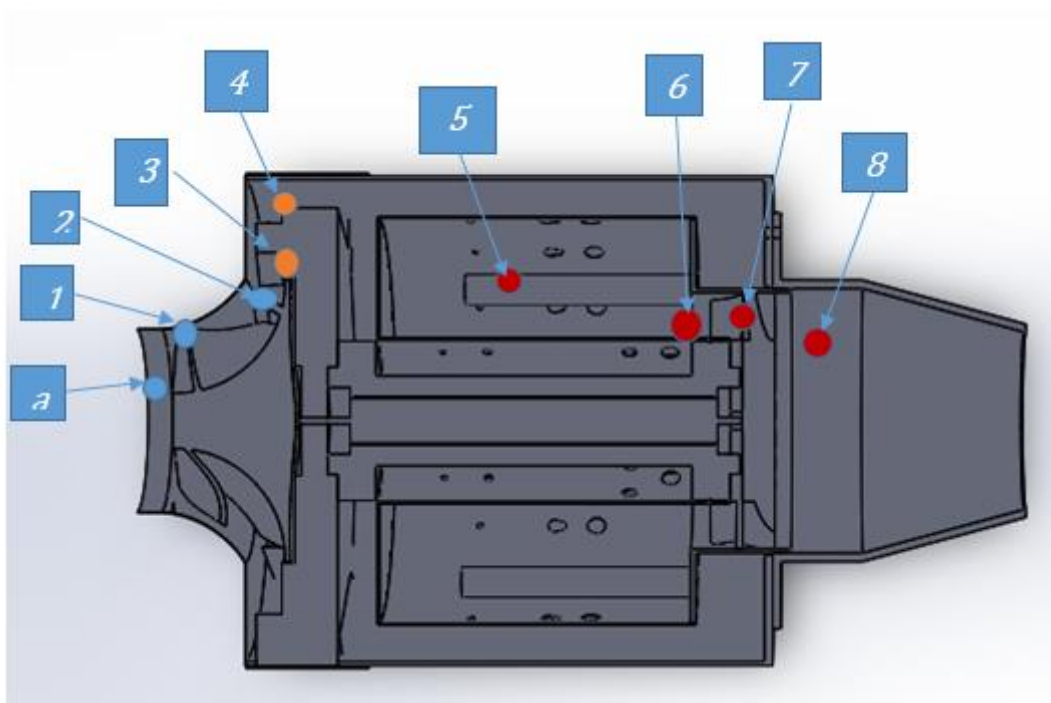


Figura 13 etapas del compresor (caso de estudio)

3.1 DUCTO DE ADMISION

El efecto de la compresibilidad es importante en máquinas con un número de Mach elevado. El número de Mach es la relación entre la velocidad y la velocidad del sonido a una temperatura dada $M=V/a$. La velocidad del sonido (a) al cuadrado, se define como la relación de cambio entre la presión del gas con respecto a su densidad, si la entropía permanece constante.

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{s=c} \quad (23)$$

Con los fluidos incompresibles el valor de la velocidad del sonido tiende a infinito. Para flujo isentrópico, la ecuación de estado para un gas perfecto es:

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constante} \quad (24)$$

Por lo tanto:

$$\ln P - \gamma \ln \rho = \text{constante} \quad (25)$$

Diferenciando obtenemos:

$$\frac{dP}{P} - \gamma \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (26)$$

Para un flujo isentrópico, por lo tanto, la velocidad del sonido puede escribirse como:

$$a^2 = \frac{dP}{d\rho} \quad (27)$$

Sustituyendo:

$$a^2 = \frac{\gamma P}{\rho} \quad (28)$$

Sustituyendo la ecuación general de estado y la definición de la velocidad del sonido, se obtiene la siguiente ecuación:

$$a = \sqrt{\gamma R T_0} \quad (29)$$

$$M = \frac{C}{a} \quad (30)$$

Esto da la velocidad.

$$C_{a1} = \frac{m}{\rho_1 * A_1} \quad (31)$$

Donde:

P	Presión
a	Velocidad del sonido
ρ	Densidad
γ	Relación de calores específicos
M	Numero de Mach
m	masa
A1	Área 1
C	velocidad
R	Constante particular de los gases

La teoría del estancamiento es un método para describir la influencia de la energía cinética del fluido en la temperatura y presión.

La temperatura estática es la temperatura del flujo de gases. Esta temperatura sube debido al movimiento aleatorio de las moléculas del fluido representada según la figura 14 por la siguiente ecuación.

$$T_{01} = T_{0a} = T_a + \frac{c^2}{2c_{pa}}$$

Si $T_{01} = T_0$ y $T_a = T$ se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_{pa}} \quad (32)$$

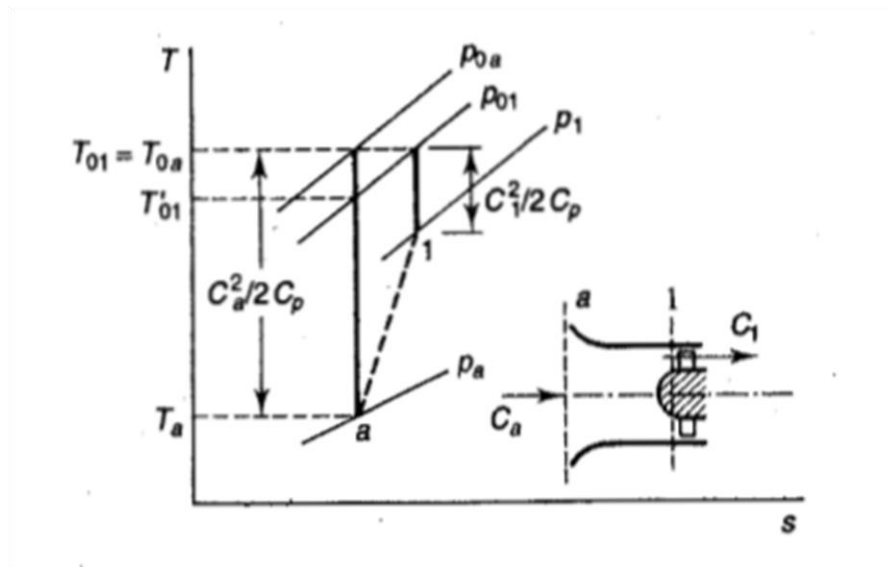


Figura 14 Pérdidas en el dispositivo de admisión H. Cohen, r. y. (1983).

La presión estática es la presión del fluido que se mueve. La presión estática de un gas es la misma en todas las direcciones y es un escalar de una función del punto.

La presión total es la presión del gas para permanecer de una manera adiabática y reversible. Puede ser medida por un tubo de pitot colocado en el flujo. La relación

entre la presión total P_0 y la presión estática P se puede expresar de la siguiente manera:

$$P_0 = P + \rho \frac{c^2}{2c_p} \quad (33)$$

La relación de presión de admisión se puede encontrar como:

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[1 + \eta_i \frac{C_a^2}{2c_p T_a} \right]^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_i \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (34)$$

Donde:

P_{01}	Presión en la punta de la propela
P_a	Presión atmosférica
η_i	Eficiencia de entrada
c_p	Calor específico a presión constante
ρ	Densidad
γ	Relación de calores específicos
T_a	Temperatura entrada

3.2 COMPRESOR

3.2.1 METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR.

Conociendo ya la temperatura y presión absoluta en la salida de la boquilla de admisión, se calcula la densidad del aire en el mismo punto. Para ello, se utiliza la ecuación:

$$\rho_{01} = \frac{P_{01}}{T_{01}R} \quad (35)$$

Para hallar el flujo de masa de aire $\dot{m}_a$ en la entrada del compresor:

$$\dot{m}_a = c_a \rho_a \frac{\pi \phi_a^2}{4} \quad (36)$$

El área A requerida de la sección transversal del flujo en la dirección radial en la punta del impulsor es:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho_2 * C_{r2}} \quad (37)$$

Al realizar los cálculos del ciclo, se asumirán los valores de η_c y η_t y los equivalentes de temperatura de las transferencias de trabajo para una relación de presión dada se encontrarán de la siguiente manera:

$$T_{02} - T_{01} = \frac{1}{\eta_c} (T'_{02} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left(\frac{T'_{02}}{T_{01}} - 1 \right) \quad (38)$$

Esto nos da:

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right] \quad (39)$$

Esto también para T_{03} y T_{04} :

$$T_{03} - T_{04} = \eta_t T_{03} \left[1 - \left(\frac{1}{P_{03}/P_{04}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \quad (40)$$

El área requerida de la sección transversal del flujo en la dirección radial en la punta del impulsor es:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho_2 * C_{r2}} \quad (41)$$

De ahí la profundidad del canal del impulsor:

$$\text{depth} = \frac{A}{\pi * \Phi_{\text{total del impulsor}}} \quad (42)$$

3.3 DIFUSOR

La entrada del estator, si $\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{n} = 0.80$ (factor de deslizamiento), y

$$C_{r2} = C_{a1} \quad (43)$$

Se obtiene la velocidad Cw_3 y C_3 a la salida del impulsor

$$Cw_3 = C_{\text{eyetip}} * \sigma * \frac{r_{\text{comp}}}{r_{\text{comp}} + l_v} \quad (44)$$

$$C_3 = \sqrt{C_{a1}^2 + Cw_3^2} \quad (45)$$

Donde:

C_w

Velocidad tangencial

C_{r2}

Velocidad radial del impulsor

Posteriormente se obtiene la temperatura T_{03} a la entrada del difusor

$$T_e = \frac{C_3^2}{2c_p} \quad (46)$$

$$T_3 = T_{03} - T_e \quad (47)$$

Con esto se obtiene la relación de presiones y finalmente la presión P_3 a la entrada del difusor.

$$\frac{P_3}{P_{02}} = \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)^{3.5} \quad (48)$$

$$\frac{P_3}{P_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} * \frac{P_3}{P_{02}} \right)^{3.5} \quad (49)$$

$$P_3 = P_{01} * \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} * \frac{P_3}{P_{02}} \right)^{3.5} \quad (50)$$

Se calcula la densidad ρ_3 del difusor.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (51)$$

Calculando el área

$$A_3 = 2\pi * (r_{comp} + l_v) * depth \quad (52)$$

Se calcula la velocidad radial C_{r3}

$$C_{r3} = \frac{\dot{m}}{\rho_3 * A_3} \quad (53)$$

Iterando para $cw_3 = cr_3$ con el resultado se obtienen los cálculos a la salida del difusor, se tiene que:

$$C_{r3} = C_{r4} \quad (54)$$

En la figura 15 se muestra el triangulo de velocidades de la etapa 4

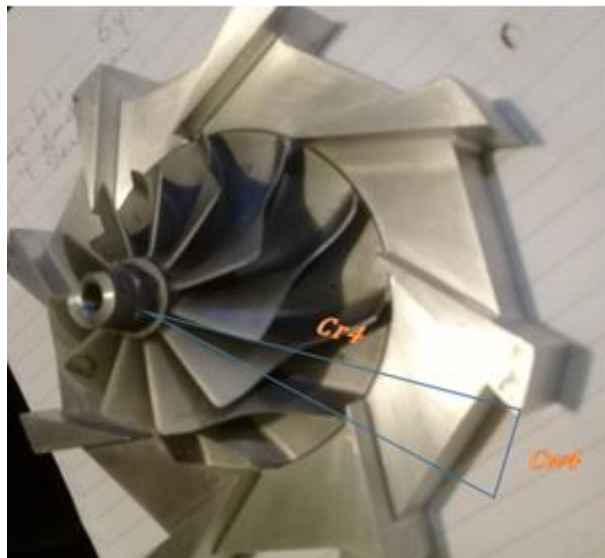


Ilustración 15 triangulo de velocidades etapa 4 (caso de estudio)

Y se calcula la velocidad Cw_4

$$Cw_4 = C_{eyetip} * \sigma * \frac{r_{comp}}{r_m} \quad (55)$$

$$C_4 = \sqrt{C_{r4}^2 + Cw_4^2} \quad (56)$$

Y la temperatura equivalente es

$$T_{e4} = \frac{C_4^2}{2c_p} \quad (57)$$

Y la temperatura a la salida si $T_{03} = T_{04}$

$$T_4 = T_{04} - T_{e4} \quad (58)$$

Y la relación de presión se calcula con las ecuaciones para obtener la presión P_4 y la densidad ρ_4 a la salida del difusor.

$$\frac{P_4}{P_{02}} = \left(\frac{T_4}{T_{04}}\right)^{3.5} \quad (59)$$

$$\frac{p_4}{p_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} * \frac{P_4}{P_{02}}\right)^{3.5} \quad (60)$$

$$P_4 = P_{01} * \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} * \frac{P_4}{P_{02}}\right)^{3.5} \quad (61)$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{RT_4} \quad (62)$$

Se calcula el área

$$A_4 = 2\pi * (rm) * depth \quad (63)$$

Y la velocidad C_{r4}

$$C_{r4} = \frac{\dot{m}}{\rho_4 * A_4} \quad (64)$$

La dirección de flujo será

$$\alpha_{\text{difusor}} = \tan^{-1} \frac{C_{r4}}{C_{w4}} \quad (65)$$

Posteriormente el área que atraviesa el flujo se obtiene con la ecuación.

$$A_{\text{flujo}} = A_4 * \sin \alpha_{\text{difusor}} \quad (66)$$

Y el ancho del canal se obtiene con la siguiente ecuación para finalmente obtener la última dimensión del difusor.

$$w_{\text{difusor}} = \frac{A_{\text{flujo}}}{\text{num de sec} * \text{depth}} \quad (67)$$

Para comparar la relación de presiones del compresor se tiene la gráfica de la Figura 16, la cual se utilizará de referencia para valorar los datos obtenidos en el cálculo de la relación de compresión.

