



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO BÁSICO DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN PARA UNA MICRO TURBINA A GAS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PABLO JOAQUÍN SUBIABRE SANCHEZ

PROFESOR GUÍA:

JUAN CARLOS ELICER CORTÉS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

ANDRES FUENTES CASTILLO

RODRIGO HERNANDEZ PELLICER

SANTIAGO DE CHILE

2017

Resumen Ejecutivo

Las turbinas a gas son turbomáquinas que funcionan en base al ciclo Brayton abierto y son particularmente eficaces como tecnologías de cogeneración. Las cámaras de combustión presentan una serie de componentes de alta relevancia para el óptimo funcionamiento en condiciones seguras, mencionado lo anterior es que el presente trabajo se enfoca en resolver tópicos sobre fenómenos de combustión y estabilidad de flujo para un diseño que permita una correcta operación.

La presente memoria tiene como objetivo el rediseño de la cámara de combustión de una turbina a gas desarrollada conceptualmente en el año 2011 en el DIMEC; con el propósito de su fabricación y el desarrollo de una tecnología para generación de electricidad y calor en zonas residenciales aisladas del sistema de distribución eléctrica.

Las cámaras de combustión se componen principalmente de tres elementos, el difusor, el liner, el anillo de distribución de combustible y la bujía. En la presente memoria se diseña una cámara de combustión anular con 88 [mm] de diámetro exterior, 31 [mm] de diámetro interior y un largo de 133 [mm].

Se diseña un difusor de tipo “dump” de 50 [mm] de largo y un rendimiento del 50% que toma el flujo de aire proveniente del compresor radial y lo descarga en forma axial en el liner a la altura del radio medio de la cámara de combustión. El anillo distribuidor de combustible tiene 12 agujeros de salida que descargan al radio medio del liner, la mezcla es encendida por una bujía comercial YI-24.

El diseño del liner identifica 4 zonas del proceso de combustión, con un área transversal definido por un anillo de 78 [mm] de radio exterior, 36 [mm] de radio interior y un largo de 74 [mm]. Se define el número, el diámetro y el arreglo de agujeros que permiten una entrada controlada del aire primario y secundario en cada zona de combustión.

Se obtienen resultados mediante simulación CFD del diseño en ANSYS Fluent, donde las temperaturas máximas de las paredes en el liner están entre los 1080 [°C] y los 1180 [°C], la temperatura promedio a la salida del combustor es de 980 [°C], valores por debajo de las temperaturas máximas de servicio de los materiales seleccionados para la fabricación de la turbo máquina.

En la sección de discusión se exponen los efectos que tienen el cambio en la geometría, la distribución de agujeros en el liner y las dimensiones de los componentes, por otra parte, se analiza el resultado del uso de los criterios de diseño y su efecto en micro combustores.

Se concluye que los criterios expuestos son una buena primera aproximación de para obtener las dimensiones y forma del combustor, aquellos criterios más especializados permiten lograr un diseño más acabado sin necesidad de la prueba y error. Con tal de validar el diseño es necesario realizar simulaciones para evaluar el comportamiento ante fenómenos que no considerados en la geometría.

Los resultados obtenidos mediante la metodología empleada y el desarrollo de la presente memoria permiten el diseño de una cámara de combustión para una operación segura.

Agradecimientos

A mi familia y mis padres, por el constante apoyo a lo largo de todos los años universitarios, por brindarme los valores que hoy me identifican como persona y por formar en mí el espíritu de auto superación que permitió llegar hasta aquí. A mi hermano Felipe por su ayuda en mis primeros años en la facultad y por su disposición a enseñarme

A Bristela, por todos los años que compartimos juntos, las historias de la infancia y por una vida con tantos bonitos recuerdos. Gracias por los cuidados y cariños que tanto me alegran en momentos de cansancio.

A Viviana, por el amor que me ha brindado desde que comencé este camino, por ser un apoyo fundamental en cada aspecto de mi vida y todo lo que he aprendido de ti y junto a ti.

A todos mis amigos, que me han ayudado a sobrevivir estos años, por entregarme tantos buenos recuerdos de mi periodo en la universidad. A aquellos con los que compartí momentos de ocio y que hoy son un parte fundamental de mí vida.

A mis profesores por sus enseñanzas a lo largo de este camino, donde me han brindado las herramientas para el futuro y han desarrollado en mi la pasión por esta profesión.

A todas aquellas mujeres y hombres que dedicaron su vida a la ciencia y la búsqueda del conocimiento.

Tabla de contenido

1. Introducción	1
1.1 Motivación	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos	2
1.3 Alcances.....	2
2. Metodología	3
3. Antecedentes específicos.....	5
3.1 Microgeneración y microrredes	5
3.2 Trabajo previo.....	6
3.3 Ciclo Brayton, turbinas a gas y cogeneración.....	9
3.3.1 Ciclo Brayton.....	9
3.3.2 Turbinas a gas de generación.....	10
3.3.3 Sistema de cogeneración	12
3.4 Cámaras de combustión	12
3.4.1 Combustión y fenómenos de riesgo	12
3.4.2 Descripción general: Cámaras de combustión.....	14
3.4.3 Tipos de cámaras de combustión.....	16
3.4.4 Tipos de difusores.....	18
3.4.5 Diseño de liner.....	21
3.5 Caracterización del combustible	22
3.5.1 GLP proporciones.....	23
3.5.2 Formula química.....	23
3.5.3 Propiedades.....	23
3.6 Simulación CFD	24
3.6.1 Descripción de los modelos.....	25
3.6.2 Modelo de radiación P1	25
3.6.3 Modelo de turbulencia k-ε standard	26
3.6.4 Modelo de transferencia de calor.....	27
4. Resultados	29

4.1	Modelamiento y modificación turbina trabajo anterior	29
4.1.1	Modelamiento en software CAD	29
4.1.2	Modificación piezas CAD	30
4.2	Dimensionamiento general de la zona de combustión.....	31
4.3	Selección de tipo de difusor	34
4.4	Diseño del difusor	34
4.4.1	Definición “settling lenght”	35
4.4.2	Diseño pre difusor	35
4.4.3	Diseño de la salida del pre difusor	36
4.5	Diseño anillo de combustible.....	38
4.6	Diseño de liner	40
4.6.1	Zona de combustión	41
4.6.2	Zona primaria	42
4.6.3	Zona intermedia.....	44
4.6.4	Zona dilución.....	45
4.7	Selección de bujía	47
4.8	Diseño final de la turbina.....	48
4.9	Simulación CFD	49
4.9.1	Selección de modelos de transferencia de calor	50
4.9.2	Resultados simulación CFD	52
4.10	Selección de materiales.....	61
4.11	Elaboración de planos de construcción.....	64
4.12	Especificaciones técnicas.....	65
4.12.1	Especificaciones para la fabricación de componentes.....	67
4.12.2	Especificaciones para el ensamble de componentes.....	71
5.	Discusión.....	73
6.	Conclusiones	75
7.	Bibliografía.....	77
Anexos.....		I
A.	Planos trabajo anterior	I
B.	Dimensionamiento básico.....	XIX

C.	Criterio first stall.....	XIX
D.	Rendimiento del difusor.....	XX
E.	Planos de fabricación memoria actual.....	XIX
F.	Metodología Simulación.....	XIX

1. Introducción

La presente memoria se plantea como extensión al trabajo de título realizado por Pablo Maldonado en el DIMEC en el año 2011 titulado “Diseño de una cámara de combustión para una micro turbina a gas”, en donde se desarrolla un diseño básico de una turbina a gas, con un incipiente de la cámara de combustión del tipo anular.

La presente memoria tiene como objetivo mejorar el diseño de la cámara de combustión utilizando líneas de desarrollo descritas en la literatura especializada.

Las turbinas a gas son turbomáquinas combustoras basadas en un ciclo Brayton abierto, que se dividen en 3 etapas,

- Etapa de compresión: donde se aumenta la presión del aire de entrada mediante un compresor,
- Etapa de combustión: energización térmica del aire mediante la quema de combustible en la cámara de combustión.
- Etapa de expansión: donde la energía térmica de los gases de combustión es transformada en energía de cinética mediante la expansión en la turbina

La energía cinética obtenida en la etapa de expansión es utilizada para hacer funcionar el compresor y generar electricidad con un generador. Los gases de combustión que salen última etapa son expulsados al ambiente con energía térmica remanente que puede ser aprovechada para los requerimientos domiciliarios.

Dada la importancia de la cámara en turbinas a gas, es necesario un estudio y diseño más exhaustivo, y esto, considerando los parámetros operacionales ya definidos. La memoria se enfoca en el rediseño de la cámara de combustión, analizando fenómenos de inestabilidad de flama, inestabilidad aeroacústicas, fatiga térmica bajo régimen estacionario.

El presente documento expone el desarrollo completo de la memoria. Se dan a conocer los antecedentes necesarios para comprender en forma conceptual y descriptiva el proceso de diseño y validación usados en cámaras de combustión para micro turbinas a gas. Se describe la metodología empleada en cada una de las etapas de la memoria, y, junto a lo anterior, se exponen el desarrollo del diseño para cada componente en la sección de resultados, finalizando con la sección de discusión sobre los resultados de la memoria.

1.1 Motivación

A lo largo de Chile existen una cantidad importante de comunidades aisladas del sistema eléctrico tanto en la zona norte como en la zona sur del país, es recurrente que estas zonas requieran el uso de calefacción para diversas actividades dada las condiciones climáticas y topográficas. Es bajo esta problemática, que surge como motivación la incorporación de turbinas a gas como parte de redes de microgeneración que operen bajo condiciones seguras, para la satisfacción de las necesidades energéticas de estas comunidades.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

El objetivo general de esta memoria es rediseñar la cámara de combustión de una micro turbina a gas desarrollada en un trabajo anterior del DIMEC con tal de garantizar una operación segura considerando fenómenos de combustión y dinámica de fluidos.

1.2.2 Objetivos Específicos

Los objetivos específicos son:

- Revisar bibliografía sobre diseño sobre cámaras de combustión ante fenómenos de combustión e inestabilidades de flujo.
- Diseñar y modelar en CAD la cámara de combustión utilizando la bibliografía recopilada respetando las condiciones de operación y parámetros definidos en el trabajo anterior
- Validar el diseño de cámara de combustión mediante simulaciones CFD hasta lograr resultados satisfactorios respecto a fenómenos de combustión.
- Seleccionar materiales que resistan las condiciones de servicio, generar planos y especificaciones técnicas para la fabricación de la turbina.

1.3 Alcances

La memoria tiene como alcances la generación de planos de todos los componentes que requieren fabricación junto a su correspondiente selección de materiales. La selección de elementos comerciales requeridos para la construcción de la micro turbina a gas. Se definen las especificaciones técnicas para las etapas de fabricación de componentes y de ensamble.

2. Metodología

Para la realización de la memoria de título, el procedimiento se divide en 4 etapas, guiados por los objetivos específicos. Estas son:

- Recopilación y revisión de antecedentes, investigaciones y experiencias sobre diseño de cámaras de combustión.
- Aplicación de los antecedentes recopilados para el diseño en software CAD de la cámara de combustión.
- Utilización de software de simulación computacional CFD para validar y rediseñar hasta la obtención de resultados satisfactorios
- Selección de materiales, elaboración de planos y de especificaciones técnicas para etapas de fabricación y ensamble.

La primera etapa de la memoria se enfoca en recopilar y estudiar aquellas investigaciones, antecedentes y recomendaciones adquiridas en la literatura especializada con objetivo de identificar líneas de diseño que se adecuen a los requerimientos de combustores en micro turbinas a gas. Una vez definida una línea de diseño, se utiliza para desarrollar el dimensionamiento y diseño de la cámara de combustión. Esta fase finaliza una vez se haya estudiado una la línea de diseño en profundidad, teniendo la capacidad de justificar la el dimensionamiento y diseño de la cámara de combustión.

La segunda etapa tiene como objetivo definir las dimensiones y modelar los componentes de la cámara de combustión mediante el software SolidWorks 2014, utilizando los antecedentes revisados en la primera etapa, junto a la consideración de los parámetros definidos en la memoria del año 2011, como lo son las condiciones de borde, dimensiones generales de la turbina, entre otros. En esta etapa se utilizan las condiciones de borde impuestas para utilizar las líneas de diseño. Cabe mencionar que en esta etapa se tiene la libertad de modificar las dimensiones y forma de algunas piezas diseñadas en la memoria del año 2011 para asegurar el correcto funcionamiento y mayor constructibilidad del diseño. Esta fase finaliza con el modelo CAD en SolidWorks completo de todos los componentes de la cámara de combustión y su justificación de diseño.

La etapa 3 consiste en la simulación CFD utilizando el software ANSYS Fluent, para modelar la dinámica de fluidos y la combustión dentro de la cámara diseñada en la segunda etapa de la memoria. El uso del software tiene como objetivo la detección de errores en el diseño, y el mejoramiento de éste mediante un proceso iterativo de rediseño y validación. Dentro de esta etapa existe investigación y revisión de tópicos sobre modelamiento CFD, con tal de utilizar parámetros y procedimientos que entreguen resultados fiables. Se considera que esta etapa finalizada una vez logrado un diseño satisfactorio ante los fenómenos de combustión precisados en la memoria y que los resultados entregados por la simulación se adecuen a las condiciones de operación definidas en la memoria del año 2011.

La etapa 4 consiste en la selección de materiales de cada uno de los componentes a fabricar de la turbina a gas utilizando el software CES Edupack 2013 considerando las condiciones de servicio a cuáles está sujeta cada pieza y la factibilidad de construcción por parte del DIMEC. En esta etapa se elaboran los planos de construcción obtenidos del diseño CAD en el software

SolidWorks 2014, teniendo como base el diseño final de la etapa 3. Finalmente definen las especificaciones para la etapa de fabricación de componentes y la etapa de ensamble.

El desarrollo y redacción de la memoria de título, se realizará en forma paralela a estas 4 etapas, al finalizar cada etapa, se revisan los resultados de esta junto al profesor guía.

Los recursos requeridos para el desarrollo de la son:

- Acceso a un equipo con ANSYS con el módulo ANSYS Fluent
- Acceso a un equipo con SolidWorks 2014
- Acceso a un equipo con CES Edupack 2013

3. Antecedentes específicos

3.1 Microgeneración y microredes

La microgeneración se define como una tecnología que se conecta a un sistema interconectado o red; con una capacidad de potencia eléctrica menor a 100 [kW]. Esta definición define un amplio rango de diversos sistemas de generación y aplicaciones, desde sistemas domésticos individuales hasta sistemas medianos para empresas o pequeñas industrias.

La microgeneración es parte fundamental de las microredes, las cuales se componen por un sistema de almacenamiento energético, un centro de consumo o demanda, un sistema de control inteligente que se encarga de alimentar en forma óptima y segura la demanda, y un sistema de microgeneración. El esquema anteriormente descrito se puede observar en la Figura 3.1.

Dependiendo la cantidad de potencia demandada y su variabilidad se diseñan los sistemas de microgeneración, pues cada tecnología tiene diferentes factores de planta, tiempos de partida y versatilidad operación. En casos donde la demanda energética es estable, conviene incorporar tecnologías con altos factores de planta y reducir el tamaño del sistema de almacenamiento. Por otra parte, para demandas de potencia variable conviene utilizar tecnologías con bajo tiempos de partida y con alta versatilidad operacional.

Dentro de la gama de tecnologías para microgeneración se encuentran:

- Energía Solar Fotovoltaica
- Turbinas Eólicas
- Micro centrales hidráulicas
- Bombas de calor de suelo
- Generación Calor y Potencia Combinados (CHP: Combined Heat & Power)

La tecnología de turbina a gas desarrollada en esta memoria se incorpora como parte de los sistemas CHP por su capacidad de cogeneración de electricidad y calor.



Figura 3.1: Esquema de una microred¹

¹ Living Off the Grid: Free Yourself. (2016). Microgrids booming as Grid crumbles | Living Off the Grid: Free Yourself. [online] Available at: <http://www.off-grid.net/microgrids-booming-as-grid-crumbles/> [Accessed 21 Dec. 2016].

3.2 Trabajo previo

Durante el año 2011, se desarrolló el trabajo de título de pregrado “Diseño básico de una turbina a gas para cogeneración” por parte del alumno Pablo Maldonado [1] perteneciente al DIMEC, U. Chile. Dicho trabajo de título tuvo como objetivo diseñar en forma básica una turbina a gas para cogeneración, de 5 [kW] eléctricos y 29 [kW] de calor útil, basado en los requerimientos energéticos promedio de un hogar en Chile y los antecedentes sobre experiencias en otros países.

La memoria realiza una introducción al estado del arte del consumo energético en Chile de diferentes fuentes térmicas donde se observa el aumento constante de todos los consumos a lo largo de los años. Esto se puede observar en la Figura 3.2

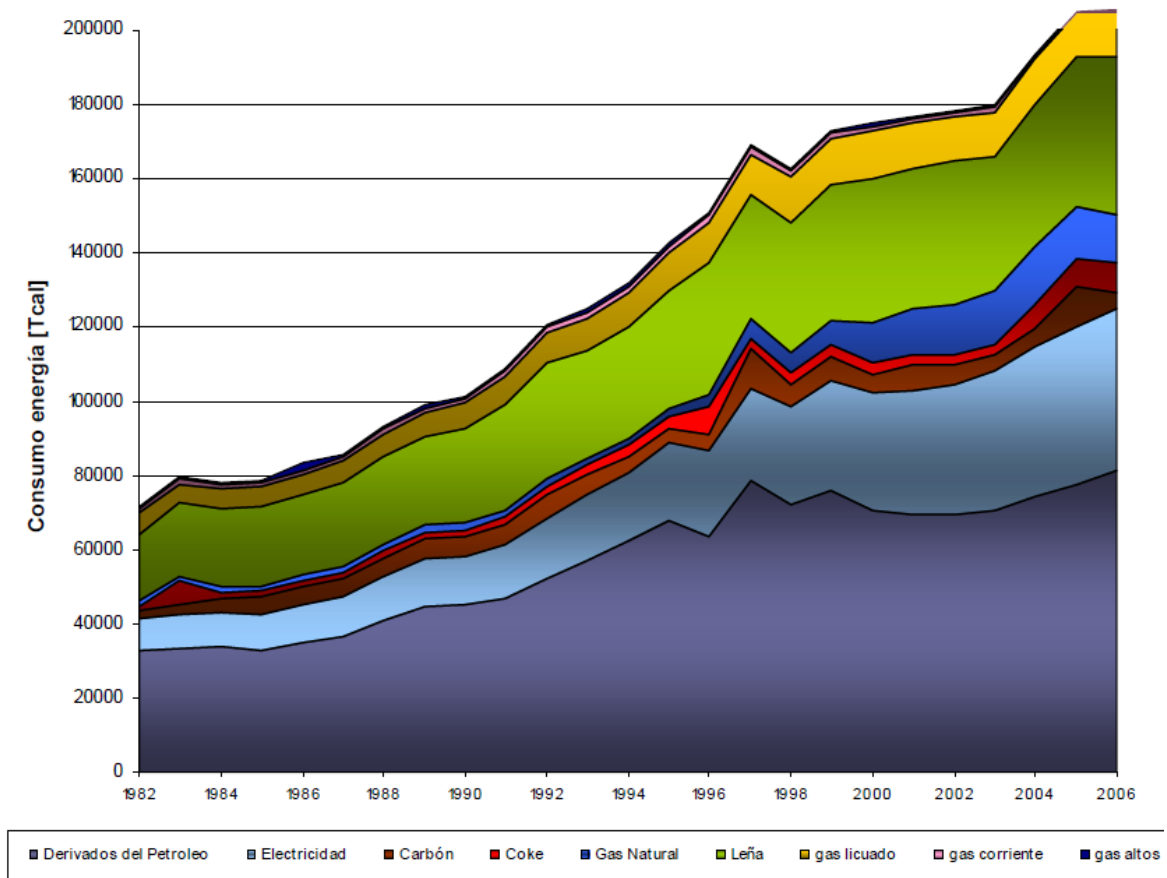


Figura 3.2: Consumo final de energía por energético en Chile desde 1982 al 2006 [1]

Utilizando esta proyección de consumo y otras fuentes bibliográficas internacionales, se estimó la potencia eléctrica y térmica que debe generar la turbina a gas utilizando cogeneración. El diseño se realiza teniendo en cuenta las condiciones operacionales a las que debe trabajar la turbina, junto la suposición de algunos factores basados en experiencias anteriores.

El desarrollo de la memoria contempló el cálculo del ciclo termodinámico de la micro turbina a gas (Tabla 3.1) junto al sistema de cogeneración. Se estima que la micro turbina a gas consume un caudal másico de 0,0743 [kg/s] de aire y 0,00153 [kg/s] de combustible GLP, con un exceso de aire de 210%.

Se realizó una descripción general de los componentes principales, y se diseñaron teniendo como referencia equipos comerciales, llegando hasta planos de fabricación para cada componente.

Tabla 3.1 Resumen ciclo termodinámico [1]

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	Unidades
Presión	1,00	0,94	1,09	1,09	2,36	2,31	1,74	1,74	1,05	[bar]
Temperatura	288,2	285,0	296,7	296,7	402,5	1188,7	1111,1	1111,1	1032,4	[°K]
Volumen Específico	0,815	0,838	0,758	0,758	0,352	1,479	1,901	1,901	2,324	[m ³ /kg]
Entalpía	288,5	285,4	297,2	297,2	403,7	1302,6	1208,1	1208,1	1113,5	[kJ/kg]
k	1,400	1,400	1,396	1,396	1,396	1,307	1,312	1,312	1,317	-

Junto a los cálculos termodinámicos, se calculan los triángulos de velocidad del compresor y la turbina, los cuales se resumen en la Tabla 3.2 y Tabla 3.3 [1].

Tabla 3.2: Triángulos de velocidades y características de diseño compresor [1]

	1	2	3	4	Unidades
C	79,5	464,8	464,8	54,1	[m/s]
U	190,1	299,5	-	-	[m/s]
W	206,0	257,1	-	-	[m/s]
α	90,0	30,6	30,6	90,0	[°]
β	22,7	113,0	-	-	[°]
Diámetro Exterior	46	52	52,2	74	[mm]
Altura Alabe	13,0	3,0	3,0	3,0	[mm]
Número de Alabes	9	9	18	18	-
Factor de Área	0,581	0,485	0,483	0,693	-
Espesor Real Alabe	1,86	8,61	2,40	3,96	[mm]
Ancho Real Difusor	2,58	8,10	2,24	8,96	[mm]

Tabla 3.3: Triángulos de velocidades y características de diseño turbina [1]

	5	6	7 Base	7	7 Punta	8	Unidades
C	45,4	437,2	437,2	437,2	437,2	102,6	[m/s]
U	-	-	334,1	397,4	460,8	376,7	[m/s]
W	-	-	143,5	115,9	119,5	450,0	[m/s]
α	90,0	15,0	15,0	15,0	15,0	130,4	[°]
β	-	-	128,0	102,4	71,2	10,0	[°]
Diámetro Exterior	80	80	-	80	-	80	[mm]
Altura Alabe	14,0	11,0	-	11,0	-	14,6	[mm]
Número de Alabes	18	18	-	18	-	18	-
Factor de Área	0,850	0,534	-	0,534	-	0,751	-
Espesor Real Alabe	1,73	1,45	3,72	4,43	5,13	0,49	[mm]
Ancho Real Tobera	9,79	1,66	4,26	5,07	5,88	1,49	[mm]

Se realizó el cálculo mecánico de los componentes verificando su resistencia ante las condiciones de servicio. Este cálculo se realizó en forma analítica. Finalmente se estudió en forma básica el campo de temperaturas asociado a la operación continua de la turbina mediante una simulación computacional en 2 dimensiones utilizando COMSOL (Figura 3.3), además de un análisis de las 100 primeras frecuencias naturales vibración del sistema eje-rotoros.

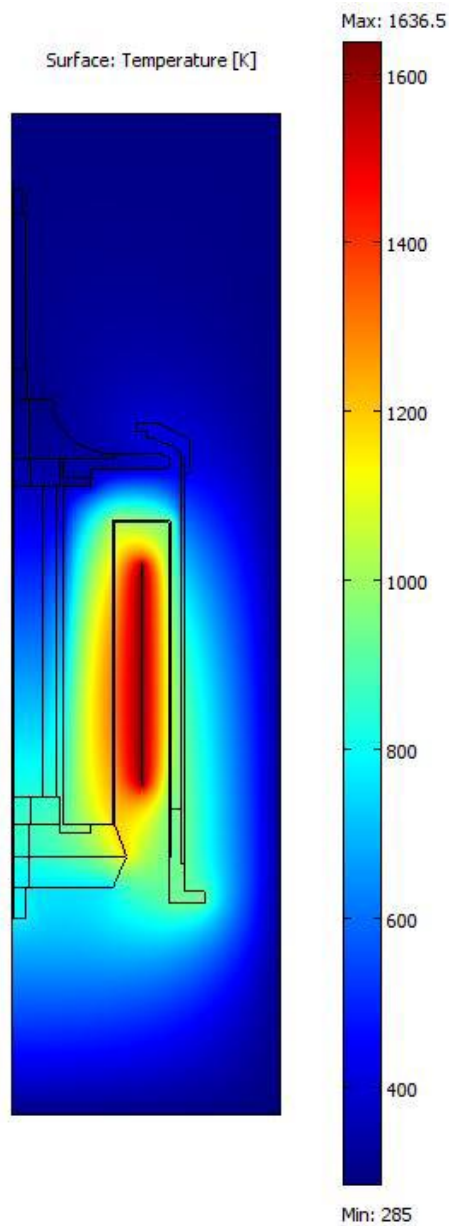


Figura 3.3 Modelación campo de temperaturas cámara de combustión – COMSOL [1]

El trabajo de memoria establece que existen aspectos de diseño asociados a el análisis de temperatura que ameritan una revisión mayor, incorporando herramientas computacionales de análisis, simulación y diseño.

El trabajo de título de título desarrolla planos de fabricación para todos los componentes de la turbina, los cuales indican el material y las dimensiones de cada pieza. Estos planos son de vital importancia para el desarrollo de la presente memoria.

El diseño final de la micro turbina a gas se muestra en la Figura 3.4

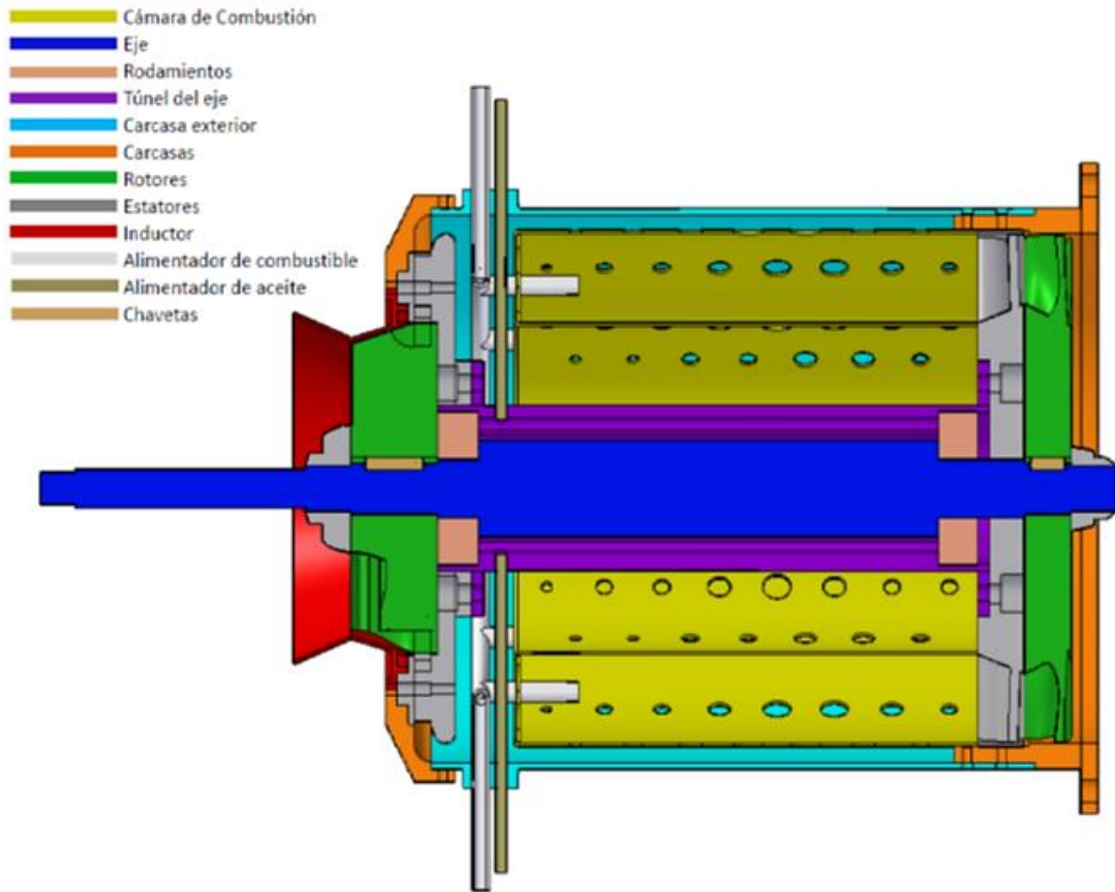


Figura 3.4 Diseño final micro turbina a gas, memoria 2011 [1]

3.3 Ciclo Brayton, turbinas a gas y cogeneración

3.3.1 Ciclo Brayton

El ciclo Brayton es un ciclo termodinámico que trabaja con un fluido compresible que pasa por 3 etapas. En el ciclo Brayton ideal, tiene una primera etapa de compresión adiabática, una segunda etapa de calentamiento isobárico y una última etapa de expansión adiabática del fluido. Lo anterior se muestra en el esquema y diagramas de la Figura 3.5.

Las turbinas a gas utilizan aire y gases de combustión como fluidos de trabajo, y realizan un ciclo abierto dado que los gases que salen de la turbina no son reactivos ante una nueva combustión. La energía cinética generada en la etapa de expansión es utilizada para alimentar la etapa de compresión y el remanente de energía puede ser utilizada para la producción de energía eléctrica, por lado el fluido expandido que se expulsa de la última etapa, puede ser utilizado para propulsión (aviónica) o como calor útil (cogeneración).

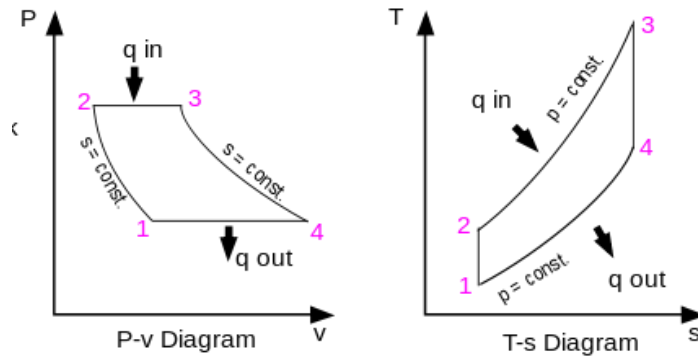


Figura 3.5 Diagrama termodinámico P-V y T-S del ciclo Brayton teórico².

Del trabajo de las ecuaciones termodinámicas, se obtiene que la potencia entregada por el ciclo Brayton teórico se calcula como:

$$\dot{W} = \dot{m}C_p((T_3 - T_4) + (T_1 - T_2))$$

Siendo \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo, C_p el calor específico del fluido y siendo T_1, T_2, T_3, T_4 las temperaturas respectivas de los puntos 1, 2, 3, 4 de los diagramas de la Figura 3.5.

Por otra parte, el rendimiento del ciclo termodinámico se calcula como:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Siendo γ el coeficiente de dilatación adiabático y T_2, T_1 y P_2, P_1 las temperaturas y presiones respectivas de los puntos 1 y 2 de los diagramas de Figura 3.5. Por tanto, el rendimiento en el ciclo teórico solo depende la razón de las temperaturas o presiones entre la entrada y la salida de la compresión.

El ciclo Brayton real tiende a imitar ciclo Brayton teórico, es por esta razón la importancia de tener mayores presiones a la salida del compresor para aumentar eficiencia y mayor temperatura a la entrada de la turbina con tal de aumentar la potencia.

3.3.2 Turbinas a gas de generación

Las turbinas a gas de generación son turbomáquinas que utilizan el ciclo Brayton real para la producción de energía eléctrica. En este tipo de turbomáquinas, la etapa de compresión se realiza utilizando un compresor dinámico axial o radial con múltiples etapas, dada la alta presión de se desea obtener a la salida. Por otra parte, la distribución del aumento de presión en varias etapas tiene como objetivo disminuir la relación de presiones por etapa con tal de disminuir las inestabilidades de flujo como es el “stall”. La Figura 3.6 muestra el rotor de un compresor de este tipo, donde se pueden apreciar las múltiples etapas de compresión.

² Commons.wikimedia.org. (2017). File:Brayton cycle.svg - Wikimedia Commons. [online] Available at: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Brayton_cycle.svg [Accessed 7 Mar. 2017].



Figura 3.6 Rotor de compresor dinámico axial multietapa [2]

El aumento de presión del aire genera un aumento de temperatura que perjudica el rendimiento de la turbina, es por esta razón, que en turbinas de alta eficiencia (aviónica comercial) se refrigera entre cada etapa de compresión.

La etapa de calentamiento se realiza en una cámara de combustión diseñada para tener la menor pérdida de carga posible junto a una eficiencia de combustión cercana a 100%. La descripción de esta etapa se detalla en mayor profundidad en la sección 3.4 de la presente memoria.

La expansión del fluido se realiza utilizando una turbina a reacción de múltiples etapas (Figura 3.7). Esta etapa tiene como objetivo convertir la energía térmica de la cámara de combustión y la energía de presión del compresor, en energía cinética al eje de la turbina a gas. Dadas las altas temperaturas que se generan en la segunda etapa (1900 [°K] en turbinas de alto rendimiento) los alabes son diseñados para resistir fenómenos termo-mecánicos y mantener su vida útil. La energía cinética generada en la turbina permite alimentar el compresor y generar energía eléctrica al estar acoplado a un generador.

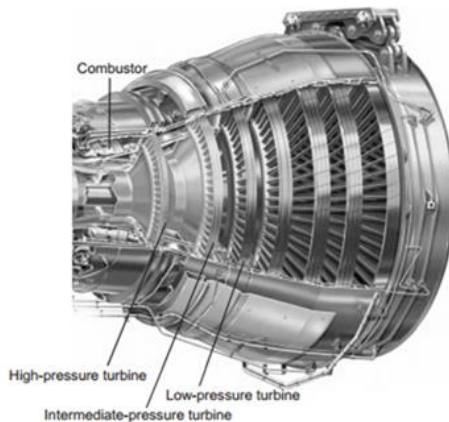


Figura 3.7 Esquema de una turbina axial multietapa³

Por otra parte, la turbina y el compresor giran a diferentes velocidades dado que obtienen su máxima eficiencia en diferentes condiciones de operación, es por esto que se requiere un sistema

³ <https://www.quora.com/For-turbine-of-same-power-take-100-kW-what-is-the-structural-difference-between-gas-turbine-and-steam-turbine>

de reducción entre el eje de la turbina y el eje del compresor con tal de lograr las RPM óptimas de ambas máquinas.

En el caso particular de las turbinas a gas de micro generación, el eje del compresor y el de la turbina son el mismo eje, pues, que no existe espacio para acoplar un sistema de reducción que permita trabajar tanto a la turbina como al compresor a sus RPM óptimas. Es en este sentido que las turbinas a gas de microgeneración tienen una eficiencia global más baja, un bajo rendimiento que también se explica debido a factores de escala, por fenómenos relacionados con mecánica de fluidos, transferencia de calor y química de la combustión.

3.3.3 Sistema de cogeneración

Las turbinas a gas pueden entregar tanto energía eléctrica como calor útil, al incorporar un sistema de cogeneración. El sistema de generación eléctrica de las turbinas a gas consiste en el acople de un sistema de reductor, entre el eje del compresor dadas las altas revoluciones a las que giran (generalmente sobre 70.000 RPM) y el eje del generador eléctrico. La corriente generada se filtra y se almacena en baterías para luego alimentar a los sistemas que lo requieran con una corriente acondicionada. El sistema de generación eléctrica se muestra a la izquierda de la Figura 3.8

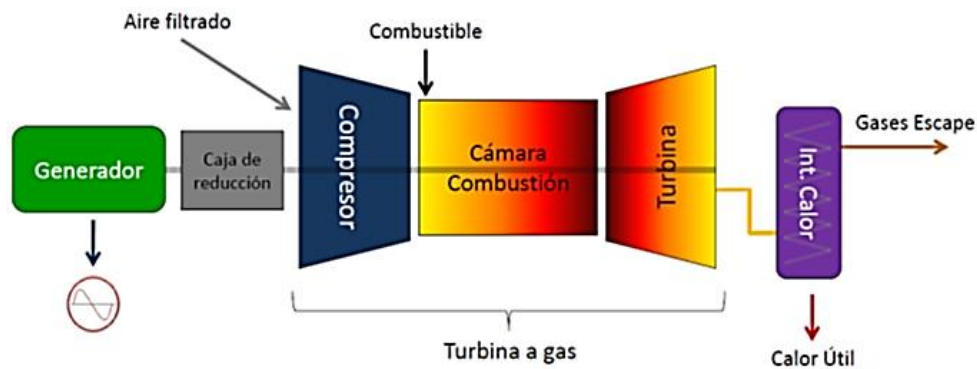


Figura 3.8 Esquema de cogeneración con turbinas a gas [1]

El sistema de generación térmica consiste en conducir los gases de escape de la turbina luego de la expansión, a un intercambiador de calor para aprovechar el calor útil, el cual puede ser utilizado en calefacción doméstica u otros procesos que lo requieran. Los gases de escape una vez que pasan por el intercambiador de calor son liberados al ambiente a una menor temperatura o pueden filtrarse para disminuir el impacto ambiental. El sistema de generación térmica se identifica a la derecha de la Figura 3.8.

3.4 Cámaras de combustión

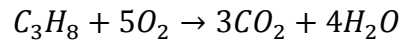
3.4.1 Combustión y fenómenos de riesgo

En la presente sección se hace una introducción básica al fenómeno de combustión con tal de explicar aquellos fenómenos que son relevantes en el diseño de combustores.

La combustión es una reacción química de oxidación adiabática donde un combustible (H, CO, C_nH_{n+2}, etc.) se mezcla en con un comburente (oxígeno generalmente) liberando energía en forma de calor. La reacción química requiere de una energía de activación generalmente aportada

por la temperatura de los reactantes, una descarga eléctrica (bujía), o un aumento súbito de la presión (ciclo Diésel). Como producto de una combustión existen más de 50 especies distintas que aparecen y reaccionan entre sí, con diferente cinemática química, pero con tal de simplificar, la reacción se representa con una sola ecuación entre los reactantes y los productos finales.

En el caso de un hidrocarburo puro, los productos de combustión son CO₂ y H₂O. A continuación, a modo de ejemplo, se muestra la reacción química balanceada para el propano.



La razón entre el número de moles de aire y de combustible de una reacción química balanceada se denomina razón aire combustible estequiométrica y se representa con el símbolo $(A/F)_{st}$, esta razón se puede representar como $\left[\frac{\text{moles aire}}{\text{moles fuel}}\right]$ o $\left[\frac{\text{kg aire}}{\text{kg fuel}}\right]$. Cuando el combustible y el comburente se encuentran en una razón estequiométrica, se denomina combustión completa y es donde se obtiene la mayor liberación de energía.

El balance de energía entre los reactantes y los productos permite caracterizar a los combustibles. Dentro de estas características, aquellas más relevantes para el diseño de los combustores son:

- **Temperatura de llama adiabática:** Es la temperatura a la que son liberados los productos de la combustión luego de absorber el calor de la reacción.
- **Poder calorífico:** Representa la cantidad de calor aprovechable del proceso de combustión, se mide en $\left[\frac{MJ}{kg \text{ fuel}}\right]$

También existen otras características propias del combustible que deben ser considerados para el diseño de combustores, como lo son la densidad, viscosidad, temperatura de autoignición, entre otras. Aquellas características son de gran importancia para definir el anillo de distribución de combustible.

Todos los equipos combustores deben enfrentarse ante fenómenos que pueden ocurrir durante el proceso de combustión, como son lidiar con las altas temperaturas de la llama (de 2300°C a 1500 °C) las cuales si no son controladas pueden dañar la estructura de la máquina por fatiga térmica.

Por otra parte, si un combustor no se diseña en forma adecuada, pueden ocurrir inestabilidades de llama donde la flama comienza a oscilar, debido a que el ingreso de aire para la combustión tiene un caudal variable (consecuencia de “stall”), lo cual genera acumulaciones de combustible y riesgo de explosión.

Las acumulaciones combustibles también pueden producirse por una deficiencia en el sistema de ignición, es por esto que se debe asegurar que este se encuentre en una posición donde se esté seguro que la mezcla de combustible se encuentre dentro de los límites de flamabilidad.

La combustión tiene una componente acústica, donde ondas de sonido se propagan por el fluido interactuando con las estructuras que la contienen, estas interacciones pueden generar fenómeno de resonancia en los diferentes componentes dañándolos por las altas vibraciones. Si

bien el fenómeno puede llegar a ser perjudicial, las condiciones que se requieren son muy particulares y son difíciles que ocurran en los micro combustores [3]

3.4.2 Descripción general: Cámaras de combustión

Las cámaras de combustión en las turbinas a gas son equipos donde ocurre la combustión del aire proveniente del compresor. El aire entra con presión elevada y se mezcla con un combustible gaseoso en forma continua. Las cámaras de combustión están diseñadas para tener la mínima pérdida de carga, una combustión estable, lograr un flujo con temperatura homogénea a la salida, bajos niveles de contaminantes NO_x, CO logrando una máxima eficiencia de combustión.

Los componentes de un combustor se muestran en la Figura 3.9 y se describen a continuación.

- Difusor: Convierte la presión cinética del fluido que sale del compresor, en presión estática.
- Snout o domo: Divide los flujos de aire en aire primario y secundario, permite el ingreso del aire primario al liner y la circulación del aire secundario alrededor del liner
- Liner: Contiene la combustión y permite completarla mediante la alimentación de aire en diferentes etapas
- Inyector de combustible: ingresa el combustible a la primera sección del liner.
- Igniter (sistema de ignición): Enciende la mezcla
- Casing (carcasa): Es la carcasa exterior de la cámara de combustión

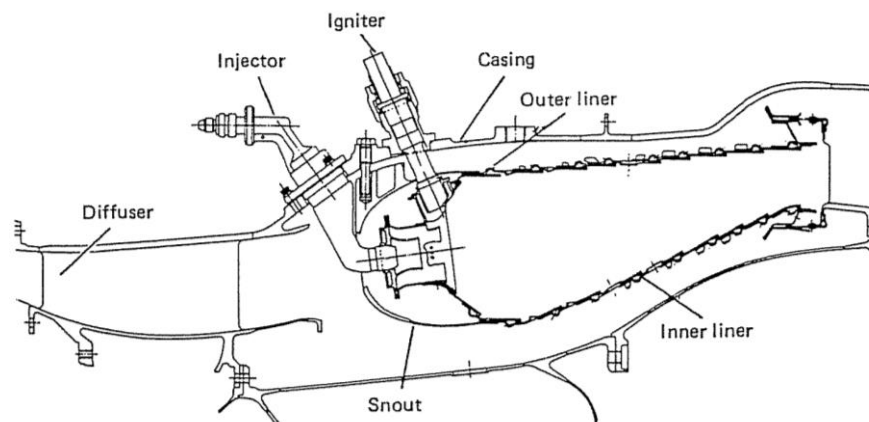


Figura 3.9: Esquema básico de un combustor para turbinas a gas y sus componentes [4].

En la Figura 3.10 se aprecia el proceso que ocurre durante la operación de una cámara de combustión, el cual comienza con el aire que sale del estator de la última etapa de compresión, que ingresa al difusor con tal de disminuir la velocidad y aumentar la presión estática, lo anterior, permite una disminución en la pérdida de carga. A la salida del difusor el flujo de aire se divide en aire primario y secundario.

El aire primario ingresa a al liner de forma axial donde combustiona con el combustible en una relación aproximadamente estequiometria. El aire secundario se distribuye alrededor del liner e ingresa al interior de este por agujeros, el ingreso por los agujeros primarios tiene el objetivo de completar la combustión al interior del liner, el ingreso por los agujeros intermedios tiene el objetivo de refrigerar la mezcla de gases con tal de evitar la aparición de NOx y diluir las especies de la combustión incompleta como el CO. Finalmente, los agujeros de dilución tienen la función de ingresar el resto de aire para disminuir aún más la temperatura antes de entrar a la etapa de expansión. El diseño y funcionamiento básico del combustor se puede ver en la Figura 3.10.