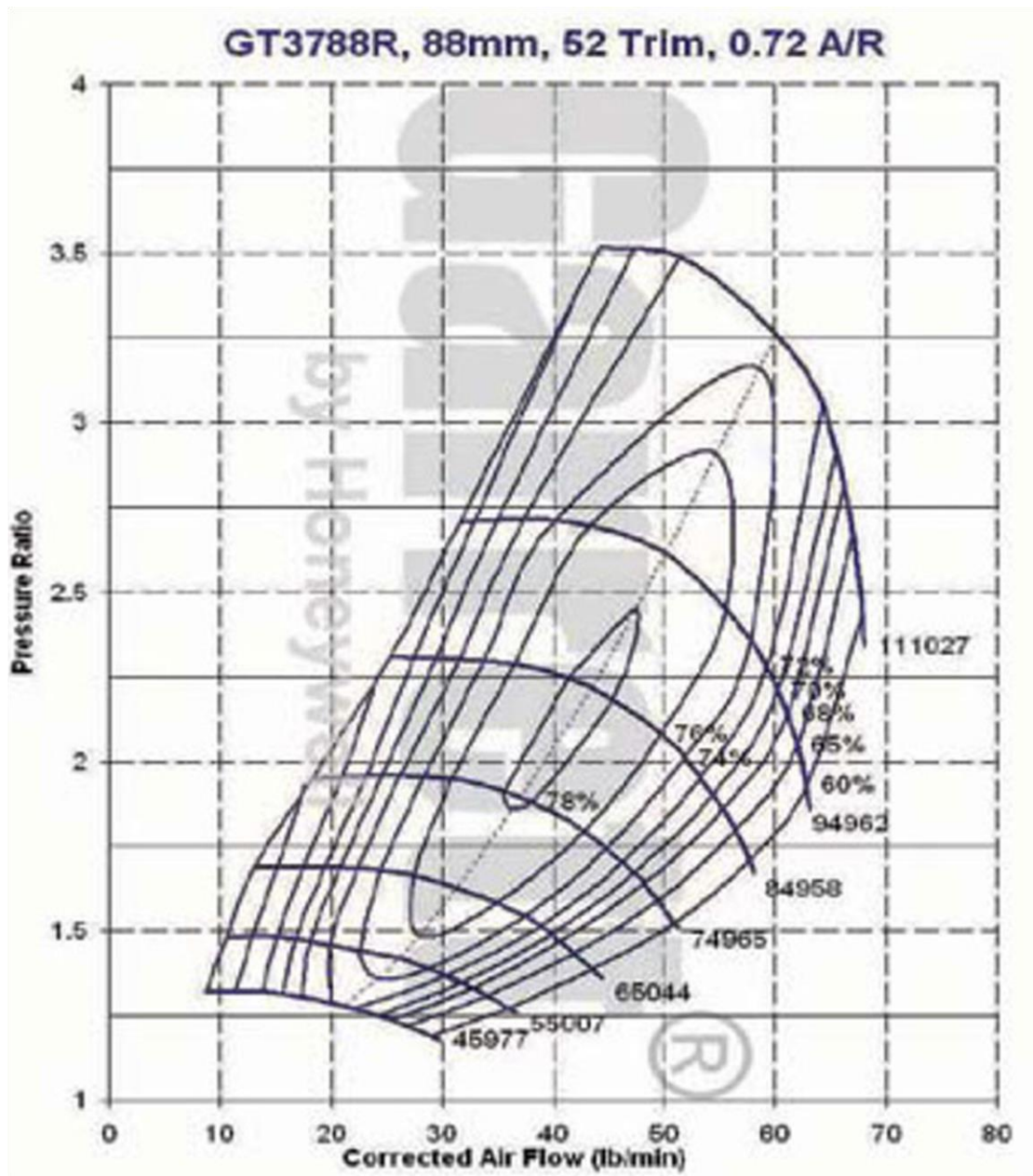


Figura 16 Grafica de turbocompresor de referencia (Garrett).

3.4 CAMARA DE COMBUSTION

3.4.3 METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Primero se obtiene la presión en la cámara de combustión.

$$P_5 = P_4 - \text{perdidas} \quad (68)$$

La relación de compresión desde la entrada de la máquina hasta la cámara.

$$r_{cc} = \frac{P_5}{P_a} \quad (69)$$

La entalpia requerida en la cámara de combustión

$$h_{rc} = T_5 c_{pgas} (1 - r_{cc}^{-0.245}) \quad (70)$$

Y se obtiene la velocidad de entrada de los gases a la turbina con una eficiencia del 95%.

$$c_5 = 0.95 * \sqrt{2 * h_{rcc}} \quad (71)$$

Si la velocidad de los gases tiene que ser la del sonido si $\gamma = 1.33$, $R = 8.31$ y $M = 0.029$.

$$M = \frac{C_5}{C_{st5}} = 1 \quad (72)$$

$$C_5 = C_{st5} = \sqrt{\frac{\gamma R T_5}{M}} \quad (73)$$

Y se obtiene la entalpia y la potencia calorífica.

$$h_{rcc} = \frac{\left(\frac{C_5}{0.95}\right)^2}{2} \quad (74)$$

$$Q_{cc} = m * c_{pg} * \Delta T_{5-4} \quad (75)$$

Considerando que el Poder Calorífico Inferior (PCI) del butano es 45.7 KJ/kg (gas comercial para uso casero) se obtiene el gasto de combustible con la ecuación:

$$\dot{m}_f = \frac{Q_{cc}}{PCI * n_{cc}} \quad (76)$$

Donde:

r_{cc}	Relación de compresión
h_{rcc}	Entalpia
Q_{cc}	Potencia calorífica
PCI	Poder calorífico del gas
cp_g	Calor especifico del gas
M	Numero de Mach
R	Constante del gas

3.5 ESTATOR NGV

3.5.1. METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DEL NGV.

La caída de entalpia en el rotor y el difusor es idéntica y se obtiene la velocidad 6

$$\Delta h_{rotor} = \Delta h_{ngv} = \frac{h_{rcc}}{2} \quad (77)$$

$$c_6 = 0.95 \sqrt{2 * \Delta h_{ngv}} \quad (78)$$

Se obtiene el rango de presión del difusor NGV con la siguiente ecuación.

$$r_{ngv} = \frac{P_6}{P_5} = \sqrt{r_{cc}} \quad (79)$$

Y la presión después del difusor con la ecuación.

$$P_6 = \frac{P_5}{r_{ngv}} \quad (80)$$

Se encuentra la caída de entalpia con la ecuación siguiente.

$$\Delta h_{ngv} = \frac{C_{p(gas)} * \Delta T_{5-6}}{\eta_t} \quad (81)$$

$$\Delta T_{5-6} = \frac{\eta_t * \Delta h_{ngv}}{C_{p(gas)}} \quad (82)$$

Con esto se obtiene la temperatura a la entrada del difusor con la siguiente ecuación.

$$T_6 = T_5 - \Delta T_{5-6} \quad (83)$$

Todo esto para encontrar la densidad con la ecuación.

$$\rho_6 = \frac{P_6}{RT_6} \quad (84)$$

También se calcula el área ideal que necesita el flujo para circular a través del difusor: si $\tau = 0.96$

$$A_{ngv} = \frac{\dot{m}}{C_6 * \rho_6} \quad (85)$$

En la turbina de un solo escalonamiento $c1$ será axial es decir el ángulo $\alpha_1 = 0$ y $c1 = ca1$.

En la práctica de aeronáutica seguida en la actualidad, los valores óptimos de ψ oscilan entre 3 y 5 mientras que desde 0.8 a 1 para $\emptyset$. Es deseable que el Angulo de turbulencia sea bajo $\alpha < 20$ grados.

Se obtiene el diámetro interno del NGV y la altura con la ecuación siguiente.

$$d_{ingv} = \sqrt{d_{engv}^2 - \frac{4A_{ngv}}{\pi * \tau * \text{sen}\alpha_{ngv}}} \quad (86)$$

$$bh_{ngv} = \frac{d_{engv} - d_{ingv}}{2} \quad (87)$$

Y posteriormente el diámetro medio del difusor con la ecuación:

$$d_{m(ngv)} = \frac{d_{engv} + d_{ingv}}{2} \quad (88)$$

3.6 LA TURBINA.

3.6.1. METODOLOGÍA PARA OBTENER LAS CARACTERÍSTICAS DEL RODETE DE LA TURBINA.

La eficiencia en la turbina será de 0.75 y la presión de la salida será la atmosférica.

Se procede a calcular la caída de la temperatura de la turbina con las ecuaciones siguientes:

$$\Delta T = \frac{\eta_t * \Delta h_{rotor}}{C_{p(g)}} \quad (89)$$

$$T_7 = T_6 - \Delta T \quad (90)$$

Y con la siguiente ecuación la densidad:

$$\rho_7 = \frac{P_7}{RT_7} \quad (91)$$

Se obtiene el área del rotor: si $C_6 = W_7$ con la siguiente ecuación:

$$A_{rotor} = \frac{\dot{m}}{W_7 * \rho_7} \quad (92)$$

Y con ello se encuentra el diámetro del rotor con la siguiente ecuación:

$$d_{i(rotor)} = \sqrt{d_{erotor}^2 - \frac{4A_{rot}}{\pi * \tau * \text{sen}\alpha_{rot}}} \quad (93)$$

Altura de los alabes:

$$ha_{turb} = \frac{d_{eturb} - d_{iturb}}{2} \quad (94)$$

Y el diámetro medio de la turbina.

$$d_{mturb} = \frac{d_{eturb} + d_{iturb}}{2} \quad (95)$$

Se calcula el área de la turbina con la ecuación.

$$A_{turb} = \frac{\pi * (d_{eturb}^2 - d_{iturb}^2) * \tau * \text{sen}\alpha_{turb}}{4} \quad (96)$$

Por tanto la ecuación de la velocidad del gas será:

$$W_7 = \frac{\dot{m}}{A_{turb} * \rho_7} \quad (97)$$

Y con la siguiente ecuación se obtiene la velocidad tangencial media.

$$U_{m7} = RPM * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{mturb}}{2} \quad (98)$$

3.7. CONO DE ESCAPE.

Con el cono de escape se busca aumentar lo máximo posible la velocidad de salida de los gases, para que, al implementar la teoría de Euler, se alcance el mayor empuje posible. Esto se limita con la presión de salida que no debe ser menor que la presión atmosférica, ya que de ser así, generaría un efecto inverso en la generación de empuje y se asume un ángulo de 15 grados a la salida del cono de escape (H. Cohen, 1983).

La velocidad absoluta sobre el eje axial se obtiene con las ecuaciones.

$$C_{a7} = W_7 * \text{sen}\alpha \quad (99)$$

$$C_7 = \sqrt{C_{a7}^2 + (W_7 * \cos_{aturb} - U_{m7})^2} \quad (100)$$

La entalpia h_8 se obtiene con la ecuación:

$$h_8 = h_{rcc} - c_{pg} * (T_5 - T_7) \quad (101)$$

Y la velocidad en el cono de escape se obtiene con la ecuación si tenemos que la eficiencia es del 95 %.

$$C_8 = \eta_{tobera} * \sqrt{2 * h_8} \quad (102)$$

Y finalmente el empuje de la turbina con la siguiente ecuación:

$$T_{empuje} = C_8 * \dot{m} \quad (103)$$

La figura 17 muestra el cono de escape propuesto.

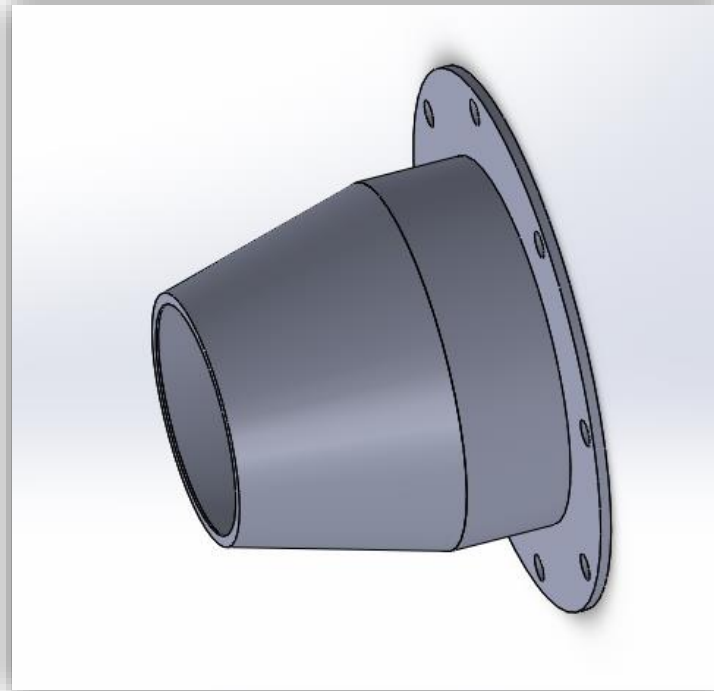


Figura 17 Cono de escape de la Turbina (diseño propio).

De la siguiente tabla 3 se obtienen los datos de presiones y temperatura del medio según la altura del dispositivo, la cual se presenta parcialmente en la región de interés y la altura que se maneja es al nivel del mar.

Tabla 3 Tabla de presiones vs altura (*H. Cohen, 1983*)

Z (m)	P (bar)	T (°K)	ρ/ρ_0	a (m/s)
0	1.01325	288	1.000	340.3
500	0.9546	284.9	0.9529	338.4
1000	0.8988	281.7	0.9075	336.4
1500	0.845	278.4	0.8638	334.5
2000	0.7959	275.2	0.8217	332.5
2500	0.7469	271.9	0.7812	330.6

4 Cálculos:

Para el desarrollo de los cálculos se consideraron los siguientes valores de la tabla 4.

Tabla 4 Bases de diseño para este estudio

PARAMETRO	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES
temperatura	T_a	288.15	K
presión	p_a	101.325	Kpa
Numero de mach	M	0.3	
altura	Z	500	m
Densidad del aire	ρ_a	1.1117	kg/cm ³
Temperatura 03 temperatura máx. de la turbina por tabla	T_{03}	973.15	K
Calor especifico del aire	C_{pa}	1005	J/kg-K
Calor especifico de los gases de combustión	C_{pg}	1148	J/kg-K
Eficiencia en la boquilla de admisión	η_i	90	%
Eficiencia en el compresor	η_c	90	%
Eficiencia adiabática de la turbina	η_t	75	%
Eficiencia de la tobera	η_j	90	%
Pérdida de presionen la cámara de combustión	P_b	5	%
Diámetro en la punta del ojo	$\Phi_{eye\ tip}$	65	mm
Diámetro en la raíz	Φ_{root}	19	mm
Diámetro total	$\Phi_{overall}$	89	mm
Relación de calores específicos del aire	γ_{aire}	1.4	
Relación de calores	γ_{gases}	1.33	

específicos de los gases de combustión			
Constante del aire	R aire	287	joule/kg-K
RPM	n	2000	Rev./s
Velocidad en la punta del impulsor	Utip	460.53 A 100,000RPM	m/s

4.1. COMPRESOR

La velocidad de entrada del aire al compresor es la siguiente:

$$a = \sqrt{\gamma R T_0} = 340.262 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

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

$$C_a = aM = 102.07 \text{ m/s}$$

Y la presión de estancamiento:

$$P_{01\text{est}} = P_a + \rho_a \frac{C_a^2}{2c_p} = 101.325 \text{ Kpa} + 1.1117 \text{ kgm}^3 \frac{102.07^2 \text{ m/s}}{2(1005)} = 107.62 \text{ Kpa}$$

Temperatura de estancamiento en la boquilla de admisión

$$\frac{C_a^2}{2c_p} = \frac{102.07^2 \text{ m/s}}{2 * 1005 \text{ j/kgK}} = 5.183 \text{ K}$$

$$T_{01} = T_a + \frac{C_a^2}{2c_{pa}} = 293.33K$$

Obteniendo la relación de presión absoluta en la toma de aire.