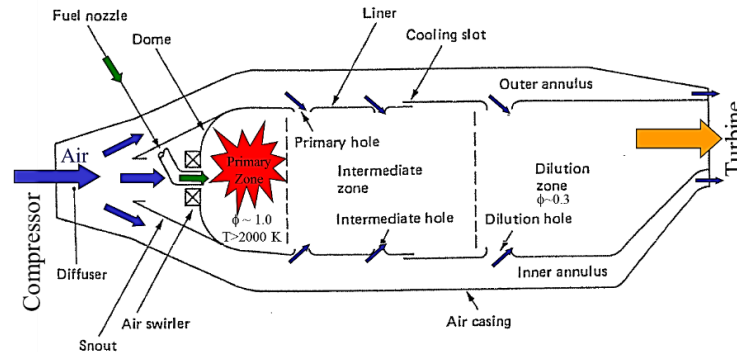


Figura 3.10: Esquema de la distribución de aire y el proceso de combustión en una cámara de combustión [4]

El liner utiliza agujeros de refrigeración (“cooling slots”) los cuales generan películas de aire que protegen al liner del daño por la temperatura

Las diferentes secciones del liner utilizan distintas relaciones aire combustible para definir el flujo másico de aire que entra a ellas, para el obtener este valor, se utiliza la razón de equivalencia aire combustible, la cual se define como:

$$\varphi = \frac{(A/F)_{real}}{(A/F)_{st}} = \frac{\dot{m}_{aire\ real}}{\dot{m}_{aire\ st}}$$

Siendo A/F la relación aire combustible, el sufijo st para indicar la relación estequiometria y \dot{m} el caudal másico de aire. De la literatura se recomiendan los siguientes valores de razón de equivalencia para las diferentes etapas de combustión [4] [5].

Zona de combustión: $\varphi_c \approx 0,9$ a $1,1$

Zona primaria: $\varphi_p \approx 1$ a $1,3$

Zona intermedia: $\varphi_i \approx 0,5$ a $0,8$

Zona de dilución: $\varphi_d \approx 0,3$ a $0,8$

En las siguientes secciones se describen las líneas de diseño y las características que deben cumplir los diferentes componentes de la cámara de combustión indicando a sus respectivas referencias. Las ecuaciones que definen los parámetros del diseño del combustor, son expuestas en la sección de resultados a medida que son desarrolladas y se evita su uso en la sección de antecedentes dada su impracticidad.

3.4.3 Tipos de cámaras de combustión

Según la disposición de las cámaras existen de 3 tipos:

- A. Tubulares
- B. Anulares
- C. Anulo-tubulares

3.4.3.1 A) Cámara de combustión tubular

Son una serie de pequeñas cámaras autónomas (Figura 3.9) dispuestas en forma de anillo alrededor del eje central de la turbina a gas. El aire primario es guiado dentro de cada cámara donde se desacelera y se mezcla con el combustible para generar la combustión. Debido a su diseño de cámaras independientes permite el testeo y mantenimiento de cada una por separado, por otra parte, permite un mejor control de la relación aire combustible. Una vez ocurrida la combustión, los gases de escape se unen nuevamente para expandirse en la etapa de la turbina. Tienen caídas de presiones más altas que los otros tipos, pero poseen una mayor robustez y confiabilidad de operación. En la Figura 3.11 se muestra un esquema de este tipo de cámaras de combustión. [2]

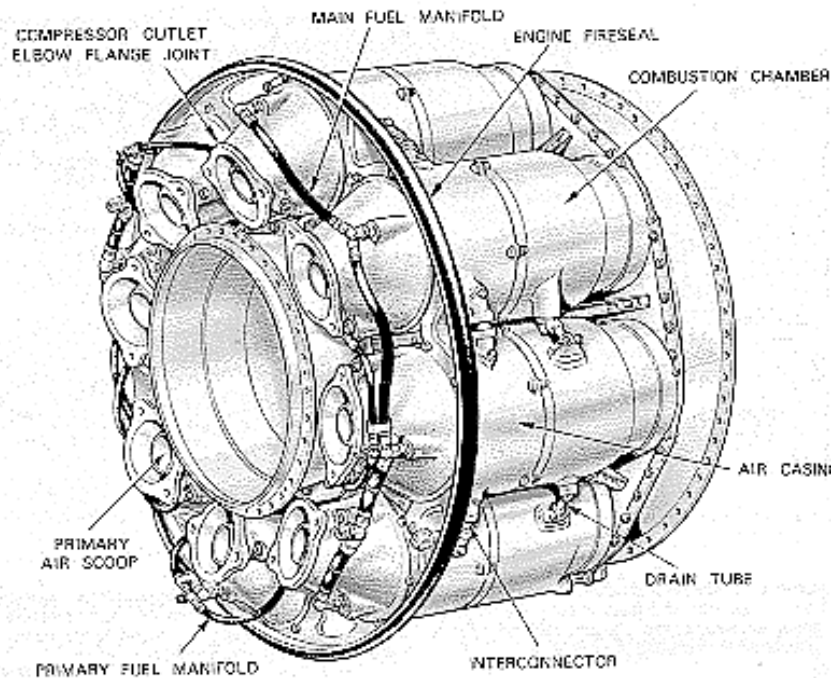


Figura 3.11 Esquema de cámara de combustión tubular [2]

3.4.3.2 B) Cámara de combustión anular

En las cámaras de combustión anulares, el liner en forma de anillo está montado concéntrico al eje de la turbina a gas. La combustión ocurre en forma de anillo donde cada inyector de combustible descarga en el único liner, dado lo anterior solo es necesario una bujía para el encendido de toda la cámara. Las ventajas de este tipo de cámaras radican en su simplicidad de diseño y fabricación junto a su bajo costo, por otro lado, permiten diseños compactos y de bajo

logrando una mínima caída de presión. Estas cámaras tienen como desventaja la dificultad de mantener una temperatura estable a la salida y lograr una relación aire combustible controlada. La Figura 3.12 muestra un esquema de cámara de combustión anular. [2]

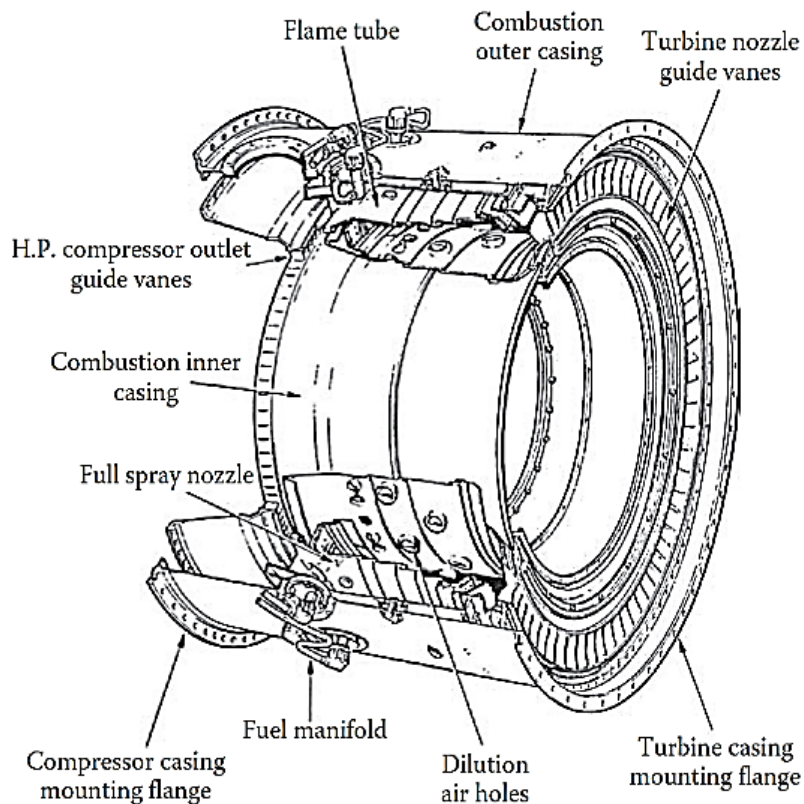


Figura 3.12 Esquema de cámara de combustión anular [2]

3.4.3.3 C) Cámara de combustión anulo-tubular

Este tipo de cámaras conforma una combinación de las 2 anteriores, donde los liner de cada cámara comparten una carcasa común en forma de anillo. Las zonas de combustión no funcionan como recipientes a presión cerrados, sino que se comunican entre sí a través tubos de conexión entre las cámaras de combustión, esta unión permite que el aire y los gases fluyan en forma circunferencial pasando por las cámaras. Poseen una baja pérdida de presión, junto a una facilidad en el control de la relación aire combustible. La temperatura a la salida tiene un perfil de temperaturas más uniforme que en otros diseños. El encendido se realiza en una o dos cámaras, dado que este puede propagarse entre las demás. Tienen un alto costo en fabricación dada la complejidad del diseño, por otro lado, son diseños poco compactos lo que aumentan el peso. La Figura 3.13 muestra el esquema de una cámara de combustión anulo-tubular. [2]

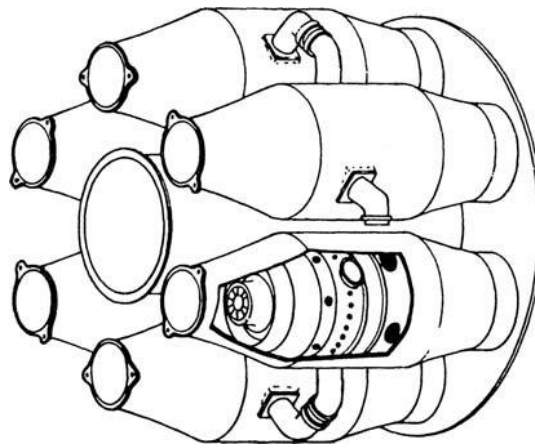


Figura 3.13 Esquema de cámara de combustión anulo-tubular [2]

Las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de cámara de combustión se resumen en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Resumen ventajas y desventajas tipos de combustores [2]

<i>Tipo</i>	<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
Tubular	Robusto	Grueso y pesado
	Fácil de manejar la relación A/F	Alta pérdida de presión
	Fácil de probar su funcionamiento	Requiere interconexiones
Tubuanular	Robusto	Poco compacto
	Fácil de manejar la relación A/F	Requiere interconexiones
	Baja pérdida de presión	Alto costo
Anular	Peso y tamaño mínimo	Problemas serios de desgaste en el liner exterior
	Mínima pérdida de presión	Difícil de regular la relación A/F
	Mínima área frontal de la turbina	Difícil mantener una temperatura estable a la salida

3.4.4 Tipos de difusores

Como se menciona en las secciones anteriores, los difusores son necesarios para mantener una combustión estable y eficiente, pues permiten estabilizar el perfil de velocidades del flujo de aire que sale de la etapa de compresión, entregando una correcta distribución de aire primario y

secundario. A su vez disminuye la velocidad del flujo lo cual aumenta el tiempo de residencia dentro del aire dentro de la cámara de combustión, mejorando la mezcla del aire y el combustible que se traduce en una mejor combustión.

La eficiencia de los difusores se mide utilizando el coeficiente de recuperación de presión C_p , el cual se define como

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho * U_1^2}$$

Donde p_2 y p_1 Son las presiones estáticas a la salida y a la entrada del difusor respectivamente, U_1 la velocidad global del fluido a la entrada del difusor y ρ la densidad del fluido a la entrada del difusor. Este coeficiente permite evaluar que tanta de la presión dinámica se transforma en presión estática. Los difusores para combustores en turbinas a gas se pueden clasificar principalmente en 2 tipos:

- ❖ “Faired diffuser” (Figura 3.14)

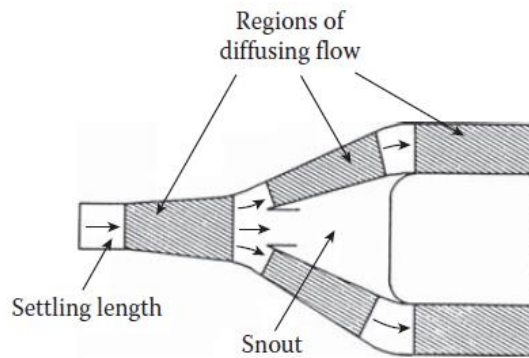


Figura 3.14: Esquema en corte de los “Faired diffuser” [2]

- ❖ “Dump diffuser” (Figura 3.15)

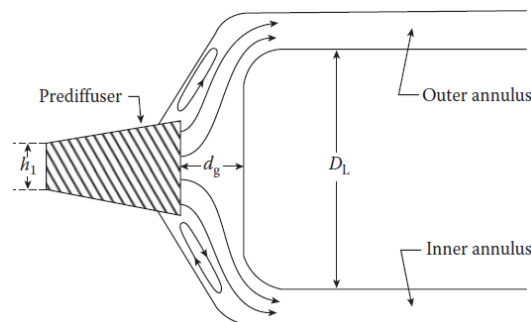


Figura 3.15: Esquema en corte de los “Dump diffuser” [2]

3.4.4.1 “Faired diffusers”

De lo descrito en la referencia [2], este tipo de difusores tiene principal característica la reducción gradual en la velocidad del flujo que entra desde el compresor, evitando la separación de la capa límite (stall) y logrando la mínima pérdida de presión. Estos difusores, al igual que los

del tipo Dump, cuentan con una entrada recta al pre difusor que tiene como objetivo el normalizar el perfil de velocidades del flujo y disipar las velocidades radiales o circunferenciales.

En este tipo de difusores, se reduce en aproximadamente un 35% la velocidad al llegar a la salida del pre difusor. El flujo de aire se divide al entrar al snout en aire primario y secundario. El aire primario entra al snout aumentando su presión estática para mejorar la combustión, el aire secundario transita alrededor del liner mediante pasajes de difusión con tal de reducir aún más su velocidad hasta cerca de un 40% de la velocidad original. El diseño debe evitar el stall en todos los canales de difusión con tal de mantener condiciones estables de operación.

Este tipo de difusor tiene dificultades en la manufactura debido a que las estructuras que definen los difusores requieren tolerancias muy pequeñas y son particularmente sensibles a distorsiones térmicas debido a la operación de la turbina, y la distribución del aire alrededor del liner es muy sensible a la variación de los perfiles de velocidad salida del compresor. Por otro lado, dado el gran tamaño que requiere y su peso, resulta poco atractivo para el diseño de micro turbinas o turbinas para aviones.

3.4.4.2 “Dump diffusers”

Los difusores tipo “dump”, consisten en un pre difusor corto donde la velocidad del aire se reduce hasta un 60% para luego expandirse súbitamente en una cámara donde se separa en aire primario y aire secundario. Debido a esta súbita expansión, este tipo de difusores tiene una mayor pérdida de presión que los del tipo Faired, cercana a un 50% más. El aire primario entra a la zona de combustión mediante agujeros en el domo, mientras el aire secundario circula alrededor del liner.

Uno de los propósitos de esta geometría es generar zonas de recirculación a ambos lados de la salida del pre difusor los cuales se pueden visualizar en la Figura 3.16, esto, con tal de generar zonas de alta presión que ayuden a dirigir el aire secundario. La eficiencia de este tipo de combustores está dada por las relaciones geométricas que se dan entre variables, como lo son el dump gap d_g (distancia entre la salida del pre difusor y el domo) y el diámetro característico del liner D_L .

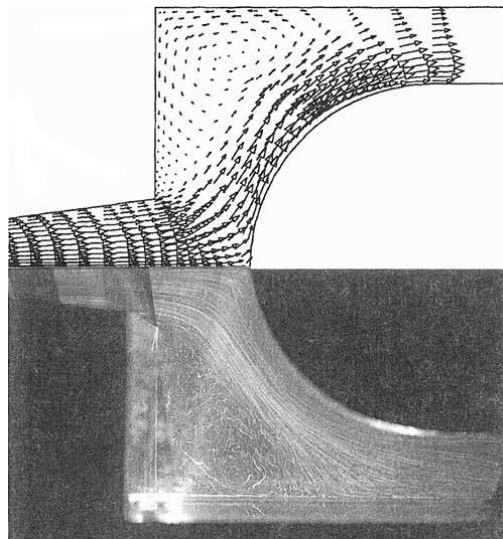


Figura 3.16 Comparación entre una modelación y el flujo visualizado de los campos de flujo en un difusor tipo dump [2]

Las ventajas que presenta este tipo de difusor frente a los del tipo Faired son el reducido peso y tamaño. Por otro lado, estos difusores tienden a ser más robustos que los del tipo Faired, requieren menor precisión en su manufactura y tienen buen comportamiento ante perfiles de velocidad no uniformes.

Actualmente existen otros tipos de difusores como los de control de pérdidas de flujo (“bleed control diffusers”), difusores de geometría variable, entre otros. No se profundiza en estos tipos de difusores dado que para los efectos prácticos de esta memoria son imposibles de construir en las dimensiones que se requieren.

3.4.5 Diseño de liner

Si bien existen guías para el diseño preliminar del liner, el lograr un diseño en detalle que cumpla los parámetros de operación deseados se logra en base a experiencia de las pruebas experimentales o simulación, es por esta razón, que las compañías que manufacturan turbinas siguen sus propias líneas de diseño basado en el desarrollo de prototipos y modelos físicos, los cuales no comparten en forma abierta. Debido a esta razón es que no se tienen normas de diseño para combustores. Sin embargo, todas las líneas de diseño apuntan a las mismas características⁴:

- Larga vida útil
- Combustión estable y confinada
- Control óptimo de flujo en diferentes etapas de combustión
- Mínima pérdida de carga
- Alta eficiencia de combustión y bajas pérdidas térmicas
- Buena refrigeración de las superficies interiores del liner

El dimensionamiento del liner y de la cámara de combustión se realiza una vez obtenido todos los valores del ciclo termodinámico a lo largo de la turbina a gas. Para la realización de este se utiliza el procedimiento expuesto en [5] donde se utiliza como variables la relación A/F para la zona primaria, el flujo másico de aire y fuel, el tipo de combustible, la eficiencia de combustión, entre otras. De este procedimiento se obtiene volumen necesario y el área frontal del combustor.

Respecto al cálculo del diámetro de los agujeros del liner, existe consenso en el uso de un método en particular, donde utiliza la siguiente ecuación obtenida de las referencias [2] y [6]

$$D_h = \frac{Y_{max}}{\sqrt{C_D} * 1.25 * \sqrt{\frac{\rho_h * U_h^2}{\rho_c * U_c^2} * \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_h}}}$$

Donde:

⁴ YouTube. (2016). Combustor Liners 3 - Turbine Engines : A Closer Look. [online] Available at: https://www.youtube.com/watch?v=QPK_eiNng7Q [Accessed 23 Oct. 2016]

D_h [mm] es el diámetro del agujero en el liner

Y_{max} [mm] es la máxima profundidad de penetración del jet que entra por ese agujero

C_D Es el coeficiente de descarga del agujero

ρ_h [kg/m³] es la densidad del aire que pasa por el agujero

ρ_c [kg/m³] es la densidad del aire dentro del combustor

U_h [m/s] es la velocidad promedio del aire que pasa por el agujero

U_c [m/s] es la velocidad promedio del aire dentro del liner

\dot{m}_c [kg/s] es el flujo másico de aire que pasa por dentro del combustor

\dot{m}_h [kg/s] es el flujo másico de aire que pasa por el agujero

Si bien no se tienen criterios específicos para definir la distribución de los agujeros a lo largo del liner ni el largo de este en microcombustores, existen algunas consideraciones generales expuestas a continuación:

- Como primera aproximación para definir el largo del liner, se recomienda que debe ser de 2 a 4 veces el largo de obtenido del dimensionamiento básico del procedimiento expuesto en la referencia [5]
- El aire para combustión debe mezclarse casi en forma inmediata con el combustible al entrar al liner, esto implica que los agujeros deben estar cerca de la inyección de combustible.
- Los agujeros por donde ingresa el aire a la zona primaria deben posicionarse a continuación de los que entregan aire para la combustión y apuntando hacia la zona de donde se mezcla el combustible. La combinación de ambos grupos de agujeros debe ocupar aproximadamente 1/3 del largo del liner.
- Los agujeros de la zona intermedia y de dilución deben posicionarse luego de la zona primaria y ocupar hasta aproximadamente 2/3 del largo total del liner, dejando 1/3 de largo para la homogenización de la temperatura a la salida de la cámara.

Las recomendaciones anteriores son válidas para micro combustores y se deben tomar como una primera aproximación. Respecto a la distribución radial, estos deben estar distribuidos por todo el perímetro del liner (anulares y tubulares) y separados en ángulos iguales con tal de lograr geometría axisimétrica.

3.5 Caracterización del combustible

El combustible utilizado para la operación de la turbina a gas es Gas licuado de petróleo (GLP) comercial debido a su facilidad de adquisición, pues se comercializa a lo largo de todo Chile por 3 compañías.

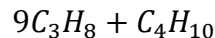
El gas GLP es una mezcla de propano y butano que se comercializa en estanques (“balones de gas”) a alta presión (140 bar aprox.). El GLP presenta facilidad de almacenamiento, una combustión relativamente limpia y un alto poder calorífico que permite su uso doméstico e industrial en forma segura. La proporción de propano y butano determinan las propiedades del GLP.

3.5.1 GLP proporciones

El GLP estándar utiliza una mezcla de 70% propano y 30% butano en volumen⁵, pero, los valores comerciales se encuentran lejos de esa proporción. Debido a que la razón entre ambos componentes define una serie de propiedades relevantes del GLP, las compañías guardan secreto respecto a su composición. Para fines prácticos el GLP comercial se puede considerar que es casi puro propano⁶. Para los fines de esta memoria, se considera que contiene un 90% de propano y un 10% de butano (% referidos a volumen o moles).

3.5.2 Formula química

La fórmula química de 10 moles de GLP se puede representar como:



La relación aire combustible estequiométrica del combustible, aproximando su composición a la del propano se expresa como:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = 15,63 \left[\frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ fuel}}\right] = 4,76 \left[\frac{mol \text{ aire}}{mol \text{ fuel}}\right]$$

3.5.3 Propiedades

Para los combustibles existe el límite de flamabilidad inferior, referido a la mínima cantidad de combustible mezclado con aire en proporción volumétrica para que pueda existir combustión y existe el límite de flamabilidad superior, referido a la máxima cantidad de combustible que puede estar en mezclado con aire para que no se ahogue la combustión, también calculado en fracción volumétrica. A estos conceptos también se les denomina límite de mezcla pobre o límite de mezcla rica referidos al combustible.

En ingeniería se utiliza el valor de la razón de (F/A) [kg fuel/kg aire] para indicar estos límites. Para efectos prácticos se aproxima el combustible GLP a la de una mezcla pura de propano, a continuación, se grafica en forma aproximada el comportamiento de la temperatura de llama adiabática del propano ante la variación de la relación (F/A)

⁵Bomberos de Puente Alto, (2016). El Gas. [online] Available at: http://biblioteca.duoc.cl/bdigital/esco/Ingenieria_y_%20tec_construccion/077.pdf [Accessed 29 Dec. 2016].

⁶ Andres Fuentes, 30 de noviembre 2016, comentarios post-presentación avance 50% memoria “diseño de una cámara de combustión para micro turbinas a gas”

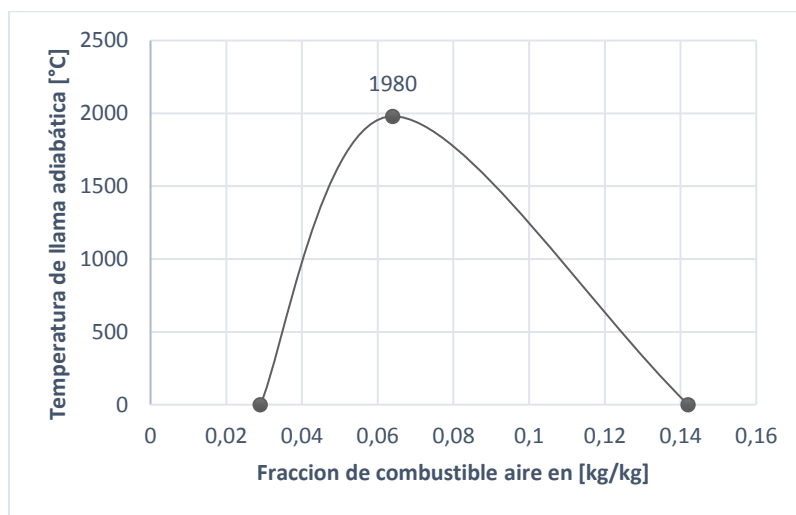


Figura 3.17: Curva de temperatura de llama adiabática vs fracción de combustible en aire (elaboración propia)⁷

En la Tabla 3.5 se aprecian las propiedades del butano, el propano y la mezcla de GLP utilizando razón de masas.

Tabla 3.5: Propiedades del propano, butano y el GLP (elaboración propia)

Propiedad	Propano	Butano	GLP (86% Prop, 14% But [kg/kg])
Densidad [kg/m ³]	1,83	2,52	1,93
T° de llama adiabática [°C]	1980	1970	1979
T° de ignición [°C]	470	540	480
Poder calorífico [MJ/kg]	46,3	49,6	46,8

3.6 Simulación CFD

La mayoría de los softwares de simulación CFD (Computer fluid dynamics) como ANSYS, utiliza el método de elementos finitos debido a que está bastante estudiado y que permite obtener resultados robustos, si es que se utiliza de la forma adecuada.

El uso de una malla de elementos finitos permite el uso de modelos de radiación, transferencia de calor, cinemática, energía, entre otros; para resolver las ecuaciones acopladas entregando resultados de cada una de las variables involucradas en el problema. La simulación CFD trata el volumen mallado como un fluido permitiendo ocupar las ecuaciones de Navier Stokes y de continuidad para resolverlas su forma numérica.

Esta herramienta es de vital importancia en el diseño de combustores y de elementos mecánicos en general, debido a que la solución analítica de la mecánica de fluidos en geometrías

⁷ Valores obtenidos de <http://www.afcintl.com/pdf/combustibles.pdf>

complejas resulta imposible de obtener. Si bien todos los estudios [2] [7] indican que estas simulaciones no entregan los mismos resultados que los experimentos, sin embargo, son una muy buena aproximación del comportamiento real del fluido, y por tanto permite aplicarla en el presente estudio.

3.6.1 Descripción de los modelos

ANSYS permite realizar simulaciones computacionales en base a modelos matemáticos. En la presente sección se exponen en forma introductoria los modelos utilizados en la tercera etapa de metodología, lo anterior para comprender la incidencia de las variables en el comportamiento de estos. Cabe destacar que los modelos que se describen a continuación son aquellos que se utilizan en la simulación

3.6.2 Modelo de radiación P1

El modelo de radiación P-1 es el caso más simple del modelo de P-N. Solo se utilizan cuatro términos de la serie, se obtiene la siguiente ecuación para el flujo de radiación q_r :

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G$$

Donde a es el coeficiente de absorción, σ_s es el coeficiente de dispersión, G es la radiación incidente, y C es el coeficiente de la función de fase lineal-anisotrópico. Después de introducir el parámetro

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s}$$

El término q_r se simplifica a:

$$q_r = -\Gamma \nabla G$$

La ecuación de transporte de G es:

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = S_G$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann y S_G es una fuente de radiación definida por el usuario. ANSYS FLUENT resuelve esta ecuación para determinar la intensidad de la radiación local cuando el modelo P-1 está activo.

Utilizando lo anterior se obtiene la siguiente ecuación:

$$-\nabla \cdot q_r = aG - 4a\sigma T^4$$

La expresión anterior puede ser directamente sustituido en la ecuación de energía para dar cuenta de las fuentes de calor (o sumideros) debido a la radiación. $-\nabla \cdot q_r$.

3.6.3 Modelo de turbulencia k-ε standard

Es el modelo más simple los "modelos completos" sobre turbulencia, utiliza dos ecuaciones de transporte separados permite determinar la velocidad turbulenta y escalas de longitud en forma independiente. Este modelo se considera uno de los caballos de batalla de los cálculos de flujo de ingeniería dado su reducido costo computacional, robustez y exactitud razonable para una amplia gama de flujos turbulentos, sus aplicaciones se extienden a transferencia de calor.

En la derivación del modelo $k-\epsilon$, se basa en el supuesto es que el flujo es completamente turbulento, y los efectos de la viscosidad molecular son insignificantes. El modelo $k-\epsilon$ estándar de conducción es válida sólo para los flujos totalmente turbulentos.

Las ecuaciones de transporte de la Norma $k-\epsilon$ Modelo

La energía cinética de turbulencia, k y su tasa de disipación, ϵ se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de turbulencia energía cinética debido a los gradientes de velocidad media, G_b es la generación de la energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad. Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la velocidad de disipación. Se tienen como constantes los números de Prandtl.

$$C_{1\epsilon} \quad C_{2\epsilon} \quad C_{3\epsilon} \quad \sigma_k \quad \sigma_\epsilon \quad S_k \quad S_\epsilon$$

Modelado de la viscosidad turbulenta

La viscosidad, μ_t , se calcula mediante la combinación de k y ϵ como sigue:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Donde C_μ es una constante.

Modelo Constantes

Las constantes de modelo y tienen los siguientes valores por defecto: $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_{\mu} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_{\epsilon} = 1.3$$

Estos valores por defecto se han determinado a partir de experimentos con aire y agua para flujos turbulentos fundamentales, incluidos los flujos homogéneos y en descomposición turbulenta isotrópica. Estos valores se han encontrado bastante adecuados para trabajar en una amplia gama de flujos de la pared delimitada y de corte libre.

A pesar de que los valores por defecto de las constantes del modelo son los estándares más ampliamente aceptados, pero puede ser modificados.

3.6.4 Modelo de transferencia de calor

El modelo de transferencia de calor utilizado por ANSYS utiliza la forma discretizadas en el espacio y tiempo de las ecuaciones presentadas en la Sección 4.9.1, este modelo funciona mejor en conjunto con modelo de flujo incorporado como lo es el modelo k- ϵ

4. Resultados

4.1 Modelamiento y modificación turbina trabajo anterior

4.1.1 Modelamiento en software CAD

En la memoria del año 2011 se generaron planos de fabricación de cada componente de la micro turbina a gas y, algunas de ellas ya se encontraban diseñadas en software CAD (rotor y estator de la turbina y el compresor). Utilizando los planos de la memoria anterior (ver Anexo A) se simulan todos los componentes en faltantes en CAD desde los planos originales, para luego realizar un ensamble de estos en el software SolidWorks 2014.

A continuación, se muestran algunas vistas del ensamble y de los componentes modelados a partir de los planos.

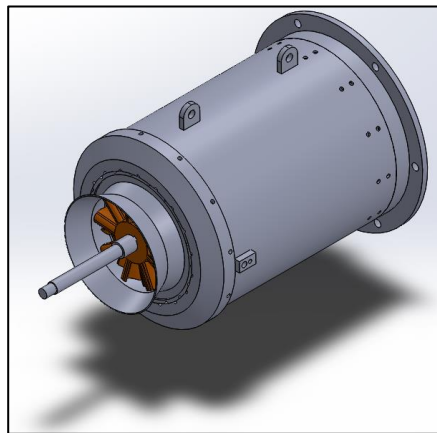


Figura 4.1 Vista isométrica modelo CAD turbina a gas, memoria año 2011 – SolidWorks 2014 (elaboración propia)

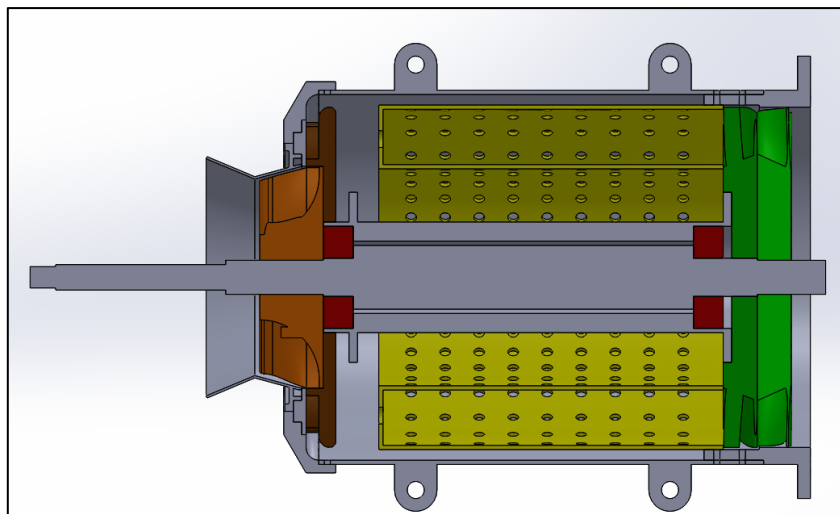


Figura 4.2 Vista lateral en corte modelo CAD turbina a gas, memoria año 2011 – SolidWorks 2014 (elaboración propia)

A modo de mantener una visualización más clara, se utiliza el color naranja y café para indicar el rotor y el estator del compresor respectivamente, verde oscuro y verde claro para el estator y rotor de la turbina respectivamente, y amarillo para indicar aquellos componentes que son

parte de la cámara de combustión. El resto de los componentes se mantienen en color gris como predeterminado.

Para el diseño desarrollado en la presente memoria, se desechan todos los componentes internos de la cámara de combustión (liner y anillo de distribución de combustible) que fueron diseñados en la memoria del año 2011, debido a que ninguno es respaldado con una justificación numérica ni tiene características similares con modelos comerciales ya existentes. Por tanto, las dimensiones, números de agujeros del liner y diámetro de estos, no siguen ninguna línea de diseño.

Se utilizan las dimensiones de la carcasa exterior del combustor como condición inicial para el diseño básico de los componentes como lo son el liner y el difusor. En la Figura 4.3 se muestra las dimensiones generales de la carcasa externa y el espacio que encierra.

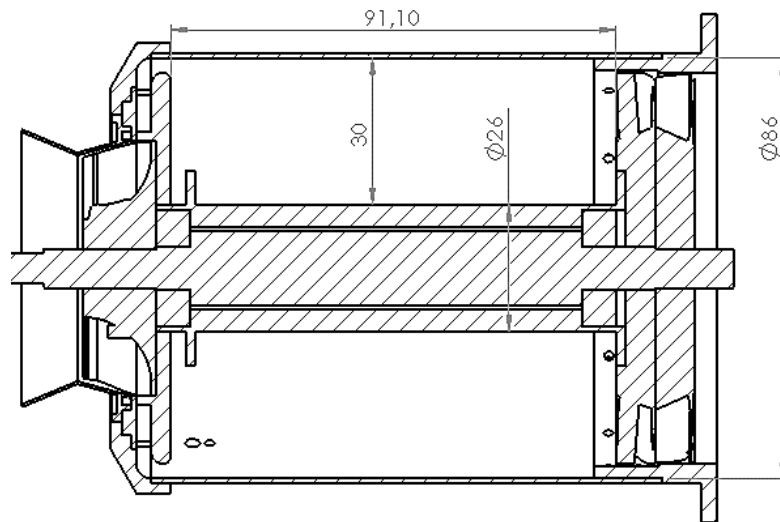


Figura 4.3: Dimensiones de la carcasa del combustor turbina año 2011 (elaboración propia)

4.1.2 Modificación piezas CAD

Una vez finalizado el ensamble de la turbina en SolidWorks 2014, se analiza la constructibilidad y el diseño de las piezas. Se concluye que existen componentes que no tienen los espesores adecuados para resistir la solicitud térmica y dinámica, por otro lado, debido al proceso iterativo de la tercera etapa descrita en la metodología, se deben modificar las dimensiones del combustor. Se realizan modificaciones a los componentes (referencia Figura 3.4) en base a conocimientos y experiencias en el diseño y manufactura de sistemas mecánicos, los cambios más relevantes son:

- Aumento del espesor de la carcasa de la turbina
- Aumento del largo de la cámara de combustión
- Aumento del diámetro de la cámara de combustión
- Reducción número de pernos requeridos para el anclaje del inductor, carcasa del combustor y el liner

- Aumento del espesor y largo del inductor al compresor
- Aumento de espesor y largo del anclaje de la carcasa de la turbina
- Eliminación de piezas innecesarias para el ensamble
- Separación del túnel del eje en 2 piezas para el facilitar el ensamble interior de componentes

Los resultados de todas estas modificaciones se pueden observar en los planos de fabricación del Anexo E. La modificación de las piezas tiene como objetivo mejorar a la robustez de la turbina a gas, simplificar su construcción y permitir una fabricación de las piezas más simple. El resultado general de estas modificaciones se puede observar en el ensamble de la Figura 4.4:

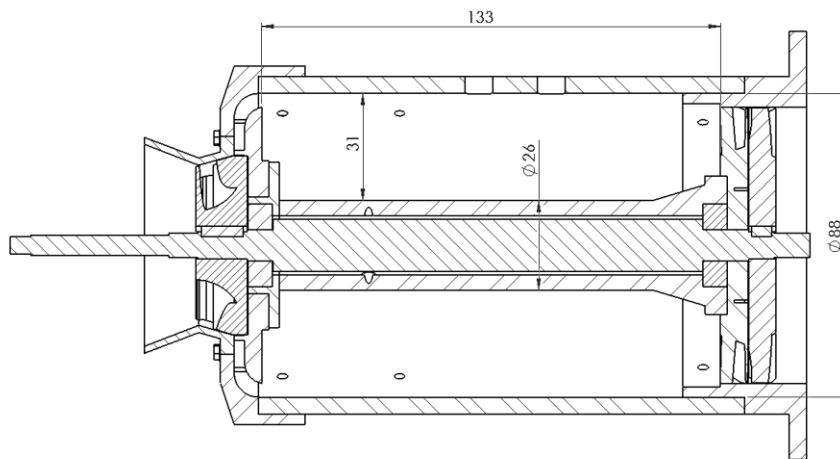


Figura 4.4: Dimensiones de la carcasa del combustor turbina memoria presente (elaboración propia)

4.2 Dimensionamiento general de la zona de combustión

La presente sección desarrolla un dimensionamiento general para la zona de combustión que está contenida por el liner. El liner para efectos conceptuales se define como el combustor, pues en quien contiene la combustión. Se utiliza el proceso de dimensionamiento descrita en el procedimiento de la referencia [5]. El desarrollo del procedimiento se muestra a continuación.

Se escoge un valor de “Loading” de la cámara de combustión utilizando una eficiencia de combustión de 97% [1] y el gráfico de la Figura B.1, el “Loading” debe encontrarse en la zona donde se pueden alcanzar todas las líneas de diseño.

$$Loading = 110 \left[\frac{kg}{s \text{ atm}^{1,8} m^3} \right]$$

Luego se estima el volumen de la cámara de combustión como:

$$Vol = \frac{\dot{m}_{air}}{Loading * P_3^{1,8} * 10^{(0,00145*(T_3-400))}} = 0,000144[m^3]$$

Con $\dot{m}_{air} = 0,0743 \left[\frac{kg}{s} \right]$ siendo el flujo másico de aire que entra a la turbina, $P_3 = 2,3 \text{ [atm]}$ la presión de salida del compresor, $T_3 = 402,5 \text{ [}^\circ\text{K]}$ la temperatura del aire a la salida del compresor. Dada la relación aire combustible estequiometria para el propano.

$$(A/F)_{st} = 15,67 \left[\frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ fuel}} \right]$$

Definimos el flujo de aire estequiométrico para el propano como:

$$\dot{m}_{air,st} = (A/F)_{st} * \dot{m}_{fuel} = 0,0239 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Con $\dot{m}_{fuel} = 0,0153 \left[\frac{kg}{s} \right]$ siendo el flujo másico de combustible. Se utiliza una razón de equivalencia $\varphi_c = 0,9$ para la combustión del aire primario. Luego el flujo de aire primario que debe entrar en la zona se calcula como:

$$\dot{m}_{air,c} = \dot{m}_{air,st} * \varphi_c = 0,021 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Siguiendo el procedimiento, calculamos el número de Mach dentro de la cámara de combustión como

$$M_{comb} = \frac{V_{gas,c}}{\sqrt{R * T_{gas} * k}} = 0,056$$

Teniendo como referenciar de gases de combustión con $V_{gas,c} = 50 \text{ [m/s]}$, $T_{gas} = 2000 \text{ [}^\circ\text{K]}$, $R = 287,03 \left[\frac{J}{kg K} \right]$ y $k = k_3 = 1,396$.

Se calcula área frontal de la cámara utilizando la referencia [6], dado que permite un obtener el mismo valor que el procedimiento de [5], pero con un método más simple.

$$Area = \frac{\dot{m}_{gas} * \sqrt{R * \frac{T_{comb}}{k}}}{P_3 * M_{comb} * \left(1 + \frac{k-1}{2} * M_{comb}^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} = 0,0287 \text{ [m}^2\text{]}$$

Siendo $\dot{m}_{gas} = 0,022 \left[\frac{kg}{s} \right]$ el flujo másico de gases de la combustión del aire primario, $R = 8,314 * 10^{-5} \left[\frac{m^3 bar}{^\circ K mol} \right]$ la constante de los gases ideales, $T_{comb} = 2000 \text{ [}^\circ\text{k]}$ la temperatura de combustión del propano y $k = k_3 = 1,396$.

Con los valores anteriores, se estima el largo de la zona de combustión como:

$$\frac{Vol}{Area} = 0,005 [m] = 5 [mm]$$

Cabe destacar que los valores obtenidos en esta sección sirven como guías para estimar el tamaño que debe tener la zona de combustión. Por otra parte, dado que estos criterios son utilizados tanto para el dimensionamiento de turbinas en forma generalizada, los valores no deben ser tomados como una solución particular al problema del diseño.

Mencionado lo anterior, este procedimiento indica que el combustor debe tener las dimensiones que se muestran en el esquema de la Figura 4.5

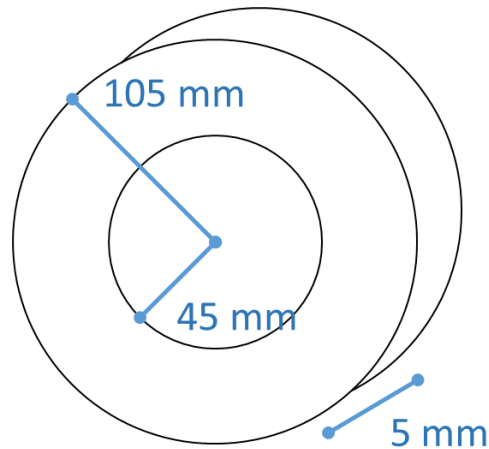


Figura 4.5 Esquema geometría dimensionada de la zona de combustión

En primer lugar, se determina que estas dimensiones no concuerdan con modelos comerciales de micro turbinas a gas, para este caso el diámetro de la zona de combustión sería el doble que el diámetro del compresor y la turbina, por tanto, se desechan las dimensiones del largo y área frontal.

Dado que se desea lograr el mismo volumen determinado anteriormente, se define el área frontal por un anillo de 78 [mm] de diámetro exterior y 36 [mm] de diámetro interior y el largo efectivo de combustión en 38 [mm]. La geometría descrita se aprecia en la Figura 4.6

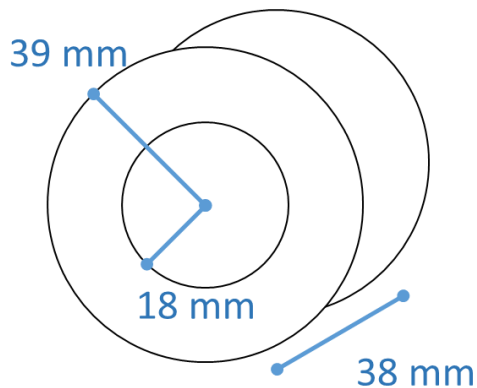


Figura 4.6: Esquema de geometría dimensionada con valores fijos. (elaboración propia)

El área de la sección geométrica se calcula como:

$$Area = (0,039^2 - 0,018^2) * \pi = 0,038 [m^2]$$

Luego el volumen es:

$$Vol = Area * Largo = 0,000143 [m^3]$$

Con $Largo = 38 [mm]$, de esta forma se obtiene el volumen objetivo estimado por el método anterior. Del dimensionamiento básico, podemos calcular el radio medio de la cámara de combustión, es decir el diámetro por donde debería inyectarse el combustible en forma axial para que la llama estuviera centrada si el aire entrara en forma uniforme por el liner interior y el liner exterior. El radio medio se calcula como

$$R_{medio,c} = \frac{R_{exterior,c} + R_{interior,c}}{2} = \frac{39 + 18}{2} = 28,5 [mm]$$

4.3 Selección de tipo de difusor

En la sección 3.4.4 de antecedentes se discuten las ventajas y desventajas de ambos tipos de difusores, dada la utilización de un compresor radial, y la disposición axial de la cámara de combustión, el perfil de entrada a un difusor resulta ser no simétrico, lo cual dificulta difusores del tipo “faired”, dada la sensibilidad ante las condiciones de entrada del aire.

El propósito constructivo del diseño implica que este, debe entregar facilidades para fabricación sin perjudicar el correcto funcionamiento del combustor, por lo cual el uso de difusores del tipo “dump” entregan ventajas en este sentido, pues permite que las tolerancias sean mayores en la fabricación. Finalmente, el reducido peso y tamaño de los difusores del tipo “dump” los hace ideales para turbinas de micro generación. De esta manera se escoge el diseño de un difusor del tipo “dump” en forma anular.

4.4 Diseño del difusor

Los difusores para cámaras de combustión consideran 3 secciones en su diseño, el “settling length” o zona de estabilización, el pre difusor y la salida del predifusor, a continuación, se muestra el desarrollo del diseño de cada una de las secciones.