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} = 3.5$$

$$\frac{P_{01}}{P_a} = \left[1 + \eta_{li} \frac{C_a^2}{2c_p T_a} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} = 1.016$$

Y se obtiene la presión a la entrada del compresor:

$$P_{01} = P_a * 1.016 = 102.94 \text{ Kpa}$$

Conociendo presión y temperatura se calcula la densidad en el punto

$$\rho_{01} = \frac{P_{01}}{T_{01}R} = \frac{102.94 \text{ kpa}}{293.33 * .287 \text{ kJ/kgK}} = 1.222 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Se calcula el flujo másico con los datos obtenidos

$$m_a = \frac{c_a \rho_a \left(\sqrt{\pi (\Phi_{eye}^2 - \Phi_{root}^2)} \right)}{4}$$

$$= \frac{102.07 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1.222 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (\pi * (0.065^2 - 0.019^2))}{4} = \frac{0.378 \text{ kg}}{\text{s}}$$

Basado en condiciones de estancamiento se calcula c_1 :

$$A = \frac{\pi(\Phi_{eye\ tip}^2 - \Phi_{root}^2)}{4} = 0.003034m^2$$

$$C_{a1} = \frac{m'_a}{\rho_1 * A_1} = \frac{0.378}{1.222 * 0.003034} = 101.96 \frac{m}{s}$$

Como la velocidad de entrada es axial $C_1 = C_{a1}$ y C_1 y ρ_1 se desconocen se procederá a calcular por tanteo e inicia con el cálculo de la temperatura dinámica equivalente:

$$\frac{Ca^2}{2c_p} = \frac{101.96^2}{2010} = 5.1729K$$

$$T_1 = T_{01} + \frac{Ca^2}{2c_p} = 293.33 + 5.1729 = 298.5029K$$

En tanto la presión es:

$$P_1 = \frac{P_{01}}{\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{3.5}} = 109.4407Kpa$$

Y se obtiene la ρ_1 :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{109.44Kpa * 1000}{287 \frac{J}{kgK} * 298.5029K} = 1.2774 \text{ kg/m}^3$$

Ahora se calcula C_{a1} y se hace converger con C_1

$$C_1 = \frac{m}{\rho_1 * A_1} = \frac{0.378kg/s}{1.2774 \frac{kg}{m^3} * 0.003034m^2} = 97.5483m/s$$

Si consideramos un flujo axial de Ca1 a C1 hay que igualar estas velocidades y obtener el valor de las mismas por tanteo los resultados se muestran en la tabla 5.

c1	T1	P1	ρ1	Ca1
97.5483	298.064165	108.873116	1.27270864	90.8070635
90.8070635	297.432449	108.067646	1.26597593	91.2899936
91.2899936	297.4762	108.123294	1.26644153	91.2564311
91.2564311	297.473152	108.119416	1.26640909	91.2587688
91.2587688	297.473365	108.119686	1.26641135	91.258606
91.258606	297.47335	108.119667	1.26641119	91.2586174
91.2586174	297.473351	108.119669	1.2664112	91.2586166
91.2586166	297.473351	108.119668	1.2664112	91.2586166

Tabla 5 Tabla de iteraciones de C1 vs Ca1

Ya que se dio la convergencia entre C1 y Ca1 los valores que se obtuvieron son los seleccionados.

Los ángulos de paleta ahora se pueden calcular de la siguiente manera:

Velocidad periférica en el radio de la punta del ojo del impulsor:

$$C_{eye\ tip} = \pi * n * \Phi_{eye\ tip} = \frac{340.34m}{s}$$

$$C_{eye\ root} = \frac{99.48m}{s}$$

$$\alpha_{root} = \frac{\tan^{-1} 91.2586}{99,48} = 42,53 \text{grados}$$

$$\alpha_{tip} = \tan^{-1} \frac{91.2586}{340.34} = 15.01 \text{grados}$$

Para estimar la densidad en la punta del impulsor, la presión estática y la

temperatura se encuentran calculando la velocidad absoluta en este punto y utilizándola junto con la presión de estancamiento que se calcula a partir de la pérdida supuesta hasta este punto.

Si $\Psi = 1.04$ este factor de potencia está en el rango de 1.035 y 1.04 y tomando en cuenta el factor de deslizamiento. Mediante distintos análisis aproximados del flujo en el canal de un rodete se han obtenido formulas del factor de deslizamiento σ ; de las correspondientes a rodetes de alabes radiales, la que parece más de acuerdo con la experiencia es la siguiente, debida a Stanitz (H. Cohen, 1983).

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{n}$$

Donde n es el número de alabes por tanto:

$$\sigma = 1 - \frac{3.1416 * 0.63}{10} = 0.8020$$

$$C_{r2} = C_{a1} = 91.2586 \text{ m/s}$$

$$U = \pi * 0.088 \text{ mts} * 1666.67 \text{ rps} = 460.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\Psi * \sigma U^2}{c_p} = \frac{1.04 * 0.80 * 460.76^2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1005 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 175.75 \text{ K}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_i \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} = \left[1 + .90 \left(\frac{175.75}{293.33} \right) \right]^{3.5} = 4.43$$

Y la potencia requerida es $= m c_p (T_{03} - T_{01}) = .378 * 1005 * 175.75 = 66765.6675 \text{ W} = 66.765 \text{ KW}$

$$C_{w2} = \sigma U = 0.80 * 460.76 = 368.6 \text{ m/s}$$

$$\frac{C_a^2}{2c_p} = \frac{C_{r2}^2 + C_{w2}^2}{2c_p} = \frac{91.2586^2 + 368.6^2}{2010} = 71.74 \text{ K}$$

Suponiendo que la mitad de la pérdida total, es decir, 0-5 $(1 - \eta_c) = 0.2$, ocurre en el impulsor, la eficiencia efectiva de la compresión de P_{01} a P_{02} será 0.90 para que:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_i \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{1/(\gamma-1)} = \left[1 + .90 * \left(\frac{175.75}{293.33} \right) \right]^{3.5} = (1.5392)^{3.5}$$

$$T_{03} - T_{01} = 175.75K = T_{03} = 293.33 + 175.75 = 469.08K = T_{02}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{Ca^2}{2c_p} = 469.08 - 71.74 = 397.34K$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{3.5} = \left(\frac{397.34}{469.08} \right)^{3.5} = 0.8470^{3.5}$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right) * \left(\frac{P_2}{P_{02}} \right) \right]^{3.5} = [1.5392 * 0.8470]^{3.5} = 2.5306$$

$$P_2 = 2.5306 * 107.16 = 271.3Kpa = 2.713bar$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{2.713 * 100000}{287 * 397.34k} = 2.37kg/m^3$$

Esto comparado con los resultados de la tabla 6 de la simulación del compresor en solidworks se tiene.

Tabla 6 Resultados de la simulación del compresor sin difusor (este estudio).

Min/Max Table		
Name	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m^3]	0.82	1.71
Pressure [bar]	0.65	1.4
Temperature [K]	270.66	293.88
Temperature (Fluid) [K]	270.66	293.88
Velocity [m/s]	0	201.394

Velocity (X) [m/s]	-30.565	32.232
Velocity (Y) [m/s]	-16.713	200.764
Velocity (Z) [m/s]	-32.058	27.237
Mach Number []	0	0.61
Mach Number RRF []	0	0.61
Velocity RRF [m/s]	0	201.336
Velocity RRF (X) [m/s]	-28.684	30.528
Velocity RRF (Y) [m/s]	-16.713	200.764
Velocity RRF (Z) [m/s]	-30.185	25.352
Vorticity [1/s]	0.47	14470.16
Relative Pressure [bar]	-0.36	0.39
Shear Stress [bar]	0	9.78E-04
Bottleneck Number []	0	1
Heat Transfer Coefficient [W/m^2/K]	0	0

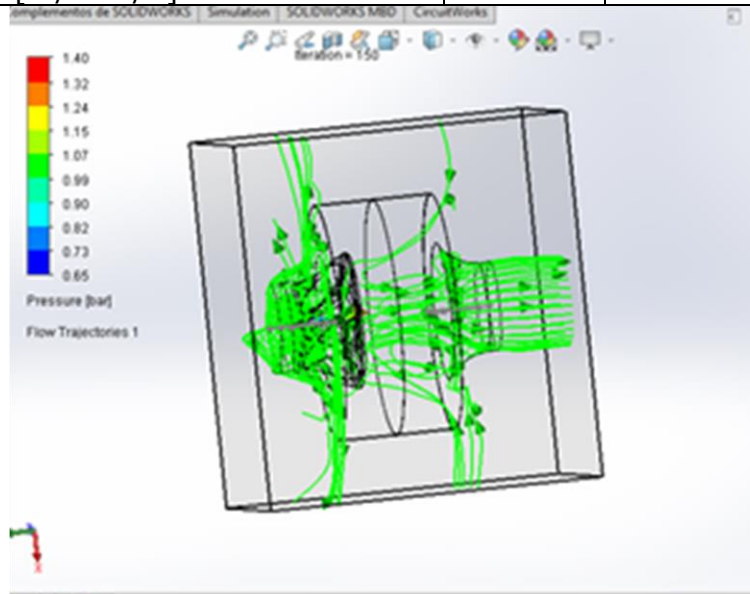


Figura 18 Simulación del compresor sin difusor (caso de estudio).

La simulación de la figura 18 da una presión de 1.4 bar a 100000 RPM. Para el compresor.

Sin difusor y considerando que el difusor aumenta la presión será factible esta simulación.

El área requerida de la sección transversal del flujo en la dirección radial en la punta del impulsor es:

$$A = \frac{m}{\rho_2 * C_{r2}} = \frac{0.378}{2.28 * 91.2586} = .0018\text{m}^2$$

De ahí la profundidad del canal del impulsor:

$$\text{depth} = \frac{0.0018}{\pi * 0.088} = 0.0065\text{m} = 6.5 \text{ mm}$$

Donde $\pi_c = \sqrt{\pi}$ es la relación de compresión solo para la etapa de compresión.

La figura 19 representa las características del compresor.

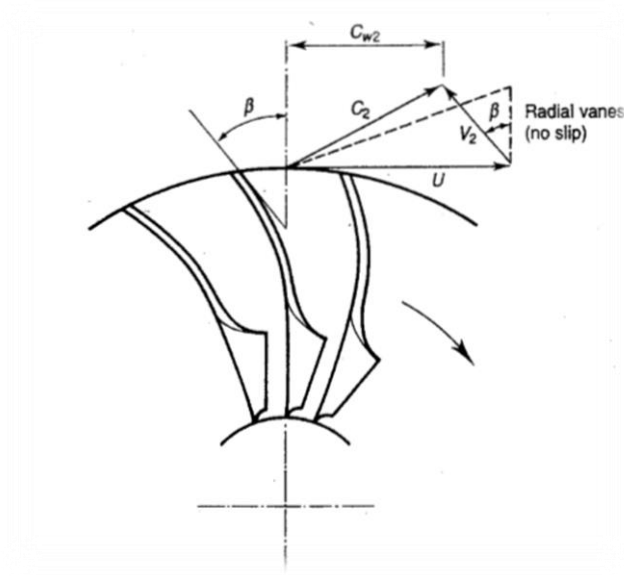


Figura 19 Características del Compresor (H. Cohen, 1983)

Se proponen diámetros del compresor de 89 mm y 65mm (d_2 y d_1) y ángulos de 15.01 y 42.53 grados para los alabes (β_1 y β_2).

Con esto se puede calcular el número de alabes del compresor según la figura 20.

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{89}{65} = 1.36$$

$$\frac{\beta_2 + \beta_1}{2} = 13.48$$

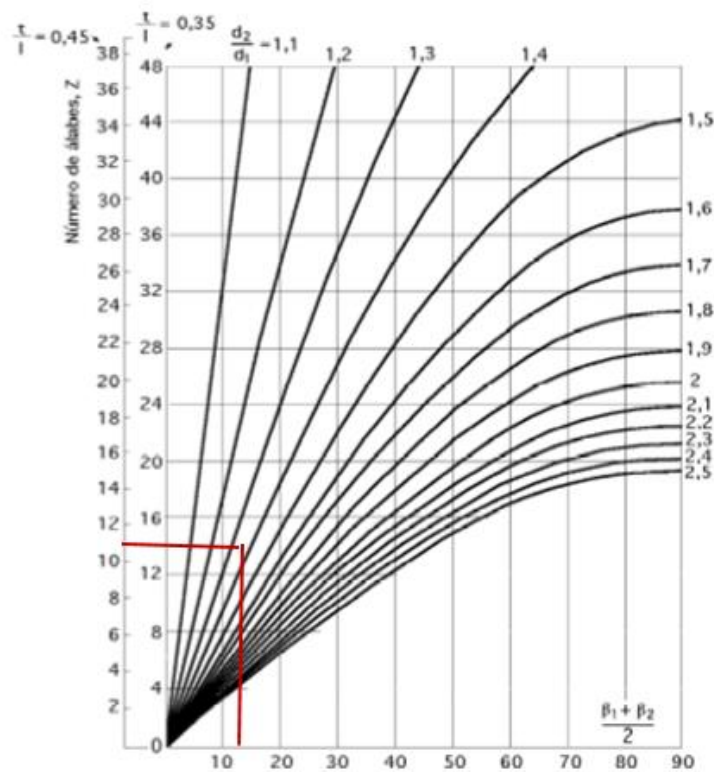


Figura 20 Numero óptimo de alabes (H. Cohen, 1983).

El numero óptimo de alabes será entre 10 y 11

Tabla 7 Características del compresor (caso de estudio)

Diámetro exterior	89mm
Diámetro interior	65mm

Angulo β_1	15.01 grados
Angulo β_2	42.53 grados
Numero de alabes	10 y 11
Profundidad del canal impulsor	6.5 mm
Material	Aluminio AISI 6061 es el optimo

La figura 21 muestra el modelado del compresor propuesto con sus características de la tabla 7.

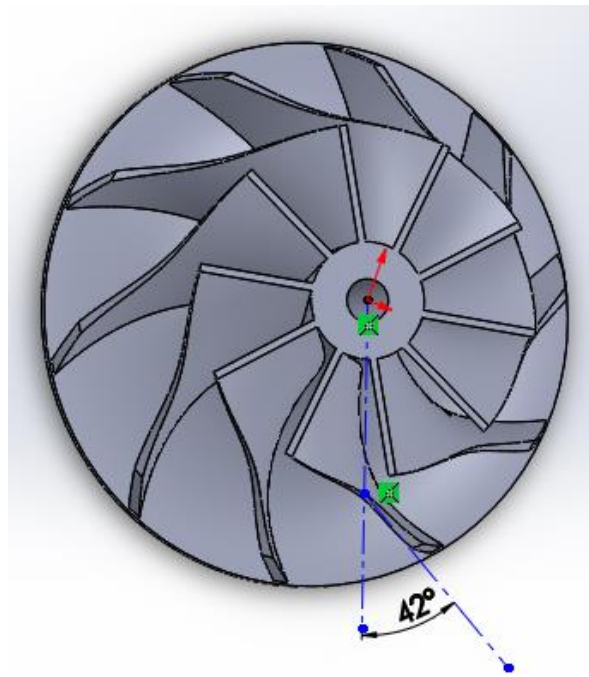


Figura 21 Rodete del compresor (diseño propio)

Simulando un esfuerzo de 6 bares en SOLIDWORKS no hay deformación, el material propuesto es aluminio. Figura 22.

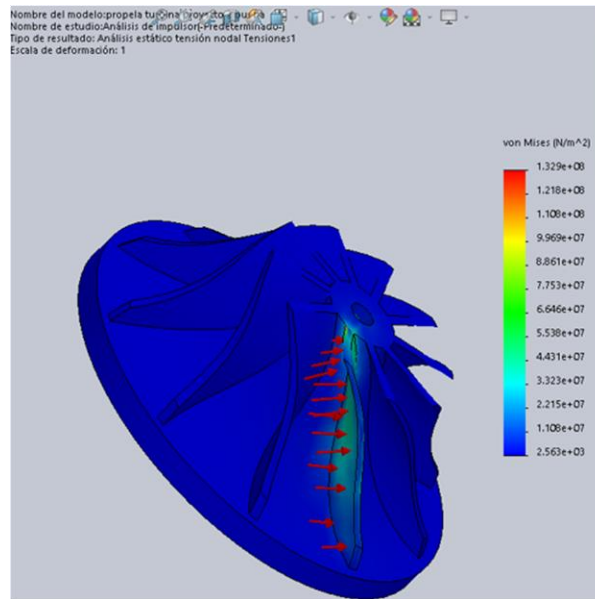


Figura 22 Simulación de esfuerzo del compresor propuesto (caso de estudio)

La figura 23 nos muestra el ensamble del compresor en SOLIDWORKS propuesto.