Una de las características fundamentales que deben cumplir los difusores en turbinas a gas, es que la descarga de aire esté centrado con respecto a la zona de combustión, con tal de distribuir en forma adecuada el aire alrededor del liner,

Existe un desafío en redirigir el flujo aire del compresor radial a un difusor axial, es por esta razón que en el diseño se deben redondear todas las aristas del difusor con curvaturas lo más suaves posibles (ver Anexo E) lo anterior, con tal de reducir la perdida de carga por el direccionamiento de flujo y evitar fenómenos de inestabilidad.

4.4.1 Definición “settling length”

La primera sección que se diseña es el “settling length” (Figura 3.14), según los experimentos realizados por Lefebvre [2], esta sección recta debe tener como largo mínimo, el doble del ancho del alabe del estator del compresor. Utilizando la información de la Tabla 3.2, se tiene que el ancho del alabe del estator del compresor es de 4 mm, por tanto, el largo mínimo debe ser de 8 [mm] sin embargo se define un largo de 11 [mm] como una medida más conservadora debido a dirección radial del flujo.

4.4.2 Diseño pre difusor

El pre difusor debe transformar la mayor cantidad de presión dinámica en presión estática evitando el fenómeno de “stall” o de inestabilidad de flujo. Para el diseño, la referencia [8] define los parámetros R_o como el radio exterior del anulo, R_i el radio interior del anulo, L_o el largo de la pared exterior del difusor, L_i el largo de la pared interior del difusor, θ_o el ángulo entre la horizontal y la pared exterior del difusor y θ_i el ángulo entre la horizontal y la pared interior del difusor. Estos parámetros se identifican en la Figura 4.7.

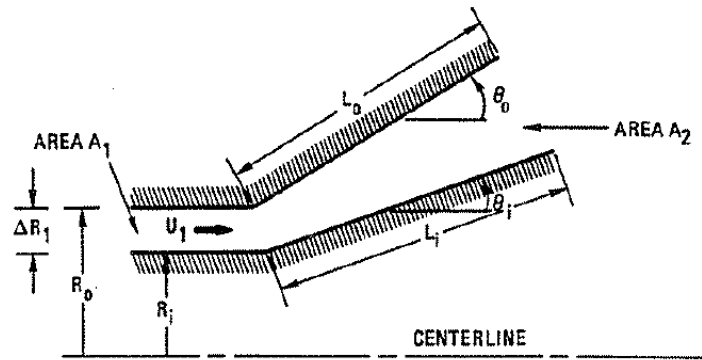


Figura 4.7 Difusor anular vista lateral en corte [8]

El área de entrada A_1 se calcula como

$$A_1 = (R_{o,1}^2 - R_{i,1}^2) * \pi = 0,0011 [m^2]$$

Siendo $R_{o,1} = 0,044 [m]$ el radio interior de la carcasa del combustor (Ver anexo A) y $R_{i,1} = 0,04 [m]$ el radio exterior del estator del compresor (Ver anexo A). Se establece que el área de salida del pre difusor debe sea aproximadamente 1,8 veces el área de la entrada. Se define $R_{o,2} = 0,0335 [m]$ como el radio exterior del anulo a la salida y $R_{i,2} = 0,023 [m]$ el radio interior del anulo a la salida. Por tanto, el área a la salida A_2 se calcula:

$$A_2 = (R_{o,2}^2 - R_{i,2}^2) * \pi = 0,0019 [m^2]$$

Por tanto, la razón de áreas es

$$\frac{A_2}{A_1} = 1,77$$

El gráfico de la Figura C.2 indica las razones geométricas que deben cumplirse para desarrollar el primer “stall” en diferentes tipos de difusor. Observamos que para evitar la ocurrencia de este fenómeno utilizando la razón de áreas anteriormente definida, el valor de la razón $\frac{N}{\Delta R_1}$ debe ser $\frac{N}{\Delta R_1} = 3$, siendo N el largo de la pared del difusor en forma axial. Dado que $\Delta R_1 = 4 [mm]$ (ver Figura 4.7), N se define como $N = 25 [mm]$, lo cual entrega un valor de $\frac{N}{\Delta R_1} = 6,3$ mayor necesario para evitar el primer “stall”.

Con tal de redirigir el flujo de manera más suave se utilizan redondeos en las aristas con radios de curvatura que de 8 [mm] y de 15 [mm], estos valores se detallan con mayor profundidad en los planos de fabricación de cada pieza (véase anexo E). En la Figura 4.8 se aprecia la geometría del difusor.

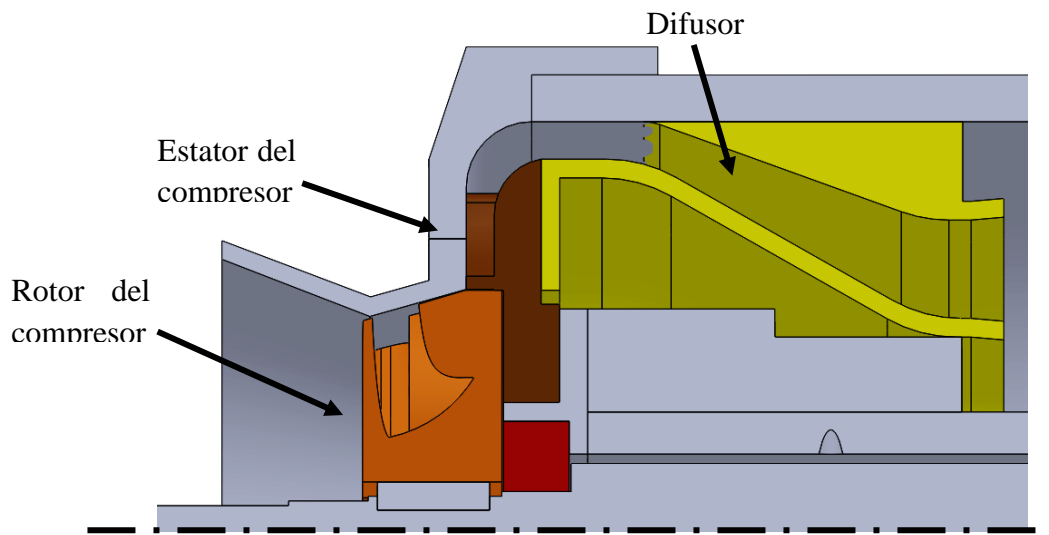


Figura 4.8 Diseño pre difusor anular (color amarillo) (elaboración propia)

Para estimar el rendimiento del pre difusor se utiliza el gráfico de la Figura D.3, donde \bar{L} se calcula como:

$$\bar{L} = \frac{L_0 + L_i}{2} = 32,29 [mm]$$

Con $L_0 = 30,09 [mm]$ y $L_i = 34,48 [mm]$, para utilizar el gráfico se calcula la razón $\frac{\bar{L}}{\Delta R_1}$ que toma el valor de $\frac{\bar{L}}{\Delta R_1} = 8,07$ con lo cual se estima que el coeficiente de recuperación de presión C_p es 0,5 aproximadamente, es decir, un 50% de la presión dinámica se transforma en presión estática. Existe consenso [2], [9] en que los valores de C_p entregados por la Figura D.3 entregan una mirada conservadora respecto a los valores reales.

4.4.3 Diseño de la salida del pre difusor

Al ingresar aire al difusor, cambia su dirección a hacia el centro de la turbina, dado que la cámara de combustión tiene una disposición axial, se hace necesario una zona de redireccionamiento de flujo antes de entrar a la zona del liner.

La salida del difusor debe estar centrada respecto al diámetro medio del liner, lo anterior con el fin de distribuir el aire uniformemente en el liner. Es por esta razón que la descarga del predifusor tiene un radio medio de 28,25 [mm] desde el centro de la turbina, un valor cercano al radio medio del combustor $R_{medio,c} = 28,5$. Por otra parte, se define una zona recta a la salida del difusor de largo de 5 [mm] para estabilizar el perfil de velocidad.

El difusor de tipo “dump” se caracteriza por las zonas de recirculación que se generan alrededor de la salida del pre difusor. Con tal de generar estas zonas en forma estable y evitar una excesiva pérdida de carga del fluido al expandirse, se debe definir el ángulo de apertura a la salida del pre difusor y la distancia de este con respecto al liner. Utilizando los resultados de los experimentos expuestos en [3] se define que la distancia óptima entre el liner y la salida del pre difusor (dump gap) D_g que se calcula como.

$$\frac{D_g}{\Delta R_1} = 1 \text{ a } 2 \rightarrow D_g = 1,5\Delta R_1 = 6 \text{ [mm]}$$

El ángulo de apertura 2θ a la salida del difusor se define en 10° . La Figura 4.9 (referencia componentes Figura 4.8) permite visualizar de mejor manera la

Tabla 4.1 donde se resumen las características geométricas del diseño del difusor

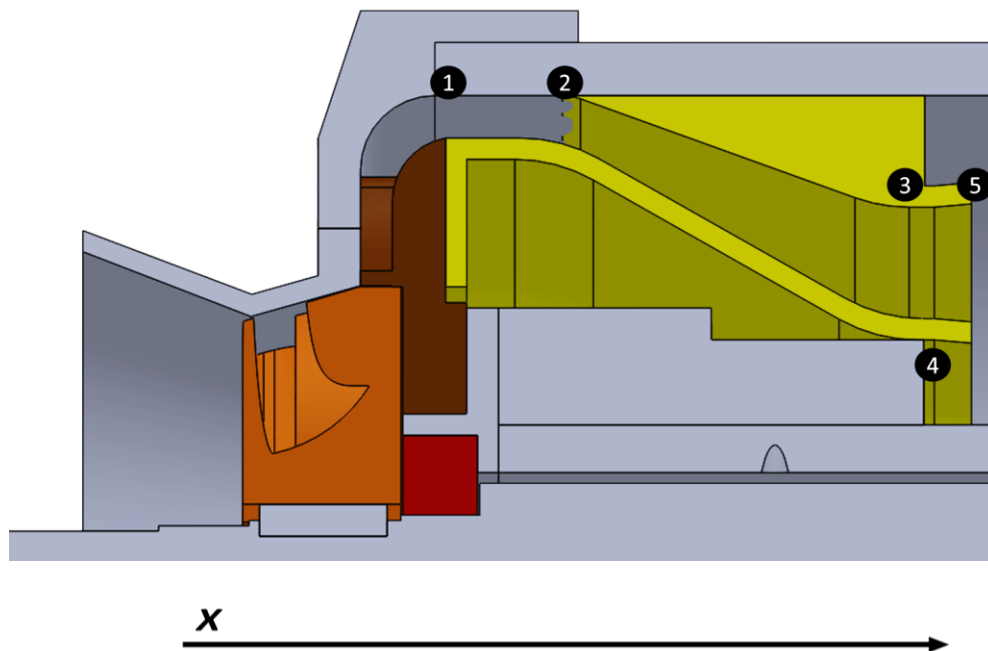


Figura 4.9 Diseño de pre difusor anular vista en corte lateral con marcadores de posición (elaboración propia)

Tabla 4.1 Características geométricas del pre difusor

Punto	X [mm]	D ext. [mm]	D int [mm]	Área efectiva [m ²]	2θ, ángulo de apertura equivalente [°]
1	0	88	80	0,0011	0
2	11	88	80	0,0011	11,4
3	41	67	46	0,0019	0
4	46	67	46	0,0019	10
5	49,5	68	45	0,0020	0
Salida	50	88	26	0,0056*	0

* Elaboración propia

* Se define $A_{Salida} = 0,0056 \text{ [m}^2\text{]}$ como el área donde se expande el aire a la salida del pre difusor

Cabe destacar que las medidas seleccionadas para los puntos 3, 4 y 5 fueron escogidos para que la descarga de aire fuera justo en el centro de la cámara de combustión es decir en el radio medio, esto, con tal de distribuir de igual forma el aire alrededor del liner.

4.5 Diseño anillo de combustible

Se define un anillo de distribución de combustible cerrado, con un diámetro interior de 5 [mm] y 8 [mm] diámetro exterior, para la inyección de combustible. El anillo tiene un radio medio de 28,5 [mm] con tal de que la salida de combustible este centrada en el liner como se observa en la Figura 4.10. El combustible ingresa por una sección superior recta que tiene un diámetro interior de 5 [mm] y 8 [mm] de diámetro exterior, su área transversal interior se calcula como:

$$A_{e,anillo} = 0,005^2 * \frac{\pi}{4} = 1,9 * 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$$

En el ideal de una cámara de combustión anular, cada sección de ella es axisimetrica, y por tanto se debe tratar de incorporar la mayor cantidad de agujeros de inyección como sea posible. Se definen 12 agujeros de inyección de combustible espaciados a igual ángulo, alrededor del anillo lo cual se puede visualizar en la Figura 4.10.

Una de las de los cálculos fundamentales en el diseño de anillos es la diferencia de presión que debe existir entre el estanque de almacenamiento y el interior de la cámara de combustión. Para determinar esta diferencia de presión, se utiliza la ecuación de Bernoulli.

$$\frac{v_1^2}{2} + gz_1 + \frac{P_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + gz_2 + \frac{P_2}{\rho}$$

Siendo:

v_1 : la velocidad de salida de gas del interior del estanque [m/s]

v_2 : la velocidad de salida de gas del interior del combustor [m/s]

z_1 : la altura del gas del interior del estanque [m]

z_2 : la altura del gas del interior del combustor [m]

P_1 : la presión estática del gas del interior del estanque [Pa]

P_2 : la presión estática del gas del interior del combustor [Pa]

ρ : la densidad del combustible a temperatura ambiente [kg/m³]

Debido a que el estanque es mucho más grande que el combustor $v_1 = 0$, por otra parte, la energía potencial no es determinante en la dinámica de gases, por tanto $gz_1 = gz_2 = 0$, luego la ecuación se puede escribir como:

$$\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho} = v_2^2$$

Para determinar la velocidad a la que debe entrar el flujo de combustible, sabemos que se debe cumplir la siguiente relación:

$$\rho * A_{e,anillo} * v_2 = m_{fuel} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Luego despejando la velocidad:

$$\frac{m_{fuel}}{\rho * A_{e,anillo}} = v_2 = 40,4 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por tanto, la ecuación de Bernoulli debe resolver:

$$\frac{v_2^2 * \rho}{2} + P_2 = P_1 = 236575 [Pa] \approx 236600 [Pa] = 2,366 [bar]$$

Dado que los estanque para GLP tienen una presión interna aproximadamente de 147 [bar], se requiere una válvula reguladora de presión o una serie de estas a la salida del estanque para llegar a la presión requerida. Por otro lado, con tal de tener un sistema robusto, se hacen necesario tener un sistema de control de presión y caudal, con sensores para estas variables. La definición de este sistema escapa de la presente memoria, por tanto, queda como propuesto para un trabajo posterior.

Ahora que se tienen las características a la entrada del anillo de distribución de combustible y que se han definido los 12 agujeros de salida, se selecciona un diámetro de 2,5 [mm] para cada agujero, con lo cual podemos calcular la velocidad de salida promedio de los agujeros como:

$$\frac{m_{fuel}}{\rho * A_{s,anillo}} = v_{s,anillo}$$

Con ρ la densidad del combustible GLP a temperatura ambiente, se calcula:

$$A_{s,anillo} = N_{agujeros} * \frac{D_{agujeros}^2}{4} * \pi = 5,82 * 10^{-5} [m^2]$$

Con $N_{agujeros} = 12$ y $D_{agujeros} = 0,0025 [mm]$, luego calculamos la velocidad de salida del combustible:

$$v_{s,anillo} = 13,48 \left[\frac{m}{s} \right]$$

La cual parece adecuada para la mezcla del aire y el combustible.

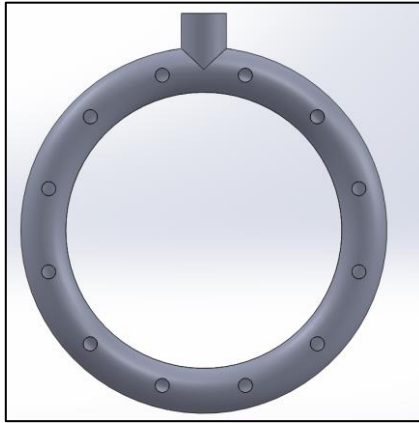


Figura 4.10 Anillo de distribución de combustible (elaboración propia)

4.6 Diseño de liner

Utilizando la Figura 4.6 se define un liner con diámetro exterior 78 [mm], diámetro interior 36 [mm] y un largo de 76 [mm] (mayor a los 38 [mm] efectivos requeridos y el doble de este valor), dado que el liner debe contener tanto la bujía de ignición como el anillo distribuidor de combustible. El área transversal de la cámara queda definida como:

$$A_c = (78^2 - 36^2) * \frac{\pi}{4} = 0,0038 [m^2].$$

Se define un espesor par el liner de 2 [mm], luego el cálculo del área que queda entre el liner y la carcasa del combustor sigue de la siguiente forma

$$A_{anul} = [(0,044^2 - 0,041^2) + (0,016^2 - 0,013^2)] * \pi = 0,00107 [m^2]$$

Donde los valores de las dimensiones geométricas, se obtiene sumando el espesor del liner a las dimensiones de la Figura 4.6. Por otro lado, definimos el flujo másico en el combustor \dot{m}_c como:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel} = 0,0755 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Siendo $\dot{m}_{air} = 0,074 \left[\frac{kg}{s} \right]$ el flujo de aire que entra a la turbina y $\dot{m}_{fuel} = 0,00153 \left[\frac{kg}{s} \right]$ el flujo de combustible que entra a la turbina.

Como se profundiza en la sección de antecedentes, el liner se divide en 4 zonas, la zona de combustión, la zona primaria, la zona intermedia y la de dilución. En cada zona el flujo másico de aire que entra está definido por la razón de equivalencia y las condiciones operacionales globales de la micro turbina. El diseño del liner consta en la definición del diámetro y numero de agujeros que son requeridos en cada zona para asegurar el ingreso y penetración de los flujos de aire.

Según las investigaciones mencionadas en [2], el modelo que mejor se adapta para la estimación del coeficiente de descarga para agujeros circulares, es

$$C_D = \frac{1,25 * (K - 1)}{\sqrt{4K^2 - K(2 - \alpha)^2}}$$

Con $\alpha = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \right)$ la razón entre el flujo de aire del agujero y el flujo de aire en el anulo que rodea el liner y $K = \left(\frac{q_{an}}{q_{salida}} \right)$ la razón entre la presión dinámica del flujo en el anulo y la presión dinámica justo después del difusor. Esta ecuación permite evaluar el flujo real de aire que entra al agujero.

Cabe destacar que para que se cumpla simetría dentro del combustor, el número de agujeros de las diferentes zonas deben ser múltiplos del número de agujeros del anillo de distribución de combustible, y deben estar alineados con estos o desfasados $\frac{360^\circ}{2 * N_{agujeros}} = 15^\circ$ de estos con tal de que los flujos de aire ingresen para alimentar la llama o enfriar y contener esta.

4.6.1 Zona de combustión

La zona de combustión tiene la particularidad de que los agujeros de entrada del aire están en forma paralela a la entrada de combustible y el flujo de aire entra de forma axial a la cámara. Para esta zona se utiliza una razón de equivalencia $\varphi_c = 0,9$ con falta de aire, esto debido a que en caso de un aumento súbito en el caudal de aire (embalamiento de turbina) no se generen inestabilidades aeroacústicas [3]. Luego el flujo de aire que entra a la zona de combustión se calcula como

$$\dot{m}_{air,c} = \dot{m}_{air,st} * \varphi_c = 0,021 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Dada la importancia de esta zona, se define la altura máxima de penetración $Y_{max,c} = 24$ [mm] pues el aire debe llegar hasta la salida del anillo distribuidor de combustible. Se definen el número de agujeros (N) para esta zona como $N_c = 24$.

$$\dot{m}_{h,c} = \frac{\dot{m}_{air,c}}{N_c} = 0,0009 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Estimamos el valor de α_c como

$$\alpha_c = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \right) = \frac{\dot{m}_{h,c}}{\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c}} = 0,02$$

El valor de K_c se calcula como

$$K_c = \left(\frac{q_{an}}{q_{salida}} \right) = \frac{\frac{(\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c})^2}{2\rho_{anul,c} * A_{anul}^2}}{\frac{\dot{m}_{air}^2}{2\rho_{salida} * A_{salida}^2}} = 13,84$$

Donde $\rho_{anul,c} = \rho_{salida} = 2,04 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en el anulo en la zona de combustión y a la salida del pre difusor (densidad a 402,5 [°K] y 2,35 [bar]). Con estos cálculos, podemos estimar el valor de $C_{D,c}$ como

$$C_{D,c} = \frac{1,25 * (K_c - 1)}{\sqrt{4K_c^2 - K_c(2 - \alpha_c)^2}} = 0,6$$

Se calcula el diámetro que deben tener los agujeros de la zona de combustión con la siguiente formula

$$D_{h,c} = \frac{Y_{max}}{\sqrt{C_{D,c}} * 1,25 * \sqrt{\frac{\rho_{h,c} * U_{h,c}^2}{\rho_c * U_c^2} * \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_{h,c}}}} = 6,17 [mm]$$

Donde $\rho_{h,c} = 2,04 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en los agujeros de la zona de combustión (402,5 [°K] y 2,35 [bar]), $\rho_c = 0,45 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad promedio del aire dentro del combustor (1800 [°K] y 2,35 [bar]), se utiliza la razón $\frac{U_{h,c}}{U_c} = 1,6$ que se desprende de un proceso iterativo del cálculo de las velocidad en los agujeros y en el combustor usando las áreas, densidades y flujos máxicos respectivos.

La zona de combustión tiene 24 agujeros con disposición axial en forma de 2 anillos centrados en el eje de la turbina y 6 [mm] de diámetro. Los agujeros están alineados con la salida de combustible

4.6.2 Zona primaria

Por la zona primaria entra la primera porción de aire secundario en forma radial. Para esta zona se utiliza una razón de equivalencia $\varphi_p = 1,3$. Luego el flujo de aire que entra a la zona primaria se calcula como

$$\dot{m}_{air,p} = \dot{m}_{air,st} * \varphi_p = 0,031 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

En esta zona, se define la altura máxima de penetración $Y_{max,p} = 8$ [mm]. El número de agujeros (N) para esta zona es $N_p = 48$.

$$\dot{m}_{h,p} = \frac{\dot{m}_{air,p}}{N_p} = 0,0007 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Estimamos el valor de α_p como

$$\alpha_p = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \right) = \frac{\dot{m}_{h,p}}{\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c}} = 0,012$$

El valor de K_p se calcula como

$$K_p = \left(\frac{q_{an}}{q_{salida}} \right) = \frac{\frac{(\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c})^2}{2\rho_{anul,p} * A_{anul}^2}}{\frac{\dot{m}_{air}^2}{2\rho_{salida} * A_{salida}^2}} = 20,65$$

Donde $\rho_{salida} = 2,04 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire a la salida del pre difusor (402,5 [°K] y 2,35 [bar]) $\rho_{anul,p} = 1,37 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en el anulo en la zona primaria (600 [°K] y 2,35 [bar]). Con estos cálculos, podemos estimar el valor de $C_{D,p}$ como

$$C_{D,p} = \frac{1,25 * (K_p - 1)}{\sqrt{4K_p^2 - K_p(2 - \alpha_p)^2}} = 0,61$$

Se calcula el diámetro que deben tener los agujeros de la zona de combustión con la siguiente formula

$$D_{h,p} = \frac{Y_{max,p}}{\sqrt{C_{D,p}} * 1,25 * \sqrt{\frac{\rho_{h,p} * U_{h,p}^2}{\rho_c * U_c^2} * \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_{h,p}}}} = 4,54 \text{ [mm]}$$

Donde $\rho_{h,c} = 1,37 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en los agujeros de la zona primaria (600 [°K] y 2,36 [bar]), $\rho_c = 0,45 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad promedio del aire dentro del combustor (1800 [°K] y 2,35 [bar]), se utiliza la razón $\frac{U_{h,p}}{U_c} = 1,05$ que se desprende de un proceso iterativo del cálculo de las velocidad en los agujeros y en el combustor usando las áreas, densidades y flujos máxicos respectivos.

La zona primaria tiene 48 agujeros con disposición radial en 2 anillos alrededor del liner y 5 [mm] de diámetro. Los agujeros del primer anillo son tienen un ángulo de entrada de 40° con tal de apuntar a la zona de mezcla del aire con el combustible, la segunda tiene una distribución netamente radial. Los agujeros están alineados con la salida de combustible

4.6.3 Zona intermedia

Por la zona intermedia entra la segunda porción de aire secundario en forma radial. Para esta zona se utiliza una razón de equivalencia $\varphi_i = 0,5$ con tal de aportar una cantidad de aire para la dilución. El flujo de aire que entra a la zona intermedia se calcula como

$$\dot{m}_{air,i} = \dot{m}_{air,st} * \varphi_i = 0,011 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

En esta zona, la altura máxima de penetración se define como $Y_{max,i} = 4,5$ [mm]. El número de agujeros (N) para esta zona es $N_i = 48$.

$$\dot{m}_{h,i} = \frac{\dot{m}_{air,i}}{N_i} = 0,0002 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Estimamos el valor de α_i como

$$\alpha_i = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \right) = \frac{\dot{m}_{h,i}}{\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c} - \dot{m}_{air,p}} = 0,01$$

El valor de K_i se calcula como

$$K_i = \left(\frac{q_{an}}{q_{salida}} \right) = \frac{(\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c} - \dot{m}_{air,p})^2}{\frac{2\rho_{anul,i} * A_{anul}^2}{\dot{m}_{air}^2}} = 3,58$$

Donde $\rho_{salida} = 2,05 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire a la salida del pre difusor (402,5 [°K] y 2,35 [bar]) $\rho_{anul,i} = 1,37 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en el anulo en la zona intermedia (600 [°K] y 2,35 [bar]). Con estos cálculos, podemos estimar el valor de $C_{D,i}$ como

$$C_{D,i} = \frac{1,25 * (K_i - 1)}{\sqrt{4K_i^2 - K_i(2 - \alpha_i)^2}} = 0,53$$

Se calcula el diámetro que deben tener los agujeros de la zona de combustión con la siguiente formula

$$D_{h,i} = \frac{Y_{max,i}}{\sqrt{C_{D,i}} * 1,25 * \sqrt{\frac{\rho_{h,i} * U_{h,i}^2}{\rho_c * U_c^2} * \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_{h,i}}}} = 2,72 \text{ [mm]}$$

Donde $\rho_{h,c} = 1,37 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en los agujeros de la zona intermedia (600 [°K] y 2,35 [bar]), $\rho_c = 0,45 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad promedio del aire dentro del combustor (1800 [°K] y

2,35 [bar]), se utiliza la razón $\frac{U_{h,i}}{U_c} = 1,05$ que se desprende de un proceso iterativo del cálculo de las velocidades en los agujeros y en el combustor usando las áreas, densidades y flujos másicos respectivos.

La zona intermedia tiene 48 agujeros con disposición radial dos anillos de 24 agujeros alrededor del liner y de 3 [mm] de diámetro. Los agujeros están desfasados 15° con la salida del combustible

4.6.4 Zona dilución

En la zona de dilución entra la última porción de aire secundario en forma radial. Para esta zona se utiliza una razón de equivalencia $\varphi_i = 0,5$ que representa una pequeña cantidad de aire. El flujo de aire que entra a la zona intermedia se calcula como

$$\dot{m}_{air,d} = \dot{m}_{air,st} * \varphi_d = 0,0011 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

En esta zona, la altura máxima de penetración se define como $Y_{max,d} = 3$ [mm]. El número de agujeros (N) para esta zona es $N_d = 24$.

$$\dot{m}_{h,d} = \frac{\dot{m}_{air,i}}{N_i} = 0,0005 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Estimamos el valor de α_d como

$$\alpha_d = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{an}} \right) = \frac{\dot{m}_{h,d}}{\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c} - \dot{m}_{air,p} - \dot{m}_{air,i}} = 0,021$$

El valor de K_d se calcula como

$$K_d = \left(\frac{q_{an}}{q_{salida}} \right) = \frac{(\dot{m}_{air} - \dot{m}_{air,c} - \dot{m}_{air,p} - \dot{m}_{air,i})^2}{\frac{2\rho_{anul,i} * A_{anul}^2}{\dot{m}_{air}^2}} = 1,05$$

Donde $\rho_{salida} = 2,05 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire a la salida del pre difusor (402,5 [°K] y 2,35 [bar]) $\rho_{anul,d} = 1,17 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en el anulo en la zona intermedia (700 [°K] y 2,35 [bar]). Con estos cálculos, podemos estimar el valor de $C_{D,i}$ como

$$C_{D,d} = \frac{1,25 * (K_d - 1)}{\sqrt{4K_d^2 - K_d(2 - \alpha_d)^2}} = 0,11$$

Se calcula el diámetro que deben tener los agujeros de la zona de combustión con la siguiente formula

$$D_{h,d} = \frac{Y_{max,i}}{\sqrt{C_{D,i}} * 1.25 * \sqrt{\frac{\rho_{h,i} * U_{h,i}^2}{\rho_c * U_c^2} * \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_{h,i}}}} = 3,39 [mm]$$

Donde $\rho_{h,c} = 1,17 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad del aire en los agujeros de la zona intermedia (700 [°K] y 2,35 [bar]), $\rho_c = 0,45 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ la densidad promedio del aire dentro del combustor (1800 [°K] y 2,35 [bar]), se utiliza la razón $\frac{U_{h,d}}{U_c} = 1,35$ que se desprende de un proceso iterativo del cálculo de las velocidades en los agujeros y en el combustor usando las áreas, densidades y flujos másicos respectivos.

Finalmente, la zona dilución tiene 24 agujeros con disposición radial de una fila en un anillo alrededor del liner y de 4 [mm] de diámetro. Los agujeros se encuentran desfasados 15° de los de inyección de combustible.

En la tabla Tabla 4.2, se muestra una tabla resumen con los resultados del diseño, donde también se definen las ubicaciones utilizando las recomendaciones en diseño de liners expuestas en la sección de antecedentes. Se utilizará la variable $x/Largo\ total$ como la razón entra la distancia axial de ultimo agujero en cada zona y el largo total de la cámara.

Tabla 4.2: Resumen de los valores del diseño de los agujeros del liner en las diferentes zonas

Zona	Flujo másico que ingresa [kg/s]	Penetración máxima Y_{max} [mm]	Numero de agujeros	Diámetro [mm]	Ubicación axial (X/largo total)
Zona de combustión	0,021	24	24	6	0
Zona primaria	0,031	8	48	5	0.26
Zona intermedia	0,011	4,5	48	3	0,58
Zona de dilución	0,0011	4	24	4	0,77

*Elaboración propia

Si bien la posición de la zona de dilución no coincide con los criterios recomendados en la sección de antecedentes, se decidió ubicar los más cercanos a la salida del combustor con el fin de refrigerar la entrada a los alabes del estator de la turbina. En la Figura 4.11 se aprecia el diseño final del liner, en la sección de Anexos E se pueden apreciar los planos de fabricación.

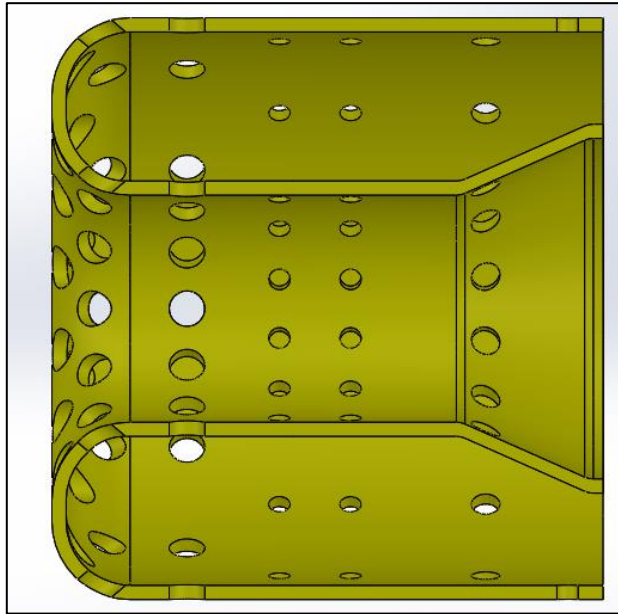


Figura 4.11: Vista en corte del liner diseñado. (elaboración propia)

4.7 Selección de bujía

Se selecciona una sola bujía dado que las cámaras de combustión anulares, tienen la capacidad de encender el combustible que entra por cada inyector con la propagación de la llama por el anulo. Además de la referencia [10] se afirma que el caudal másico de aire y la velocidad del fluido no afecta en la velocidad de propagación de la ignición a lo largo de la cámara de combustión.

Se escoge una bujía IY24, Iridium Power de encendido denso debido a que es una de las bujías comerciales más pequeñas del mercado, y por tanto resulta adecuada para el uso en micro combustores sin intervenir el flujo de aire al interior de este. La bujía junto a sus dimensiones relevantes se puede apreciar en la Figura 4.12.



Figura 4.12 Bujía de encendido denso IY24

La ubicación de la bujía debe ser lo menos invasiva posible con tal de mantener la simetría en la cámara y evitar tener un contacto directo con la flama de la combustión, por otro lado, se debe ubicar a continuación de la salida de combustible. La bujía se ubica a 20 [mm] de la entrada del anillo de combustible como se puede apreciar en la Figura 4.13 que muestra el interior de la cámara de combustión y la ubicación del liner, el anillo de combustible y la bujía.

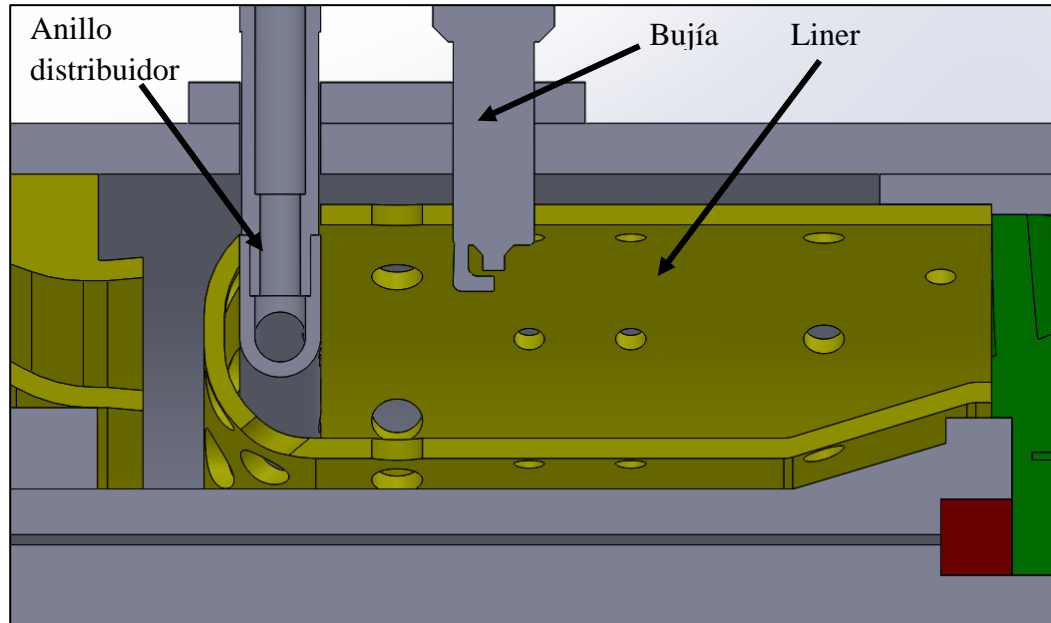


Figura 4.13 Vista en corte de la cámara de combustión mostrando el liner, anillo de combustible y bujía (elaboración propia)

4.8 Diseño final de la turbina

Utilizando los componentes diseñados en las secciones anteriores y las piezas modificadas de la memoria del año 2011, se presenta en las Figura 4.14, Figura 4.15 donde se expone el diseño final de la micro turbina a gas.

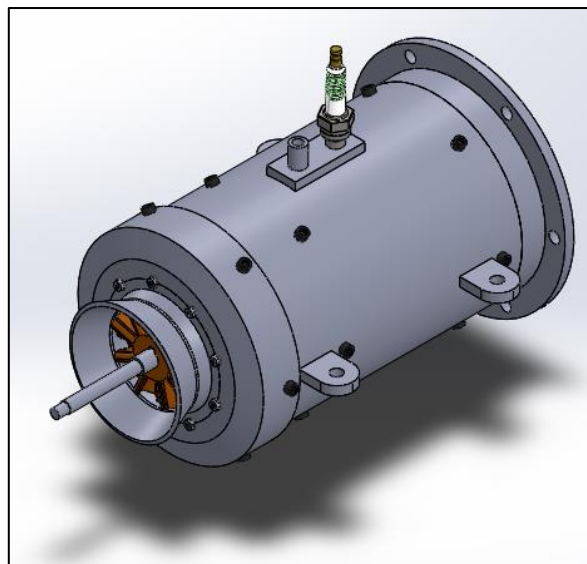


Figura 4.14 Vista isométrica modelo CAD turbina a gas diseño final – SolidWorks 2014 (elaboración propia)

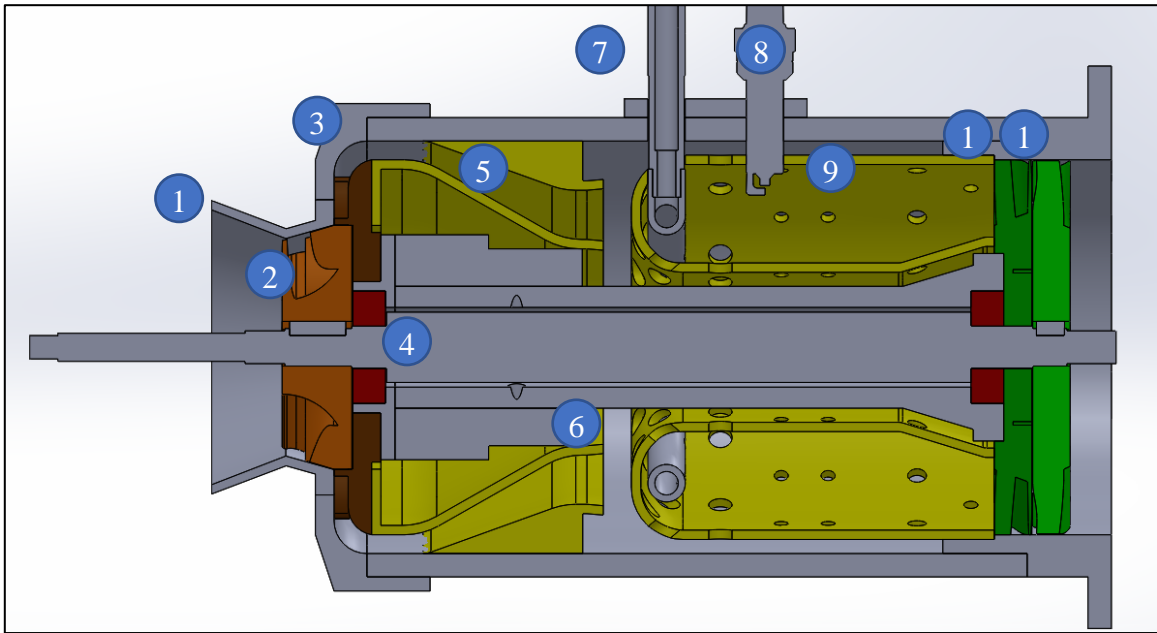


Figura 4.15 Vista lateral en corte modelo CAD turbina a gas diseño final – SolidWorks 2014 (elaboración propia)

A continuación, se enumeran algunos de los componentes de la turbina a gas de la Figura 4.15.

1. Inductor al compresor
2. Rotor del compresor
3. Estator del compresor
4. Eje
5. Difusor
6. Túnel de eje
7. Anillo de distribución del combustible
8. Bujía
9. Liner
10. Estator de la turbina
11. Rotor de la turbina

4.9 Simulación CFD

Los resultados de la presente sección y de las secciones anteriores son el fruto de un proceso iterativo que involucra la simulación y análisis de al menos 30 geometrías diferentes, donde se evalúa mediante la comparación de simulaciones CFD en el software ANSYS Fluent, el efecto que tenían las siguientes variables:

- Posición de la salida del difusor
- Tamaño de los agujeros de las diferentes zonas del liner
- Numero de agujeros de las diferentes zonas del liner
- Disposición de los agujeros del liner
- Dimensiones del anillo de combustión
- Posición de los agujeros de salida del anillo de combustión
- Largo de la cámara de difusión
- Dimensiones del difusor
- Curvaturas a la entrada del difusor

Este proceso permite comprender que variables son importantes en el diseño de la cámara de combustión y sus componentes, el resultado de este proceso se muestra en la sección de discusiones.

Para modelar el comportamiento de los fluidos dentro de la cámara de combustión se utilizó la metodología y los parámetros que se muestran en la sección de Anexos F.

4.9.1 Selección de modelos de transferencia de calor

Con tal de decidir que modelos de transferencia incluir en la modelación se realiza un el cálculo del número de Nuselt para comparar la potencia térmica aportada por radiación con la de la convección, no se evalúa el efecto de la conducción pues, por una parte, aumenta en demasía el costo computacional de la simulación al incorporar la interacción solido-fluido, y por otra, se trabaja bajo una condición más desfavorable respecto a los valores a los que puede llegar la temperatura, pues existe menor cantidad de masa que absorba el calor producido (ver referencia [11]).

Por otra parte, en la simulación de turbomaquinas térmicas se consideran carcasas adiabáticas para la simulación, dado que el comportamiento de la mecánica de fluido no varía significativamente, y se puede lograr esa condición en un modelo real al utilizar un recubrimiento de material aislante con los espesores necesarios.

Transferencia de calor por radiación:

$$\dot{Q}_{rad} = A_{rad} * \varepsilon * \sigma * (T_h^4 - T_c^4)$$

Donde:

\dot{Q}_{rad} : el flujo de calor por radiación [W]

A_{rad} : área de la superficie que absorbe calor [m²]

ε : la emisividad del material que absorbe calor

σ : la constante de Stefan-Boltzmann [J/K]

T_h : la temperatura de la superficie que radia calor [°K]

T_c : la temperatura de la superficie que absorbe calor [°K]

Transferencia de calor por convección:

$$\dot{Q}_{conv} = A_{conv} * h * (T_h - T_c)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : el flujo de calor por convección [W]

A_{conv} : área de contacto entre la superficie caliente con la fría [m²]

h : el coeficiente de convección [W/m²K]

T_h : la temperatura de la superficie que cede calor [°K]

T_c : la temperatura de la superficie que absorbe calor [°K]

La razón entre el calor por convección y el calor radiado se calcula con el número de Nuselt $N_{rad,conv}$. Para simplificar el cálculo se asumen que ambas áreas son iguales

$$N_{rad,conv} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{rad}} = \frac{A_{conv} * h * (T_h - T_c)}{A_{rad} * \varepsilon * \sigma * (T_h^4 - T_c^4)}$$

Simplificando

$$N_{rad,conv} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{rad}} = \frac{h}{\varepsilon * \sigma * (T_h + T_c)(T_h^2 + T_c^2)} = 0,15$$

Para estimar el valor se utilizan los siguientes valores: $T_h = 1800$ [°K], $T_c = 900$ [°K], $h = 80$ $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$ (coeficiente de convección del aire a altas temperaturas), $\varepsilon = 0,87$ (la emisividad del acero inoxidable desgastado), $\sigma = 5,67 * 10^{-8}$. Este valor indica que el calor aportado por la convección es solo un 15% del calor aportado por radiación.

Por tanto, el mecanismo de transferencia de calor que predomina en este problema es radiativo y el análisis de la transferencia por convección o por conducción no tiene gran relevancia. Sin embargo, el software ANSYS Fluent considera la transferencia de calor por convección y conducción al inicializar el modelo de energía.

El descartar la conducción térmica de la estructura, implica que solo se modela el negativo de la turbina sin incorporar las piezas estructurales, es decir, solo se modela y trabaja el fluido al interior de la cámara, y aquellos lugares donde debería existir estructura se consideran vacío para efectos prácticos.

Sin embargo, cabe destacar que las simulaciones tienen como objetivo estudiar la dinámica de fluidos y temperaturas al interior del liner, y los valores obtenidos de este estudio se utilizan como condición de borde para la estructura, donde se considera que la temperatura obtenida en una pared de un componente, será la temperatura del componente debido a las dimensiones que tienen estos.

4.9.2 Resultados simulación CFD

A continuación, se muestran los resultados de simular la geometría desarrollada en la presente memoria, para la obtención de resultados en el software ANSYS se utiliza la metodología expuesta en los Anexos F donde se ingresan como condiciones de borde:

- Para la entrada de aire $\dot{m}_{air} = 0,074 \left[\frac{kg}{s} \right]$, $P_{aire,e} = 2,36 [bar]$, $T_{aire,e} = 402,5 [^{\circ}K]$
- Para la entrada de combustible $\dot{m}_{fuel} = 0,00153 \left[\frac{kg}{s} \right]$, $P_{fuel,e} = 2,366 [bar]$, $T_{aire,e} = 300 [^{\circ}K]$
- Para la salida del combustor $P_4 = 2,34 [bar]$

Para la simulación se realizan 10.000 iteraciones aun cuando los resultados muestran que con 1000 iteraciones la solución converge a un valor estable. Se monitorea la temperatura promedio del liner interior, el liner exterior y la salida del combustor, también se monitorea la fracción de combustible promedio a la salida del combustor, estos resultados se muestran en la Figura 4.16, la Figura 4.17, la Figura 4.18 y la Figura 4.19.