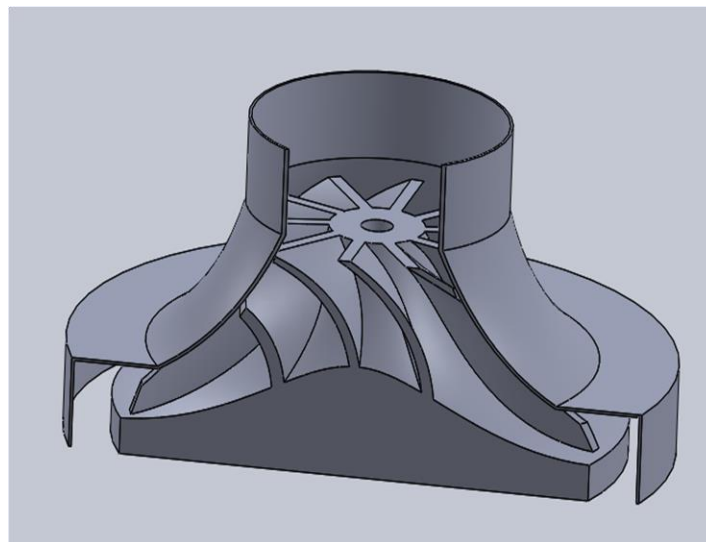


Figura 23 Arreglo del compresor (caso de estudio)

4.2. DIFUSOR

La entrada del estator es de si $\sigma = 0.80$ factor de deslizamiento

$$C_{r2} = C_{a1} = 91.2586166 \text{ m/s}$$

$$C_{w3} = C_{eyetip} * \sigma * \frac{r_{comp}}{r_{comp} + l_v} = \frac{340.34 \text{ m}}{s} * 0.80 * \frac{44}{44 + 2} = 260.4340 \text{ m/s}$$

$$C_3 = \sqrt{C_{a1}^2 + C_{w3}^2} = \sqrt{91.2586^2 + 260.4340^2} = 275.96 \text{ m/s}$$

Temperatura

$$T_e = \frac{C_3^2}{2c_p} = \frac{275.96^2}{2 * 1005} = 37.8875 \text{ K}$$

$$T_3 = T_{03} - T_e = 469.08 \text{ K} - 37.8875 = 431.19 \text{ K}$$

$$\frac{P_3}{P_{02}} = \left(\frac{T_3}{T_{03}}\right)^{3.5} = \left(\frac{431.19}{469.08 \text{ K}}\right)^{3.5} = (0.9192)^{3.5}$$

$$\frac{P_3}{P_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} * \frac{P_3}{P_{02}}\right)^{3.5} = (1.5392 * 0.9192)^{3.5} = 3.3690$$

$$P_3 = P_{01} * 3.3690 = 3.4667 \text{ bars}$$

Se obtiene la densidad

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} = \frac{3.4667 * 100000}{287 * 444.67} = 2.7164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calculando el área

$$A_3 = 2\pi * (r_{comp} + l_v) * \text{depth} = 2\pi * (44 + 2) * 6.5 \text{ mm} = 1878.67 \text{ mm}^2$$

Calculando la velocidad radial C_{r3}

$$C_{r3} = \frac{\dot{m}}{\rho_3 * A_3} = \frac{0.378 \text{ kg/s}}{2.7164 * 0.001878} = 74.11 \text{ m/s}$$

Como el flujo se considera axial hay que igualar la velocidad radial con la tangencial por medio de tanteo los resultados se muestran en la tabla 8

Iterando.

Cw3	C3	T3	P3	ρ3	CR3
260.43408	275.96022	431.19241	3.4681793	2.8025187	71.820376
71.820376	116.13052	462.37039	4.4281031	3.3369200	60.318482
60.318482	109.39127	463.12654	4.4535004	3.3505795	60.072579
60.072579	109.255878	463.14127	4.45399614	3.35084591	60.067804
60.067804	109.253252	463.141556	4.45400575	3.35085107	60.0677114

Tabla 8 Iteración Cw3 = Cr3

Iterando para cr3 da 60.0677 m/s

Para los cálculos a la salida del difusor se tiene que:

$$Cr_3 = Cr_4 = 60.0677 \text{ m/s}$$

$$Cw_4 = C_{eyetip} * \sigma * \frac{r_{comp}}{r_m} = \frac{340.34m}{s} * 0.80 * \frac{44}{48.5} = 247.009m/s$$

Velocidad C4

$$C_4 = \sqrt{C_{r4}^2 + Cw_4^2} = \sqrt{60.06770^2 + 247.009^2} = 254.208m/s$$

Y la temperatura equivalente es

$$T_{e4} = \frac{C_4^2}{2c_p} = \frac{254.208^2}{2 * 1005} = 32.15K$$

Y la temperatura a la salida si $T_{03} = T_{04}$

$$T_4 = T_{04} - T_{e4} = 469.08 - 32.15 = 436.92K$$

Y la relación de presión es

$$\frac{P_4}{P_{02}} = \left(\frac{T_4}{T_{04}}\right)^{3.5} = \left(\frac{436.92}{469.08}\right)^{3.5} = 0.9314^{3.5}$$

$$\frac{p_4}{p_{01}} = (0.9314 * 1.5392)^{3.5} = 3.5278$$

$$P_4 = P_{01} * 3.5278 = 1.0294bar * 3.5278 = 3.63 bar$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{RT_4} = \frac{3.63 * 100000}{287 * 436.92} = 2.8948 \frac{kg}{m^3}$$

Calculando el área

$$A_4 = 2\pi * (rm) * depth = 2\pi * (46) * 6.5 = 1878.6724 mm^2$$

Y la velocidad C_{r4}

$$C_{r4} = \frac{\dot{m}}{\rho_4 * A_4} = \frac{0.378}{2.8948 * 0.0018786724} = 69.51m/s$$

La dirección de flujo será

$$\alpha_{difusor} = \tan^{-1} \frac{C_{r4}}{C_{w4}} = \tan^{-1} \frac{69.51}{247.009} = 15.71 \text{ grados}$$

Y el área que atraviesa el flujo es

$$A_{flujo} = A_4 * \sin \alpha_{difusor} = 1878.6724 * \sin 15.71 = 508.91 mm^2$$

Y el ancho del canal es

$$w_{\text{difusor}} = \frac{A_{\text{flujo}}}{\text{num de sec} * \text{depth}} = \frac{508.91}{8 * 6.5} = 9.78\text{mm}$$

En la tabla 9 se muestran los resultados de las características del difusor que se obtuvieron con el cálculo esto para el diseño que se muestra en la figura 24.

Tabla 9 Características del difusor (caso de estudio).

Dirección de flujo	15.71 grados
Área de flujo	508.91 mm ²
Ancho del canal	9.78 mm
Material	Aluminio AISI 6061

En la figura 24 se muestra el modelado del difusor propuesto con sus características en SOLIDWORKS.

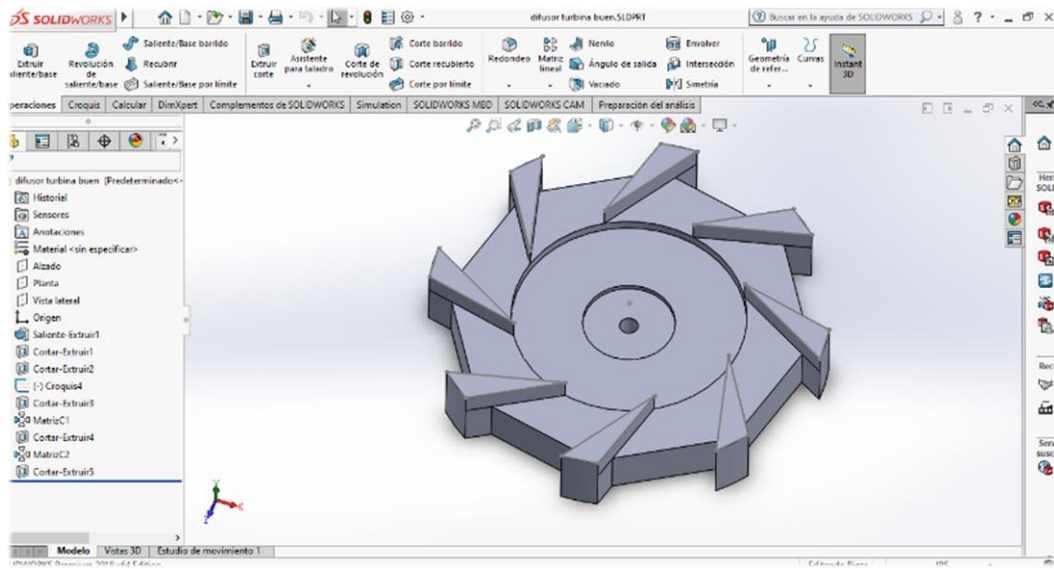


Figura 24 Diseño del difusor (caso de estudio).

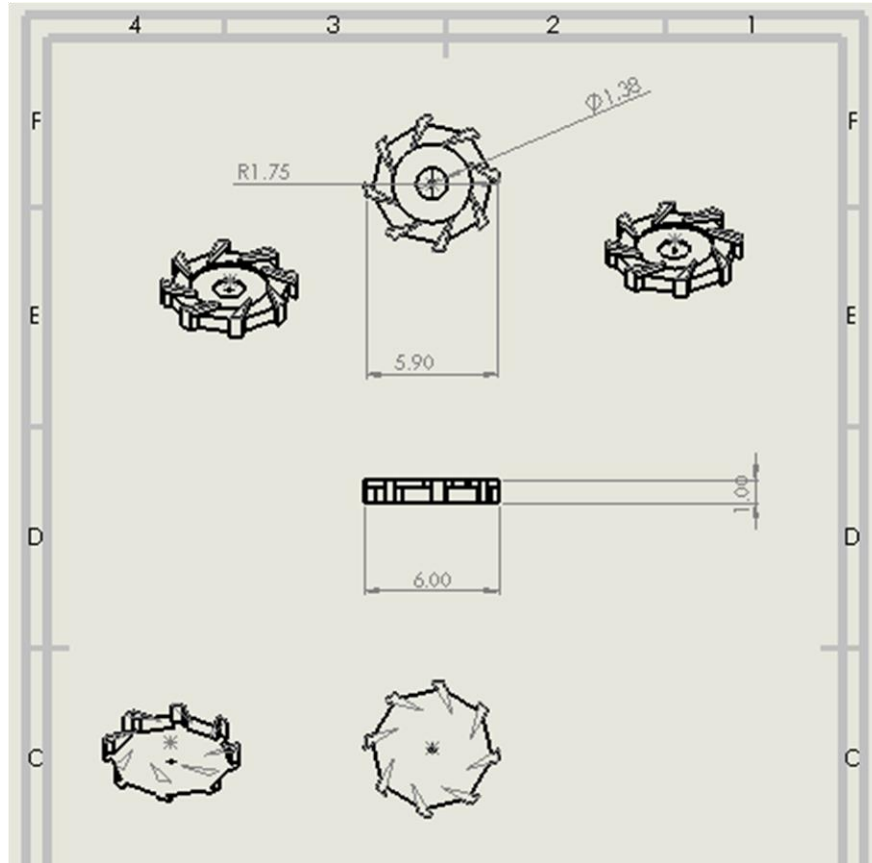


Figura 25 Plano del difusor propio

En la figura 25 se puede apreciar el plano del difusor con sus características modelado en SOLIDWORKS.

En la figura 26 podemos apreciar la simulación del mecanizado del difusor utilizando SOLIDWORKS CAM

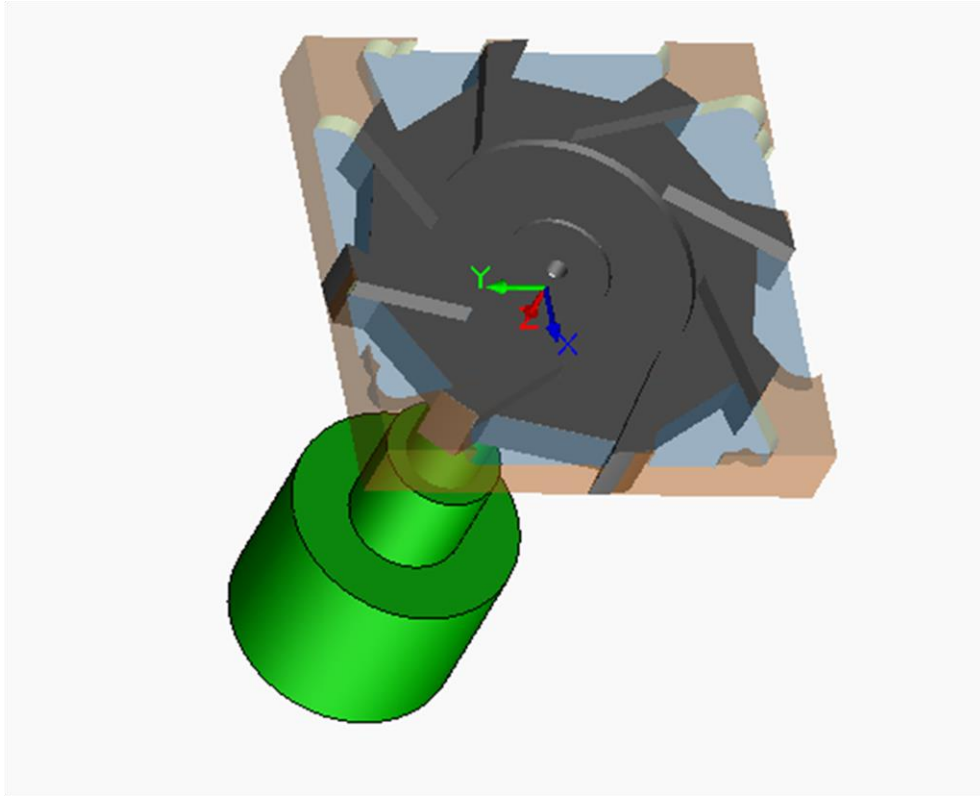


Figura 26 Simulación de maquinado del difusor en SOLIDWORKS (caso de estudio)

A continuación el programa que arrojo el paquete de SOLIDWORKS CAM se omite parte de el por la extensión del mismo.