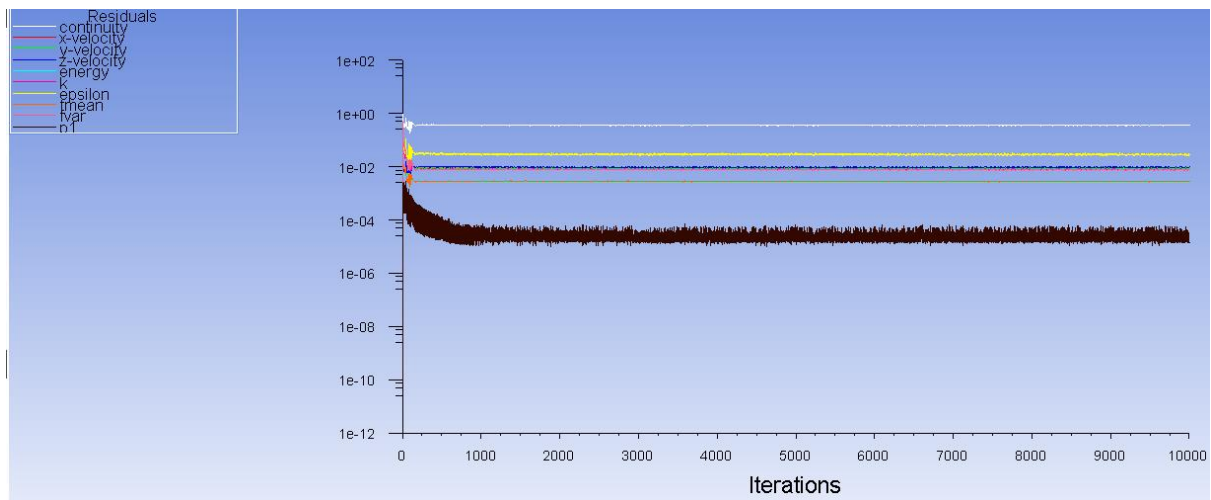


Figura 4.16: Valor de los residuos de cada modelo vs número de iteraciones (elaboración propia)

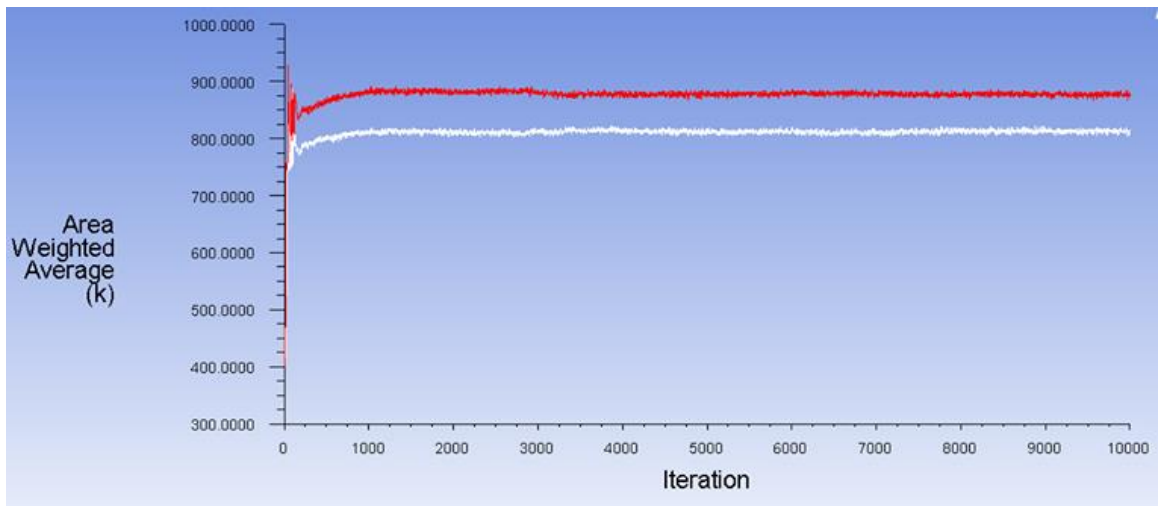


Figura 4.17: Temperaturas promedio del liner interior (blanco) y liner exterior (rojo) vs número de iteraciones (elaboración propia)

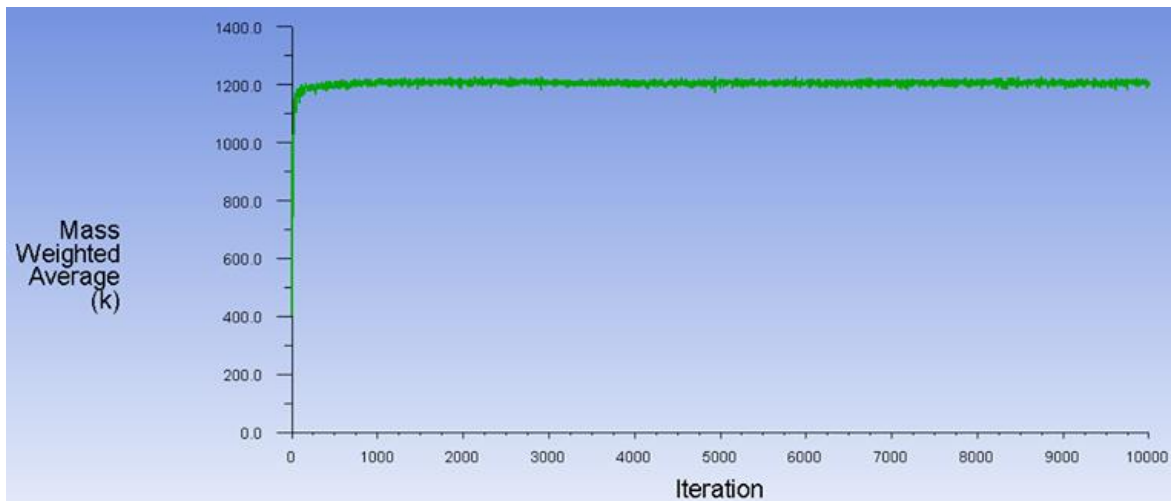


Figura 4.18: Temperaturas promedio a la salida del combustor vs número de iteraciones (elaboración propia)

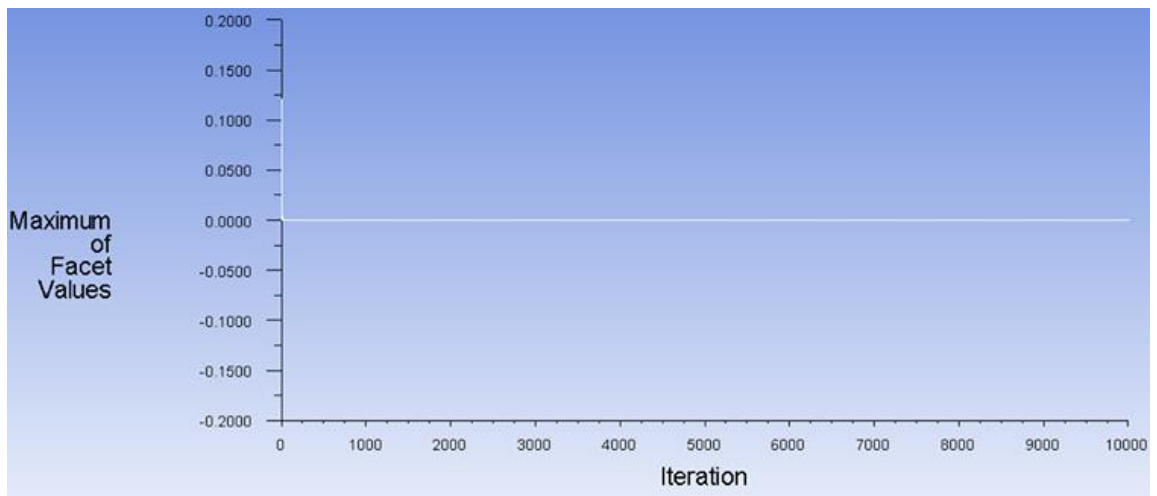


Figura 4.19: fracción de combustible promedio a la salida del combustor vs número de iteraciones (elaboración propia)

Como se menciona anteriormente los resultados tienden a converger a las 1000 iteraciones, por otra parte, el monitoreo de los valores promedios permite evaluar las diferentes geometrías pues uno de los valores que más interesa en el estudio, es la temperatura interior de las paredes del liner, que deben estar por debajo de la temperatura máxima de servicio del acero. Se obtiene como resultado:

- Temperatura promedio liner exterior: $873 \text{ [}^\circ\text{K]} = 600 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- Temperatura promedio liner interior: $810 \text{ [}^\circ\text{K]} = 537 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- Temperatura promedio salida del combustor: $1200 \text{ [}^\circ\text{K]} = 927 \text{ [}^\circ\text{C]}$

A continuación, se muestra la visualización de los resultados obtenidos del proceso de simulación.

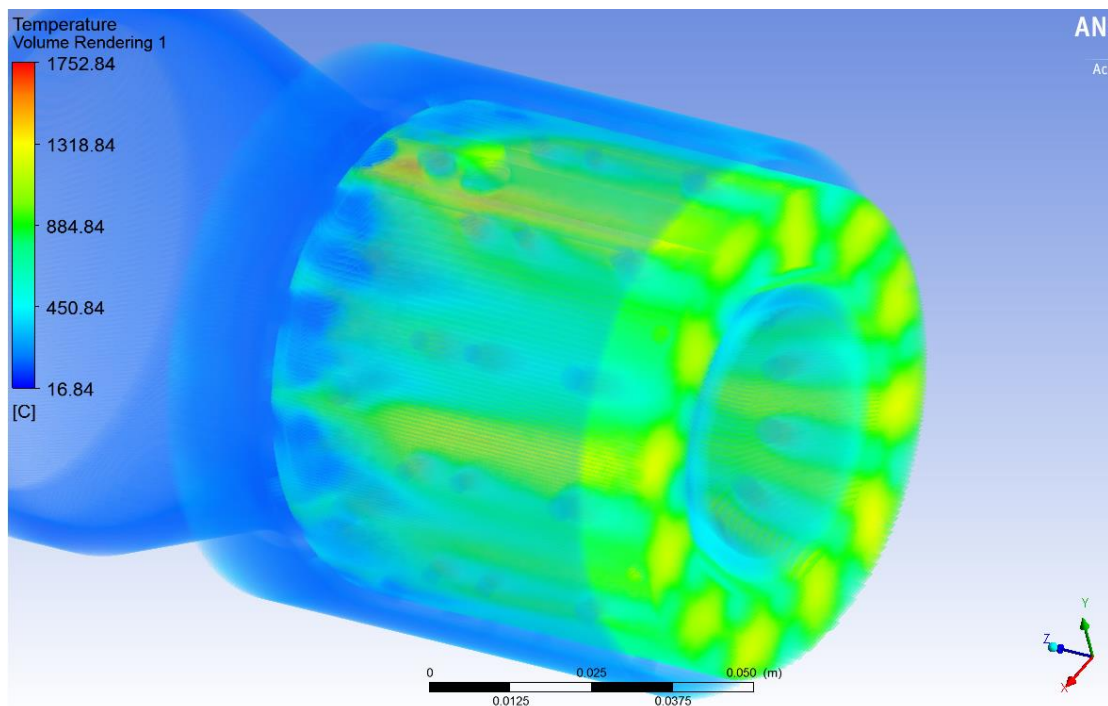


Figura 4.20: Vista volumétrica isométrica de la temperatura de los gases dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

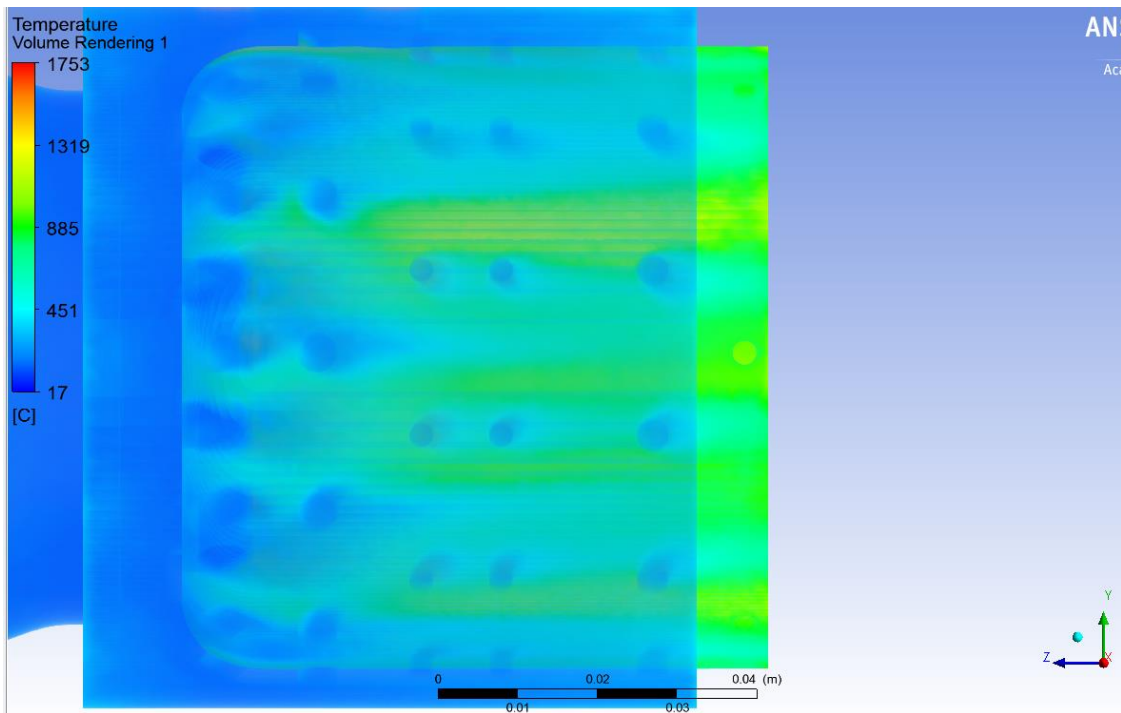


Figura 4.21: Vista volumétrica desde plano YZ de la temperatura de los gases dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

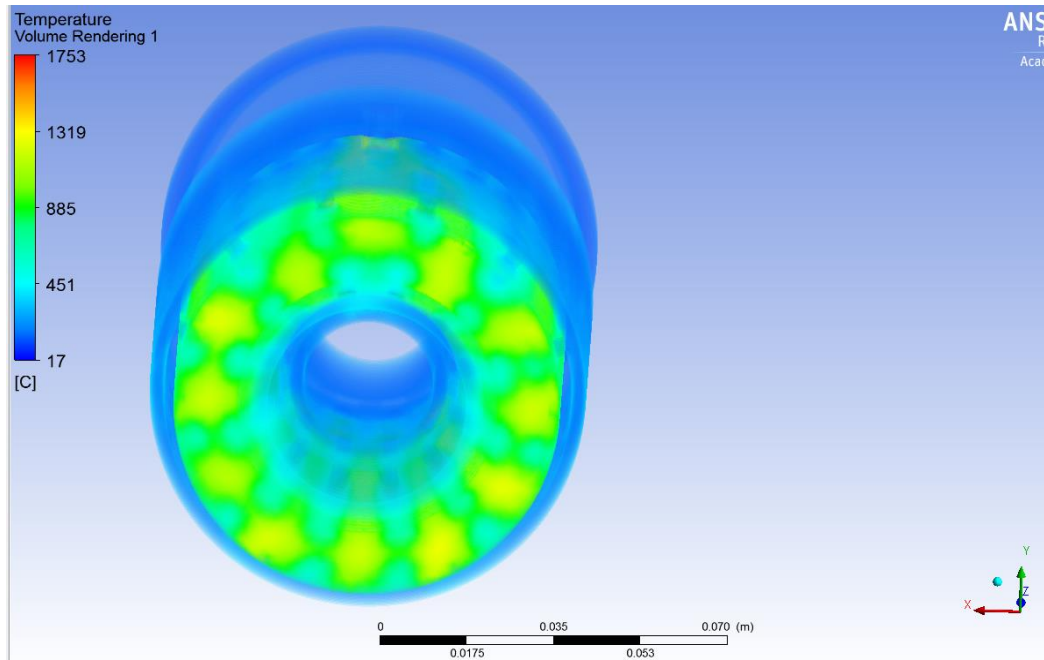


Figura 4.22: Vista volumétrica desde plano YX de la temperatura de los gases dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

De las vistas volumétricas anteriores se puede observar la disposición de los agujeros del liner y el efecto que tienen estos en la alimentación y refrigeración de la llama. Por otra parte, se observan 12 zonas de altas temperaturas que coinciden con los agujeros de salida del combustible. Se aprecia que los agujeros de refrigeración y dilución permiten confinar la combustión.

A continuación, se presentan los resultados de los vectores de velocidad y las líneas de flujo al interior de la cámara visualizados mediante cortes en los planos YZ y XZ.

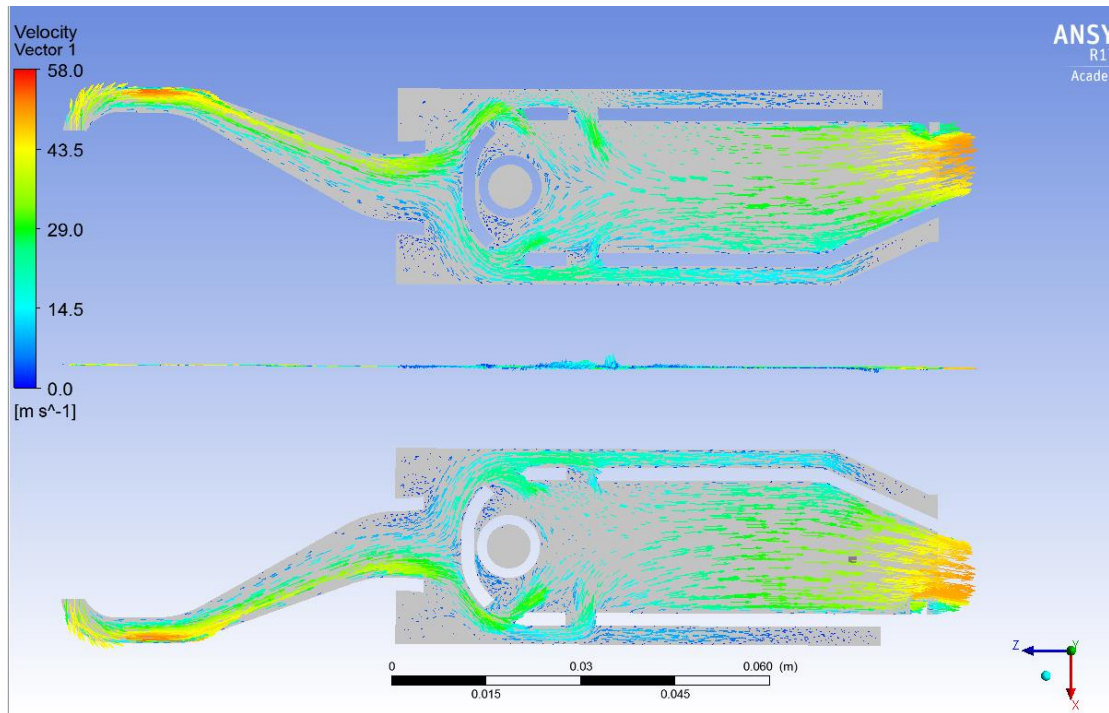


Figura 4.23: Vista en corte plano YZ de los vectores de velocidad dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

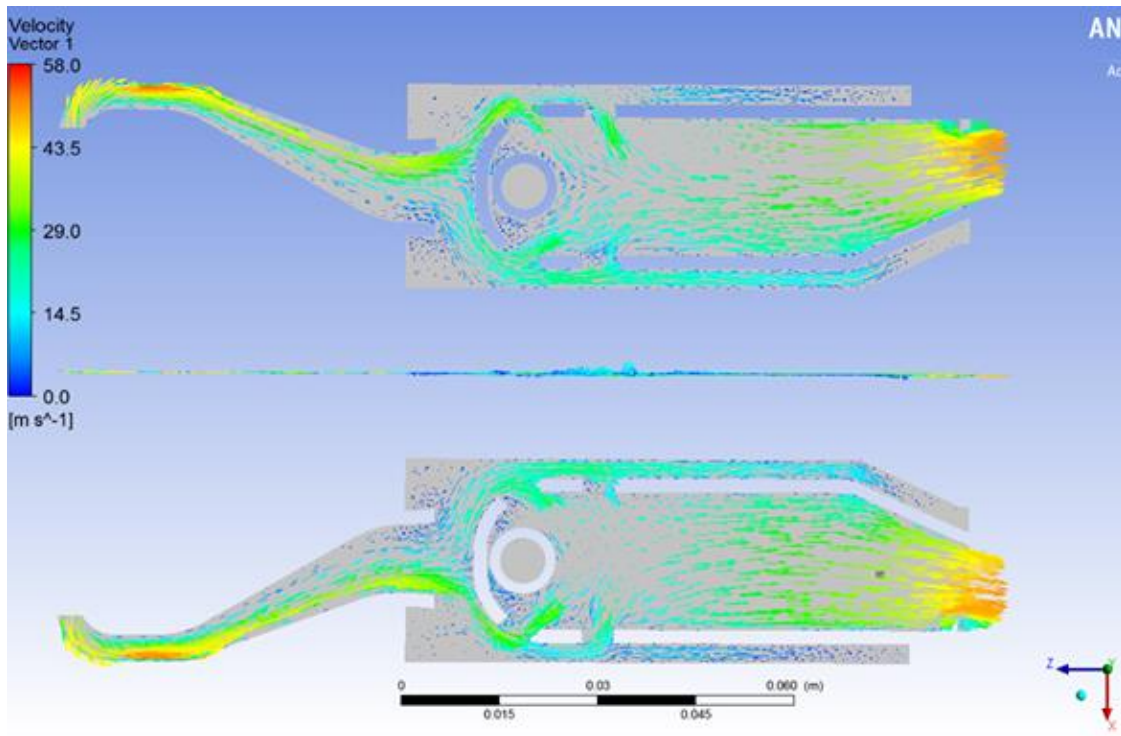


Figura 4.24: Vista en corte plano XZ de los vectores de velocidad dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

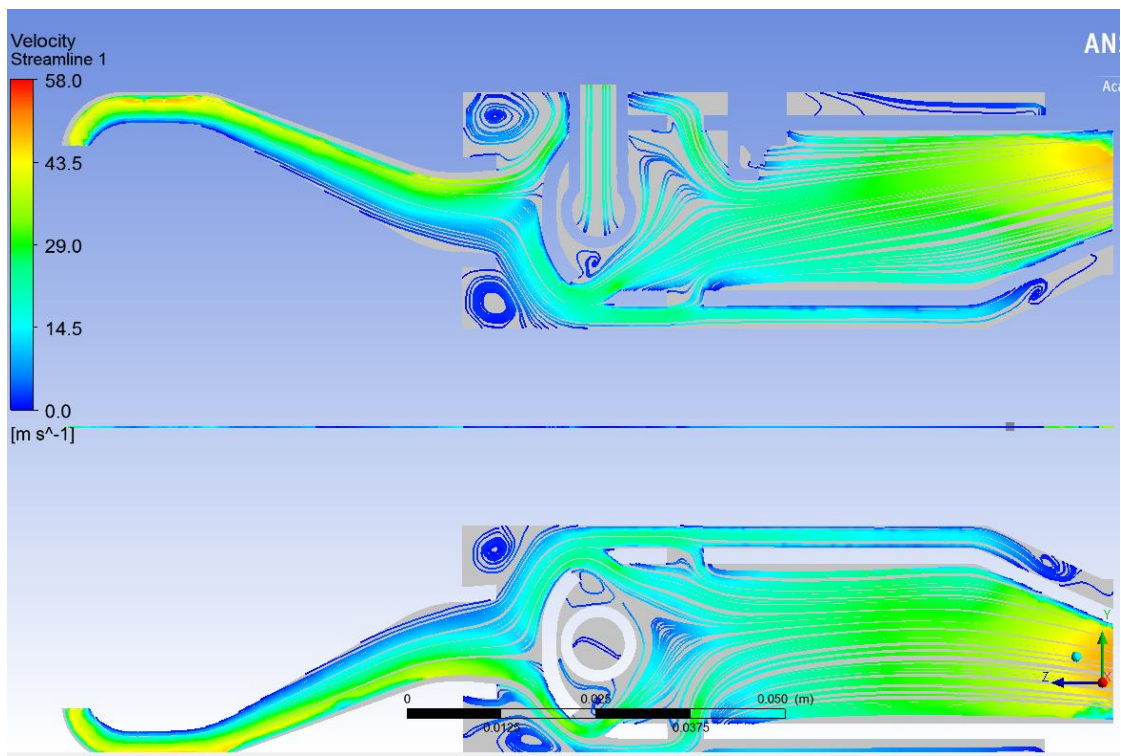


Figura 4.25: Vista en corte plano YZ de las líneas de flujo dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

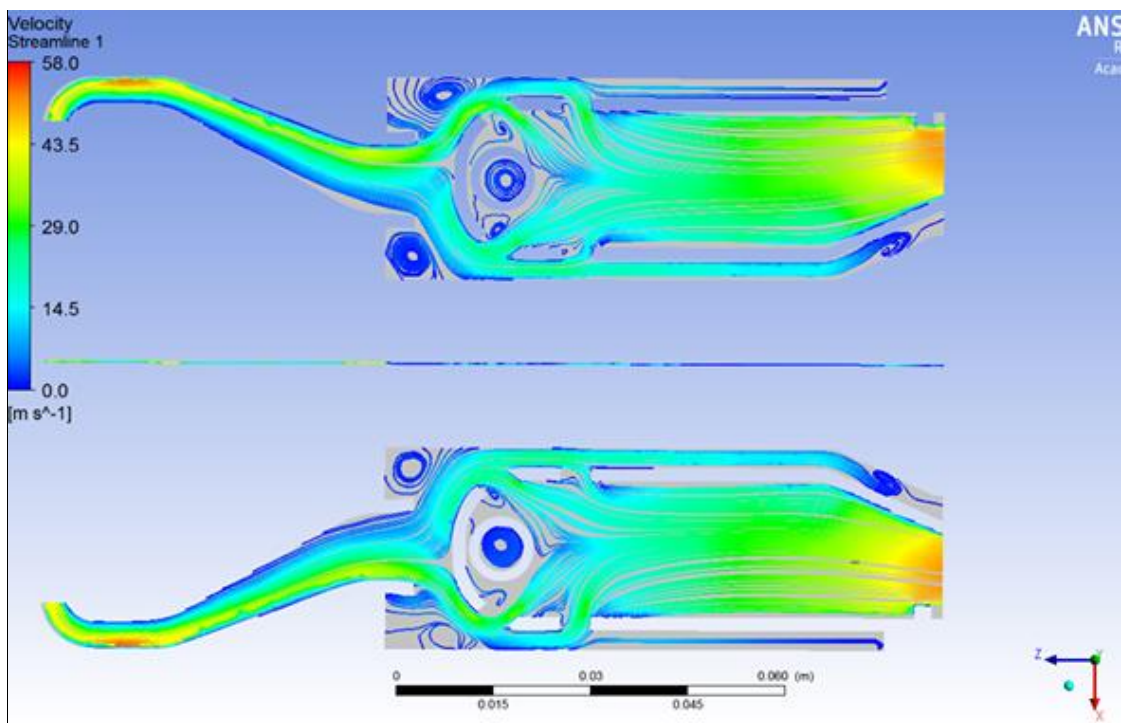


Figura 4.26: Vista en corte plano XZ de las líneas de flujo dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

De las figuras anteriores, se aprecia la formación de zonas de recirculación alrededor de la salida del difusor como se predice en la sección de antecedentes y se ilustra en la Figura 3.16. Las zonas de recirculación no son simétricas a ambos lados de la cámara, esto se debe a que el perfil de aire que sale del difusor no es simétrico.

La formación de un perfil no uniforme de velocidades al interior del difusor, se debe al redireccionamiento que debe realizar el aire desde el compresor radial a un difusor con salida axial. El perfil de velocidad se identifica con la forma de una “P” donde la parte superior tiene una mayor velocidad que la inferior debido a la acumulación de aire que se da en el redireccionamiento. El análisis de la incidencia de este perfil en la operación del combustor se realiza en la sección de discusión.

A continuación, se muestran los resultados de temperatura al interior de la cámara visualizados mediante cortes en los planos YZ, XZ y XY.

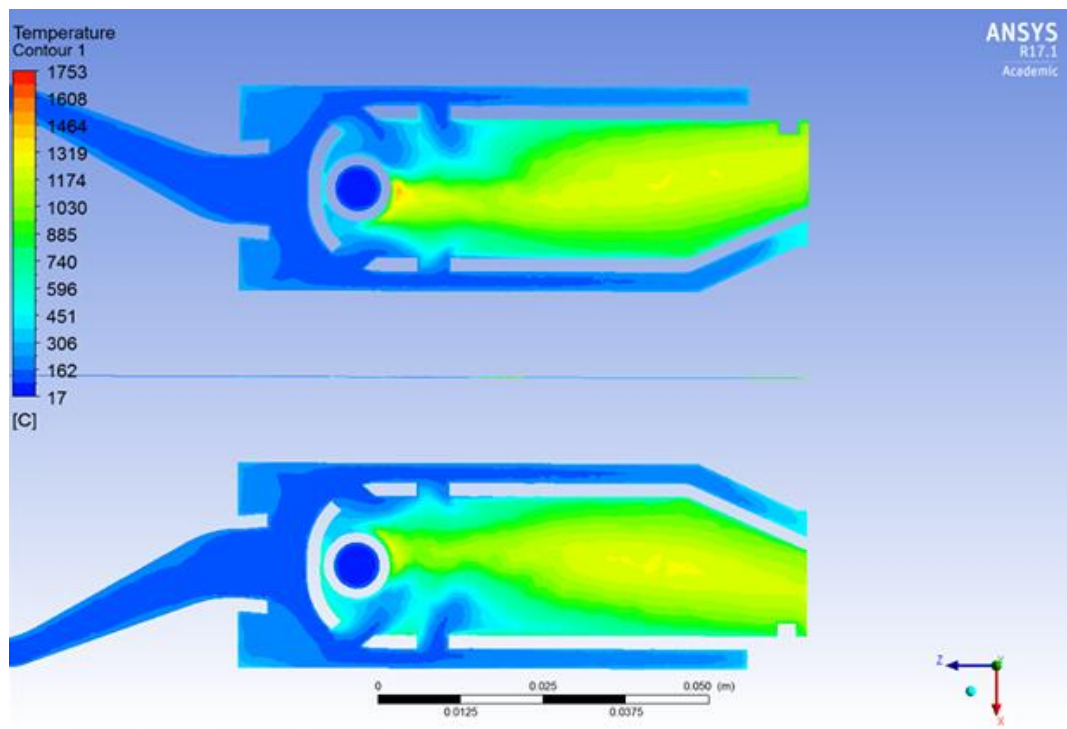


Figura 4.27: Vista en corte plano XZ de las temperaturas dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

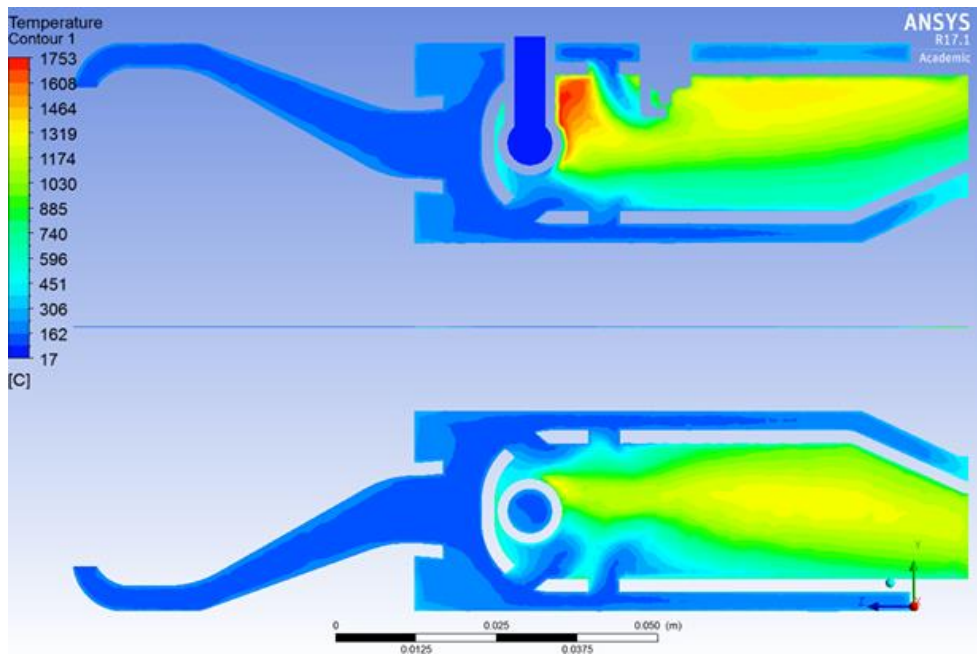


Figura 4.28: Vista en corte plano XZ de las temperaturas dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

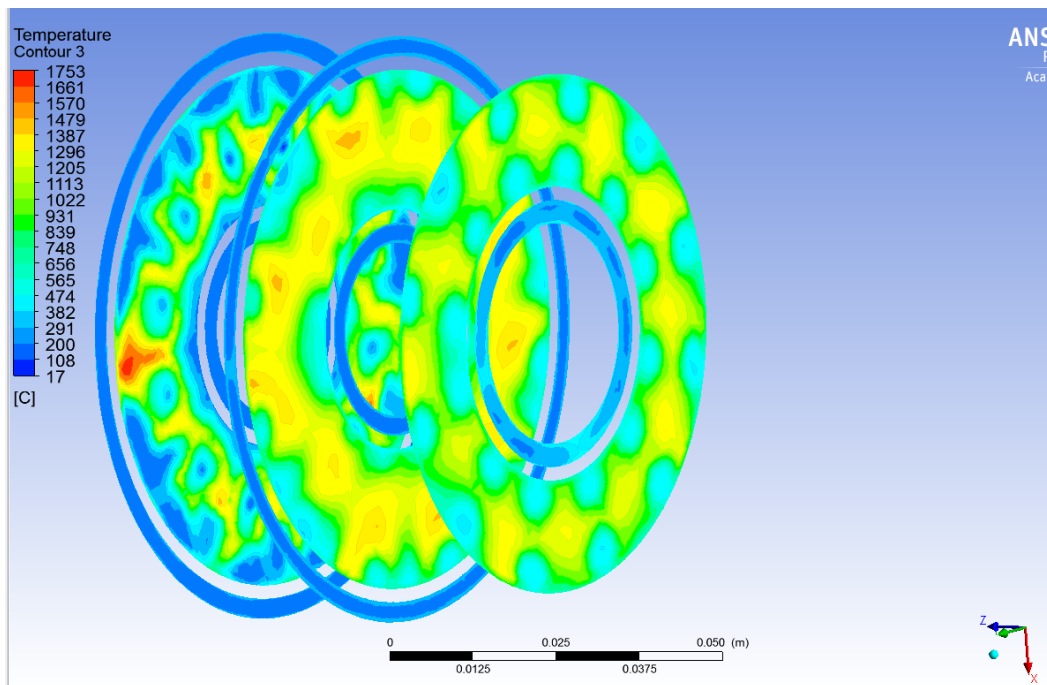


Figura 4.29: Vista en corte de 3 planos XY (0, 45, 70 [mm] desde la salida del combustor) con las temperaturas dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

De los resultados se puede observar que las temperaturas que alcanza la pared en aquellas secciones donde la llama tiene contacto con esta, está entre los 1050 [°C] y los 1150 [°C] menor a la temperatura máxima de servicio de los aceros con alta resistencia térmica comerciales.

Se identifica una zona de temperatura extrema entre la bujía y el anillo de inyección de combustible, esto es posible de solucionar variando la altura a la cual ingresa la bujía dentro del

combustor con tal de recupera la simetría dentro del liner, otras soluciones complementarias se muestran en la sección de discusión.

A continuación, se muestran los resultados de la fracción de combustible al interior de la cámara visualizados mediante cortes en los planos XZ y XY.

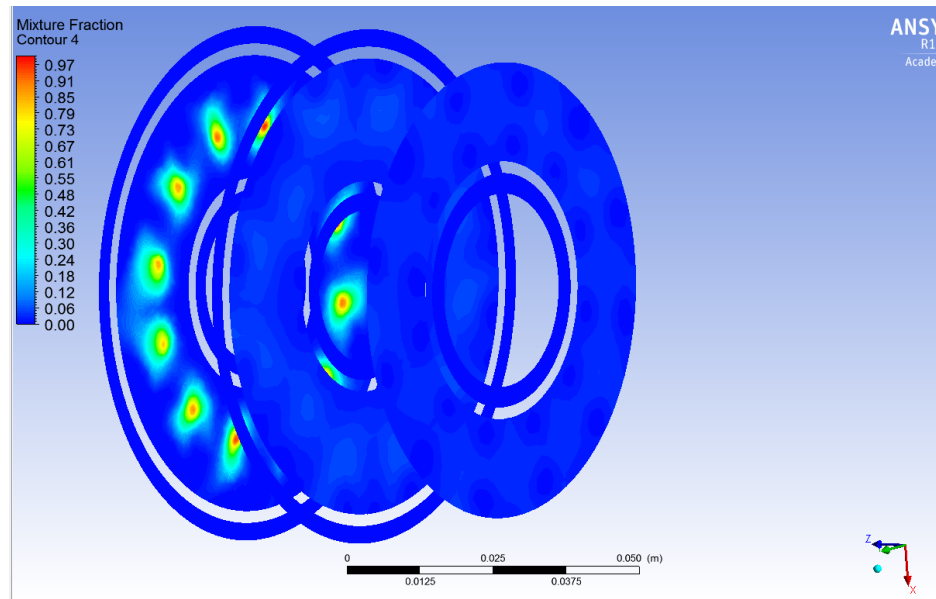


Figura 4.30: Vista en corte de 3 planos XY (0, 45, 70 [mm] desde la salida del combustor) con la fracción de combustible dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

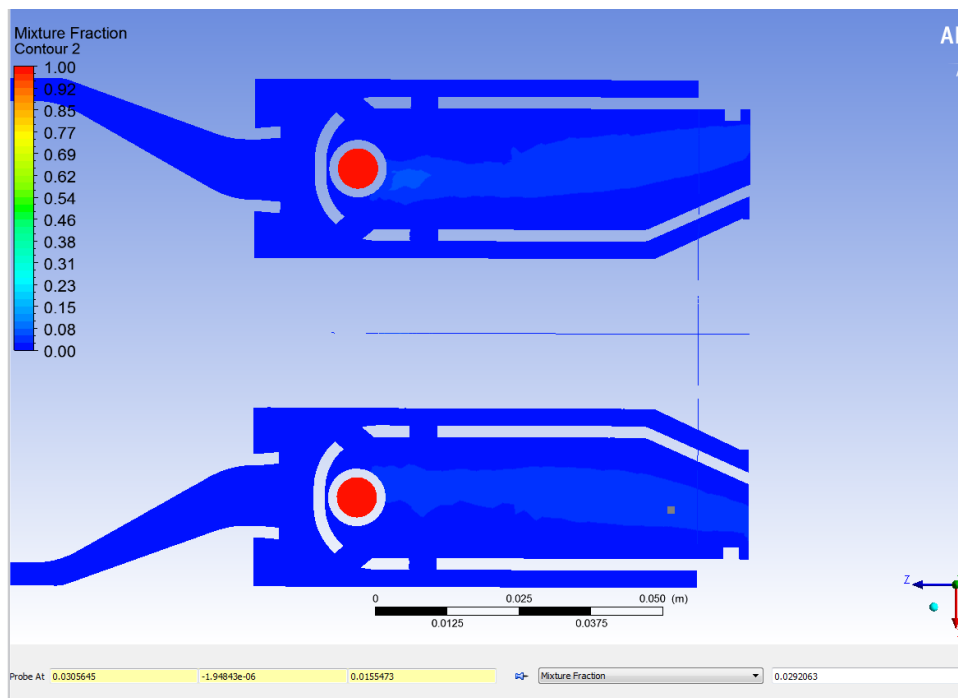


Figura 4.31: Vista en corte plano XZ de la fracción de combustible dentro de la cámara de combustión (elaboración propia)

De las figuras anteriores, se puede apreciar que existe un flujo de combustible que viaja a la altura del radio medio del liner con una dirección axial, la ausencia de combustión en esta zona se debe a que la fracción másica de combustible es de aproximadamente un 3% (Figura 4.31), por debajo del límite menor de flamabilidad del GLP.

De la Figura 4.19 se observa que el valor promedio de fracción de combustible a la salida del combustor es, en efectos prácticos 0, por tanto, podemos aseverar que se consume todo el combustible al llegar a la salida del combustor.

De las simulaciones y resultados expuestos anteriormente, se afirma que se logra un diseño satisfactorio respecto a los valores obtenidos.

4.10 Selección de materiales

Para la selección de materiales se utiliza el software CES Edupack 2013, en el, se selecciona el nivel 3 respecto a conocimiento de materiales debido a que es el más completo y tiene una base de datos más amplia. Se grafican todos los materiales metálicos comparando la temperatura máxima de servicio vs el precio comercial, y se eliminan todos aquellos materiales que estén bajo los 800 [°C] de temperatura máxima de servicio y cuesten sobre 15.000 [CLP/kg]. Cabe destacar que los precios utilizados por el software son referenciales, sin embargo, sirven como criterio de comparación. En la Figura 4.32 se muestra el grafico descrito.

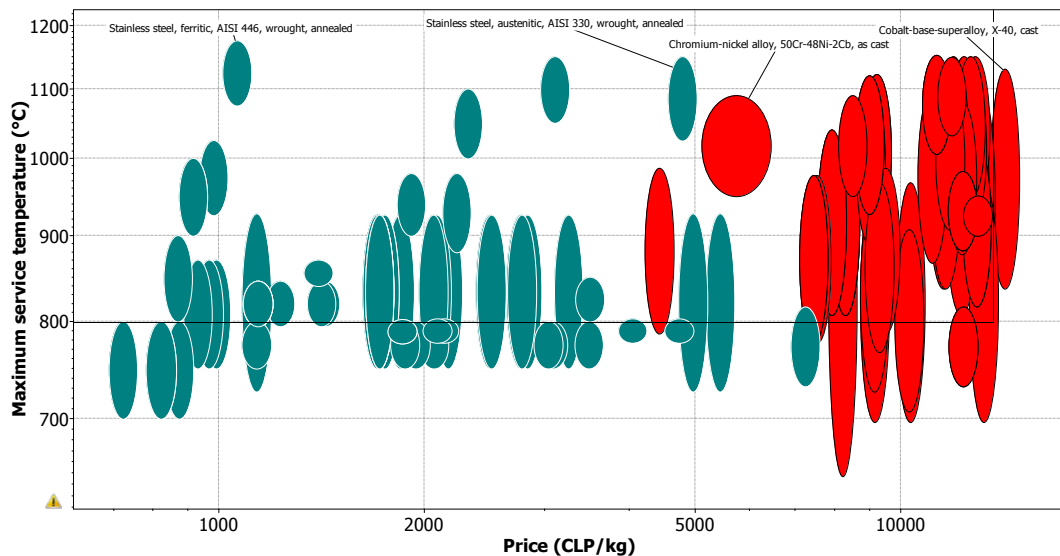


Figura 4.32: Grafico temperatura máxima de servicio vs precio de metales CES Edupack Nivel 3 (>800 [°C] T.max servicio, <15.000 [CLP/kg]) (elaboración propia)

Los materiales que caen dentro de la selección pertenecen a la familia de las aleaciones de acero (verde oscuro) y a las aleaciones con cerámicos (rojos). Se observa que ambas familias llegan a temperaturas máximas de servicio similares, de ellas los materiales que más resisten son el acero inoxidable (nombrados de izquierda a derecha) AISI 446, el acero AISI 330, la aleación 50Cr-48Ni-2Cb y la aleación X-40 de cobalto.

Se realiza un nuevo grafico para comparar la temperatura máxima de servicio vs el límite de fluencia el cual se observa en la Figura 4.33.

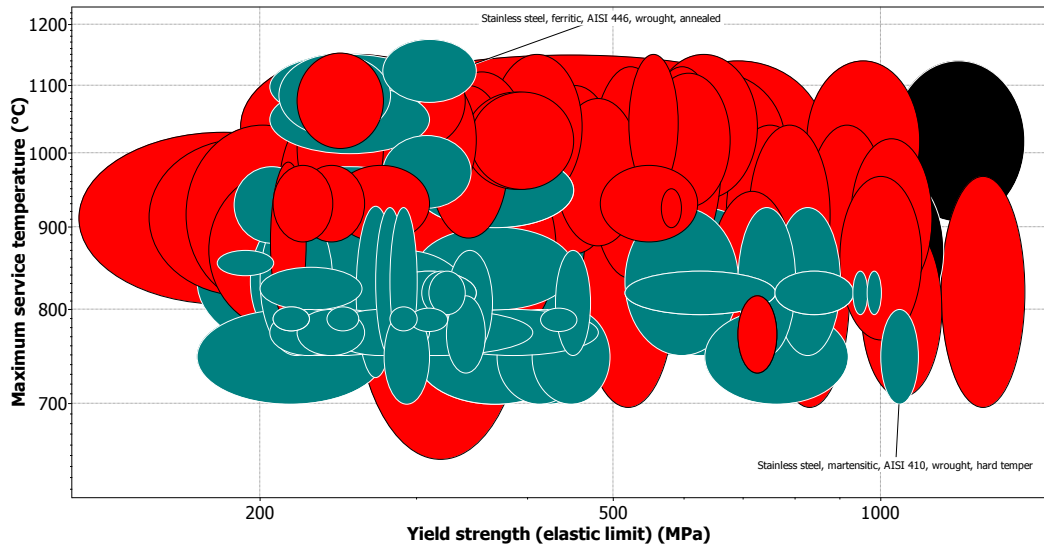


Figura 4.33: Grafico temperatura máxima de servicio vs límite de fluencia de metales CES Edupack Nivel 3 (>800 [°C] T.max servicio, <15.000 [CLP/kg]) (elaboración propia)

Si bien existen excelentes materiales dentro de la familia de aleaciones cerámicas, la adquisición de algunas aleaciones en específico al detalle en el mercado local es muy compleja, por tanto, se decide eliminar de la selección a esta familia. La selección final se observa en la Figura 4.34.

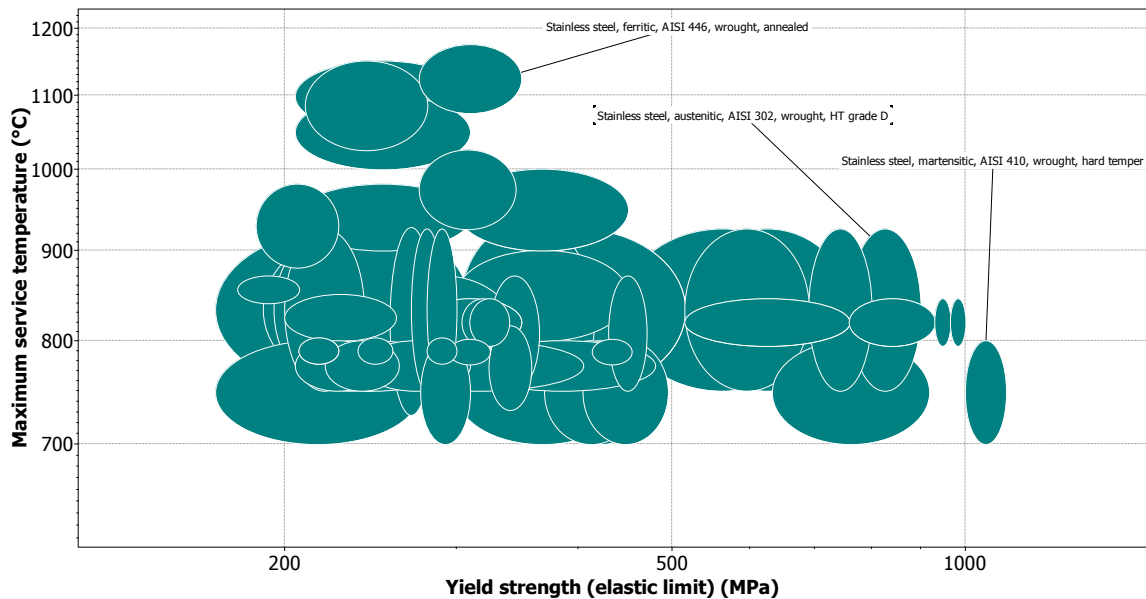


Figura 4.34: Grafico temperatura máxima de servicio vs límite de fluencia de metales ferrosos CES Edupack Nivel 3 (>800 [°C] T.max servicio, <15.000 [CLP/kg]) (elaboración propia)

Aquellos materiales que destacan de la selección son:

Tabla 4.3: Resumen resultados de selección de materiales para turbina a gas.⁸

Material	Precio referencial [CLP/kg]	T° máxima de servicio [°C]	T° de fusión	Límite de fluencia [MPa]	Resistencia a la fatiga ⁹ [MPa]
Acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire	1.000 a 1.300	1.080 a 1.180	1500	275 a 350	144 a 208
Acero inoxidable AISI 304, alta resistencia, grado D	1.600 a 1.800	750 a 950	1420	760 a 900	230 a 700
Acero inoxidable AISI 410, templado	600	700 a 800	1510	1000 a 1100	272 a 326

* Elaboración propia

Todos los materiales descritos anteriormente tienen excelentes propiedades contra la corrosión y oxidación, son maquinables con facilidad y soldables con tecnología TIG, por lo cual son totalmente aptos para la fabricación de componentes sometidos a combustión.

En la memoria del año 2011 [1], se realiza una selección de materiales para los diferentes componentes, utilizando los criterios de selección y resultados expuestos en la presente memoria se modifican la selección original. A continuación, se muestra la selección recomendada junto a una breve justificación.

- **Rotor del compresor:** Se escoge un acero inoxidable AISI 304 de alta resistencia, grado D ya que a que debe resistir los esfuerzos mecánicos que pueden producirse por el desbalance de la pieza, también existe la posibilidad de que entren partículas que puedan dañar la superficie del compresor, por otro lado, se debe resguardar seguridad contra las altas temperaturas que pudiesen propagarse por la estructura. Finalmente se desecha la idea de utilizar duraluminio debido a que estos materiales tienen vida limitada contra la fatiga.
- **Estator del compresor:** Se escoge un acero inoxidable AISI 304 de alta resistencia, grado D dado que debe protegerse de la temperatura resguardando la resistencia mecánica que debe tener frente a vibraciones, entrada de partículas. Por otro lado, al ser del mismo material que el compresor se ahorra costo en material.
- **Difusor:** Se selecciona el acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire, ya que, al encontrarse cercano a la zona de combustión, debe aguantar altas temperaturas evitando perder la calidad superficial, por otra parte, al ser un elemento conductor de fluido son se encuentra bajo altos esfuerzos, por lo cual el material puede tener un bajo esfuerzo de fluencia.

⁸ Valores de las propiedades obtenidas del software CES Edupack 2013.

⁹ Esfuerzos más bajos que estos valores, se considera que el material tiene vida infinita.

- **Liner:** Este componente debe ser de acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire ya que la estructura soporta temperaturas cercanas a los 1200 [°C] y tal como el difusor, no requiere de un límite de fluencia muy alto al solo trabajar con el direccionamiento de flujo.
- **Anillo combustible:** Se selecciona acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire por las mismas razones que en la selección del liner. Como se observa de la sección de resultados, puede ocurrir la formación de bolsas de temperatura entre el anillo combustible y la bujía, es por esto, que se recomienda incorporar un recubrimiento de algún material cerámico, resistente a altas temperaturas.
- **Carcasas de la turbina a gas:** Para evitar cualquier tipo de daño por temperatura se selecciona acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire, además, estos componentes no están sometido a ningún tipo de esfuerzo, salvo la contención de la presión interior, relativamente baja por lo demás (del orden de 5 [MPa])
- **Estator Turbina:** Se hace necesario seleccionar un acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire dado que este componente recibe los gases de combustión a temperaturas cercanas a 1300 [°C], por esta razón se recomienda un recubrimiento cerámico para los alabes del estator. En caso de necesitarse una aleación más resistente, se recomienda INCONEL600 que es el material utilizado para alabes de turbinas a gas, o en su defecto Tantanio.
- **Rotor turbina:** Se selecciona un Acero inoxidable AISI 304, alta resistencia, grado D debido a que tiene una alta resistencia a la fatiga, un alto límite de fluencia y permite soportar altas temperaturas (menores que las que llegan directamente al estator), cabe destacar que el rotor de la turbina está en contacto con el aire, y por tanto se refrigera por este. Si se requiere una aleación más resistente, se recomienda INCONEL600 que es el material utilizado para alabes de turbinas a gas, o en su defecto Tantanio.
- **Eje:** Al estar sometido a altas velocidades de rotación (cerca de 100.000 rpm), el material debe tener una alta resistencia a la fatiga, alto módulo de fluencia, por lo que se selecciona un acero inoxidable AISI 304, alta resistencia, grado D ya que ofrece a su vez, una resistencia térmica ante la transmisión de calor por conducción.
- **Túnel del eje:** Se selecciona acero inoxidable AISI 446 enfriado al aire ya que el componente debe resistir altas temperaturas por la superficie que está cercana a la combustión y su sollicitud bajo esfuerzos es baja al ser un elemento estático.
- **Chavetas:** Se selecciona acero SAE 1010 debido a que las chavetas deben tener baja dureza para no dañar el eje por desgaste.

4.11 Elaboración de planos de construcción

Con los modelos modificados de las piezas, se elaboran planos de fabricación para los componentes no comerciales. Con tal de visualizar mejor el ensamble del modelo, se desarrolla una vista explosionada, donde se omite la unión con pernos. La vista explosionada se puede observar en la Figura 4.35 y la identificación de los componentes se observa en la Tabla 4.4 y la Figura 4.36.

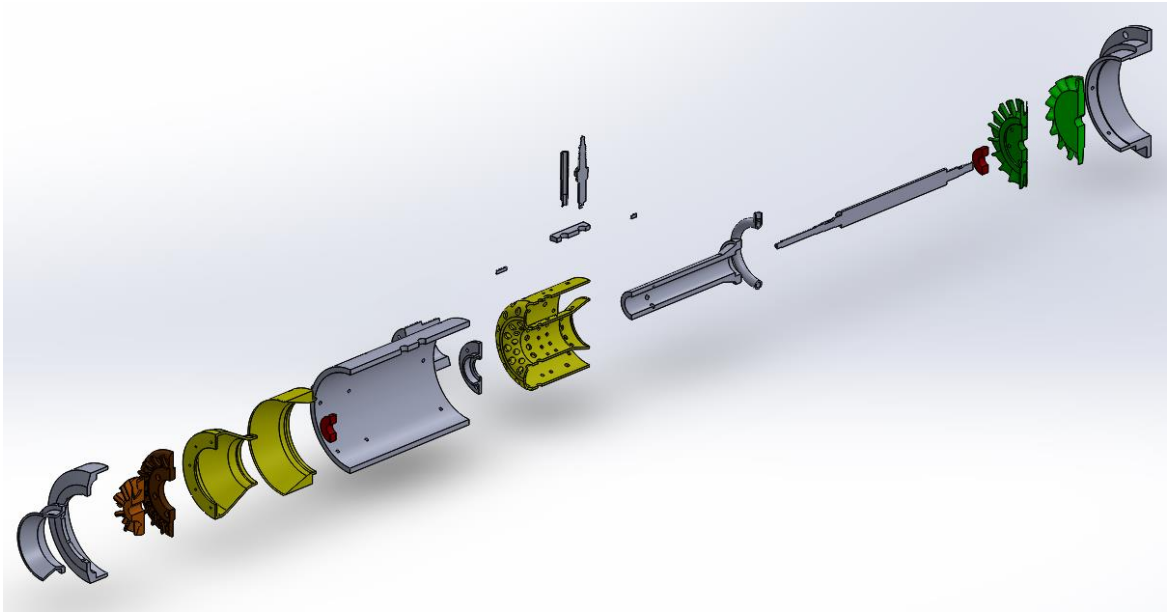


Figura 4.35: Vista explosionada de los componentes de la micro turbina a gas.

El resultado de la elaboración de planos se expone en la sección de Anexos E. Cabe destacar que no se incorpora la utilización de pernos en los planos debido a la simplicidad de ensamble de la turbina, sin embargo, estos se detallan en las especificaciones técnicas.

4.12 Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas tienen como objetivo establecer guías, recomendaciones y requerimientos para la fabricación de los componentes y su ensamble, estas son complementarias a las especificaciones que se muestran en los planos. Con tal de realizar una descripción organizada, se presenta la lista de componentes utilizada en el plano de conjunto en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Lista de componentes del plano conjunto (elaboración propia)

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Carcasa del Compresor	PLANO 1	1
2	Estator del Compresor	PLANO 2	1
3	Estator de la turbina	PLANO 3	1
4	Carcasa de la Turbina	PLANO 4	1
5	Carcasa del Combustor	PLANO 5	1
6	Difusor interior	PLANO 6	1
7	Difusor exterior	PLANO 7	1
8	Liner	PLANO 8	1
9	Union Tunel del Eje	PLANO 9	2
10	Anillo Distribuidor	PLANO 10	1
11	Bujia IY24	COMERCIAL	1
12	Pluger	PLANO 11	1
13	Rodamiento SKF 709CD	COMERCIAL	2
14	Eje	PLANO 12	1
15	Rotor del compresor	PLANO 13	1
16	Rotor de la Turbina	PLANO 14	1
17	Chaveta L	PLANO 11	1
18	Chaveta C	PLANO 11	1
19	Inductor al compresor	PLANO 15	1
20	Entrada combustible anillo	PLANO 11	1
21	Tunel del Eje Seccion B	PLANO 16	1
22	Tunel del Eje Seccion A	PLANO 17	1

En la Figura 4.36 se muestra un corte de la micro turbina a gas con tal de realizar la identificación de los componentes mostrados en la Tabla 4.4.

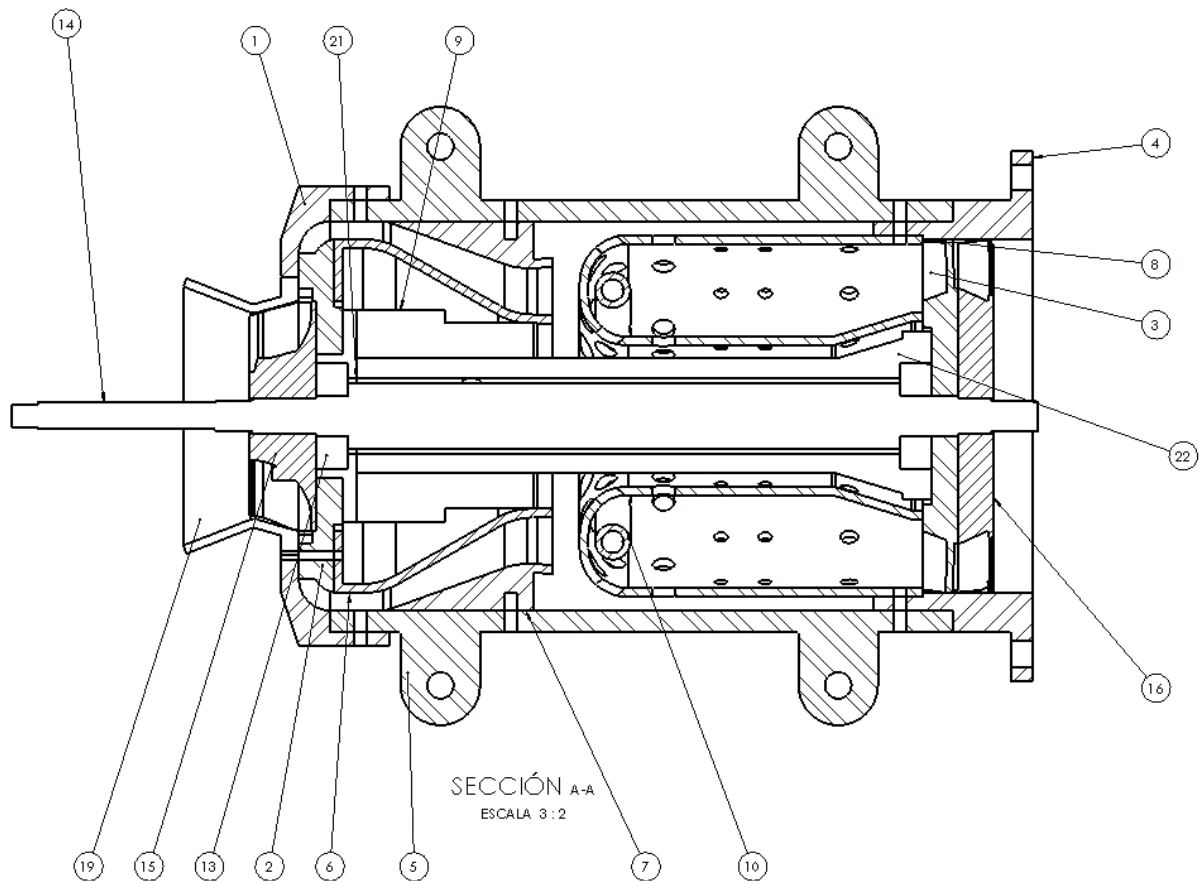


Figura 4.36: Vista en corte micro turbina a gas con la numeración de los componentes. (elaboración propia)

4.12.1 Especificaciones para la fabricación de componentes

Especificaciones generales:

- Aquellas piezas con geometría cilíndrica que son maquinadas deben trabajarse utilizando una contrapunta desde el material “bulk”.
- Se debe respetar la calidad superficial explicitada en los planos para aquellos componentes que estén en contacto directo con fluido.
- Aquellas piezas mecanizadas por arranque de viruta deben ser trabajadas por las maquinas herramientas en modo automático, nunca a pulso.
- Las piezas mecanizadas por arranque de viruta deben maquinarse con herramientas en buenas condiciones y utilizando refrigerante.
- Aquellas uniones que se encuentren bajo altas temperaturas deben considerar la expansión térmica, las tolerancias en este caso quedan a criterio del fabricante.

Especificaciones por componente:

4.12.1.1 Carcasa del compresor:

- ❖ Para la fabricación del componente, se recomienda como material bruto un disco con el diámetro y el radio adecuado para formar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta
- ❖ En caso de que la máquina herramienta no tenga la capacidad de hacer curvaturas en forma automática, debe ser operada a pulso por alguien con experiencia.

4.12.1.2 Estator del compresor

- ❖ Se recomienda comenzar con un disco con el diámetro y el radio adecuado para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta en una fresa CNC de 7 ejes.

4.12.1.3 Estator de la turbina

- ❖ Se recomienda comenzar con un disco con el diámetro y el radio adecuado para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta en una fresa CNC de 7 ejes.

4.12.1.4 Carcasa de la Turbina

- ❖ Se recomienda comenzar con un disco con el diámetro y el radio adecuado para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta
- ❖ La pieza puede fabricarse a altas velocidades.

4.12.1.5 Carcasa del combustor

- ❖ Se recomienda comenzar con una cañería de pared gruesa del diámetro y el largo necesario para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta
- ❖ El maquinado interior debe realizarse a bajas velocidades

4.12.1.6 Difusor interior

- ❖ Se recomienda comenzar con una plancha del material
- ❖ Se recomienda realizar la pieza por método de troquelado, estampado y doblado en una matriz, tomando las consideraciones para evitar fallas.

- ❖ En caso de realizarse por troquelado, la pieza debe llevarse a las dimensiones finales por medio de maquinado a bajas velocidades.

4.12.1.7 Difusor exterior

- ❖ Se recomienda comenzar con una cañería de pared gruesa del diámetro y el largo necesario para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta
- ❖ El maquinado interior debe realizarse a bajas velocidades

4.12.1.8 Difusor exterior

- ❖ Se recomienda comenzar con una plancha del material.
- ❖ La pieza debe conformarse por método de troquelado, estampado y doblado en una matriz progresiva o en varios pasos, se deben tomar las consideraciones para evitar fallas en este proceso.
- ❖ Los bordes de la pieza deben ser refrenados mediante maquinado
- ❖ Los agujeros deben realizarse por maquinado a bajas velocidades y en forma precisa.

4.12.1.9 Unión túnel eje

- ❖ Se recomienda conformar la pieza desde un cilindro macizo de las dimensiones adecuadas.
- ❖ Se recomienda fabricar ambas piezas desde un cilindro, dado la simetría existente.
- ❖ La geometría de la pieza debe realizarse por arranque de viruta.
- ❖ La pieza puede ser maquinada a altas velocidades.
- ❖ Las roscas internas deben realizarse con máquinas herramientas y nunca a pulso.

4.12.1.10 Anillo distribuidor

- ❖ La pieza debe fabricarse a partir de una cañería del material indicado y el largo adecuado.
- ❖ El tubo debe ser doblado tomando las consideraciones para evitar fallas en la estructura.
- ❖ Para incorporar la entrada al anillo, se debe utilizar maquinado por arranque de viruta y soldadura para la unión
- ❖ Los agujeros de salida del combustible deben realizarse con precisión.

4.12.1.12 Pluger

- ❖ La pieza debe fabricarse a partir de un bloque paralelepípedo macizo del material indicado.

- ❖ Para realizar la curvatura inferior se recomienda utilizar esmeril, o fresa excéntrica
- ❖ La soldadura debe realizarse con pausas entre cada filete
- ❖ Los agujeros deben realizarse una vez soldada la pieza.

4.12.1.14 Eje

- ❖ El eje se debe trabajar a partir de una barra.
- ❖ Se debe trabajar por maquinado con arranque de viruta a bajas velocidades.
- ❖ En el proceso de maquinado para la fabricación de las roscas, se debe comprobar utilizando una tuerca comercial
- ❖ Los chaveteros deben tener una buena terminación interior y bordes sin rebarbas

4.12.1.15 Rotor del compresor

- ❖ Se recomienda comenzar con un disco con el diámetro y el radio adecuado para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta en una fresa CNC de al menos 7 ejes.

4.12.1.16 Rotor de la turbina

- ❖ Se recomienda comenzar con un disco con el diámetro y el radio adecuado para conformar la pieza.
- ❖ La pieza debe realizarse por arranque de viruta en una fresa CNC de al menos 7 ejes.

4.12.1.17 Chaveta L

- ❖ Se recomienda comenzar con una barra cuadrada de las dimensiones aproximadas.
- ❖ La pieza puede trabajarse a pulso o con herramientas manuales

4.12.1.18 Chaveta C

- ❖ Se recomienda comenzar con una barra cuadrada de las dimensiones aproximadas.
- ❖ La pieza puede trabajarse a pulso o con herramientas manuales

4.12.1.19 Inductor al compresor

- ❖ Se recomienda conformar la pieza desde un disco.
- ❖ La geometría de la pieza debe realizarse por arranque de viruta.
- ❖ La pieza debe ser maquinada a bajas velocidades.

- ❖ Se recomienda hacer las perforaciones utilizando fresa.

4.12.1.20 *Entrada anillo combustible*

- ❖ Se recomienda conformar la pieza desde una barra redonda.
- ❖ La pieza debe conformarse por arranque de viruta.
- ❖ La pieza debe ser maquinada a bajas velocidades de trabajo.
- ❖ Las perforaciones deben realizarse utilizando el torno.

4.12.1.21 *Túnel del eje sección B*

- ❖ Se recomienda conformar la pieza desde un disco.
- ❖ La geometría de la pieza debe realizarse por arranque de viruta.
- ❖ La pieza debe ser maquinada a bajas velocidades.

4.12.1.22 *Túnel del eje sección A*

- ❖ Se recomienda conformar la pieza desde un cilindro macizo y una cañería de pared gruesa si es que existe comercialmente el formato.
- ❖ La pieza debe fabricarse por arranque de viruta.
- ❖ La pieza debe ser maquinada a bajas velocidades.
- ❖ Las perforaciones deben ser de alta precisión
- ❖ Las roscas internas deben hacerse utilizando una máquina herramienta.

4.12.2 Especificaciones para el ensamble de componentes

Especificaciones generales:

- Todas las uniones por soldadura, deben ser realizadas por alguien con experiencia.
- Todas las uniones por soldadura deben ser con tecnología MIG o TIG.
- Todas las uniones mecánicas deben llevar golillas de presión.
- Las tuercas deben ser tuercas de seguridad.

5. Discusión

Los resultados y observaciones más relevantes, son los obtenidos mediante el proceso iterativo de simulación. De la simulación se obtiene que al utilizar un compresor radial y una cámara de combustión axial, el aire debe redirigirse a alta velocidad, y en tal proceso, ocurre una acumulación de aire en la zona exterior de la turbina, generando un perfil no uniforme en forma de “P” donde la velocidad del aire en la zona superior es mucho mayor que en la zona inferior.

Si el difusor se diseña utilizando los criterios de first stall y se utilizan valores conservadores para estar por debajo de la curva, el perfil en forma de “P” no uniforme se desarrolla sin transición expandiéndose por dentro del difusor hasta la salida. Esto se debe a que el trayecto recorrido no es lo suficientemente largo para la regularización del perfil. Si el diseño no cumple el criterio de first stall, se genera una bolsa de recirculación a la salida del difusor que afecta toda la distribución de aire en la cámara de combustión haciéndose imposible el control de este.

Por otro lado, se identifica que la variación en los radios de curvatura en el difusor, no ayudan a la estabilización del perfil o a la no formación de este, sino que ayudan a la expansión de forma suave del perfil.

Otro valor que se varió del difusor, fue la altura media de la salida (radio medio), en un principio se consideró que el variar la altura permitirá que la zona donde el aire viaja en forma rápida del perfil “P” pudiese ser dirigida para distribuirla alrededor del liner, sin embargo, las simulaciones indicaron que al perder la simetría en la salida del difusor, se descontrolaban las zonas de recirculación alrededor de la salida (ver Figura 3.16 Comparación entre una modelación y el flujo visualizado de los campos de flujo en un difusor tipo dump) y se perdía el control del flujo dentro en la cámara de combustión. En el caso particular de aumentar el radio medio de la salida del difusor, entraba un flujo a alta velocidad a la sección superior del liner, generando una succión del combustible hacia la pared del liner exterior, lo cual generaba bolsones de combustión pegados a la pared, llegando a temperaturas cercanas a 1700 [°C]. Por esta razón se decide mantener la salida del cercana al diámetro medio del liner (28 [mm] vs 28,5 [mm]).

El escoger un “difusor gap” entre 1 y 2 veces la altura de entrada al difusor [12], genera una buena distribución de aire alrededor del liner para perfiles no uniformes, inclusive para perfiles de tipo “P”

Del diseño del liner se identificó, que los agujeros por donde ingresa el aire primario son los predominantes para definir el comportamiento del flujo dentro del liner. Estos arrastran el flujo de combustible consigo al ingresar con alta velocidad. La función de los agujeros de aire secundario es contener la combustión y alimentarla, por esta razón es fundamental tener agujeros que se encuentren desfasados alrededor de un flujo de combustible.

La contención de la llama permite lograr una simetría angular debido a que evita la generación transporte de flujos en forma tangencial (es decir desde una línea de combustible a otra), la cual es uno de los problemas más graves de las cámaras de combustión anulares. El transporte de combustible o de flamas en forma tangencial forma un sistema caótico donde los efectos tridimensionales son impredecibles, es por esta razón que la contención de las flamas y aislamiento unas de otras son fundamentales.

De las simulaciones realizadas y lo expuesto anteriormente, se identifica que los agujeros del liner por donde ingresa el aire deben ser múltiplos del número de agujeros de inyección de combustible. Para el caso de la presente memoria, donde ingresaban 12 jets de combustible, se pusieron 2 agujeros de aire primario por cada jet, uno por encima de este, y otro por debajo, intentando que ambos flujos fuesen de igual intensidad para evitar la succión de combustible hacia alguna de las paredes del liner. De esta forma, se genera una protección de las paredes del liner y se centra la flama del combustible, los agujeros del aire de la zona primaria permiten la entrada de un gran flujo que tiene como objetivo contener y completar la combustión, la cual se desarrolla a lo largo de la cámara y no en una zona particular. Los agujeros de la zona intermedia y de dilución generan pantallas de aire “frio” que refrigeran la mezcla e independizan las llamas entre sí.

La utilización de las ecuaciones para definir los diámetros y números de agujeros son de vital importancia, dado que se probó que cuando se seleccionaban estos parámetros por medio de la intuición, el flujo se desestabilizaba completamente haciendo imposible encontrar un comportamiento analizable.

Es importante que el flujo de aire primario con el que permite completar la combustión, sea cercano a $2/3$ del aire que entra a la cámara, para asegurar una combustión completa. La posición en forma axial pareciese irrelevante respecto al desempeño de la combustión, pero deben aproximarse a las recomendaciones expuestas en la sección de antecedentes, pues para una buena combustión, debe ocurrir una mezcla turbulenta al inicio de la cámara.

El diseño desarrollado cumple con las condiciones para el funcionamiento seguro de la cámara de combustión, sin embargo, cabe destacar que es un diseño perfectible, pues de las simulaciones se puede observar que la excesiva independización de las llamas de combustible puede causar problemas a la salida. Es por esta razón se deja como propuesto alinear los agujeros de dilución con tal de refrigerar la mezcla y homogenizar las temperaturas a la salida.

6. Conclusiones

Se finaliza satisfactoriamente el desarrollo de la memoria donde se logran obtener planos de fabricación de todos los componentes de un diseño funcional y de operación segura. El trabajo de diseño de elementos mecánicos pequeños debe considerar siempre la constructibilidad de estos.

Los criterios de diseños y bibliografía utilizados son una buena primera aproximación de para obtener las dimensiones y forma del combustor. Aquellos criterios más especializados permiten lograr un diseño más acabado sin necesidad de la prueba y error. Sin embargo, las líneas de diseño son el primer paso para el diseño y se deben utilizar simulaciones para la validación de estos.

Las simulaciones permiten estudiar el flujo dentro de la cámara de combustión y obtener conclusiones contundentes. Entre estos, se destaca la importancia de independizar los flujos de combustibles entre sí para evitar los efectos tangenciales de la dinámica de fluido, el utilizar un numero de agujeros múltiplo de la cantidad de inyectores de combustible.

La cámara de combustión puede ser perfeccionada mediante un trabajo abocado a la simulación y redistribución de los agujeros del liner. Se considera que los demás componentes de la turbina están completos y no requieren una revisión.

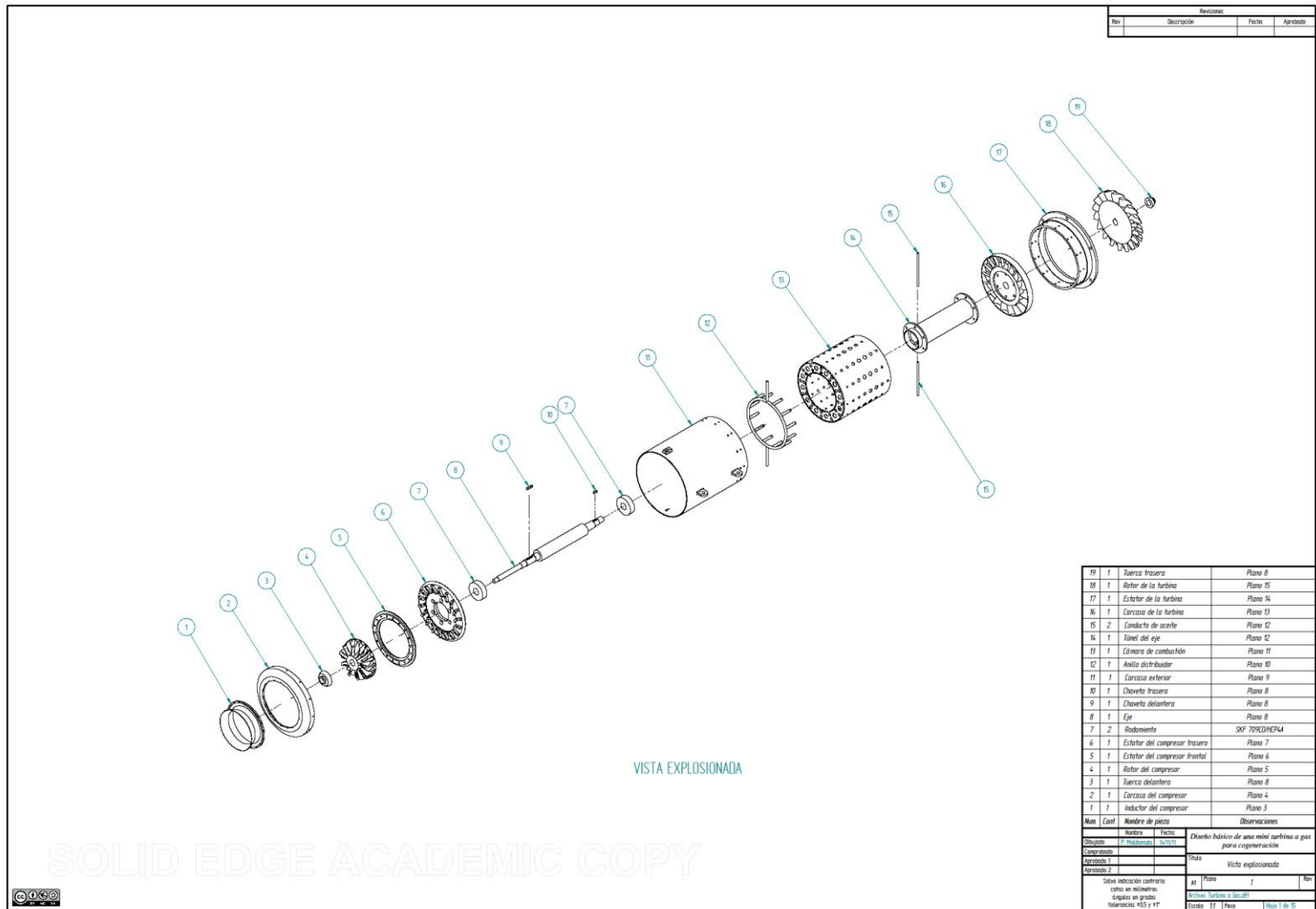
La metodología utilizada para la realización del trabajo resulta provechosa en todas sus etapas y permite establecen límites claros entre los entregables de cada etapa. Por otra parte, la consulta de referencias es un proceso que debe realizarse a la par en todas las etapas.

7. Bibliografía

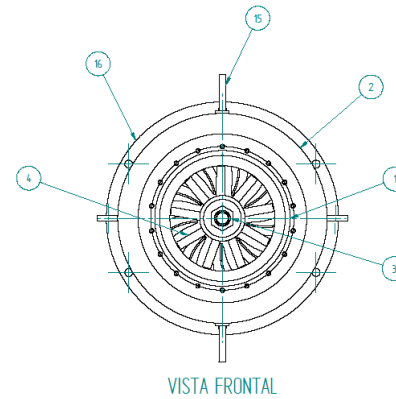
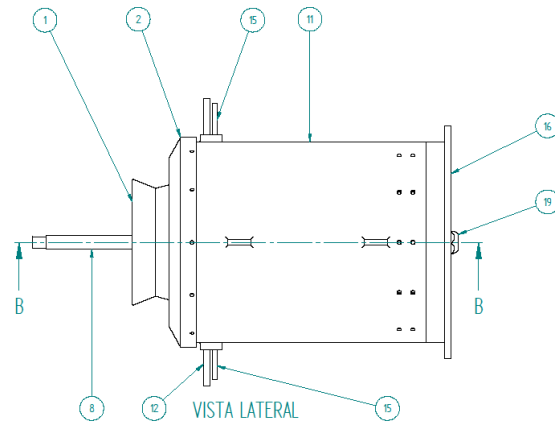
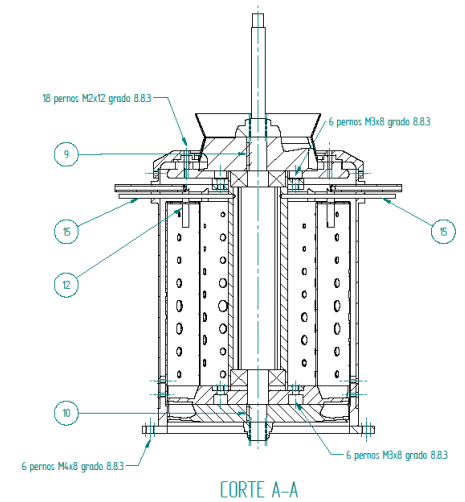
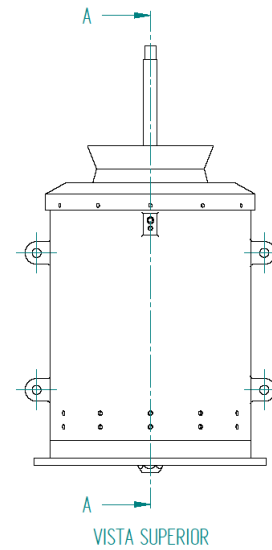
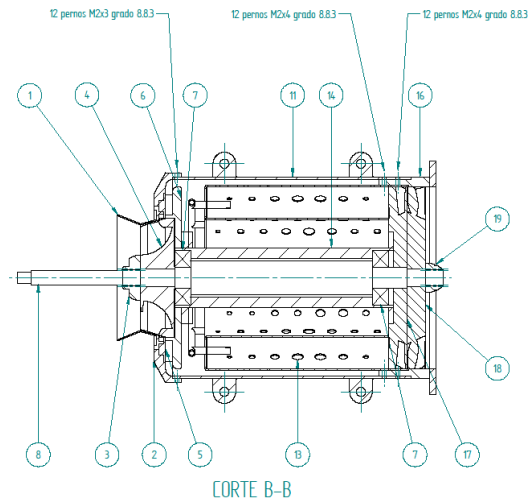
- [1] P. Maldonado, Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración, Santiago: Universidad de Chile, 2011.
- [2] Lefebvre, A. (1983). Gas turbine combustion. Washington: Hemisphere Pub. Corp..
- [3] Shimokuri, D., Shiraga, Y., Ishii, K., Toh, H. and Ishizuka, S. (2014). An experimental study on the high frequency oscillatory combustion in tubular flame burners. Combustion and Flame, 161(8), pp.2025-2037..
- [4] «Kirk, D. (n.d.). Gas Turbine Engine Combustors presentation, Florida Institute of Tecnology.».
- [5] «Nagpurwala, Q. (n.d.). Design of Gas Turbine Combustors presentation, M. S. Ramaiah University of Applied Sciences, Bengaluru, India .».
- [6] Fuligno, L., Micheli, D. and Poloni, C. (2009). An integrated approach for optimal design of micro gas turbine combustors. J. Therm. Sci., 18(2), pp.173-184., Trieste .
- [7] P.Sravan Kumar, P.Punna Rao, Design and Analysis of Gas Turbine Combustion Chamber, International Journal Of Computational Engineering Research (ijceronline.com) Vol. 03 Issue. 12.
- [8] «Wroblewski, D. (1994). Applied fluid dynamics handbook. Experimental Thermal and Fluid Science, 9(1), p.90.».
- [9] «Klein, A. (1995). Characteristics of combustor diffusers. Progress in Aerospace Sciences, 31(3), pp.171-271.».
- [10] Machover, E. and Mastorakos, E. (2016). Spark ignition of annular non-premixed combustors. Experimental Thermal and Fluid Science, 73, pp.64-70..
- [11] Krieger, G., Campos, A., Sacomano Filho, F. and Souza, R. (2012). A swirler stabilized combustion chamber for a micro-gas turbine fuelled with natural gas. J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng., 34(4), pp.441-449..
- [12] «HONAMI, S. and MORIOKA, T. (1990). Flow Behavior in a Dump Diffuser with Distorted Flow at the Inlet. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.».