O0001

N1 G20

N2 (1/2 EM CRB 2FL 1 LOC)

N3 G91 G28 X0 Y0 Z0

N4 T03 M06

N5 S6195 M03

N6 (Desbaste1)

N7 G90 G54 G00 X-3.0468 Y.7956

N8 G43 Z1.1 H03 M08

N9 G01 Z.75 F6.8151

N10 G17 X-2.9821 Y.7565 F27.2606

N11 G02 X-2.9797 Y.7551 I-.3392 J-.563

N12 G01 X-2.5129 Y.4713

N13 X-2.9505 Y1.1991

N14 Z.685 F6.8151

N15 X-2.5129 Y.4713 F27.2606

N16 X-2.9797 Y.7551

N17 G03 X-2.9821 Y.7565 I-.3415 J-.5616

N18 G01 X-3.0468 Y.7956

N19 G00 Z1.1

N20 X-3.127 Y.612

N21 G01 Z.75 F6.8151

N22 X-3.0846 Y.5864 F27.2606

N23 G02 X-3.0829 Y.5854 I-.2367 J-.3929

N24 G01 X-1.9272 Y-.1173

N25 X-2.8424 Y1.4049

N26 X-2.8983 Y1.4182

N27 Z.685 F6.8151

N28 X-2.8424 Y1.4049 F27.2606

N29 X-1.9272 Y-.1173

N30 X-3.0829 Y.5854

N31 G03 X-3.0846 Y.5864 I-.2383 J-.3919

N32 G01 X-3.127 Y.612

N33 G00 Z1.1

N34 X-3.3527 Y.516

N35 G01 Z.75 F6.8151

N36 X-3.1871 Y.4162 F27.2606

N37 G02 X-3.1861 Y.4157 I-.1342 J-.2227

N38 G01 X-1.4206 Y-.6579

N39 G02 X-1.3059 Y-.5027 I.2515 J-.0659

N40 G01 X-1.1332 Y-.3958

N41 X-1.335 Y-.4197

N42 G02 X-1.5883 Y-.2954 I-.0305 J.2582

N43 G01 X-2.7152 Y1.5787
N44 X-2.8521 Y1.6114
N45 Z.685 F6.8151
N46 X-2.7152 Y1.5787 F27.2606
N47 X-1.5883 Y-.2954
N48 G03 X-1.335 Y-.4197 I.2228 J.134
N49 G01 X-1.1332 Y-.3958
N50 X-1.3059 Y-.5027
N51 G03 X-1.4206 Y-.6579 I.1369 J-.2211
N52 G01 X-3.1861 Y.4157
N53 G03 X-3.1871 Y.4162 I-.1351 J-.2222
N54 G01 X-3.3527 Y.516
N55 Z.75 F6.8151
N56 X-3.1871 Y.4162 F27.2606
N57 G02 X-3.1861 Y.4157 I-.1342 J-.2227
N58 G01 X-1.4206 Y-.6579
N59 G02 X-1.3059 Y-.5027 I.2515 J-.0659
N60 G01 X-1.1332 Y-.3958
N61 X-1.335 Y-.4197
N62 G02 X-1.5883 Y-.2954 I-.0305 J.2582
N63 G01 X-2.7152 Y1.5787
N64 X-2.8521 Y1.6114
N65 Z.685 F6.8151

N66 X-2.7152 Y1.5787 F27.2606

N67 X-1.5883 Y-.2954

N68 G03 X-1.335 Y-.4197 I.2228 J.134

N69 G01 X-1.1332 Y-.3958

N70 X-1.3059 Y-.5027

N71 G03 X-1.4206 Y-.6579 I.1369 J-.2211

N72 G01 X-3.1861 Y.4157

N73 G03 X-3.1871 Y.4162 I-.1351 J-.2222

N74 G01 X-3.3527 Y.516

N75 G00 Z1.1

N76 Z2. M09

N77 G91 G28 Z0

N78 (1/4 EM CRB 2FL 3/4 LOC)

N79 T01 M06

N80 S12000 M03

N81 (Desbaste2)

N82 G90 G54 G00 X-1.6083 Y-.6899

N83 G43 Z1.1 H01 M08

N84 G01 Z.875 F16.2

N85 G02 X-1.6124 Y-.6875 I.066 J.1178 F64.8

N86 G01 X-1.6082 Y-.6901

N87 X-1.6083 Y-.6899

N88 G00 Z1.1

N89 Z.975

N90 G01 Z.78 F16.2

N91 G02 X-1.6124 Y-.6875 I.066 J.1178 F64.8

N92 G01 X-1.6082 Y-.6901

N93 X-1.6083 Y-.6899

N94 G00 Z1.1

N95 Z.88

N96 G01 Z.685 F16.2

N97 G02 X-1.6124 Y-.6875 I.066 J.1178 F64.8

N98 G01 X-1.6082 Y-.6901

N99 X-1.6083 Y-.6899

N100 G00 Z1.1

N101 Z2.

En la figura 27 se presenta el maquinado CNC del difusor ya con el material Aluminio 6061 de buena resistencia. El aluminio utilizado en turbinas es el 7071 pero para prácticas de aeromodelismo funciona cualquier tipo con buena resistencia.



Figura 27 Difusor maquinado (caso de estudio)

En la figura 28 se aprecia el ensamble de la propela del compresor que se rescató de un compresor de motor de combustión interna dada su complejidad en el mecanizado y el difusor ya mecanizado.

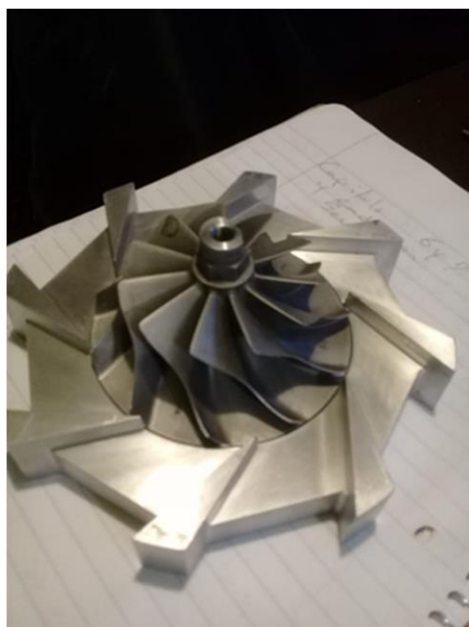


Figura 28 Impulsor con el difusor (caso de estudio).

4.3 CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La temperatura de entrada a la cámara de combustión depende de la relación de presiones en el motor, tipo de carga y motor y si se trata de una turbina regenerativa especialmente con bajas relaciones de presiones. Las nuevas turbinas industriales tienen relaciones de presiones entre 17:1 y 35:1, lo cual significa que las temperaturas de entrada en el quemador están en un rango de 454 C a 649 C. (GARCIA, TURBINAS Y COMPRESORES DE GAS, ENERO 2017)

Los parámetros de temperatura de las micro turbinas oscilan entre los 720 °C y los 470 °C y la media que se obtuvo fue de 618 °C = 891.15 K.

El aire se compone de 77 en peso de nitrógeno y 23 partes de oxígeno, contiene, además otras partes de otros gases inertes que se pueden considerar como nitrógeno. La proporción en volumen es: 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno y otros gases. (GIACOSA, MOTORES ENDOTERMICOS, 1989).

La tabla 10 muestra las dimensiones en la cámara de combustión.

ALTURA	109 mm
DIAMETRO EXT	129 mm
DIAMETRO INT	54 mm
MATERIAL	ACERO INOXIDABLE AISI 304

Tabla 10 Dimensiones de la cámara de combustión (caso de estudio)

La presión en la cámara de combustión con pérdidas es:

$$P_5 = P_4 - \text{pérdidas} = 3.63 - 0.08 = 3.55 \text{ bars}$$

La relación de compresión desde la entrada de la maquina hasta la cámara es:

$$r_{cc} = \frac{P_5}{P_a} = \frac{3.55}{1.01325} = 3.5035$$

La entalpia requerida en la cámara de combustión

$$\begin{aligned} h_{rcc} &= T_5 c_{pgas} (1 - r_{cc}^{-0.245}) = 891.15 * 1148 (1 - 3.5035^{-0.245}) = 270,594.1329 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ &= 270.5941329 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Y la velocidad de entrada de los gases a la turbina con una eficiencia del 95% nos da

$$c_5 = 0.95 * \sqrt{2 * h_{rcc}} = 0.95 \sqrt{2 * 270,594.1329} = 698.8722 \text{ m/s}$$

Si la velocidad de los gases tiene que ser la del sonido si $\gamma = 1.33$, $R = 8.31 \text{ J/K mol}$ = 0.029

$$M = \frac{c_5}{c_{st5}} = 1$$

$$C_5 = C_{st5} = \sqrt{\frac{\gamma RT_5}{M}} = \sqrt{\frac{1.4 * 8.31 * 891.15}{0.029}} = 597.9170 \text{ m/s}$$

Y la potencia calorífica es

$$h_{rcc} = \frac{\left(\frac{C_5}{0.95}\right)^2}{2} = \frac{\left(\frac{597.9170}{0.95}\right)^2}{2} 198,063.5992 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 198.0635992 \frac{\text{kJ}}{\text{g}}$$

$$Q_{cc} = m * c_{p_g} * \Delta T_{5-4} = 0.378 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.148 * (891.15 - 433.54) = 198.5771 \text{ watts}$$

Si el Poder Calorífico Inferior (PCI) del butano es 45.7 kJ/g. y la densidad es 0.54 kg/l.

El gasto de combustible será:

$$\dot{m}_f = \frac{Q_{cc}}{\text{PCI} * n_{cc}} = \frac{198.5771}{45.7 * 0.8} = 5.4315 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 0.6035 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

En la figura 29 se tiene el modelado de la cámara de combustión con material inoxidable 304 en SOLIDWORKS

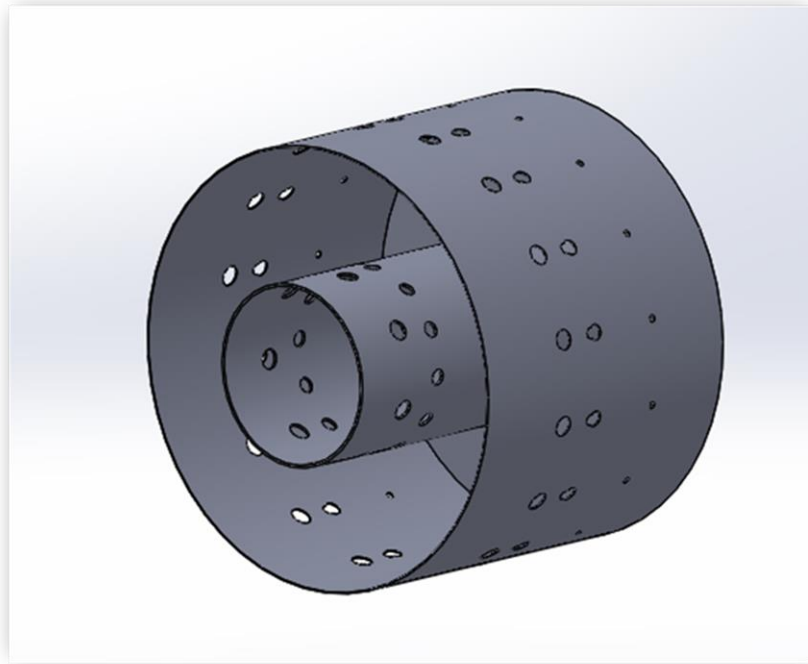


Figura 29 diseño en solidworks de la cámara de combustión (diseño propio)

En la Figura 30 se realizó la simulación de la cámara de combustión a una temperatura de 1200°C en SOLIDWORKS, donde se puede apreciar que los máximos puntos de concentración de temperatura son en las orillas internas de la

cámara de combustión. Por lo tanto se necesitaría inyectar más aire de enfriamiento en esa parte de la cámara de combustión.

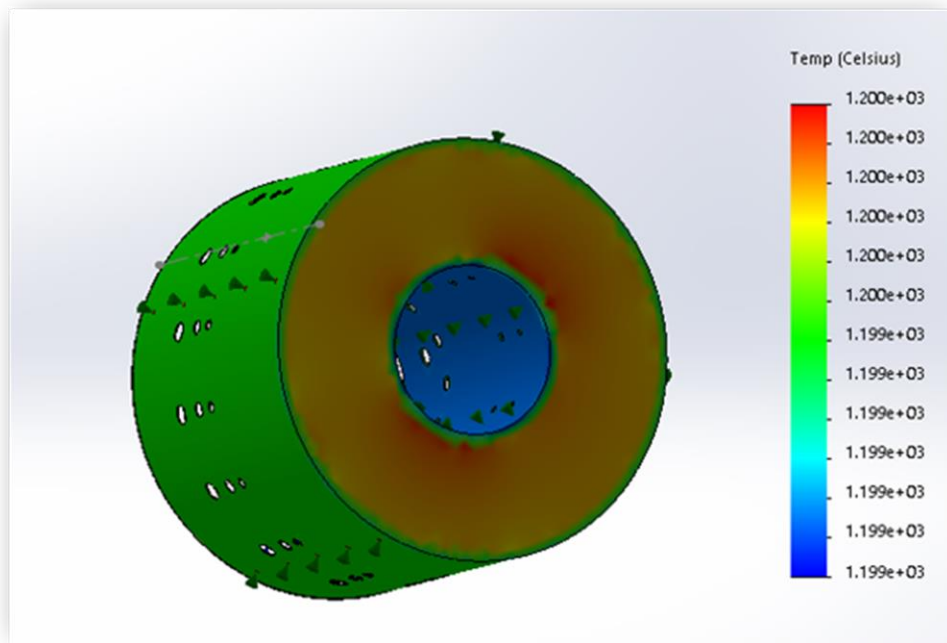


Figura 30 Simulación térmica de la cámara de combustión 1200 °C (diseño propio).

4.3.1. LA CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

En la Figura 31 se presenta el arreglo de los agujeros de la cámara de combustión, según el área de flujo de la misma.

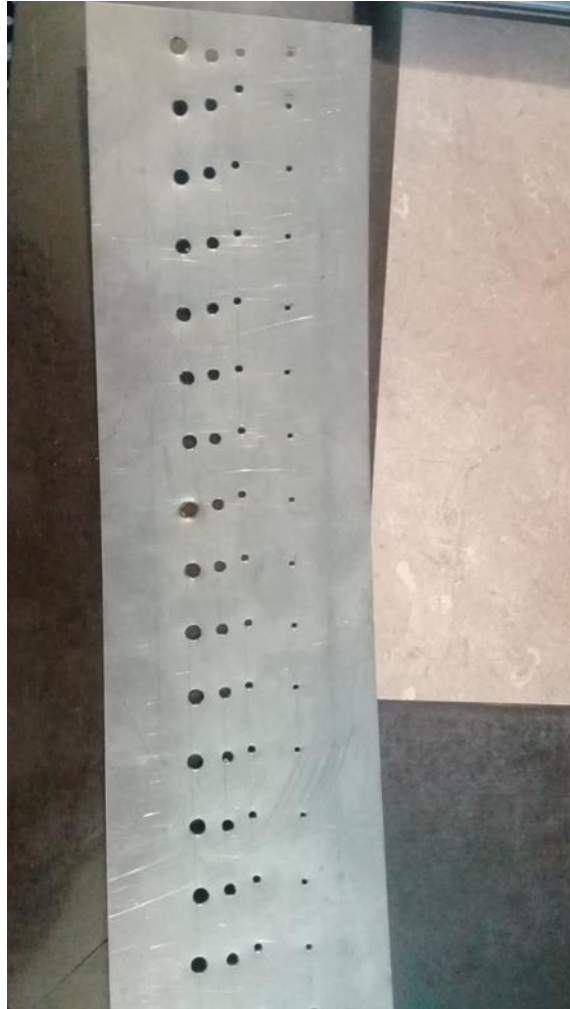


Figura 31 Barrenado de los agujeros de admisión de aire de la cámara de combustión (caso de estudio).

En la figura 32 se aprecia que se rolaron las piezas de la cámara de combustión con las dimensiones sugeridas.



Figura 32 Rolado de la cámara de combustión (caso de estudio).

En la Figura 33 se observa que una vez rolado, se armó la cámara de combustión y se mandó a soldar con soldadura tic para no dañar el material.

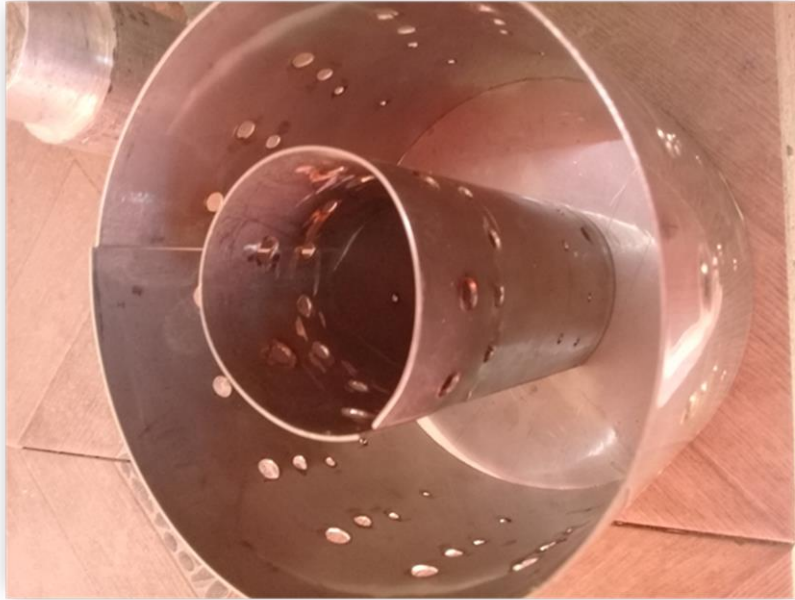


Figura 33 Armado y soldado de la cámara de combustión (caso de estudio).

La figura 34 nos muestra el modelado de las lumbreras en SOLIDWORKS con las dimensiones requeridas para su armado.

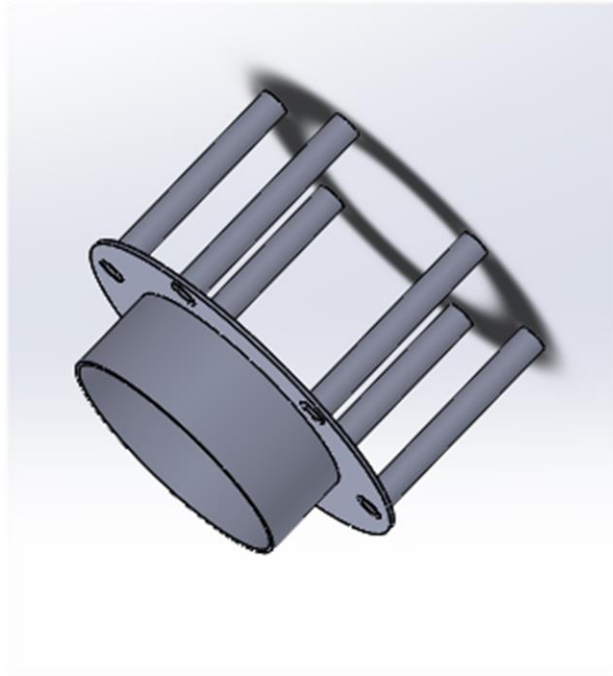


Figura 34 Lumbrreras de la camara de combustion (caso de estudio).

Se maquinaron, armaron y soldaron las lumbrreras en la cámara de combustión.

En la Figura 35 se observa el armado de las lumbrreras de acero inoxidable AISI 304, se utilizó tubería de alta presión de acero inoxidable y cobre para la distribución del combustible.



Figura 35 Maquinado, armado y soldado de las lunbreras de la cámara de combustión (caso de estudio).

4.4 TURBINA

La caída de entalpia en el rotor y el difusor es idéntica por lo tanto:

$$\Delta h_{rotor} = \Delta h_{ngv} = \frac{h_{rcc}}{2} = \frac{270.5941 \frac{kJ}{kg}}{2} = 135.2970 \frac{kJ}{kg}$$

$$c_6 = 0.95 \sqrt{2 * \Delta h_{ngv}} = 0.95 \sqrt{2 * 135297} = 494.1771 \frac{m}{s}$$

4.4.1 NGV

Se obtiene el rango de presión del difusor NGV:

$$r_{ngv} = \frac{P_6}{P_5} = \sqrt{r_{cc}} = \sqrt{3.4095} = 1.8464$$

Y la presión después del difusor es:

$$P_6 = \frac{P_5}{r_{ngv}} = \frac{3.55}{1.8464} = 1.9226 \text{ Bar}$$

Si la caída de entalpia es:

$$\Delta h_{ngv} = 135.2970 = \frac{C_{p(gas)} * \Delta T_{5-6}}{\eta_t} \text{ kJ/kgK}$$

$$\Delta T_{5-6} = \frac{\eta_t * \Delta h_{ngv}}{C_{p(gas)}} = \frac{0.95 * 135.2970}{1.148} = 111.96K$$

$$T_6 = T_5 - \Delta T_{5-6} = 891.15 - 111.96 = 779.1881K$$

Y la densidad ρ_6 es:

$$\rho_6 = \frac{P_6}{RT_6} = \frac{1.9226 * 100000}{287 * 779.1881} = 0.8597 \frac{kg}{m^3}$$

Primero se calcula el área ideal que necesita el flujo para circular a través del difusor: si $\tau = 0.96$

$$A_{ngv} = \frac{\dot{m}}{C_6 * \rho_6} = \frac{0.378}{494.1771 * 0.8597} = 0.00088m^2$$

$$d_{ignv} = \sqrt{d_{egnv}^2 - \frac{4A_{ngv}}{\pi * \tau * \sin \alpha_{ngv}}}$$

En la turbina de un solo escalonamiento $c1$ será axial es decir el ángulo $\alpha_1 = 0$ y $c1 = ca1$.

En la práctica de aeronáutica seguida en la actualidad, los valores óptimos de ψ oscilan entre 3 y 5 mientras que desde 0.8 a 1 para $\emptyset$. Es deseable que el Angulo de turbulencia sea bajo $\alpha < 20$ grados.

Y el diámetro interno del NGV es:

$$d_{ignv} = \sqrt{0.088^2 - \frac{4 * 0.00088}{3.1416 * 0.96 * \text{sen}15}} = 0.05641 = 56.41mm$$

$$bh_{ngv} = \frac{d_{engv} - d_{ingv}}{2}$$

$$bh_{ngv} = \frac{0.088 - 0.05641}{2} = 0.01579 = 15.79mm$$

Y el diámetro medio del difusor es:

$$d_{m(ngv)} = \frac{0.088 + 0.05641}{2} = 0.0722 = 72.2mm$$

En la tabla 11 se presentan las características obtenidas del modelo caso de estudio.

Tabla 11 Características del NGV (caso de estudio)

Diametro interior del NGV	56.41mm
Diametro medio del NGV	72.2mm
Altura del alabe	15.79mmm
Material	Acero inoxidable AISI 304

En la figura 36 y 37 se presenta el ensamble con el NGV propuesto y el maquinado construido en acero inoxidable AISI 304.

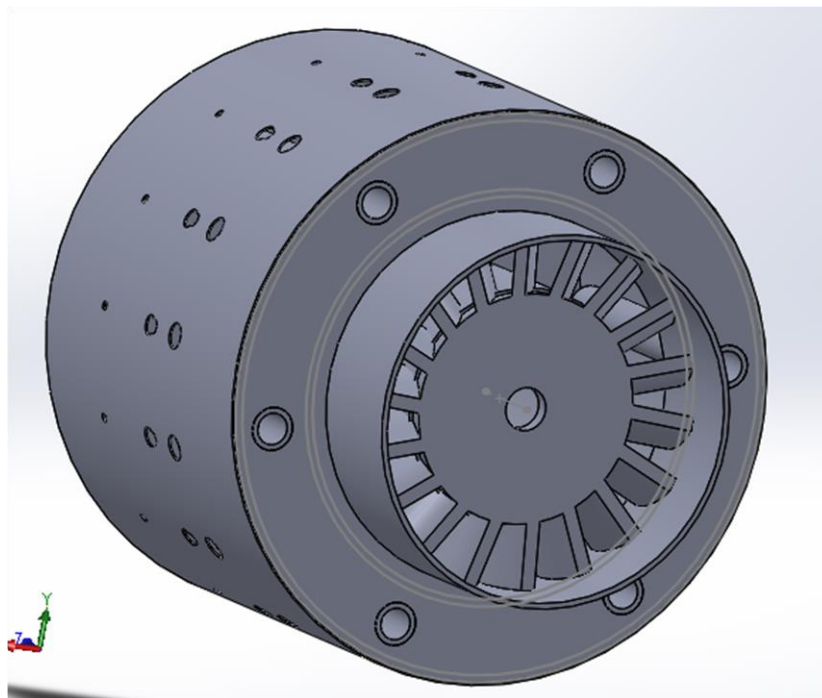


Figura 36 Difusor de la turbina (diseño propio).



Figura 37 Ensamble del difusor de la turbina en la cámara de combustión (caso de estudio).

4.4.2 TURBINA

La eficiencia en la turbina será de 0.75 y la presión de la salida será la atmosférica.

Se procede a calcular la caída de la temperatura de la turbina:

$$\Delta T = \frac{\eta_t * \Delta h_{rotor}}{C_{p(g)}} = \frac{0.75 * 135.2970}{1.148} = 88.39 \text{ K}$$

$$T_7 = T_6 - \Delta T = 779.1881 - 88.39 = 690.7972 \text{ K}$$

Y la densidad será:

$$\rho_7 = \frac{P_7}{RT_7} = \frac{1.01325 \text{ bar} * 100000}{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} * 690.7972 \text{ K}} = 0.5110 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Se obtiene el área del rotor: si $C_6 = W_7$

$$A_{rotor} = \frac{\dot{m}}{W_7 * \rho_7} = \frac{0.378}{494.1771 * 0.5110} = .001496 \text{ m}^2$$

Y el diámetro del rotor es:

$$d_{i(rotor)} = \sqrt{d_{erotor}^2 - \frac{4A_{rot}}{\pi * \tau * \text{sen}\alpha_{rot}}} = \sqrt{0.088^2 - \frac{4 * .001496}{\pi * .96 * \text{sen } 30}} = 0.06144$$

$$= 61.44 \text{ mm}$$

Altura de los alabes:

$$ha_{turb} = \frac{d_{eturb} - d_{iturb}}{2} = \frac{0.088 - 0.06144}{2} = 0.01327 = 13.27 \text{ mm}$$

Y el diámetro medio de la turbina es;

$$d_{mturb} = \frac{d_{eturb} + d_{iturb}}{2} = \frac{0.088 + 0.06144}{2} = 0.07472 = 74.72 \text{ mm}$$

Se calcula el área de la turbina.

$$A_{turb} = \frac{\pi * (d_{eturb}^2 - d_{iturb}^2) * \tau * \text{sen}\alpha_{turb}}{4}$$

$$A_{turb} = \frac{\pi * (0.088_{eturb}^2 - 0.06144_{iturb}^2) * 0.96 * \text{sen}\alpha_{30}}{4} = .001496 \text{ m}^2 = 14.96 \text{ cm}^2$$

Por tanto la velocidad del gas será:

$$W_7 = \frac{\dot{m}}{A_{turb} * \rho_7} = \frac{0.378 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 10000}{14.96 \text{ cm}^2 * 0.5110 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 494.4731 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y la velocidad tangencial media da:

$$U_{m7} = \text{RPM} * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_{mturb}}{2} = 100000 * \frac{2\pi}{60} * \frac{0.07472}{2} = 391.034 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad absoluta sobre el eje axial.

$$C_{a7} = W_7 * \text{sen}30 = 494.4731 * 0.5 = 247.23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$C_7 = \sqrt{C_{a7}^2 + (W_7 * \cos \alpha_{turb} - U_{m7})^2}$$

$$= \frac{\sqrt{(247.23)^2 + (494.4731 * 0.8660 - 391.034)^2}}{s} = 247.3051 \text{ m/s}$$

La entalpia h_8 es:

$$h_8 = h_{rcc} - c_{pg} * (T_5 - T_7) = 270.5941 - (1.148(891.15 - 690.7972)) = 40.589 \frac{kJ}{kg}$$

Y la velocidad de la tobera:

$$C_8 = \eta_{tobera} * \sqrt{2 * h_8} = 0.95 \sqrt{2 * 40.589} = 270.67 \frac{m}{s}$$

Y el empuje de la turbina es:

$$T_{empuje} = C_8 * m = 270.67 * 0.378 = 102.3138 N$$

El empuje generado con nuestro programa de Excel es 102.34 N a 100000 RPM

En la tabla 12 presentamos los resultados obtenidos de las características de la turbina del modelo de estudio.

Tabla 12 Características de la Turbina (caso de estudio).

Diámetro interior	61.44 mm
Diámetro medio	74.72 mm
Altura del alabe	13.27 mm
Material	Acero inoxidable AISI 304

En la figura 38 y 39 se muestran el modelado y simulación del estudio térmico en SOLIDWORKS del rodete de la turbina a una temperatura de 1200 °C.

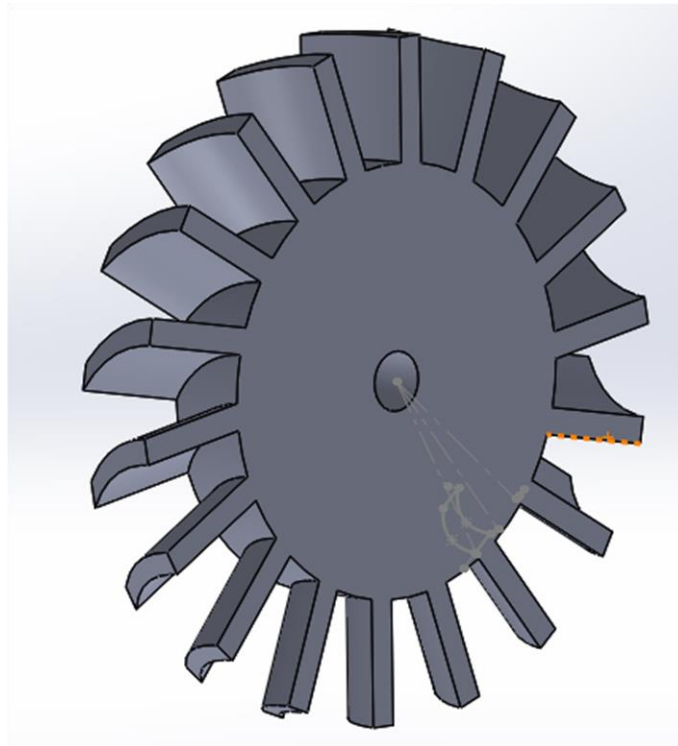


Figura 38 Rodete de la turbina (caso de estudio).

Estudio térmico.