Anexos

A. Planos trabajo anterior



Revisión			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

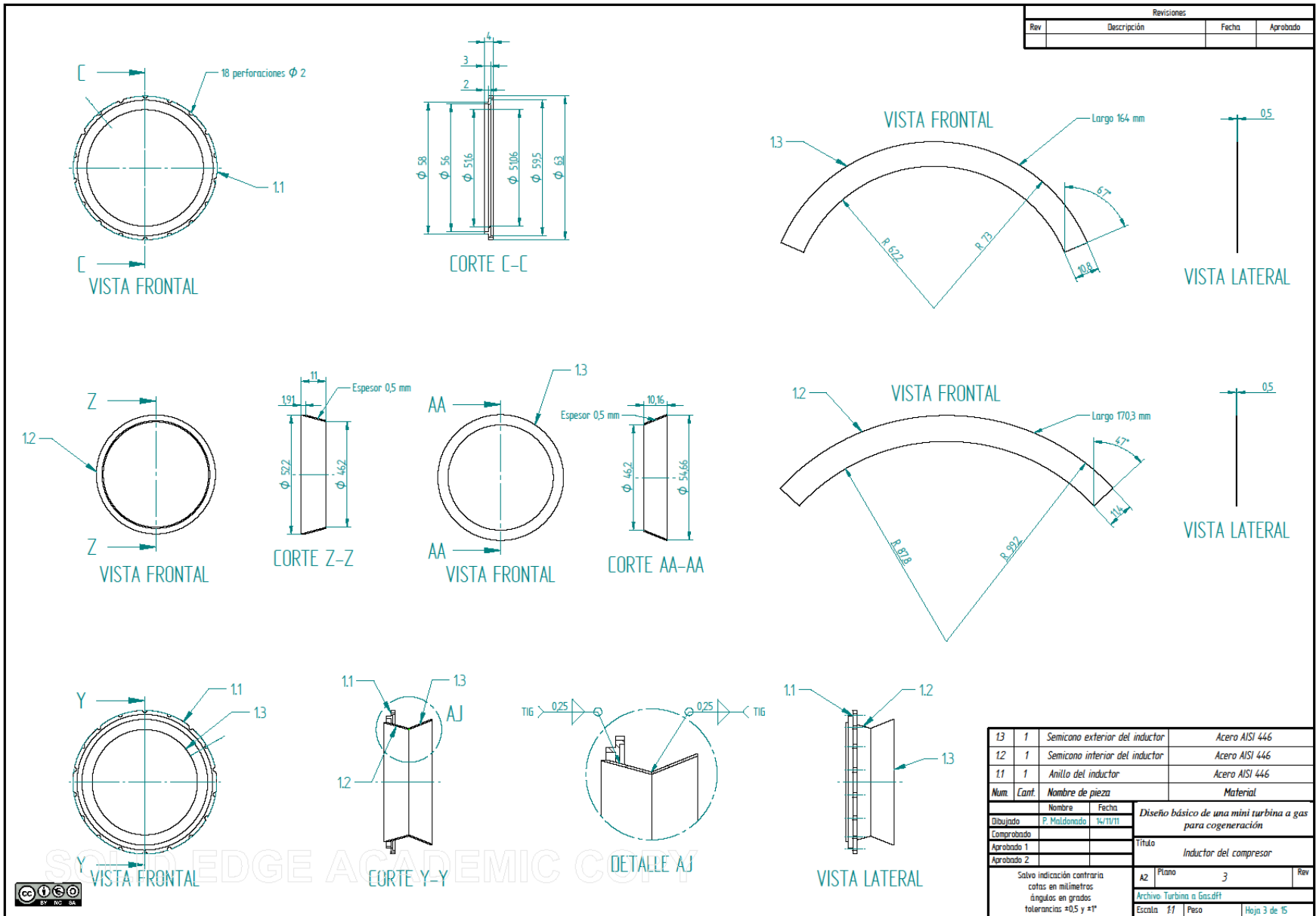


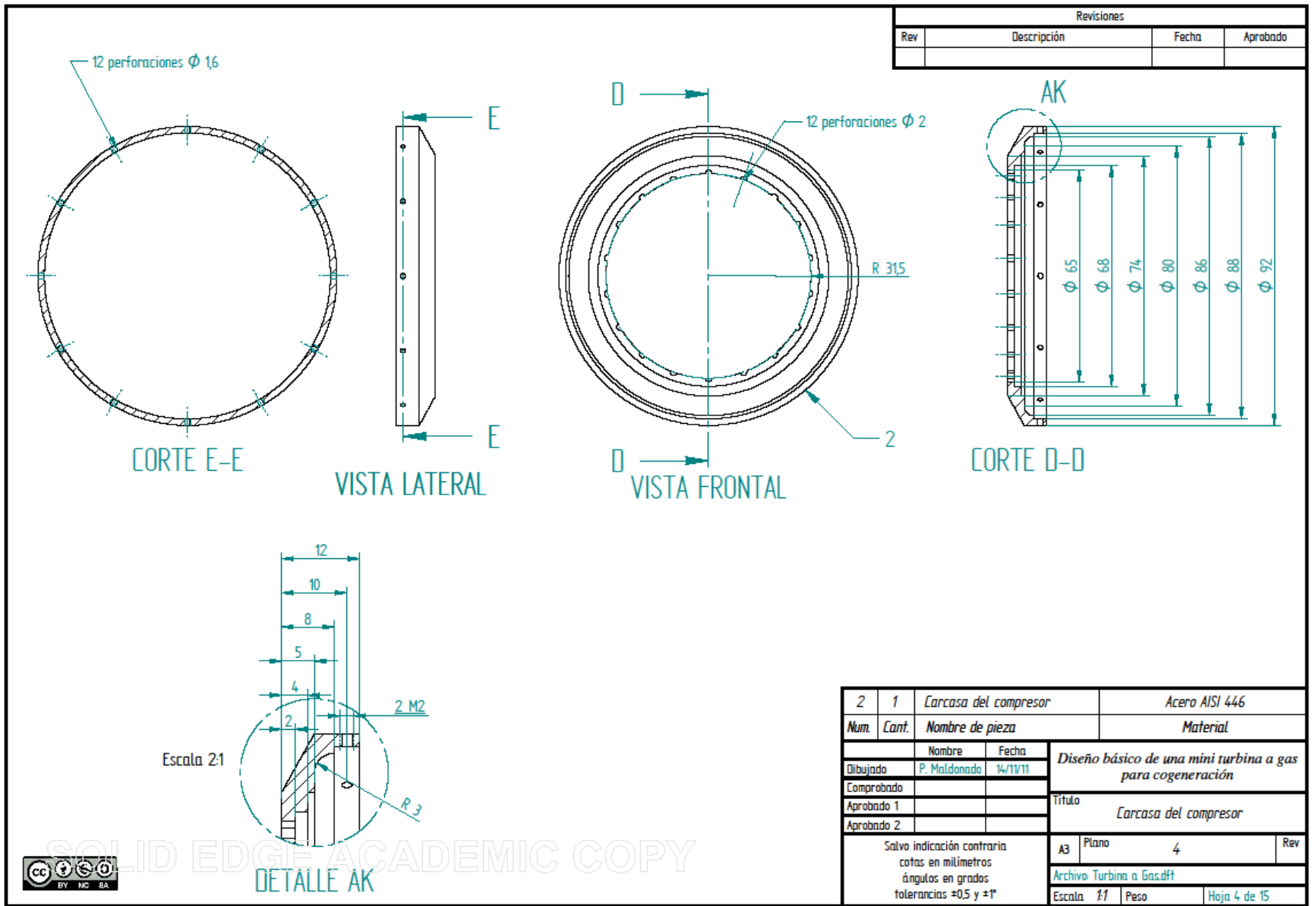
Num	Cant	Nombre de pieza	Observaciones
19	1	Tuerca trasera	Plano 8
18	1	Rotor de la turbina	Plano 15
17	1	Estator de la turbina	Plano 14
16	1	Carcasa de la turbina	Plano 13
15	2	Conducto de aceite	Plano 12
14	1	Túnel del eje	Plano 12
13	1	Lámara de combustión	Plano 11
12	1	Anillo distribuidor	Plano 10
11	1	Carcasa exterior	Plano 9
10	1	Chaveta trasera	Plano 8
9	1	Chaveta delantera	Plano 8
8	1	Eje	Plano 8
7	2	Rodamiento	SKF 709C10/HCPL4
6	1	Estator del compresor trasero	Plano 7
5	1	Estator del compresor frontal	Plano 6
4	1	Rotor del compresor	Plano 5
3	1	Tuerca delantera	Plano 8
2	1	Carcasa del compresor	Plano 4
1	1	Inductor del compresor	Plano 3

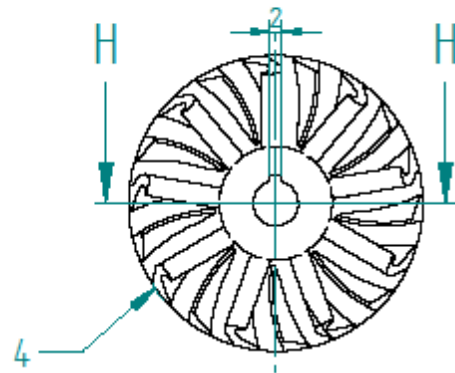
Nombre	Fecha	Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración	
Dibujado P. Maldonado	14/11/11	Título	
Aprobado 1		Conjunto en vista	
Aprobado 2			
Solve indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias +0.5 y +0.1		A1 Plano 2	Rev
		Archivo: Turbina a Gas.dft	
		Escala: 1:1	Hoja 2 de 15

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



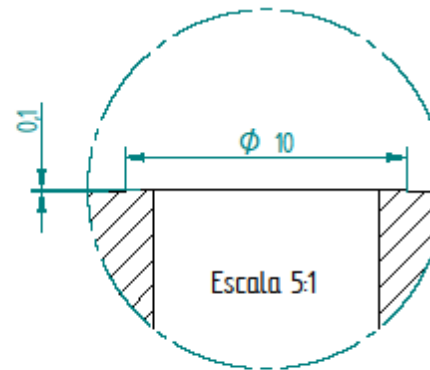




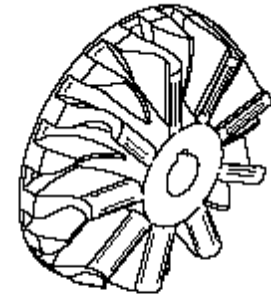


VISTA FRONTAL

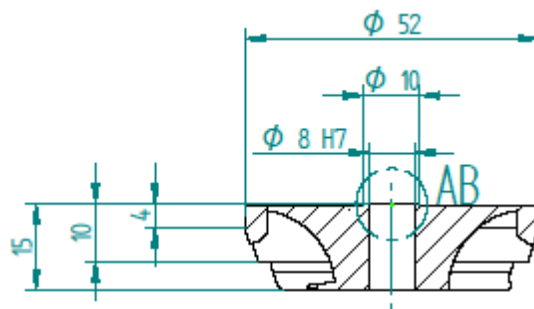
Nota: Fabricado mediante fresadora CNC



DETALLE AB



VISTA ISOMÉTRICA

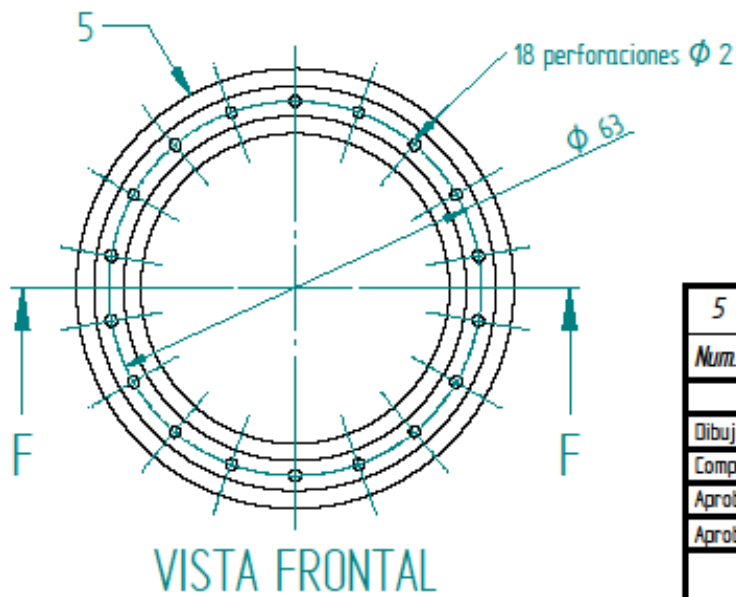
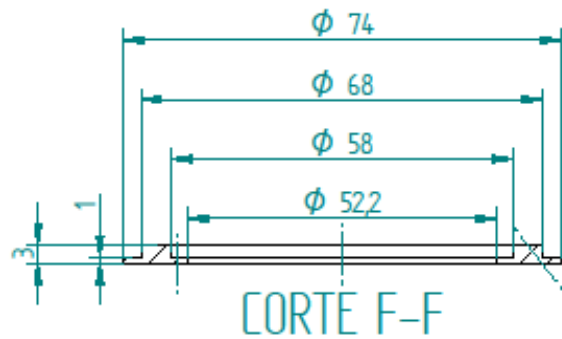


CORTE H-H

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



4	1	Rotor del compresor	Aluminio 2424												
Num.	Cant.	Nombre de pieza	Material												
Dibujado	P. Maldonado	14/11/11	Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración Título Rotor del compresor												
Comprobado															
Aprobado 1															
Aprobado 2															
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			<table border="1"> <tr> <td>A4</td> <td>Plano</td> <td>5</td> <td>Rev</td> </tr> <tr> <td colspan="4">Archivo: Turbina a Gas.dft</td> </tr> <tr> <td>Escala</td> <td>1:1</td> <td>Peso</td> <td>Hoja 5 de 15</td> </tr> </table>	A4	Plano	5	Rev	Archivo: Turbina a Gas.dft				Escala	1:1	Peso	Hoja 5 de 15
A4	Plano	5	Rev												
Archivo: Turbina a Gas.dft															
Escala	1:1	Peso	Hoja 5 de 15												

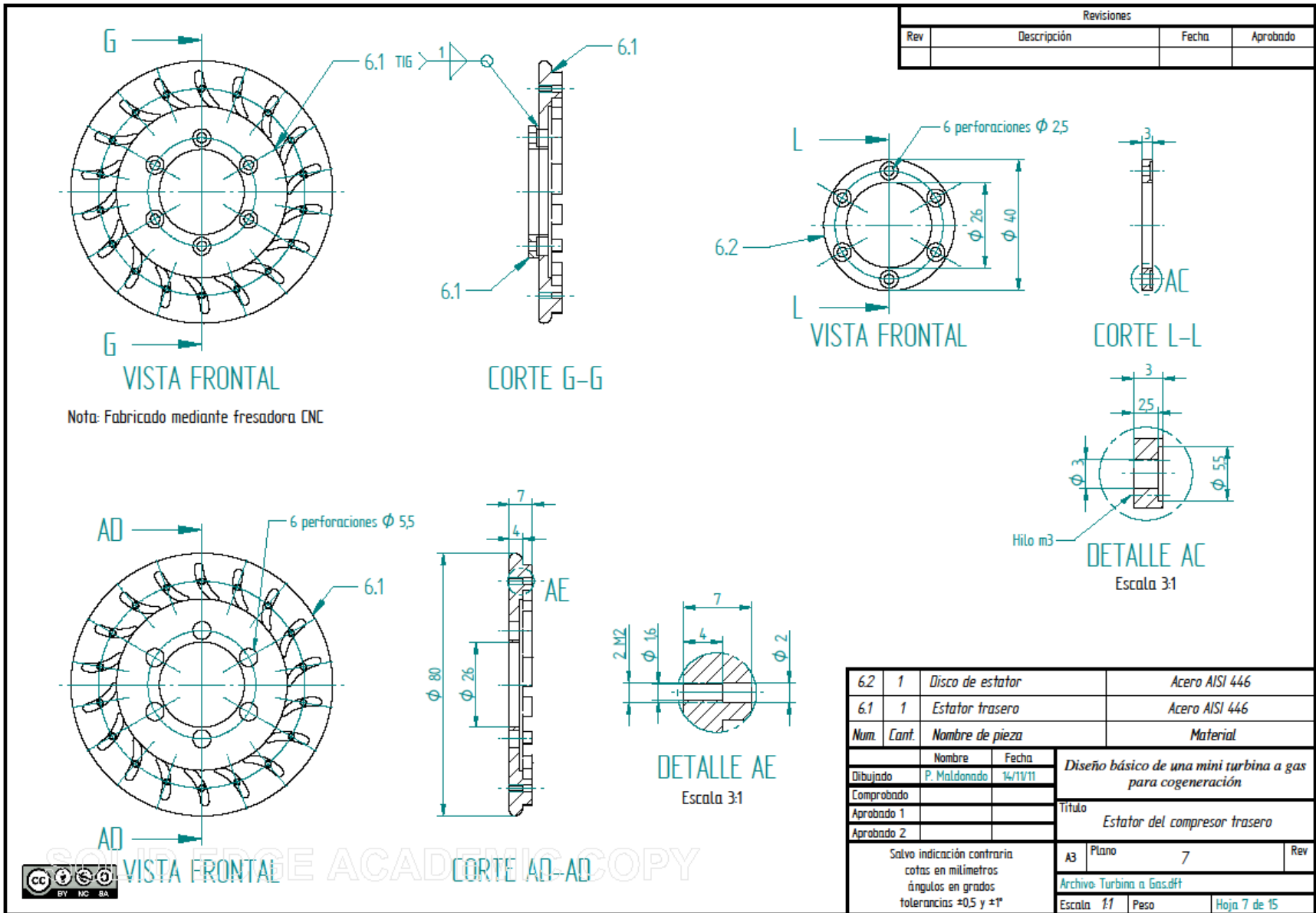


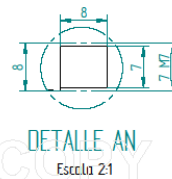
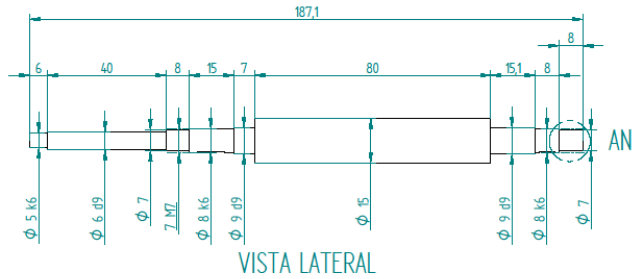
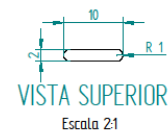
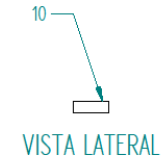
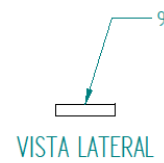
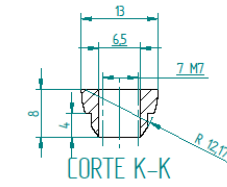
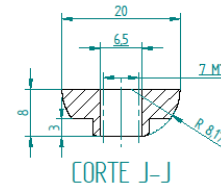
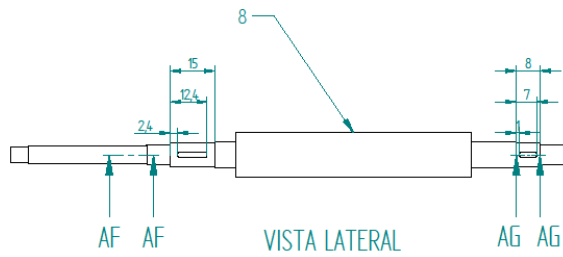
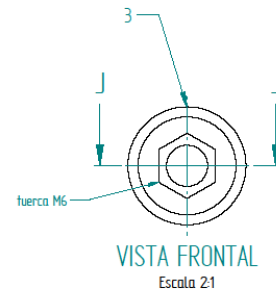
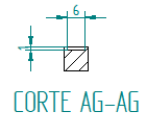
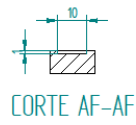
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



5	1	Estator del compresor delantero	Acero AISI 446
<i>Num.</i>	<i>Cant.</i>	<i>Nombre de pieza</i>	<i>Material</i>
		Nombre	Fecha
Dibujado	P. Maldonado	14/11/11	<i>Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración</i> Título <i>Estator del compresor delantero</i>
Comprobado			
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°			A4 Plano 6 Rev Archivo: Turbina a Gas.dft Escala 1:1 Peso Hoja 6 de 15





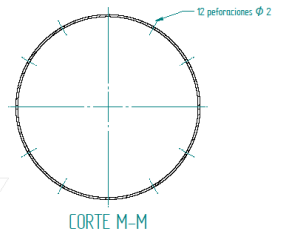
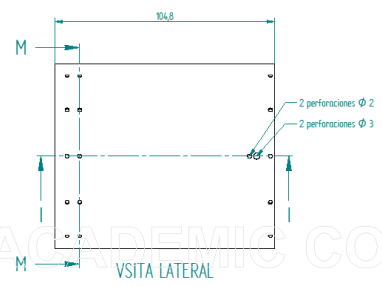
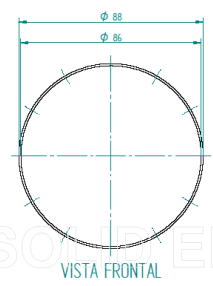
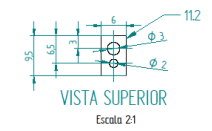
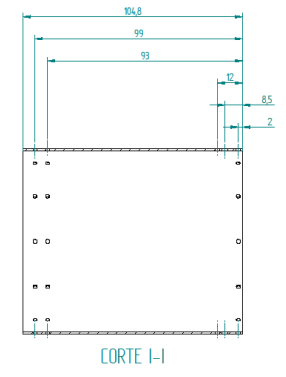
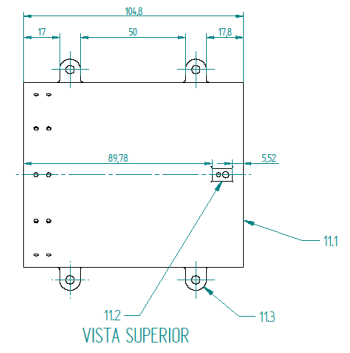
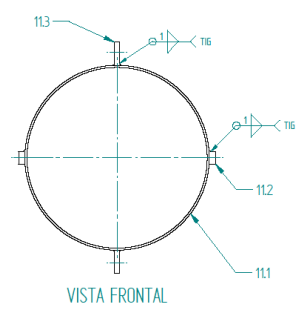
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

10	1	Chaveta trasera	Acero AISI 446
9	1	Chaveta delantera	Acero AISI 446
19	1	Tuerca trasera	Acero SAE 1045
3	1	Tuerca delantera	Acero SAE 1045
8	1	Eje	Acero SAE 4340, templado y revenido
Num	Cant.	Nombre de pieza	Material
Dibujado		Nombre	Fecha
Comprobado		P. Maldonado	14/11/11
Aprobado 1		Título	
Aprobado 2		Conjunto del eje	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1*			A2
Escala 1:1			Peso 8
Archivo: Turbina a Gas.dft			Rev
Hoja 8 de 15			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Revisión			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

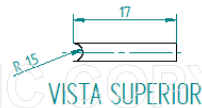
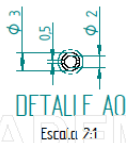
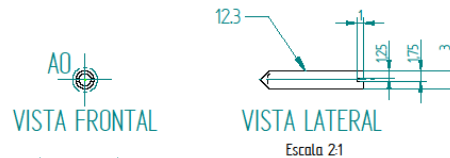
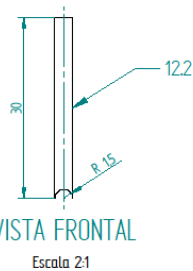
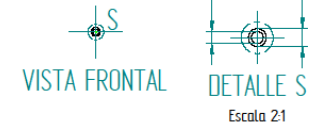
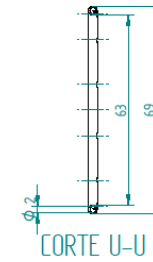
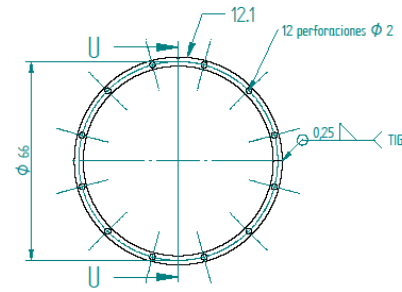
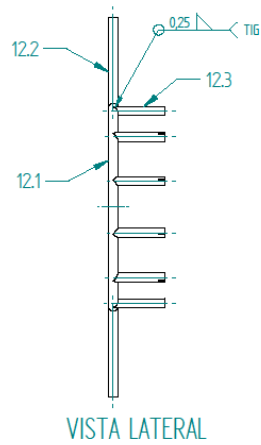
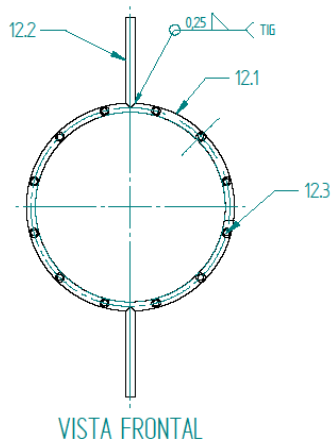


SOLIDEDGE ACADEMIC COPY



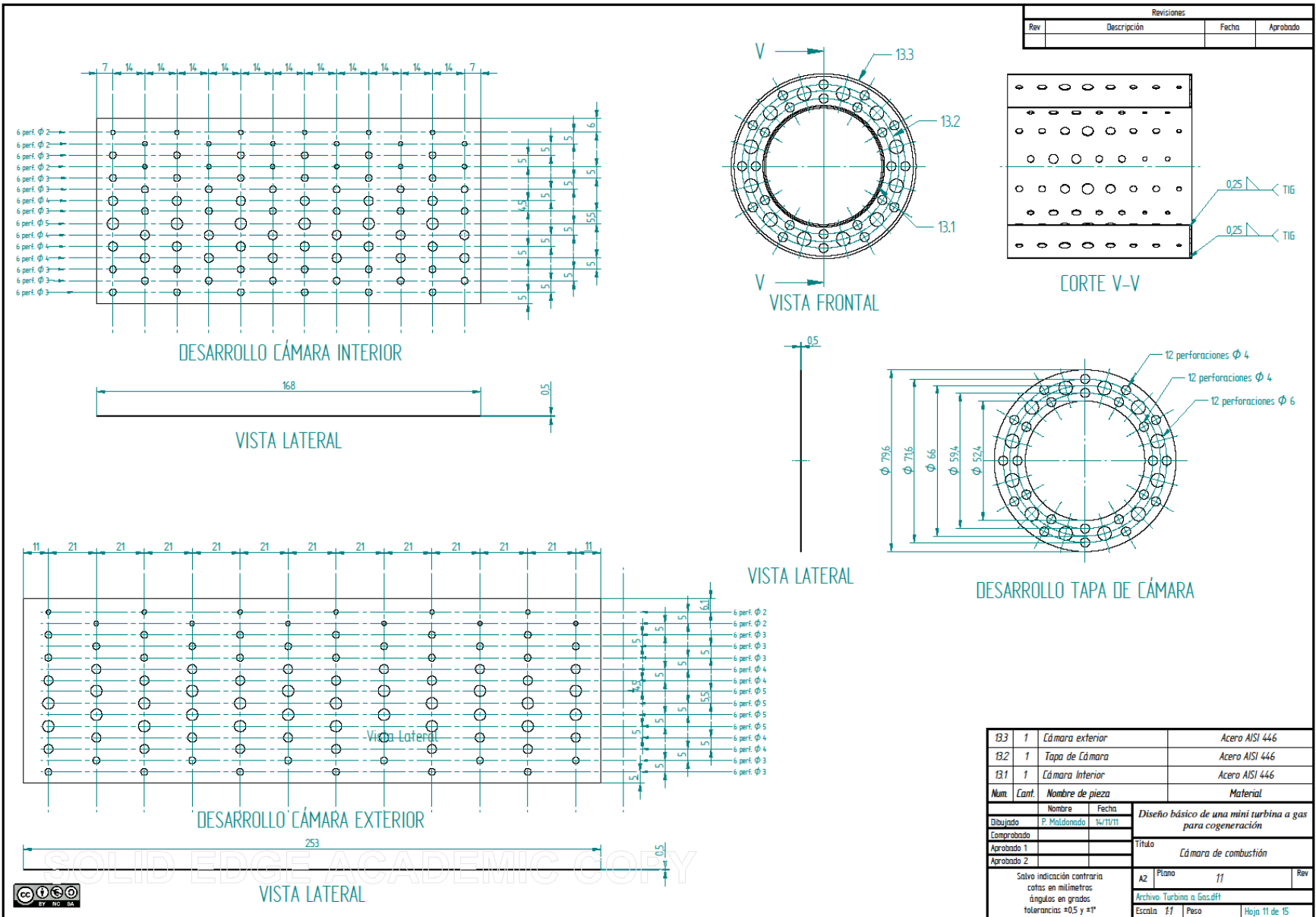
113	4	Dreja	Acero AISI 446
112	2	Anillo conductos	Acero AISI 446
111	1	Carcasa	Acero AISI 446
Num	Cont	Nombre de pieza	Material
Elaborado		Nombre	Fecha
Comprobado		P. Modificado	14/10/11
Aprobado 1		Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración	
Aprobado 2		Título Carcasa exterior	
Salvo indicación contraria citas en milímetros ángulos en grados tolerancias: +0.5 y +1*		A1	Piso 9
		Archivo Turbina a Gas.dwt	
		Escala	1:1
		Peso	
		Hoja 9 de 15	

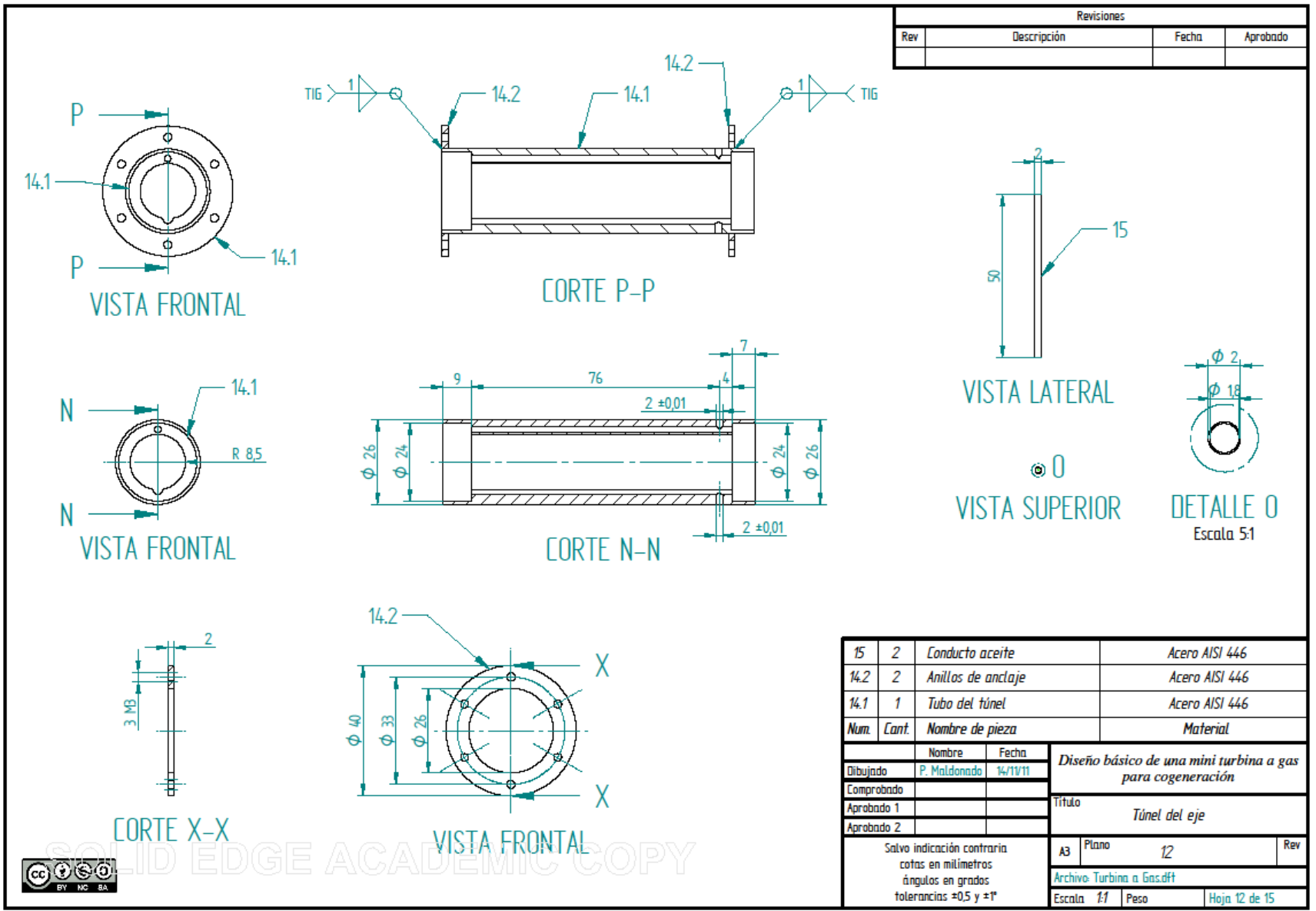
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Num.	Cont.	Nombre de pieza	Material
12.3	12	Tubo de llama	Acero AISI 446
12.2	2	Tubo de alimentación	Acero AISI 446
12.1	1	Anillo principal	Acero AISI 446
Num.		Nombre de pieza	Material
Dibujado		P. Maldonado	14/10/11
Comprobado		Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración	
Aprobado 1		Título	
Aprobado 2		Anillo distribuidor	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias +0.5 y +1*		A2	Plano 10
Escala		1:1	Peso
Hoja		10	de 15





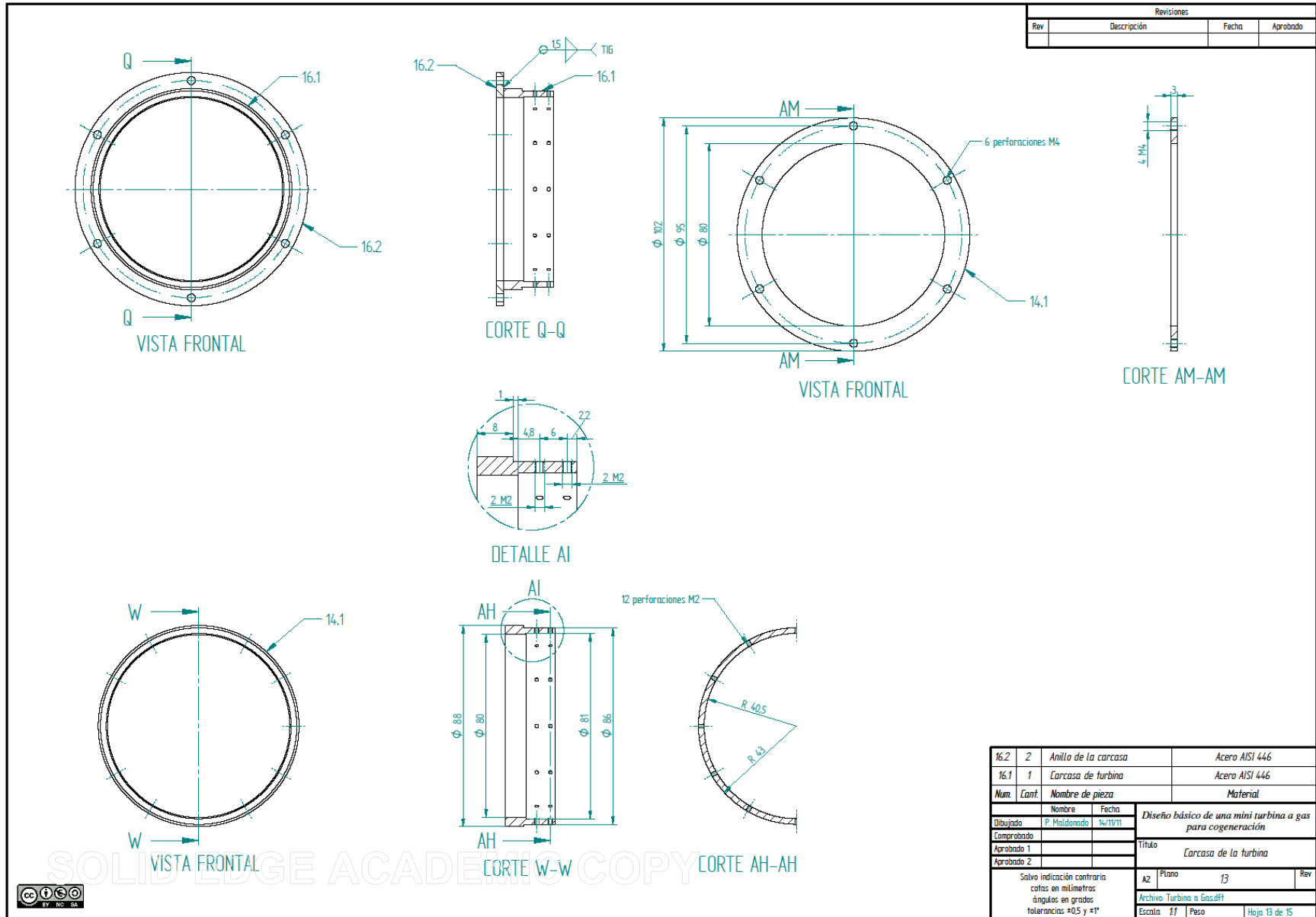


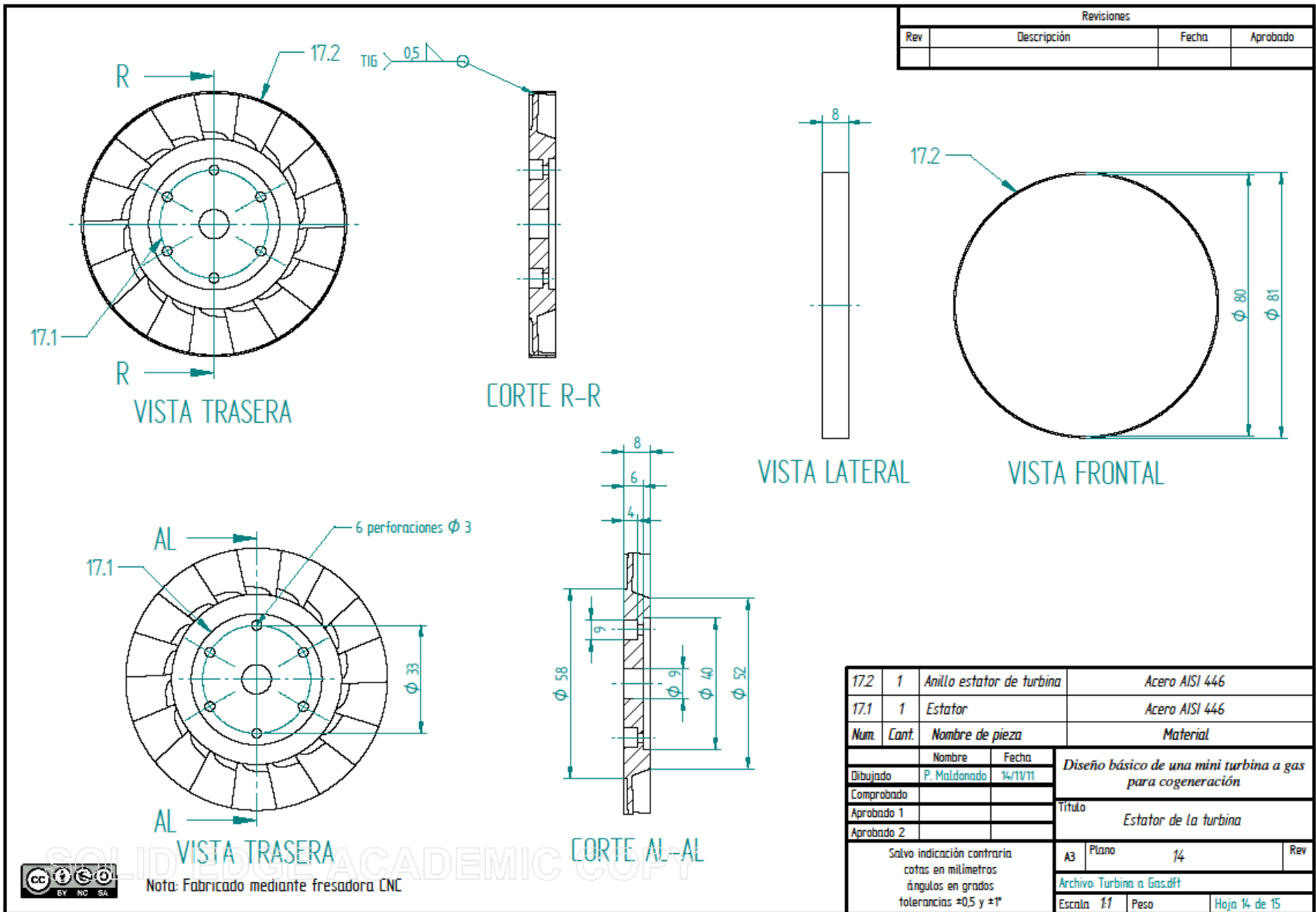
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

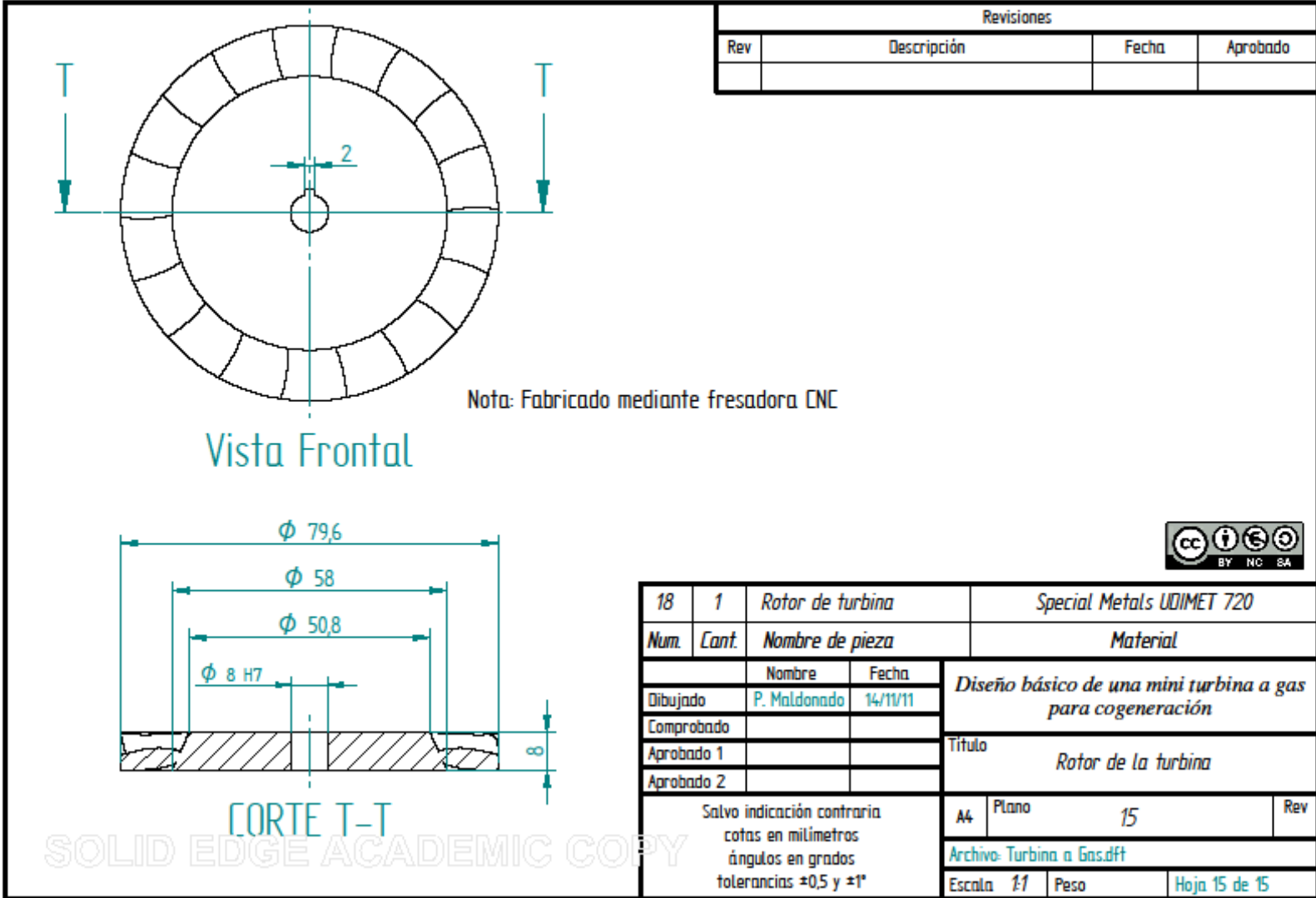
15	2	Conducto aceite	Aceros AISI 446
14.2	2	Anillos de anclaje	Aceros AISI 446
14.1	1	Tubo del túnel	Aceros AISI 446
Num.	Cant.	Nombre de pieza	Material
Dibujado		Nombre	Fecha
Comprobado		Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración	
Aprobado 1		Título	
Aprobado 2		Túnel del eje	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0.5 y ±1°		A3	Plano 12 Rev
Escala 1:1		Peso Hoja 12 de 15	



SOLID EDGE ACADEMIC COPY







B. Dimensionamiento básico

Chart 5.5 Combustion efficiency versus loading.

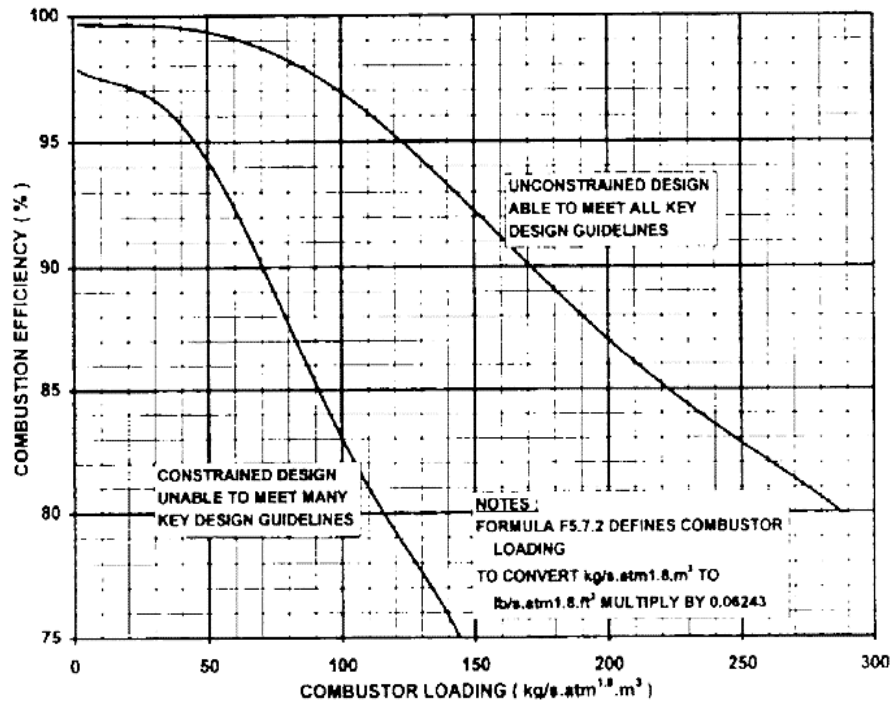


Figura B.1 Grafico de eficiencia de combustión vs Loading

C. Criterio first stall

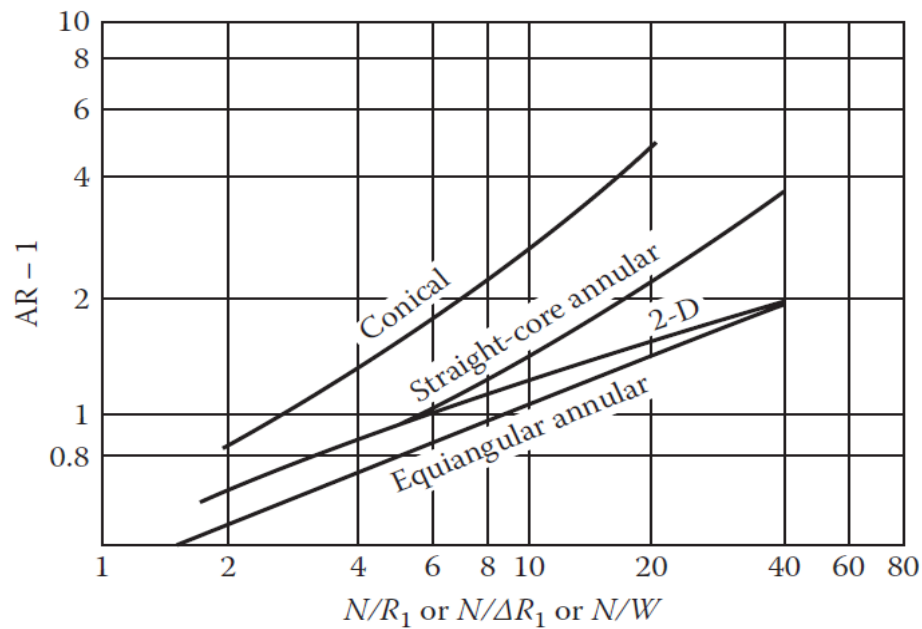


Figura C.2 Curvas de stall graficadas respecto a relaciones geométricas adimensionales del difusor [2]

D. Rendimiento del difusor

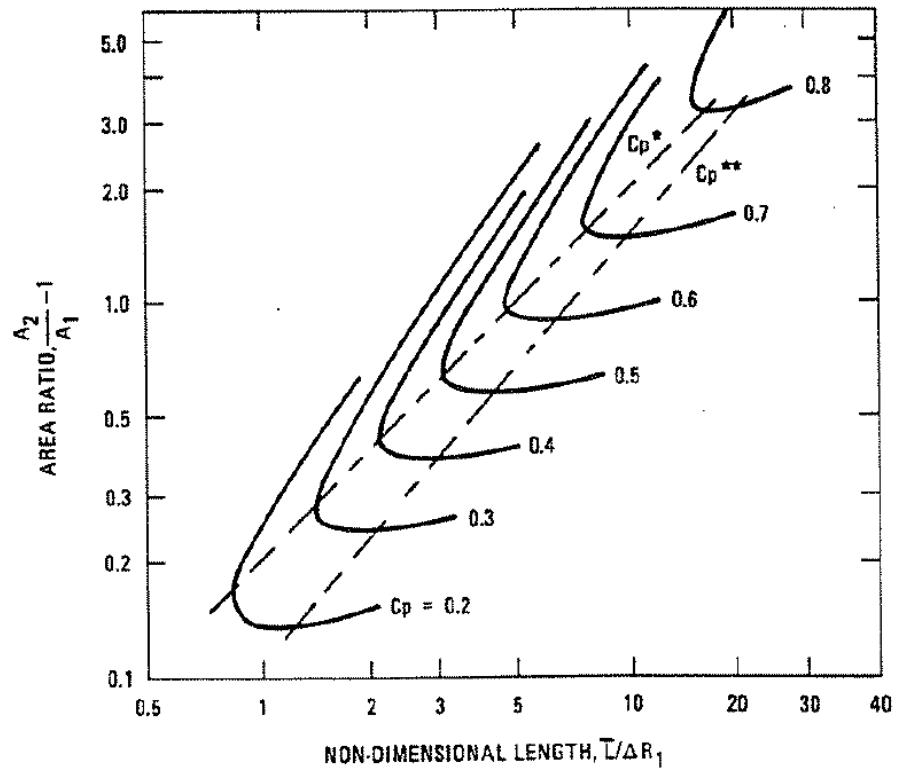
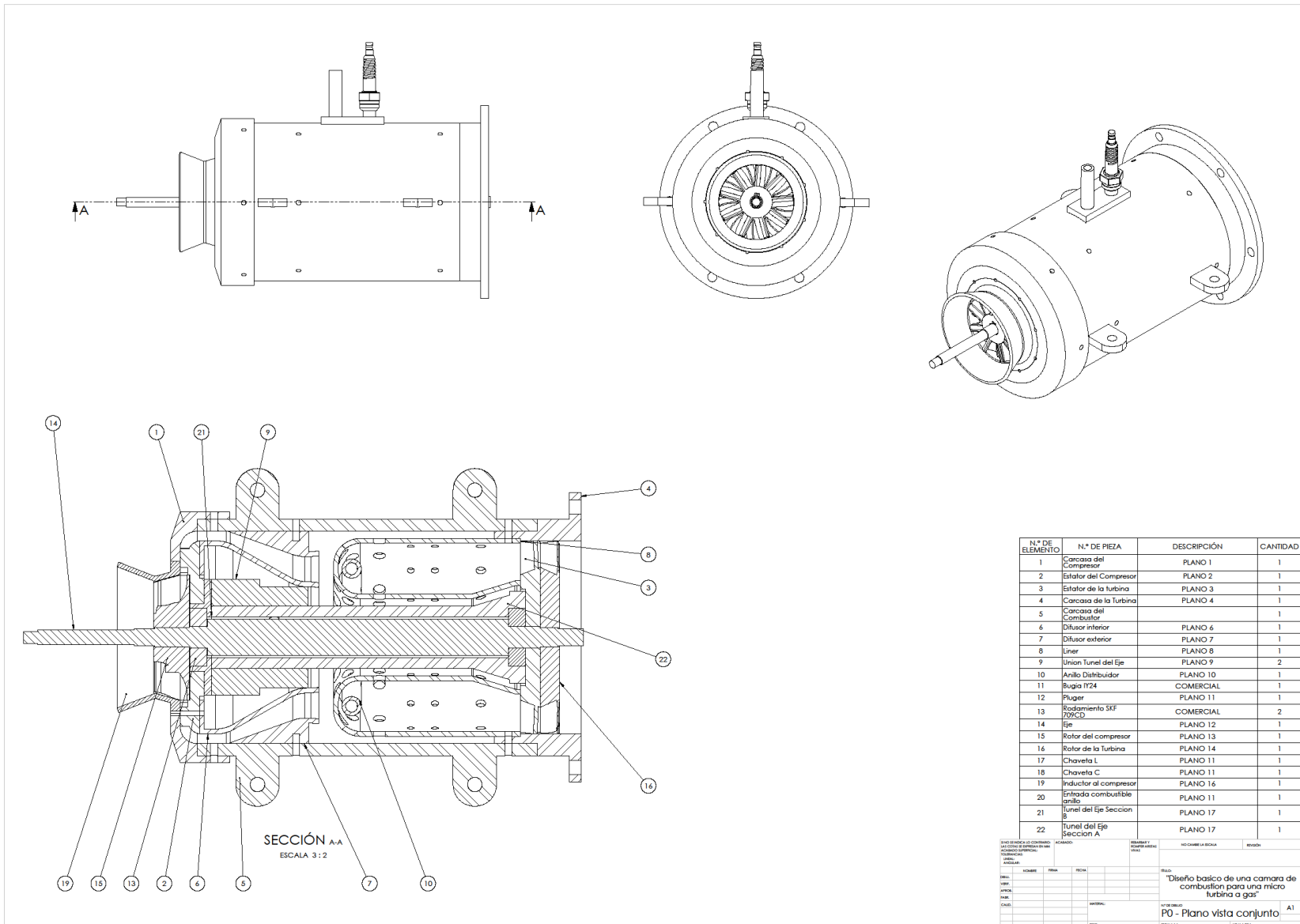
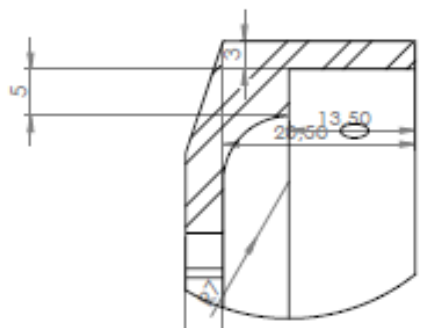
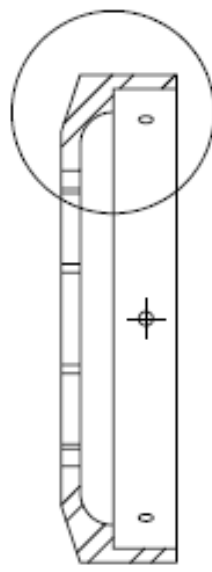
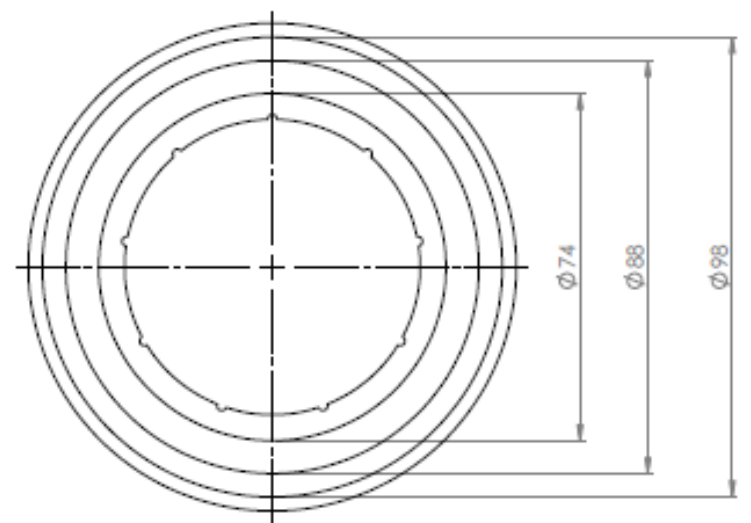
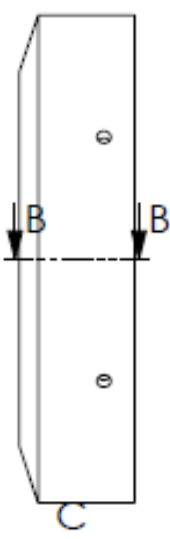
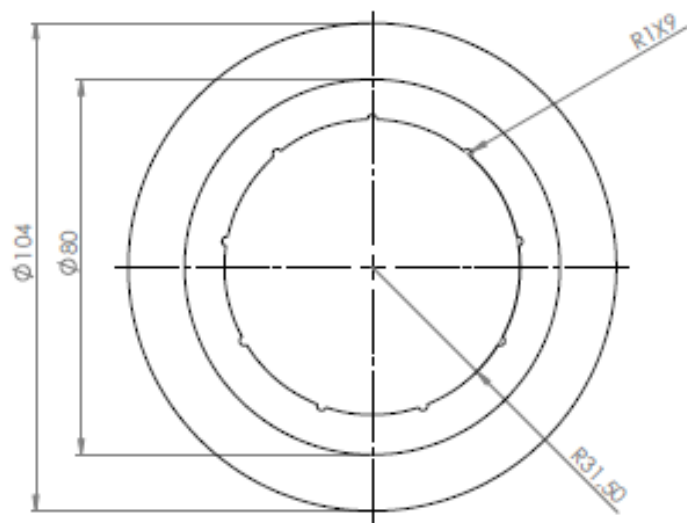


Figura D.3 Grafico rendimiento del difusor vs largo no dimensional y razón entre áreas

E. Planos de fabricación memoria actual





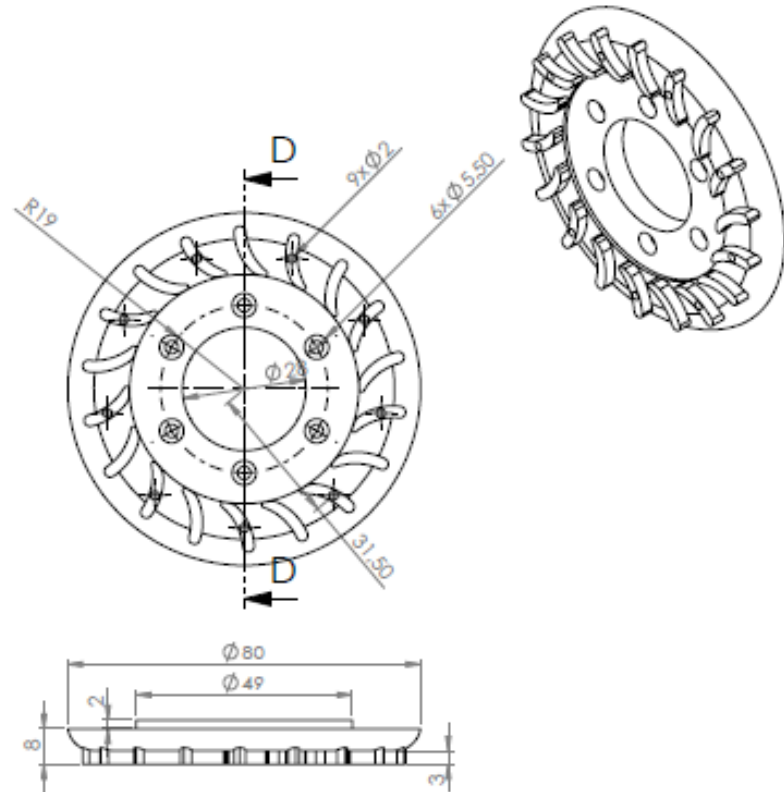
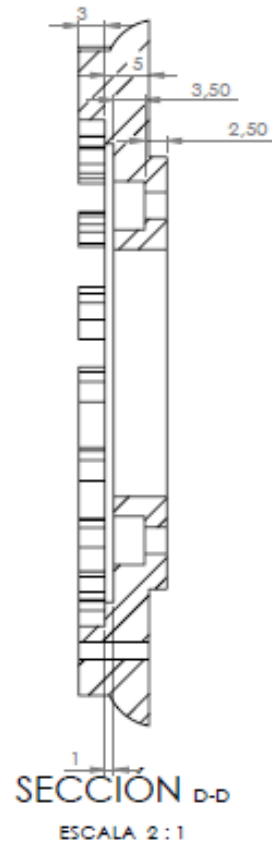
DETALLE C
ESCALA 2:1

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

SECCIÓN B-B

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Carcasa del Compressor	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

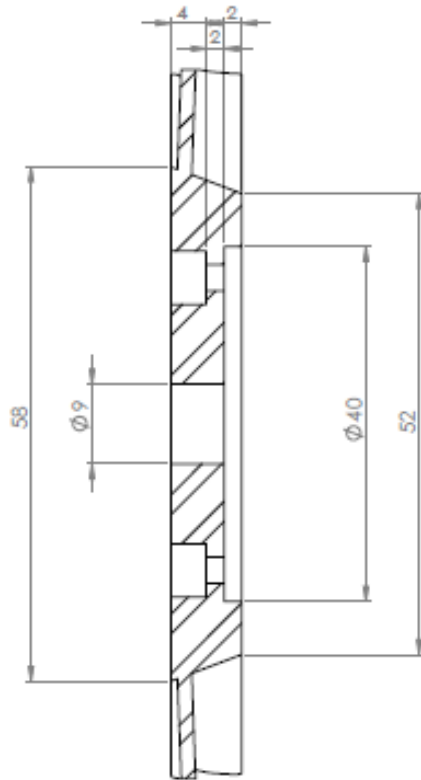
SINO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6		REBARBAR Y ESCAPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
TOLERANCIAS EN MM		SPECIAL MM		ANGULARES		SI			
DISEÑ.	HOMBRE	PIEZA	FECHA	TÍTULO: "Diseño basico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"					
VERIF.	P.S		2/1/17						
APROB.									
PARR.									
CALIF.				MATERIAL: ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE		Nº DE DISEÑO: P1 - Plano Carcasa del Compressor		A3	
				FECH.		ESCALA 1:1		HOJA 1 DE 1	



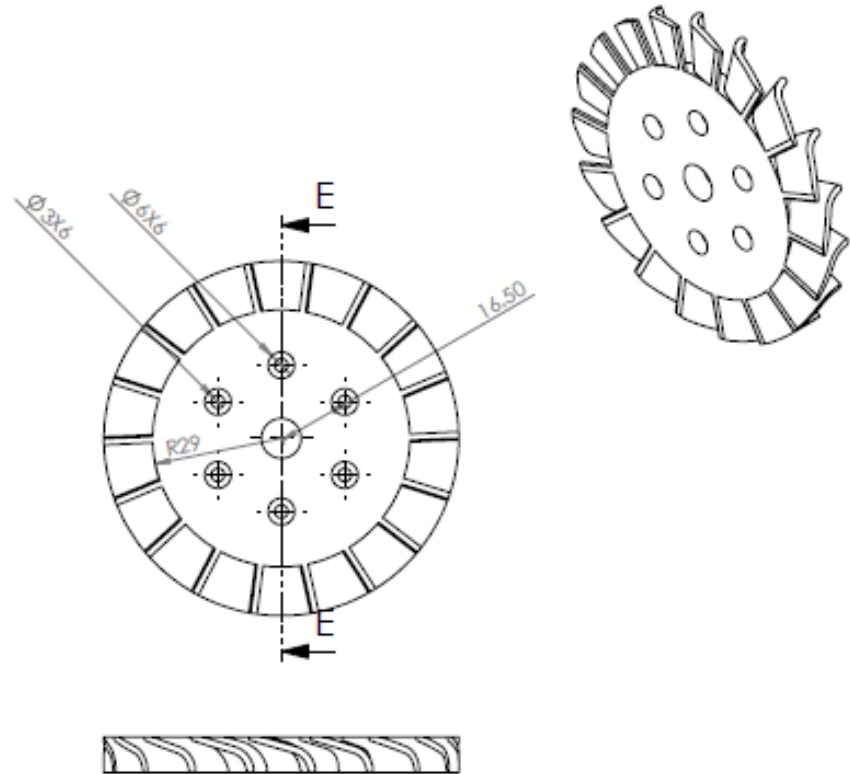
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
2	Estator del Compresor	ACERO INOX AISI 304 ALTA RESISTENCIA GRADO D	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS DE SUPERFICIALES ACABADO SUPERFICIAL: 125 TOLERANCIAS: EN MM UNIDAD: MM ANGULOS: °		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6	REVISAR Y COMPROBAR ARISTAS VIVAS Si	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DISEÑO	P.S	FECHA	2/1/17	TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustión para una micro turbina a gas"	
VERIF.				Nº DE DIBUJO P2 - Plano Estator del Compresor	
APROB.				A3	
PAGE.				MATERIAL: REVISAR TABLA	
CAUD.				FECHA: ESCALA: 1:1 HOJA 1 DE 1	

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.



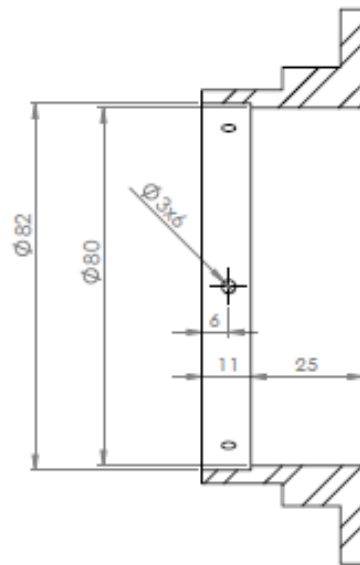
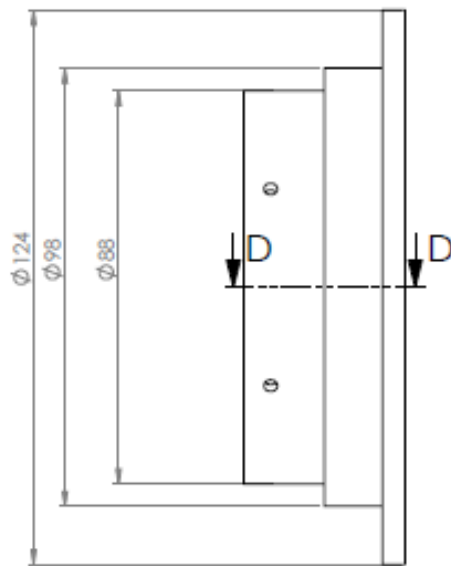
SECCIÓN E-E
ESCALA 2 : 1



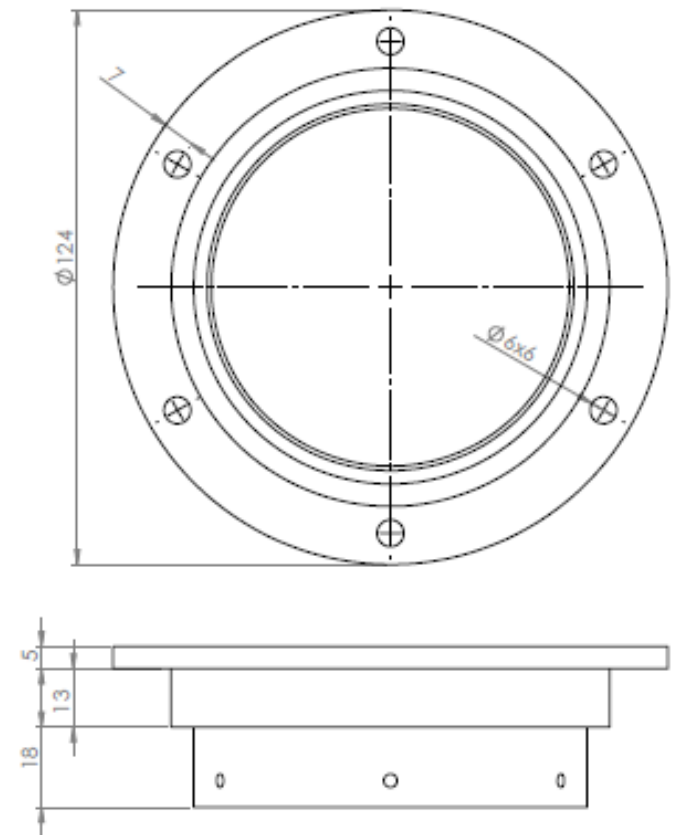
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
3	Estator de la turbina	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS CORNAS DE SUPERFICIA EN MM ACABADO SUPERFICIAL UN TOLERANCIAS EN MM UNIFORME AUN INDICAREMOS		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6	REBARBAR Y ESQUINAR ARISTAS SI/NO Si	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DESIGNADO POR	FECHA	FECHA			
PROYECTADO					
APROBADO					
REVISADO					
VALIDADO					
MATERIAL: ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE			Nº DE DISEÑO P3 - Plano Estator de la turbina	A3	
FECHA:			ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1	

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.



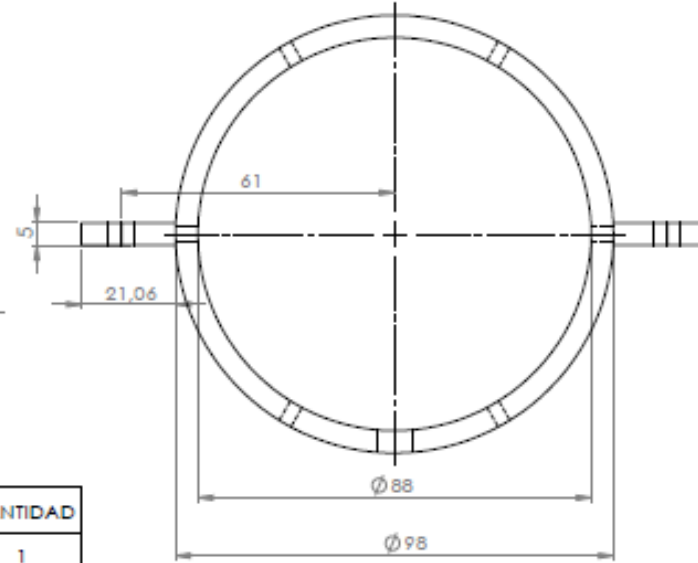
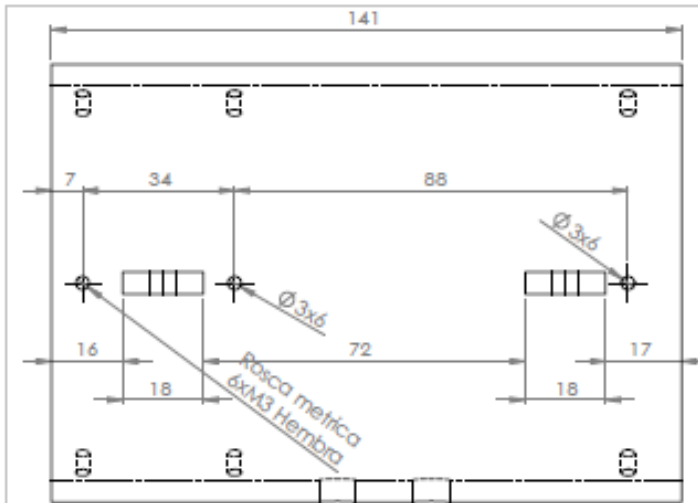
SECCIÓN D-D



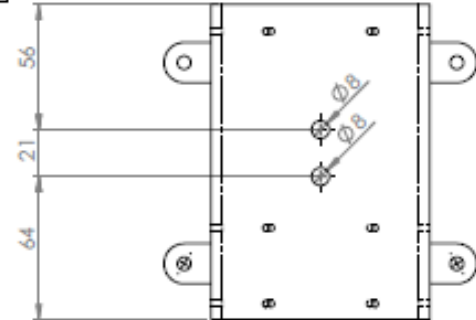
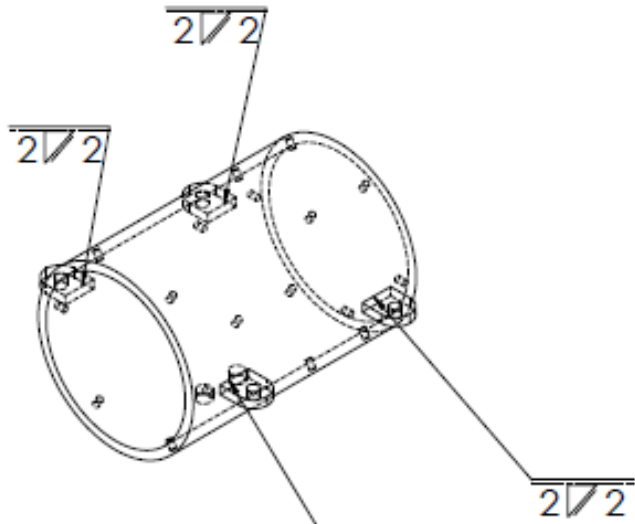
Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
4	Carcasa de la Turbina	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

SINO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS UNAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ. P.S		FECHA 2/1/17		Si		TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustión para una micro turbina a gas"			
MATERIAL: ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE		Nº DE DIBUJO: P4 - Plano Carcasa de la turbina - copia		ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1		A3	

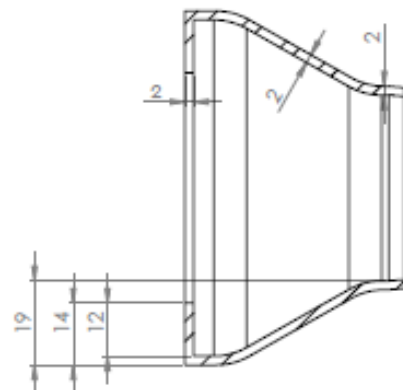
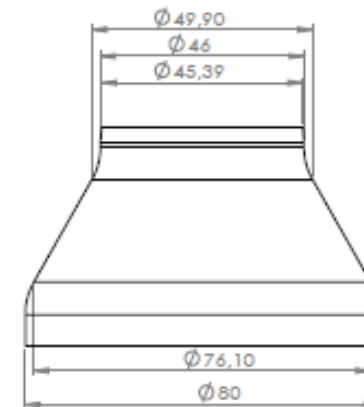
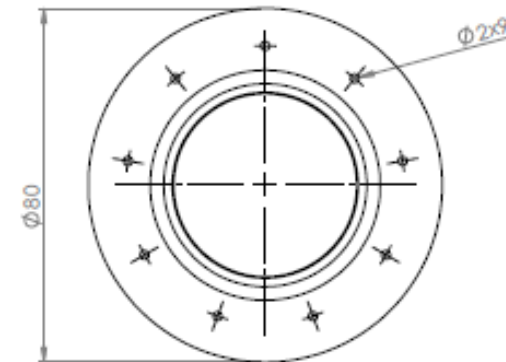
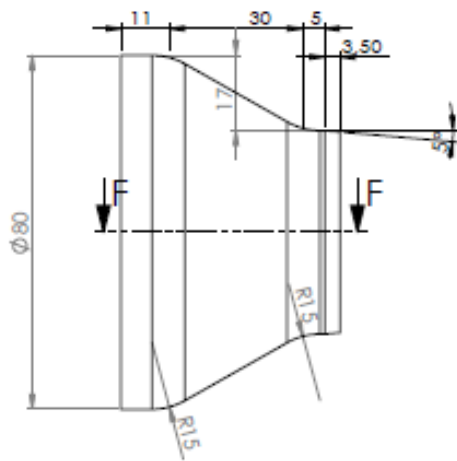


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
5	Carcasa del Combustor	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1



Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ESPESAN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: SA		TOLERANCIAS EN MM: DIMENSIONES LINEALES: ±		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado Nº6		REBARBAR Y EQUIPAR ARISTAS: Si		NO CAMBIA LA ESCALA		REVISIÓN	
DISEÑO	P.S	FECHA	2/1/17							TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"			
VERB.										MATERIAL: ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE			
APROB.										N.º DE DIBUJO: P5 - Plano Carcasa del combustor			
FABR.										A3			
CALC.										HOJA 1 DE 1			

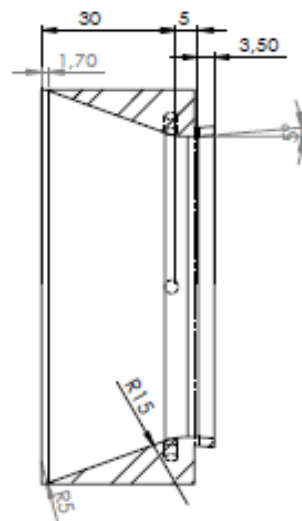
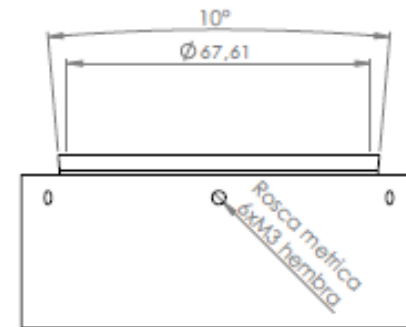
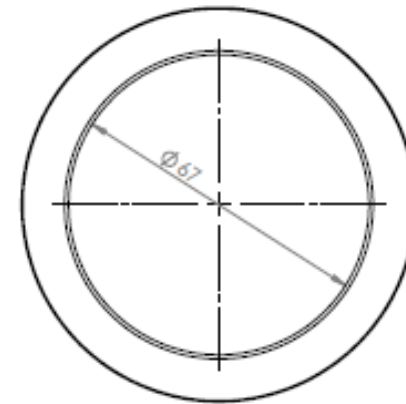
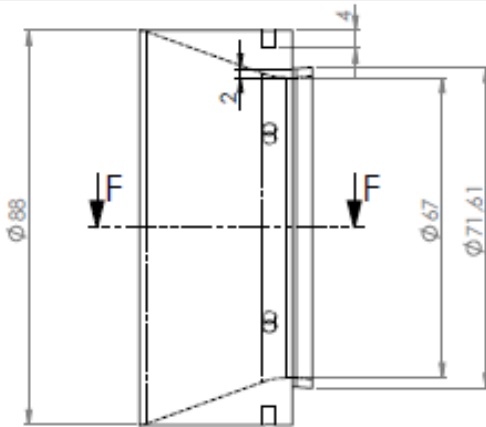


SECCIÓN F-F

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
6	Difusor interior	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL UN TOLERANCIAS EN MM. DIBUJO EN MILÍMETROS.		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado Nº6	REBARBAR Y COPAR ARISTAS USAR Si	NO CAMBIA LA ESCALA	REVISIÓN
DESIGNADO	P.S	FECHA	2/1/17	TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"	
VERIF.				MATERIAL:	Nº DE DIBUJO
APROB.				ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	P6 - Plano Difusor interior
PAIS.				ESCALA 1:1	A3
CAUD.				FECHA 1:1	NÚMERO DE DIB.

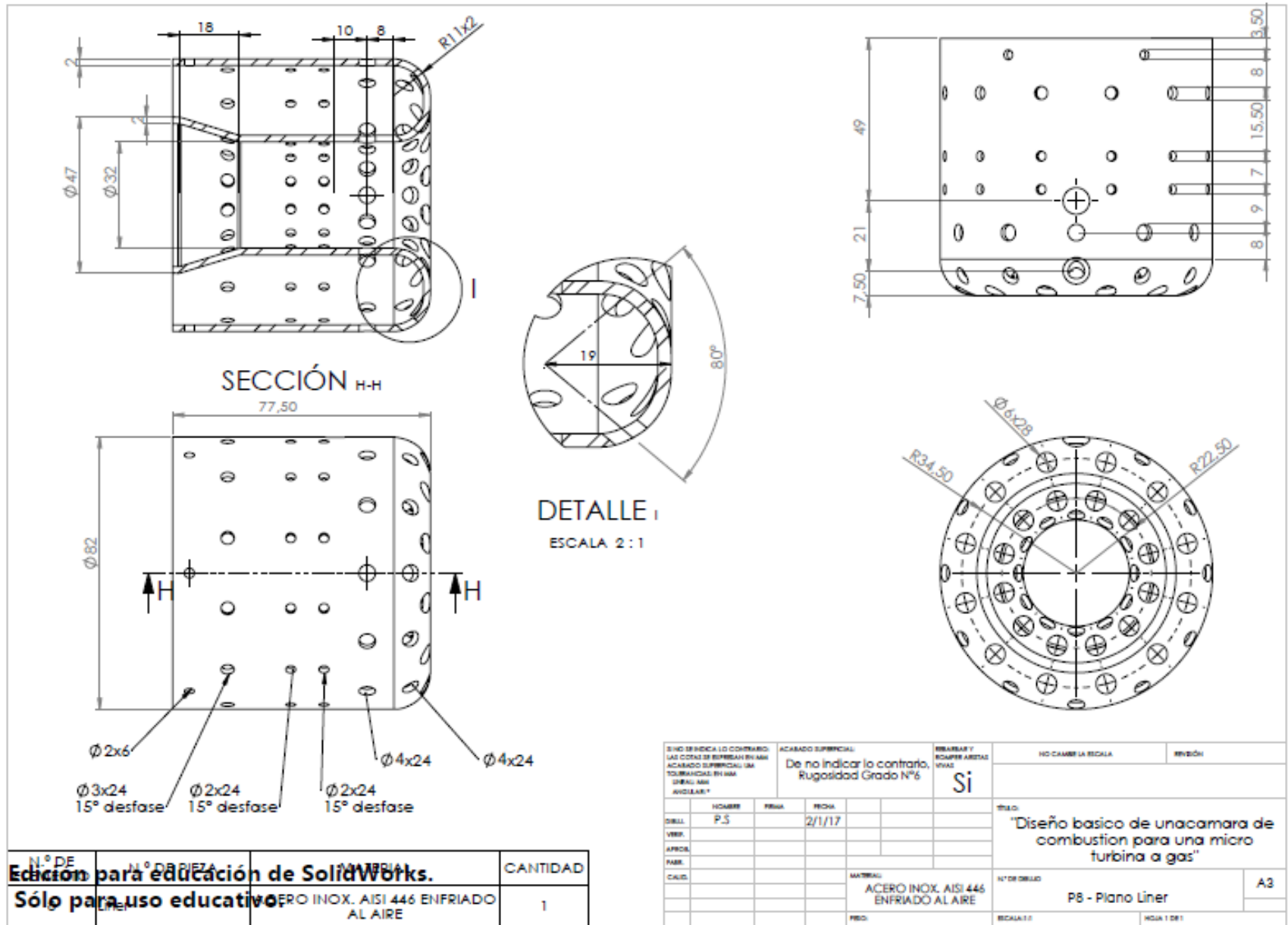


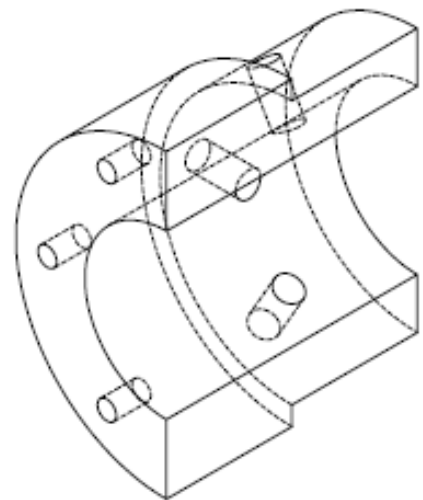
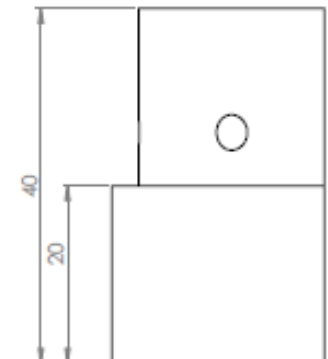
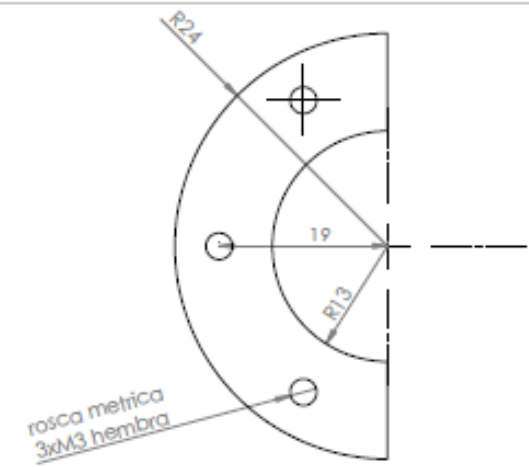
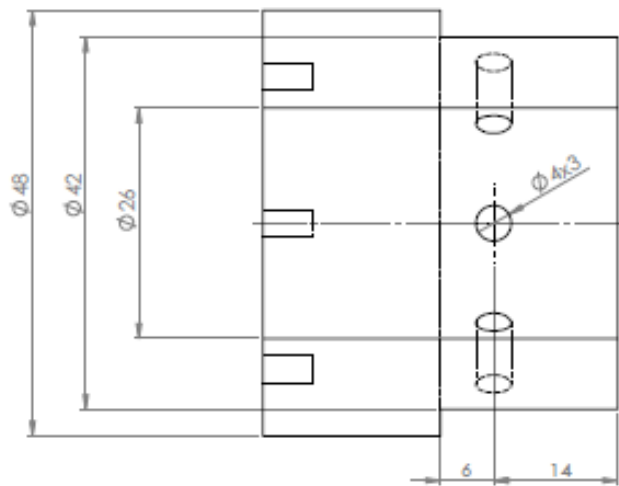
SECCIÓN F-F

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
7	Difusor exterior	PLANO 7	1

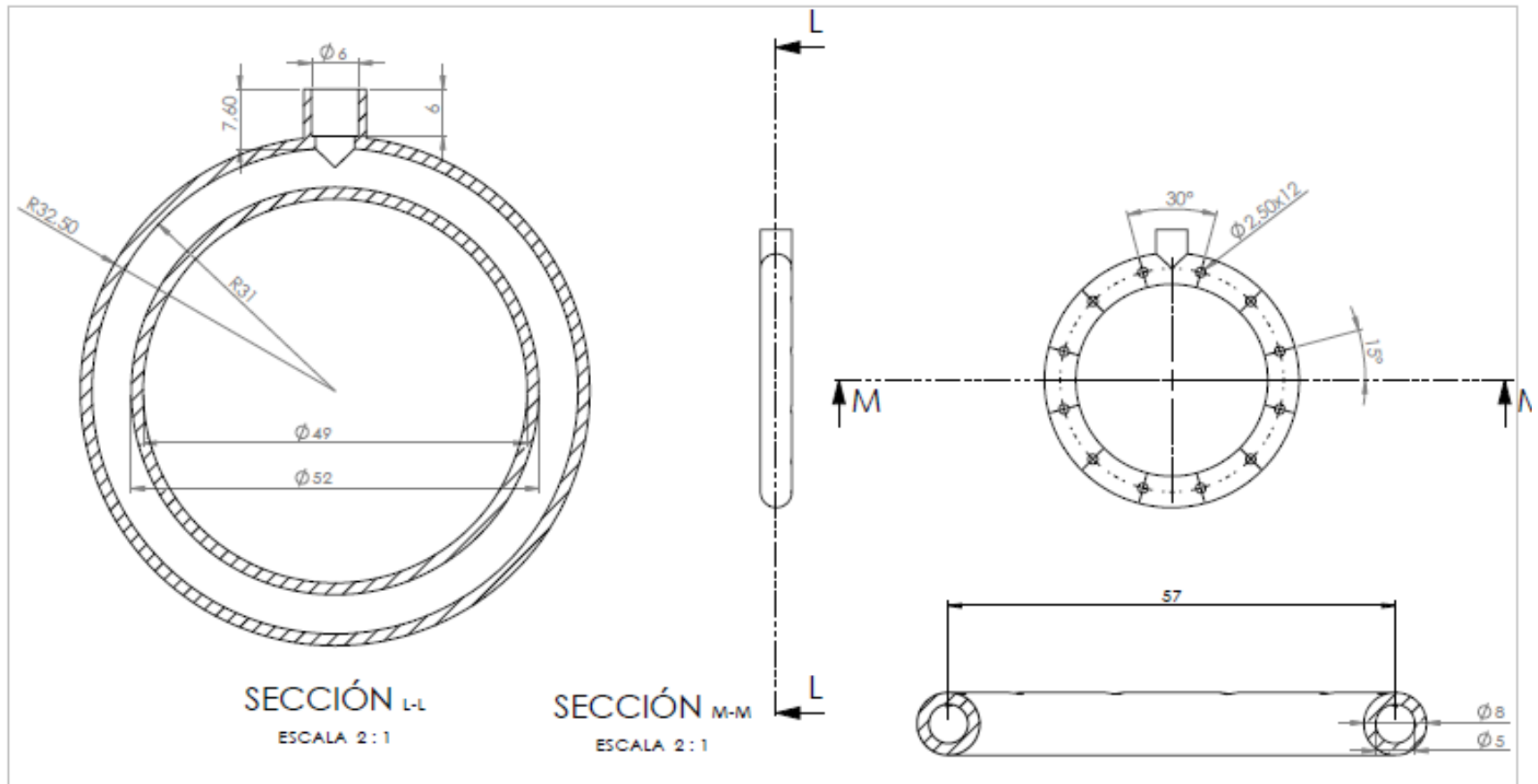
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: SIN TOLERANCIAS EN MM. DIBUJO SIN AJUSTAR.		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6		REBARBAR Y SCAPER ARISTAS SI/NO Si		NO CAMBIE LA BOCALA		REVISIÓN
DISEÑ.	P.S	FECHA	2/1/17			TÍTULO: "Diseño básico de un cámara de combustión para una micro turbina a gas"		
MATERIAL:	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE		Nº DE DIBUJO		P7 - Plano Difusor exterior - copia		A3	
BOCALA 1.0		HOJA 1 DE 1						





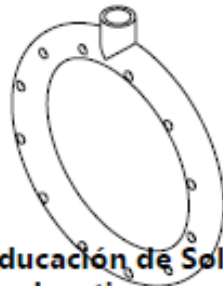
**Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.**

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
9	Union Tunel del Eje	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1
<small>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: SA TOLERANCIAS EN MM. SIN VAL. MIN. ANGULARES: *</small>		<small>ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6</small>	<small>REBARBAR Y ESCAPER ARISTAS SI/NO</small> Si
<small>NO CAMBIE LA ESCALA</small>		<small>REVISIÓN</small>	
<small>TÍTULO</small> "Diseño básico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"		<small>Nº DE DISEÑO</small> P9 - Union tunel del eje	
<small>DISEÑO</small> P.S		<small>MATERIAL</small> ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	
<small>FECHA</small> 2/1/17		<small>Nº DE DISEÑO</small> A3	
<small>FECHA</small>		<small>REVISIÓN</small> HOJA 1 DE 1	



SECCIÓN L-L
ESCALA 2:1

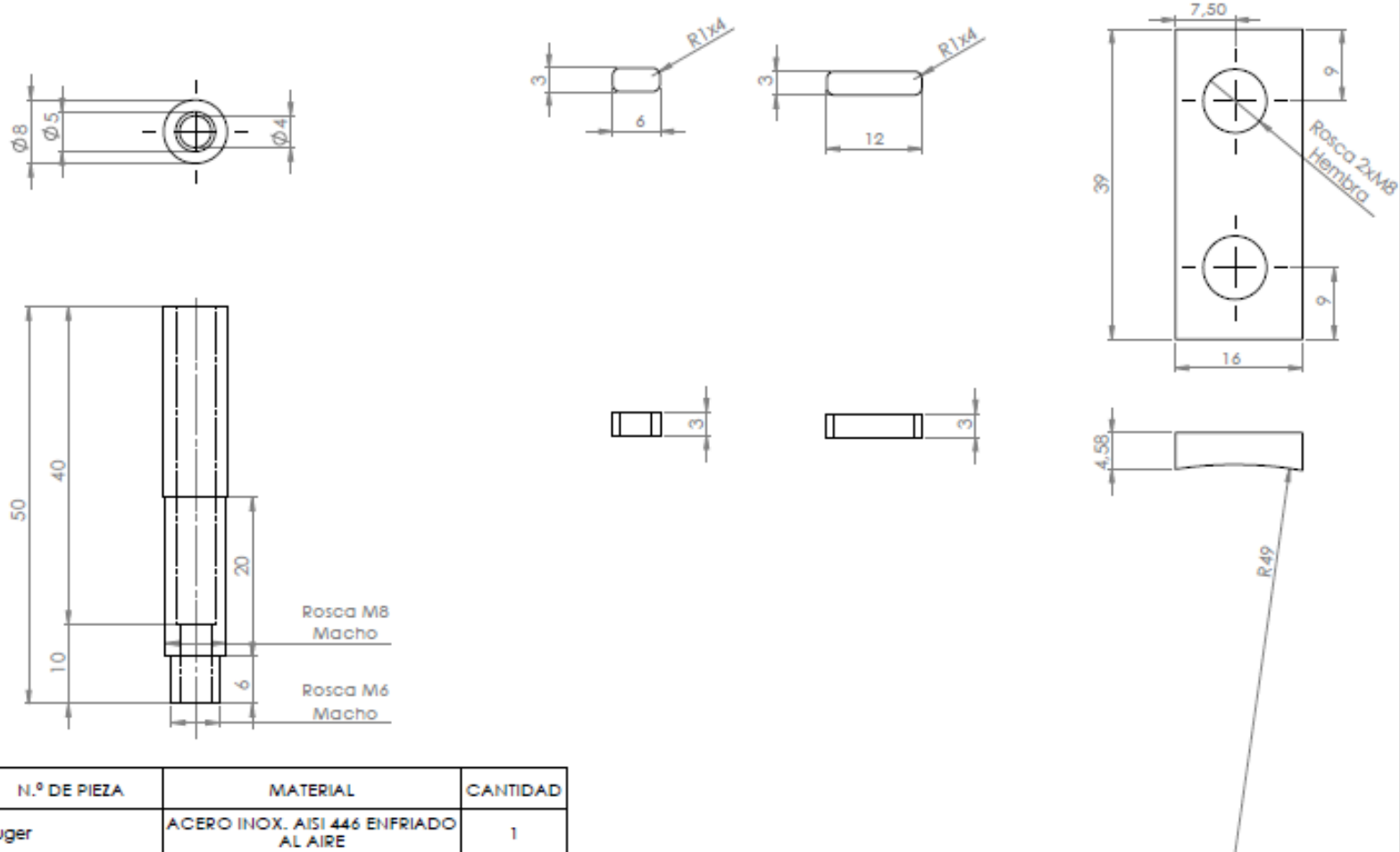
SECCIÓN M-M
ESCALA 2:1



Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
10	Anillo Distribuidor	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