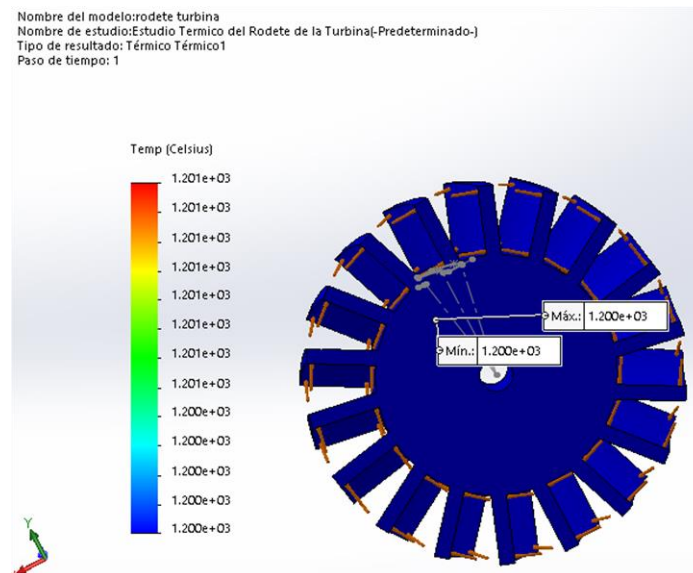


Figura 39 Estudio térmico del rodete de la turbina (caso de estudio).

El estudio térmico indica una excelente resistencia al calor del acero inoxidable.

La figura 40 muestra el modelado en SOLIDWORKS del cono de la turbina propuesto.

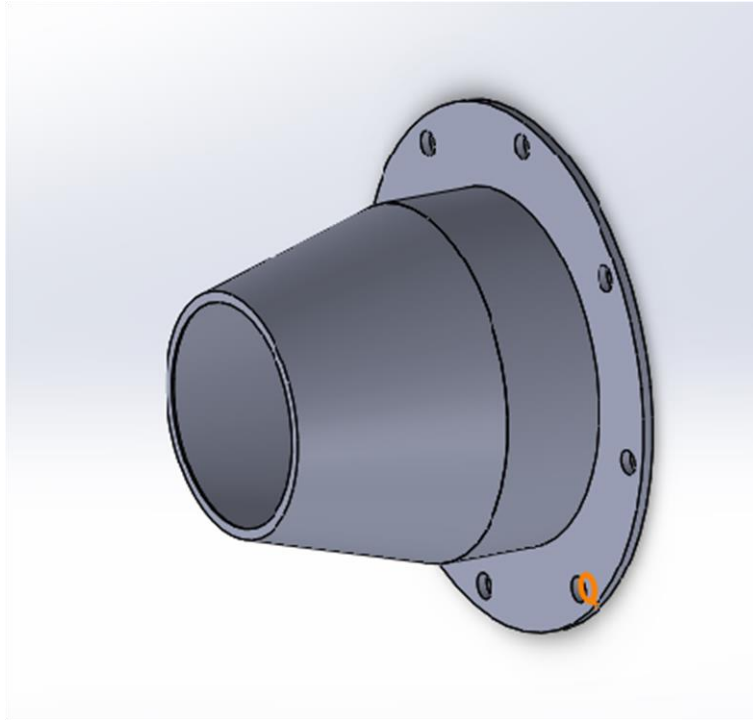
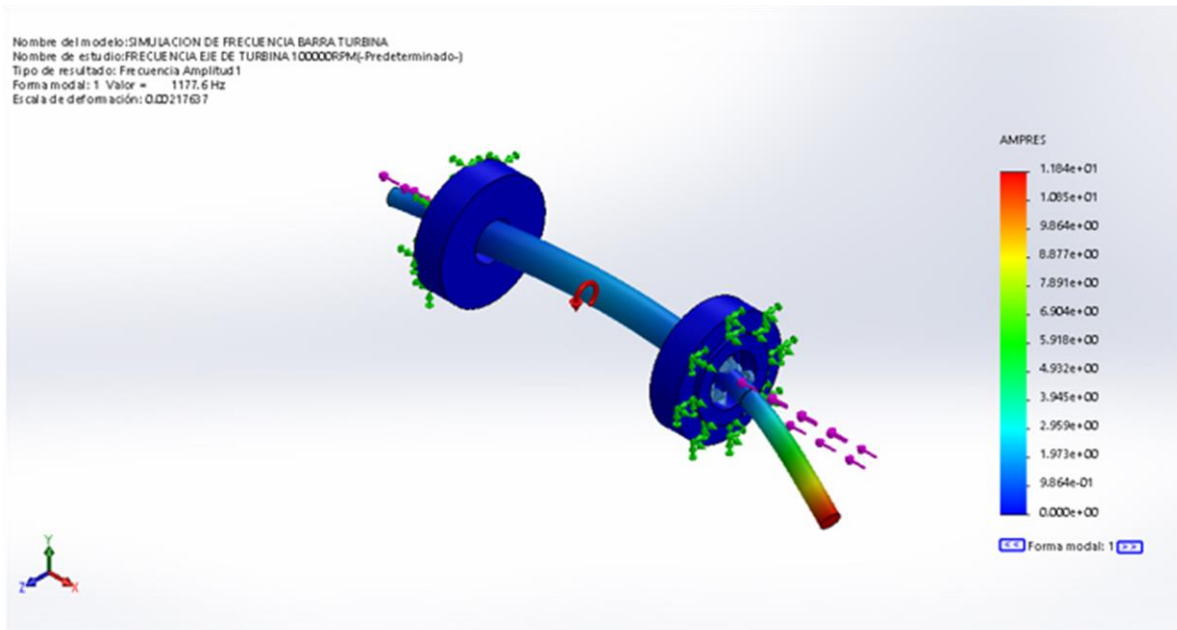


Figura 40 Cono de la turbina (caso de estudio).

4.5 EJE

Si se tienen los valores del empuje de la turbina, se realiza el análisis de la barra de la turbina iniciando con la frecuencia de la misma.

En la figura 41 se realizó el análisis de frecuencia del la barra en SOLIDWORKS SIMULATION.



SIMULACION DE FRECUENCIA BARRA TURBINA-FRECUENCIA EJE DE TURBINA 100000RPM-Amplitud-Amplitud1

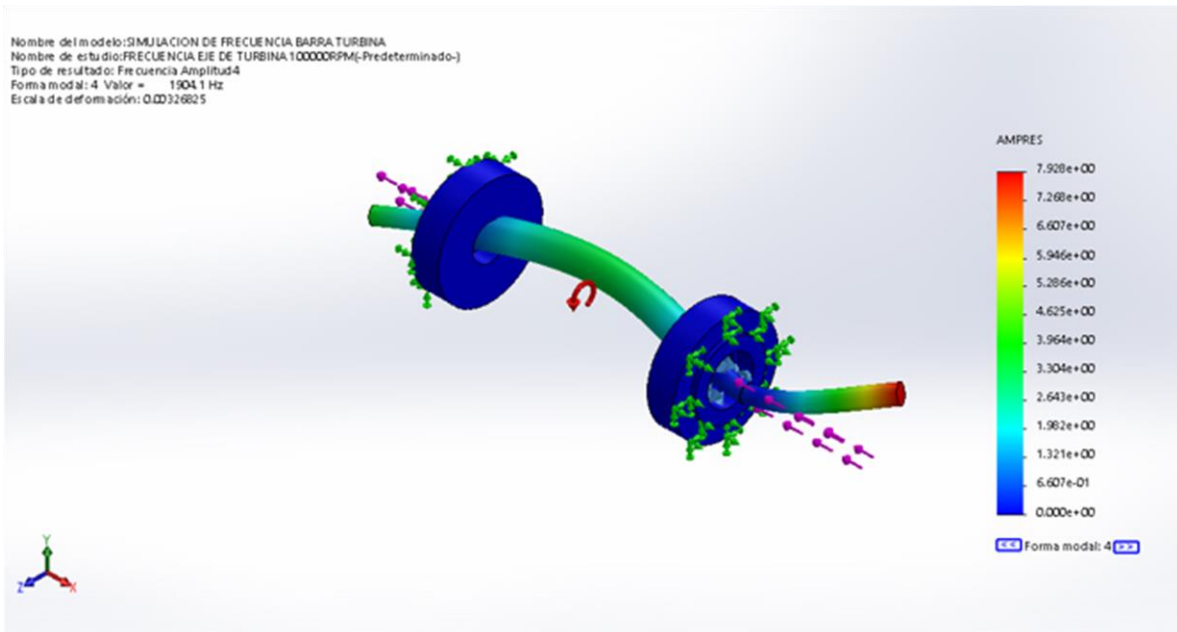
Figura 41Análisis de frecuencia del eje de la turbina (caso de estudio).

Los resultados de este estudio de frecuencia se muestran en la tabla 13

Tabla 13 Resultados del estudio de Frecuencia (caso de estudio).

Nombre de estudio: FRECUENCIA EJE DE TURBINA 100,000 RPM			
Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	7399.2	1177.6	0.00084917
2	7401.9	1178	0.00084886
3	10051	1599.6	0.00062515
4	11964	1904.1	0.00052519
5	11966	1904.5	0.00052508

En la figura 41 y tabla 13 se observa que la velocidad crítica del eje se encuentra a una frecuencia de 1177.6 Hertz esto es 70,657 RPM con esto se detecta que, a esta frecuencia inicia la generación de pequeños problemas por lo cual, el eje cumple con las especificaciones requeridas. En la figura 42 se observa el comportamiento de la barra en el estudio.



SIMULACION DE FRECUENCIA BARRA TURBINA-FRECUENCIA EJE DE TURBINA 100000RPM-Amplitud-Amplitud4

Figura 42 Comportamiento de la barra en el estudio de frecuencia (caso de estudio).

Las figuras 43 y 44 muestran el modelado y planos de la barra de nuestro caso de estudio.

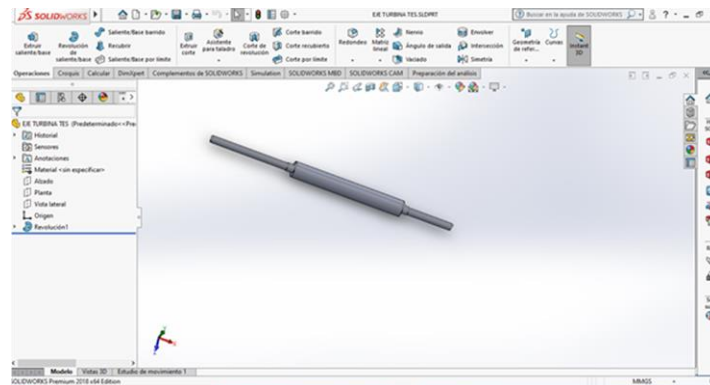


Figura 43 Eje de la turbina (caso de estudio).

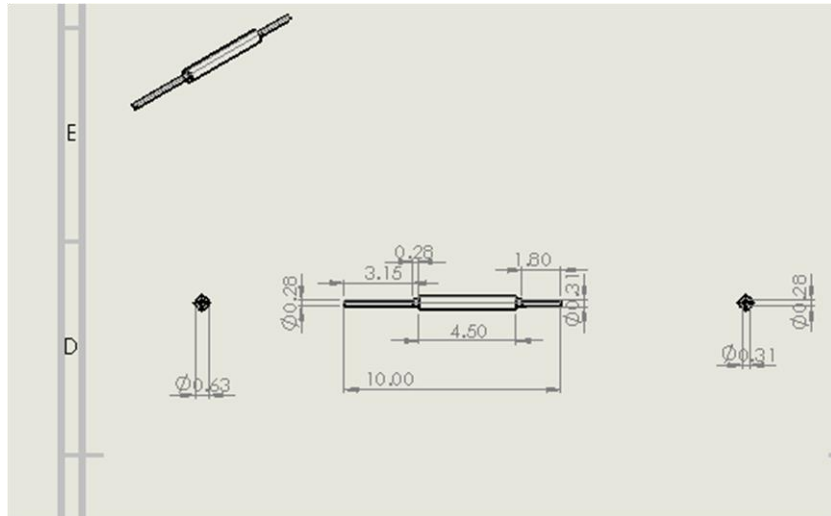


Figura 44 Plano del eje de la turbina (caso de estudio).

En la figura 45 y 46 se muestra parte del proceso de maquinado de la barra del modelo con rosca izquierda para evitar el desarmado del mismo.



Figura 45 Maquinado del eje de la turbina (caso de estudio).



Figura 46 Maquinado de la rosca izquierda del eje (caso de estudio).

En la figura 47 se muestra el maquinado y los barrenos para el posterior machueleado de la manga del eje y soporte del mismo.



Figura 47 Maquinado de la manga del eje de la turbina (caso de estudio).

5 RESULTADOS

Tabla 14 características del compresor (caso de estudio).

Diámetro exterior	88mm
Diámetro interior	65mm
Angulo β_1	15.01 grados
Angulo β_2	42.53 grados
Numero de alabes	10 y 11
Profundidad del canal impulsor	6.5 mm
Material	Aluminio AISI 304 es el óptimo

Tabla 15 Características del difusor (caso de estudio).

Dirección de flujo	15.71 grados
Área de flujo	508.91 mm ²
Ancho del canal	9.78 mm
Material	Aluminio AISI 304

Tabla 16 Características de la cámara de combustión (caso de estudio).

Altura	109 mm
Diámetro ext.	129 mm
Diámetro int.	54 mm
Material	ACERO INOXIDABLE 304

Tabla 17 Características del NGV (caso de estudio).

Diametro interior del NGV	56.41mm
Diametro medio del NGV	72.2mm
Altura del alabe	15.79mmm
Material	Acero inoxidable 304

Tabla 18 Características de la Turbina (caso de estudio).

Diámetro interior	61.44 mm
Diámetro medio	74.72 mm
Altura del alabe	13.27 mm
Material	Acero inoxidable 304

Dentro de los resultados se logró modelar, simular y maquinar algunas piezas de la turbina, el armado de la misma se completó en su totalidad y se arrancó con pruebas que resultan favorables para su posterior análisis de ajustes, necesarios para el funcionamiento total y eficiente se dejaron para un estudio posterior.

Para valorar los resultados de este estudio se comparó la relación de compresión de la gráfica de la Figura 14 del compresor con los resultados obtenidos logrando una buena correlación.

En la figura 48 se muestra un corte de sección del modelado de la turbina propuesta.

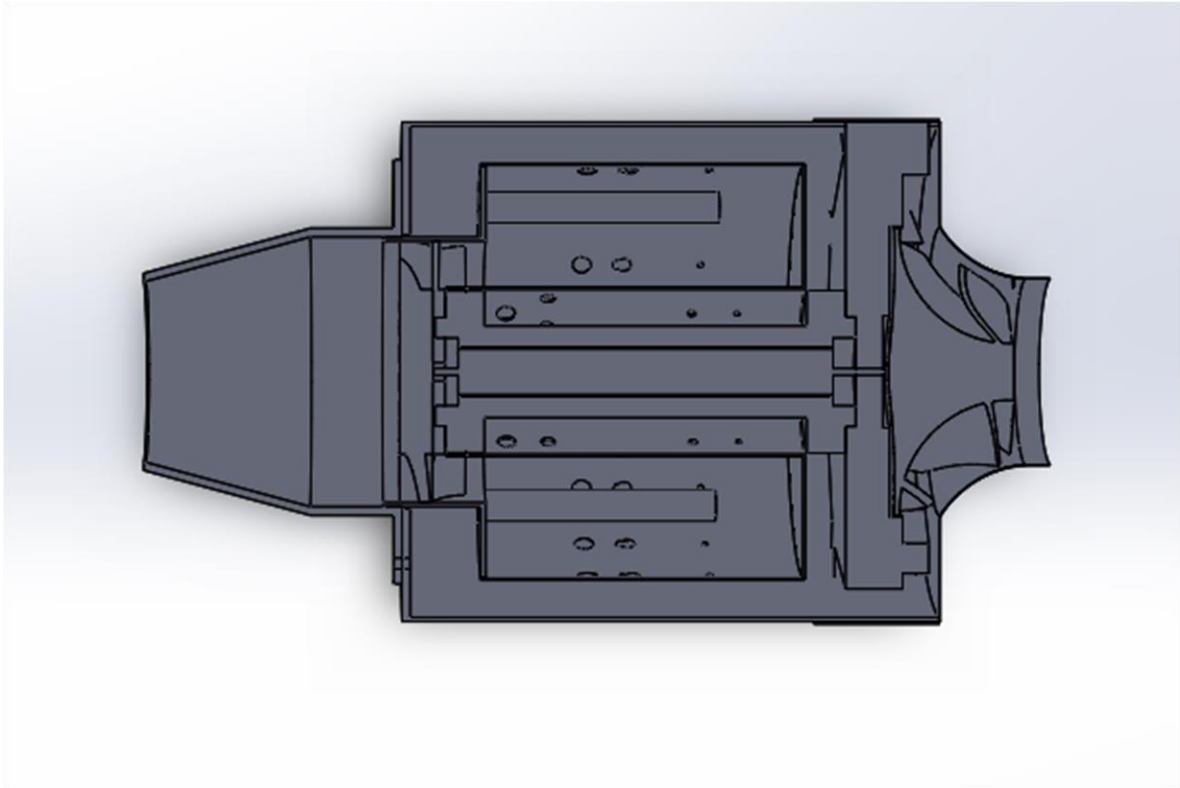


Figura 48 Corte de sección de la turbina propuesta (caso de estudio).

En la figura 49 se muestra el modelo de la turbina propuesta.

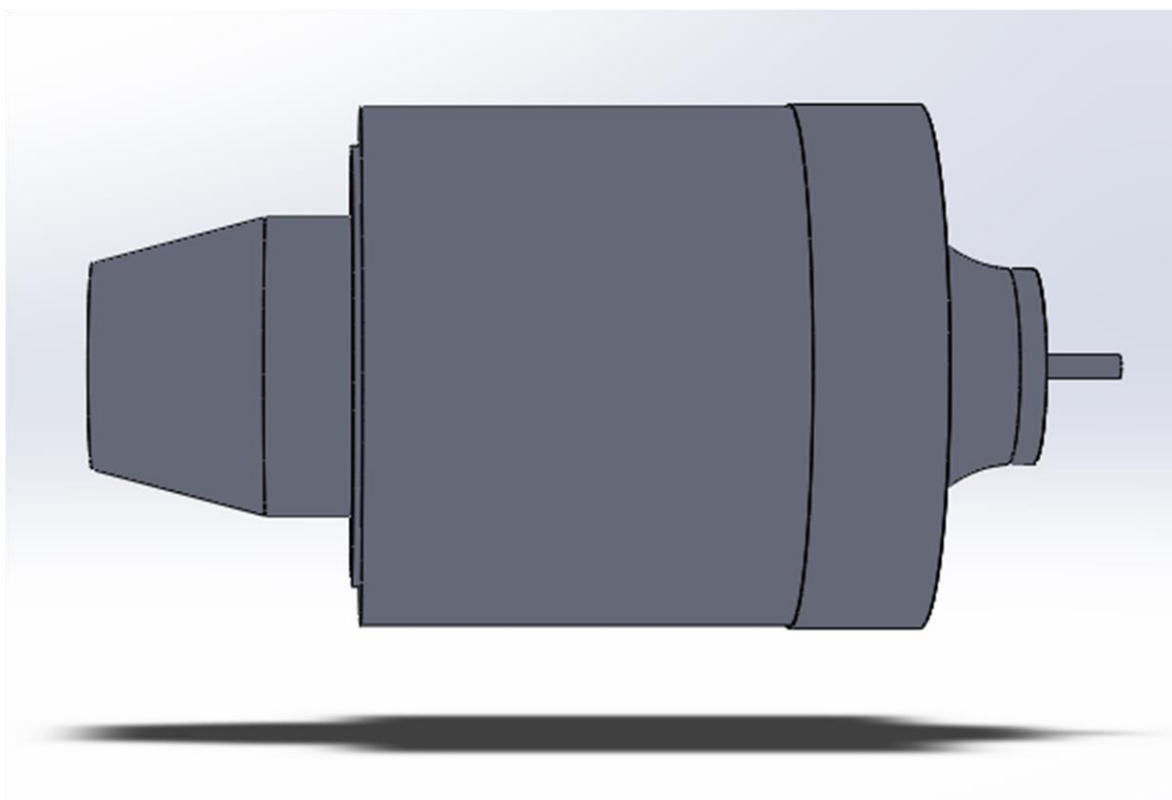


Figura 49 Turbina propuesta (caso de estudio).

En la figura 50 se muestra la construcción y ensamble del reactor propuesto final.



Figura 50 Prototipo del reactor propuesto (caso de estudio).

GRAFICA DE LA CARACTERIZACION DE LA TURBINA

Los resultados que se obtuvieron con nuestro programa de Excel se presentan en la tabla 19.

Tabla 19 Resultados obtenidos del modelo (caso de estudio)

RPM	Empuje	P2/P01
25000	11.5434974	1.018607004
30000	23.6017597	1.04933257
35000	32.3195934	1.086573637
40000	39.8744678	1.13081407
45000	46.7668727	1.182627356
50000	53.1952192	1.24268338
55000	59.2570309	1.311756264
60000	65.0068326	1.390733329
65000	70.4781998	1.480625199
70000	75.6936346	1.582577126
75000	80.6694765	1.697881567
80000	85.4185188	1.827992078
85000	89.9514695	1.974538567
90000	94.2777894	2.139343979
95000	98.4061778	2.324442454
100000	102.344855	2.532099043
105000	106.101722	2.764831027
110000	109.684446	3.025430913

En la tabla 20 se muestra la comparación del proyecto con las características de algunas mini turbinas modelos en el mercado y trabajos realizados por diferentes autores.

Tabla 20 Características de algunos modelos de mini turbinas.

Autor (compañía)	Diámetro del compresor	RPM	Empuje
JETS-MUNT S.L.	58mm	100,000	48.7 N
THOMAS KAMPS (KAMPS, 2005)	76 mm	81,000	40 N
(FELIPE ANDRES ARANGUREN REALPHE, 2005)	86 mm	80,000	52.6
KH66	66mm	115,000	75 N
WREN MW54	54 mm	16,000	54 N
JF 50BEE	50 mm	180,000	63 N
CASO DE ESTUDIO	88 mm	100,000	100 N

En la figura 51 se muestra el comportamiento de la turbina, el empuje con respecto a sus RPM. Se muestra que obtenemos un empuje de 10.02 kg o 102 N. Se observa que el comportamiento es similar a los modelos existentes.

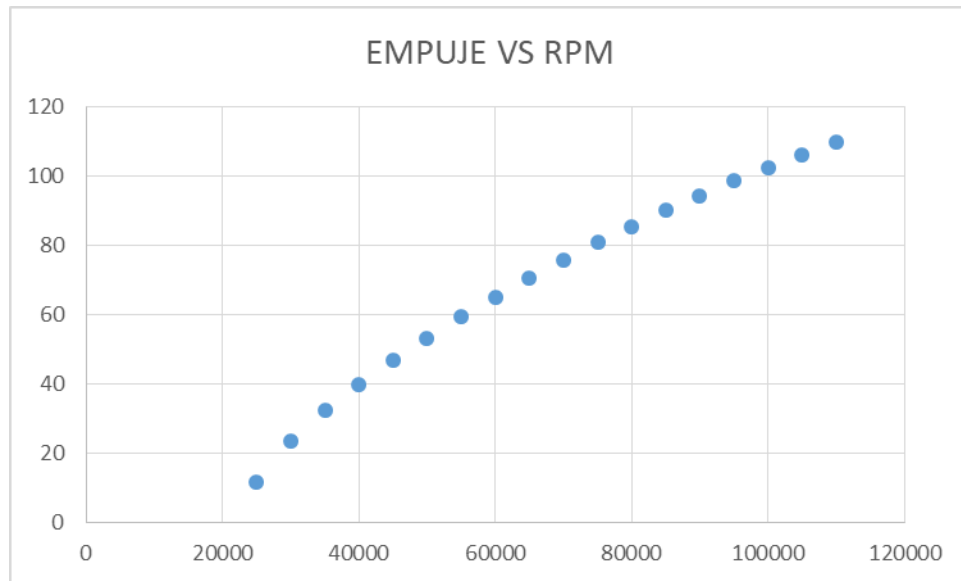


Figura 51 Grafica empuje vs RPM (caso de estudio).

La siguiente gráfica 52 nos muestra el comportamiento de la turbina rpm vs relación de presión.

Se observa que el comportamiento de la relación de compresión es consistente con la gráfica de Garrett de la Figura 14.

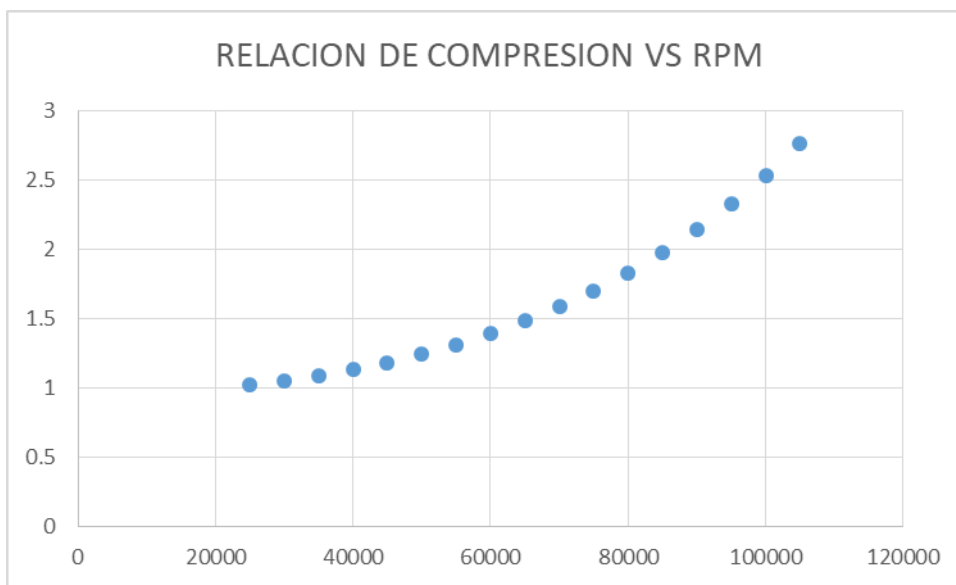


Figura 52 Grafica RP vs RPM (caso de estudio).

6 CONCLUSIONES

La investigación y los trabajos realizados sobre mini turbinas resultó satisfactorio con los objetivos propuestos, no sin antes, hacer hincapié, en los difíciles tiempos por los que se atraviesan. Derivado de todo esto, se complicó la tarea de maquinar las piezas para la construcción de nuestro prototipo y el suministro de componentes de la calidad requerida.

A pesar de estos inconvenientes se cumplió con los objetivos y se logró la construcción de un motor que abrió nuevas áreas de oportunidad de investigación, ya que existe poca investigación en construcción de mini turbinas en México, y así, realizar aportaciones con el modelo de análisis a la investigación de mini turbinas en Mexicali.

Un aspecto relevante en la metodología propuesta es que la aplicación de herramientas como SOLIDWORKS permite generar diseños, simulaciones y mecanizados que apoya la fabricación de prototipos y su optimización con la validación de los mismos.

El documento presentado esta organizado de tal forma que puede ser utilizado como un material didáctico para la formación y especialización de recursos humanos.

Una de los principales máquinas que se deben considerar son las CNC de 5 ejes para maquinar los alabes de la turbina y el compresor. Hay que comentar que existe un taller en Mexicali que si realiza el maquinado en una máquina de 5 ejes, pero, se contrata una persona calificada para realizar el programa de mecanizado vía correo, lo cual eleva significativamente los costos. Se tiene otra opción de construcción utilizando un compresor de turbo y mecanizar los demás componentes como los alabes de la turbina, que fue nuestro caso.

En cuanto a los materiales el más económico para la elaboración de la turbina es el acero inoxidable 304 y aluminio para los soportes y el difusor del compresor.

Dentro de la simulación del prototipo se presenta un empuje máximo de 10 kg con las dimensiones obtenidas del prototipo.

Lecciones aprendidas.

- Para maquinar la propela del compresor y la turbina se ocupa una máquina de 5 ejes para que sea más eficiente.
- Con SOLIDWORKS es posible modelar, simular y obtener los programas CNC de la mayoría de las piezas
- Se puede utilizar un compresor de un turbo para sustituir el maquinado del mismo.
- Se necesita ajustar y calibrar la propela del compresor para que pueda funcionar en óptimas condiciones.

Recomendaciones.

- Es recomendable utilizar dos combustibles gas y diésel para la operación
- Se recomienda utilizar SOLIDWORKS para modelar, simular y mecanizar la turbina.
- Tener experiencia con los módulos de simulación de SOLIDWORKS para poder interpretar los resultados.
- Maquinar las piezas con maquinaria de precisión para mejores resultados.

7 BIBLIOGRAFÍA

- BELTRAN, V. (2015). *DISEÑO CONCEPTUAL Y PRELIMINAR DE UN MICROREACTOR PARA LA PROPULSION AEREA*. BOGOTA: PROGRAMA DE INGENIERIA AERONAUTICA BOGOTA.
- DUEÑAS, M. (2018). *DISEÑO DE UN MINI TURBORREACTOR Y DEL SISTEMA DE ARRANQUE*.
- GARCIA, G. G. (2017). *TURBINAS Y COMPRESORES DE GAS*. MEXICO: ALFAOMEGA.
- GARZON, A. E. (2008). *DISEÑO Y ANALISIS ESTRUCTURAL PARA TURBOREACTORES DE BAJO FLUJO MASICO*. COLOMBIA: INSTITUTO MILITAR AERONAUTICO.
- GIACOSA, D. (1989). *MOTORES ENDOTERMICOS*. BARCELONA: OMEGA.
- GIACOSA, D. (S.F.). *MOTORES ENDOTERMICOS*. DOSSAT.
- GRAGEDA, M. (2012). *DISEÑO TERMODINAMICO Y MECANICO DE UN TURBO-REACTOR*. MEXICO D.F.: IPN.
- H. COHEN, R. Y. (1983). *GAS TURBINE THEORY*. BARCELONA: MARCOMBO.
- MAINERO, A. F. (2005). *ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA CONSOLIDAR UNA FABRICA DE TURBINAS DE GAS PARA AEROMODELISMO*. MEXICO: UNIVERSIDAD IBEROAMERICANA.
- ORTEGA, J. H. (JULIO - 2019). *MODELADO DEL FLUJO DE UNA TURBINA*. CANTABRIA: UNIVERSIDAD DE CANTABRIA.
- ROSAPEREZ, D. A. (2017). *MODELADO Y SIMULACION DE UN MOTOR TURBO-JET DE 300 N DE EMPUJE PARA USO AERONAUTICO*. LIMA: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU.
- TARIFA C, S. (1951). *MOTORES DE REACCION Y TURBINAS DE GAS*. I.N.T.A.E.T.
- VILAJOSANA, E. V. (2011). *EL MOTOR DE TURBINA*. CESDA.