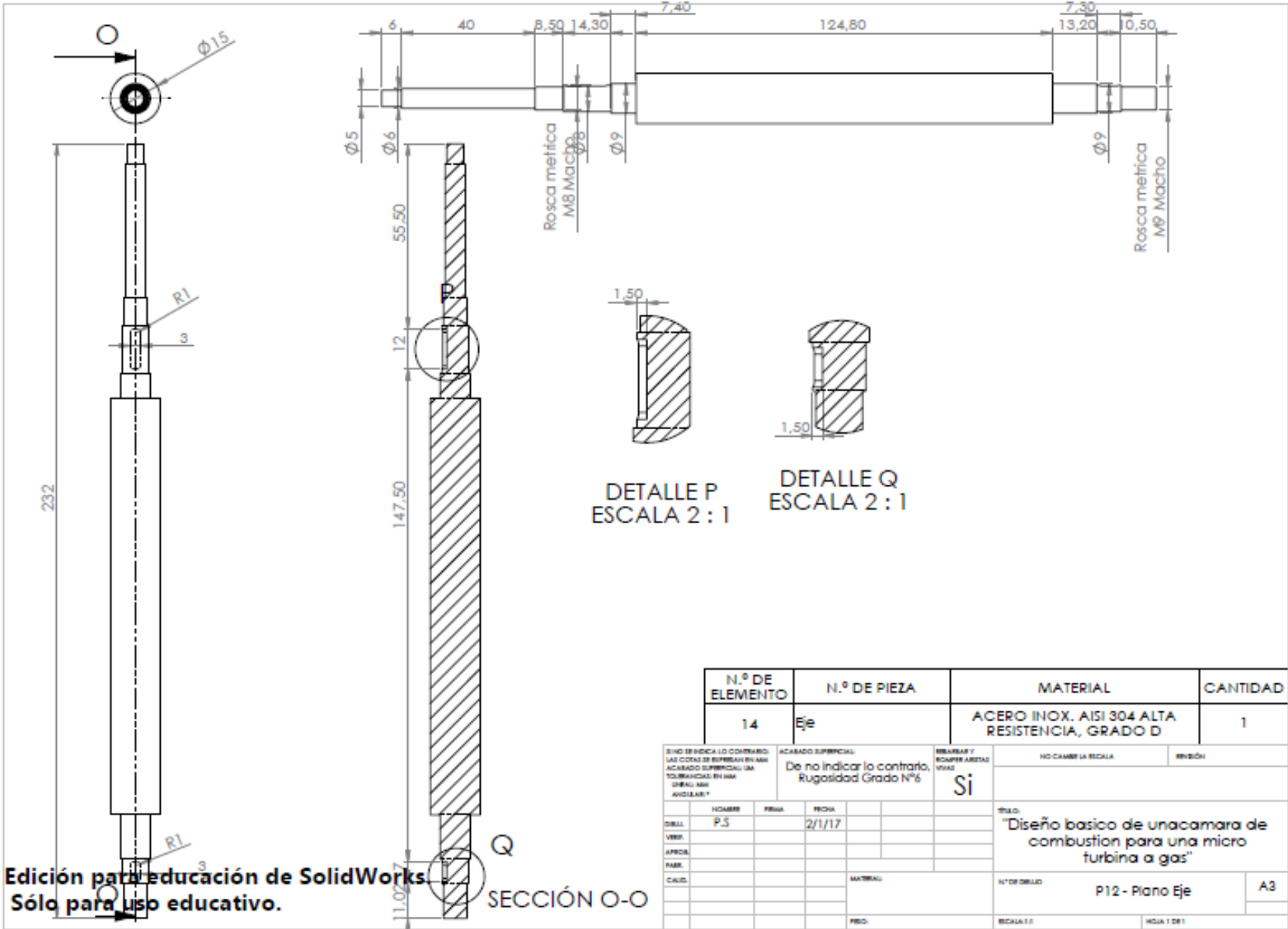
SINO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE SUPLENEN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado Nº6		REBARBAR Y RECAPER ARESTAS 90º		NO CAMBIA LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL: UN TOLERANCIA EN MM		SÍ							
DESIGNADOR	FECHA								
VERIF.	2/1/17								
APROB.									
PARR.									
CAJES.									
		MATERIAL: ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE		N.º DE DIBUJO: P10 - Plano Anillo distribuidor				A3	
		FECH.		ESCALA 1:1		HOJA 1 DE 1			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
12	Pluger	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1
17	Chaveta C	SAE 1010	1
18	Chaveta L	SAE1010	1
20	Entrada anillo combustible	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

**Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.**

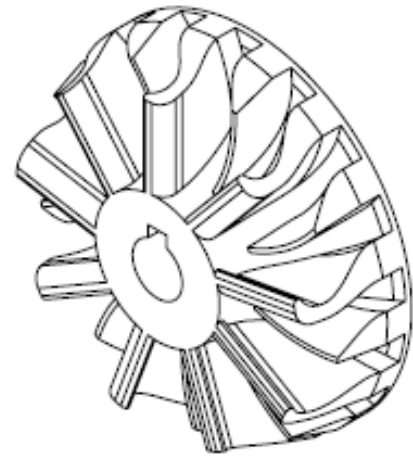
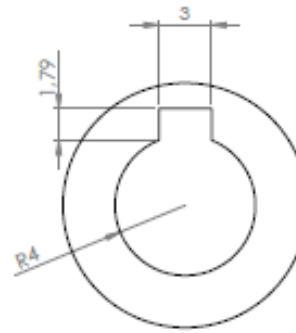
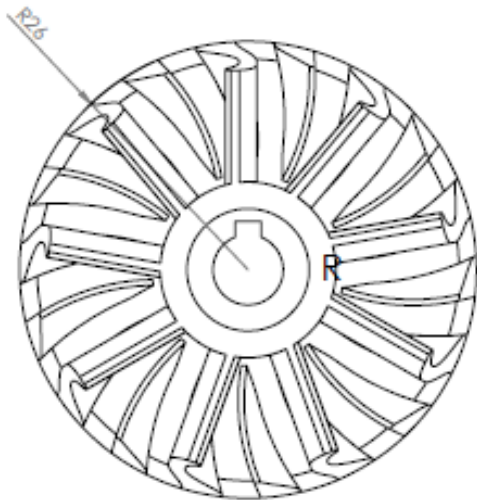
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS DE BARRAS EN MM ACABADO SUPERFICIAL: SA TOLERANCIAS EN MM SIN UN INDICADOR INDICABLE*		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6		REBARBAR Y ESQUINAS EN MM Si		NO CAMBIA LA ESCALA		REVISIÓN	
DISEÑO	P.S	FECHA	2/1/17			TÍTULO: "Diseño básico de una cámara de combustión para una micro turbina a gas"			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CAUD.									
				MATERIAL		Nº DE DIBUJO		A3	
				PREC.		ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
14	Eje	ACERO INOX. AISI 304 ALTA RESISTENCIA, GRADO D	1

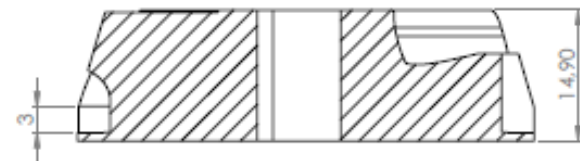
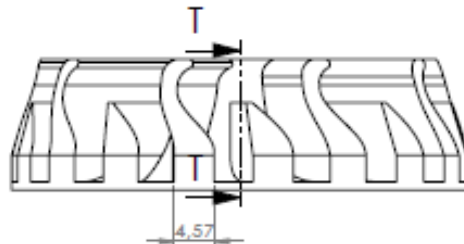
SIN O SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado Nº6		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS: Si		NO CAMBIA LA ESCALA		REVISIÓN	
DISEÑO	P.S	FECHA	2/1/17	TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"					
VERIF.				MATERIAL		Nº DE DIBUJO		P12 - Plano Eje	
APROB.								A3	
FABR.									
CALC.									
				PREC.		ESCALA 1:1		HOJA 1 DE 1	

Edición para educación de SolidWorks
Sólo para uso educativo.



DETALLE R

ESCALA 4 : 1

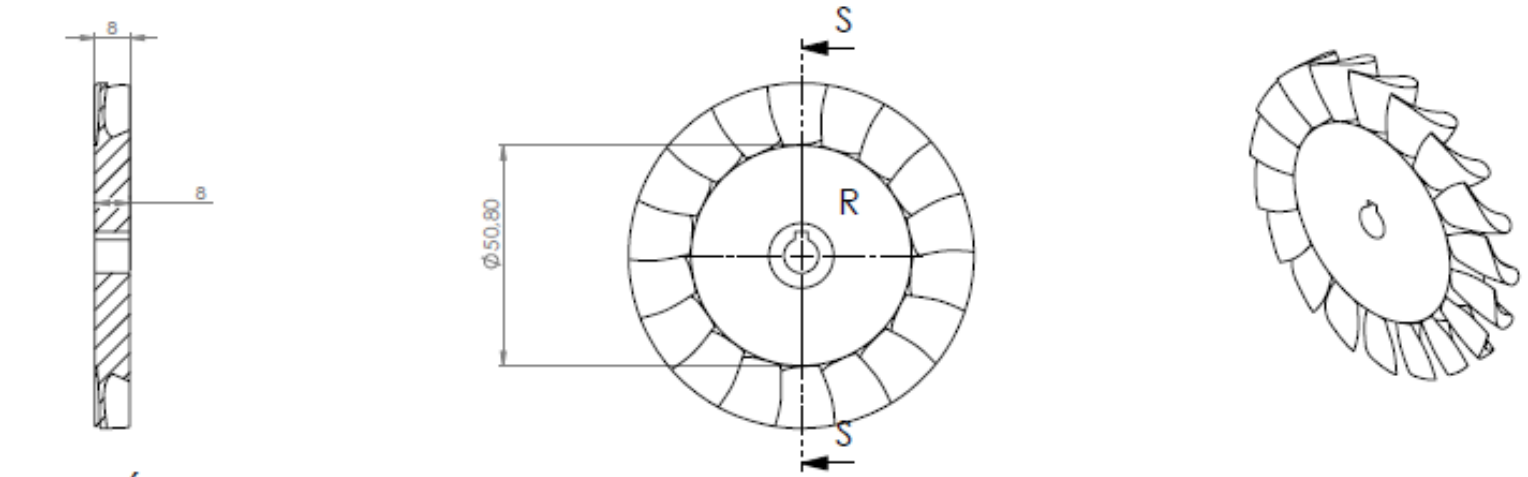


SECCIÓN T-T

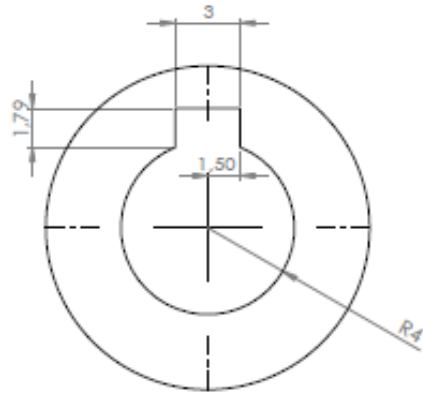
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
15	Rotor del compresor	ACERO INOX. AISI 304 ALTA RESISTENCIA, GRADO D	1

SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: SA TOLERANCIAS EN MM. SEGUN ISO INDICAR:		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6	REBARBAS Y ESQUINAS VIVAS Si	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBJ.	P.S	FECHA	2/1/17	TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"	
VERIF.				Nº DE DIBUJO: P13 - Plano Rotor del compresor A3	
APROB.					
FABR.					
CALIF.				MATERIAL:	
				PREC:	
				ESCALA:	HOJA 1 DE 1

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.



SECCIÓN S-S



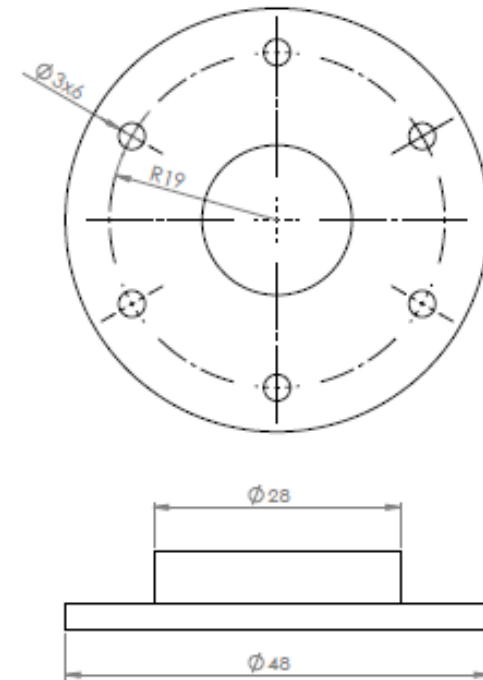
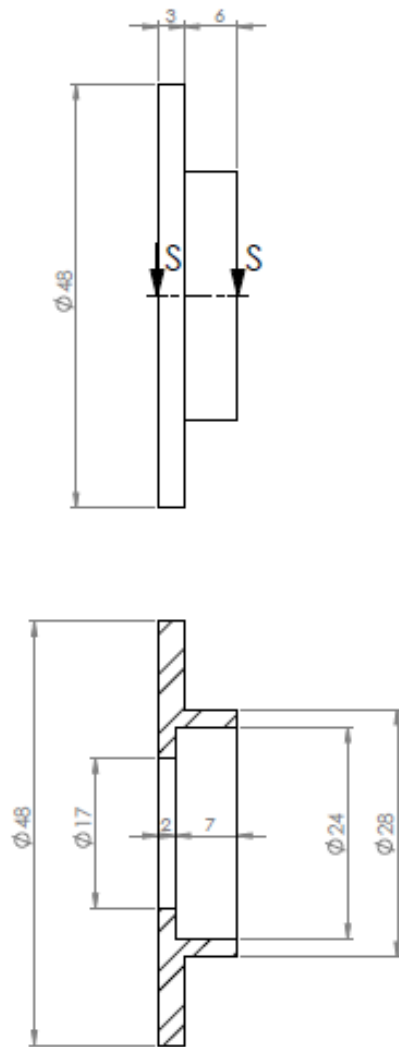
DETALLE R

ESCALA 5 : 1

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
16	Rotor de la Turbina	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

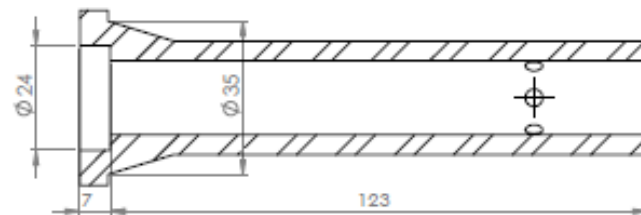
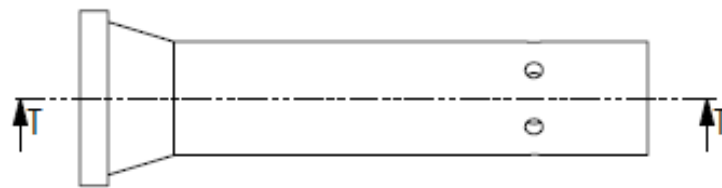
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ESPESAN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS SI/NO	NO CAMBIA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL (M) TOLERANCIAS EN MM SERIAL MM ANGULARES °				Si		
DISEÑO	PCJ	FECHA	2/1/17			TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustión para una micro turbina a gas"
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALIF.						
				MATERIAL		NÚMERO DE: P14 - Plano Rotor de la turbina
						A3
				PREC.	ESCALA 1:1	HOGA 1 DE 1



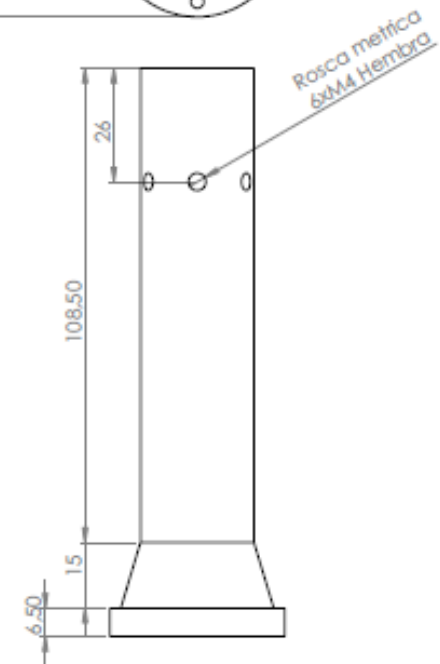
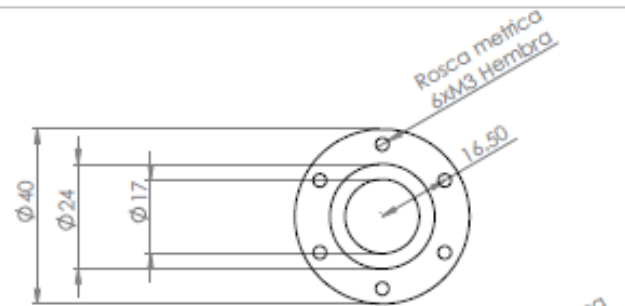
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIALES	CANTIDAD
21	Tunel del Eje Seccion B	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE ENTENDEN EN MM		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6	REBARBAR Y ESCAMPER ARISTAS VIVAS Si	NO CAMBIA ESCALA	REVISION
DISEÑADOR	VERIFICADOR	FECHA		TÍTULO: "Diseño básico de unacámara de combustión para una micro turbina a gas"	
P.S		2/1/17		Nº DE DISEÑO: P16 - Plano Tunel eje seccion B	A3
MATERIAL:			ESCALA: 1:1		
FECHA:			HOLLA 1 DE 1		

Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.



SECCIÓN T-T



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIALES	CANTIDAD
22	Tunel del Eje Seccion A	ACERO INOX. AISI 446 ENFRIADO AL AIRE	1

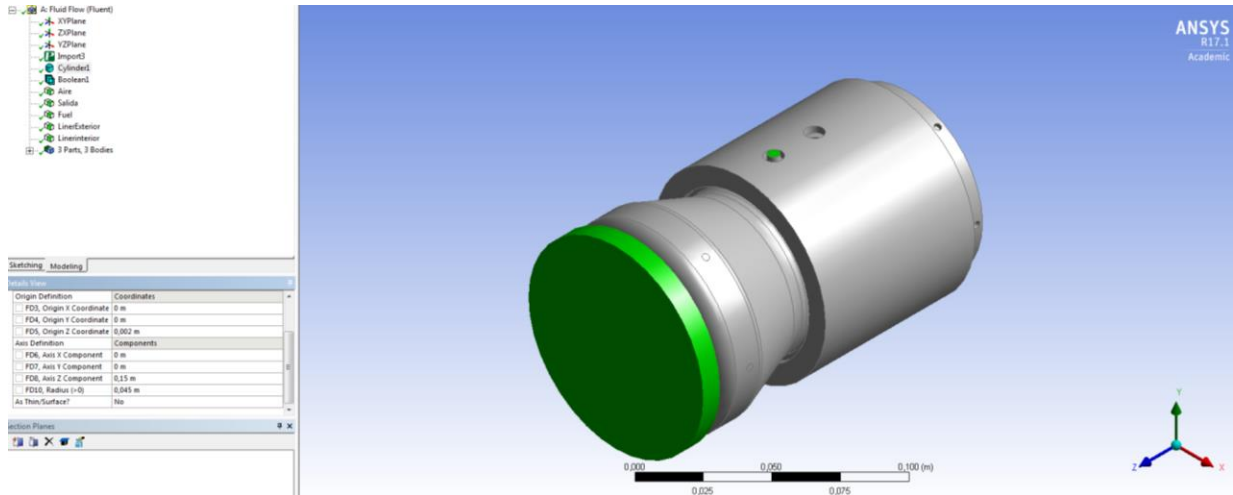
Edición para educación de SolidWorks.
Sólo para uso educativo.

B/NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS DE ESPESORES EN MM ACABADO SUPERFICIAL: RA TOLERANCIAS EN MM DECIMAL: MM ANGULARES: °		ACABADO SUPERFICIAL: De no indicar lo contrario, Rugosidad Grado N°6	REBARBAR Y ESCAMPER ARISTAS SI/NO Si	NO CAMBIE LA ESCALA REVISION
DISEÑADOR: VERIFICADOR: APROBADO: FABRICADO: CALIFICADO:	NOMBRE: P.S	FECHA: 2/1/17	MATERIAL:	TITULO: "Diseño basico de unacámara de combustion para una micro turbina a gas"
				N° DE DISEÑO: P17 - Plano Tunel eje seccion A
				ESCALA: 1:1 HOJA: 1 DE 1

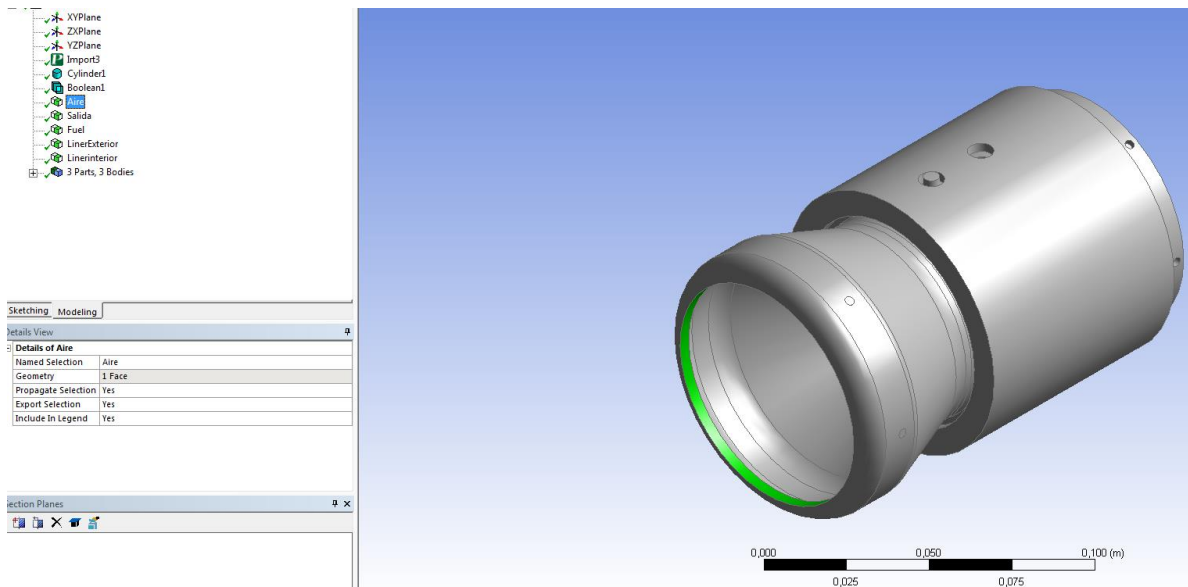
F. Metodología Simulación

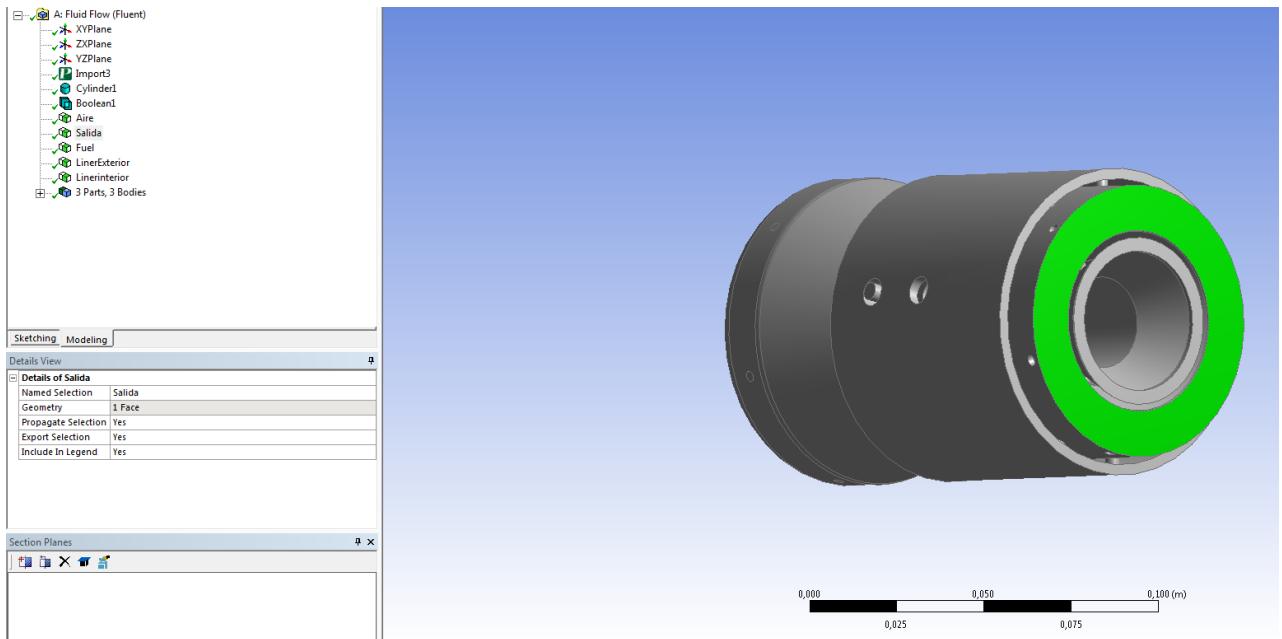
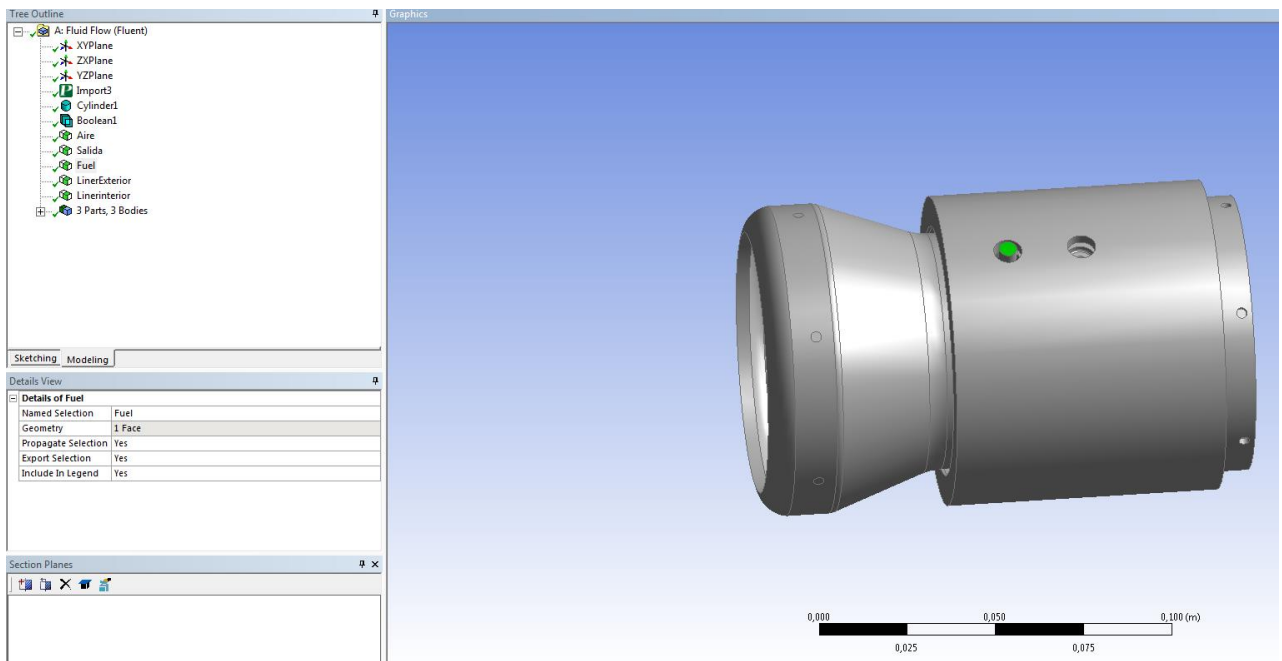
Para obtener los resultados expuestos en la Sección 4.9.2, se sigue la presente metodología.

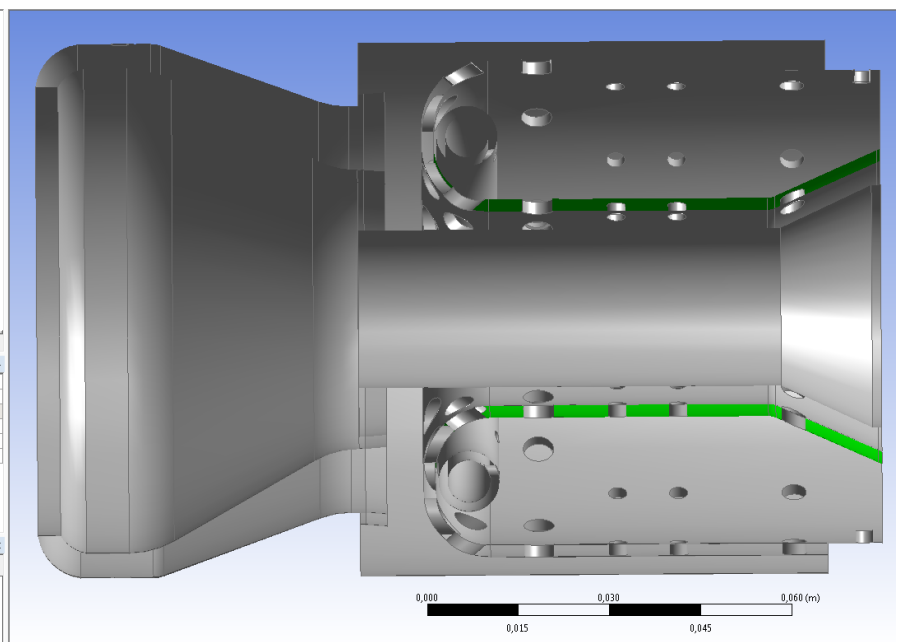
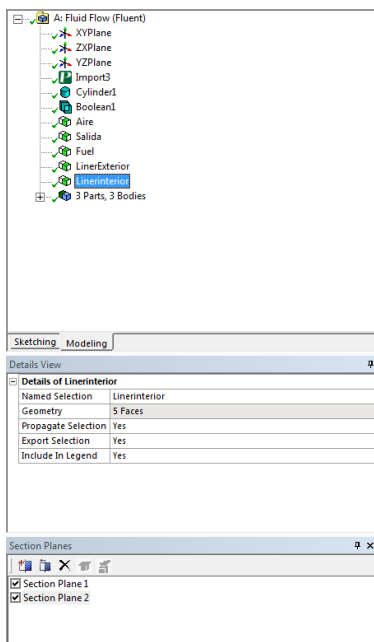
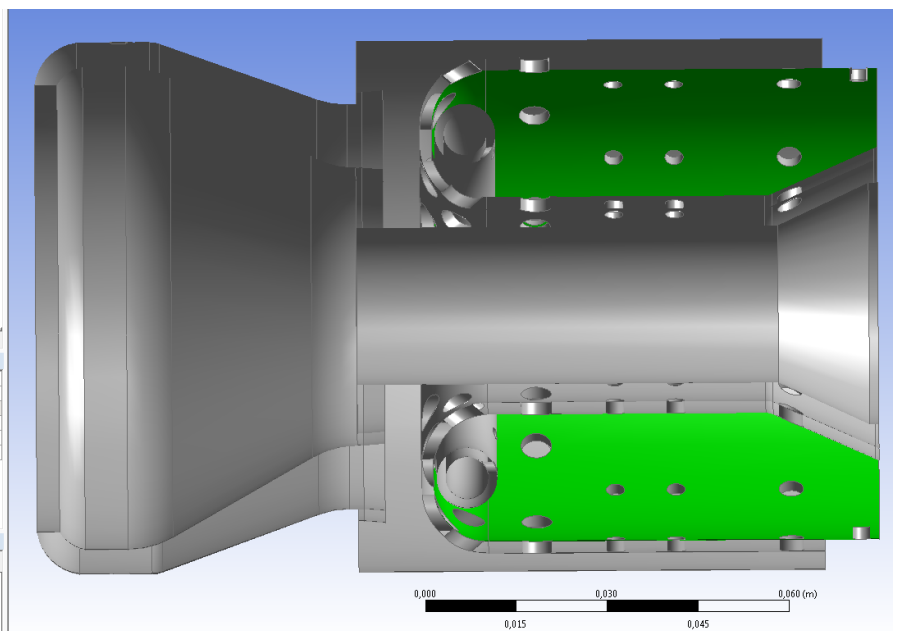
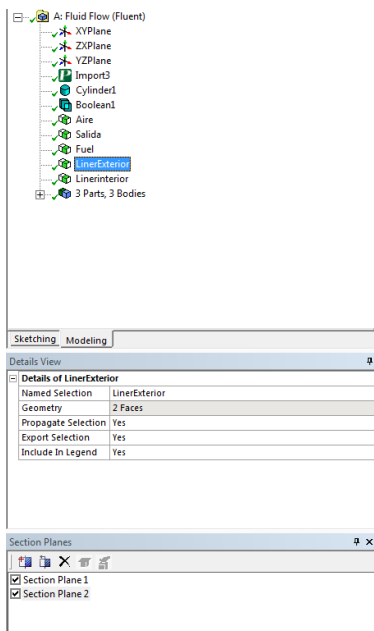
En primer lugar, se carga el ensamble en versión parasolid obtenida el software SolidWorks 2014, luego se construye un cilindro del tamaño mostrando en la siguiente imagen.



Se realiza una operación booleana de resta entre la geometría importada y el cilindro con tal de obtener el volumen que representa el aire al interior de la cámara de combustión. Los volúmenes que no corresponden al aire interior son suprimidos para no simularlos a posterior. Se definen 5 “named selección” superficiales “aire”, “fuel”, “salida”, “liner exterior”, “liner interior”, las cuales se muestran a continuación:



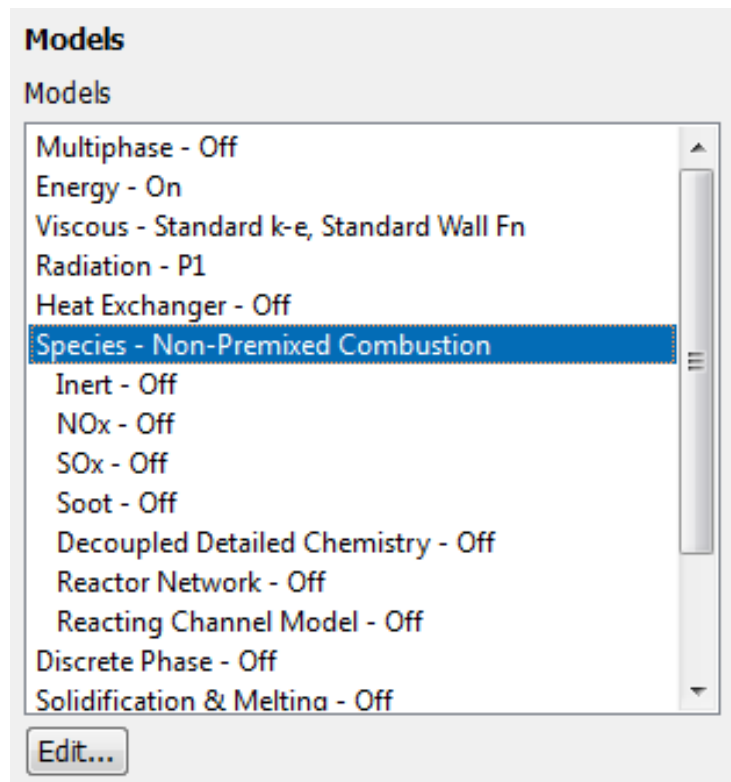




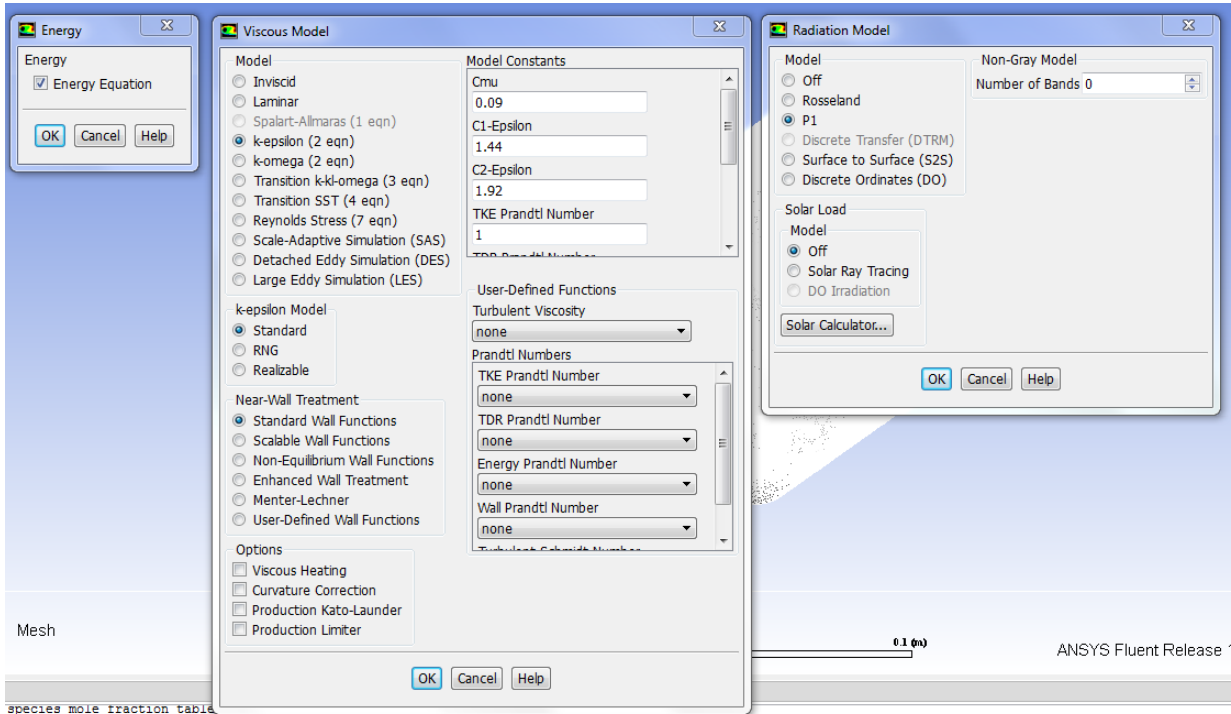
Luego se realiza el mallado del volumen resultante utilizando los siguientes parámetros:

Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Export Format	Standard
Shape Checking	CFD
Element Midside Nodes	Dropped
Sizing	
Size Function	Proximity and Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal A...	Default (18,0 °)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across G...	Default (3)
Proximity Size Functio...	Faces and Edges
<input type="checkbox"/> Min Size	5,e-004 m
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	7,5e-004 m
<input type="checkbox"/> Max Face Size	5,e-003 m
<input type="checkbox"/> Max Tet Size	5,e-003 m
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,30
Automatic Mesh Base...	On
<input checked="" type="checkbox"/> Defeaturing Tolera...	7,5e-004 m
Minimum Edge Length	2,759e-005 m
Inflation	
Assembly Meshing	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	396572
<input type="checkbox"/> Elements	1947321
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	1,1408e-008
<input checked="" type="checkbox"/> Max	0,82412
<input type="checkbox"/> Average	0,23834
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,12395

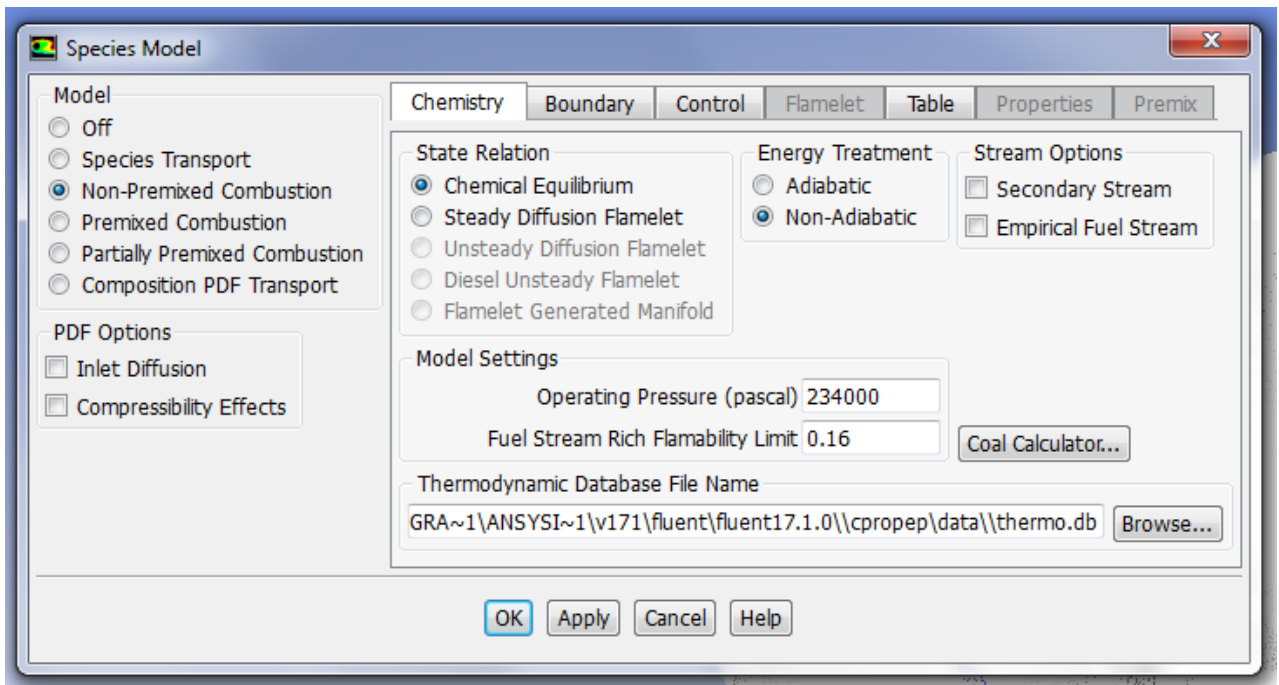
Para la modelación del problema se seleccionan estado estacionario y los siguientes modelos en ANSYS:

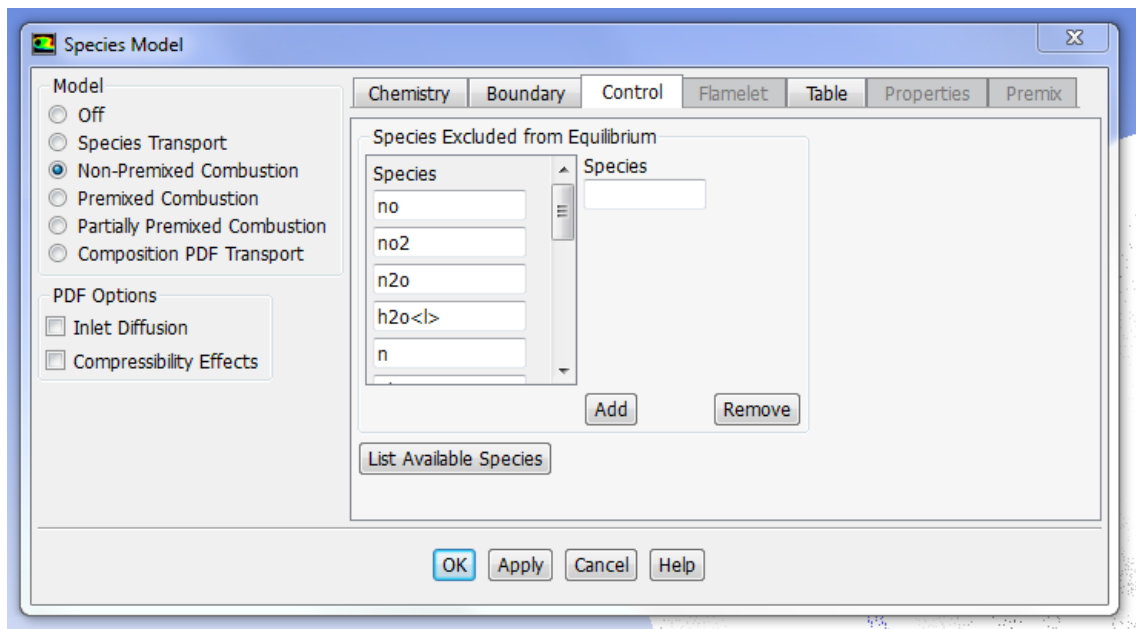
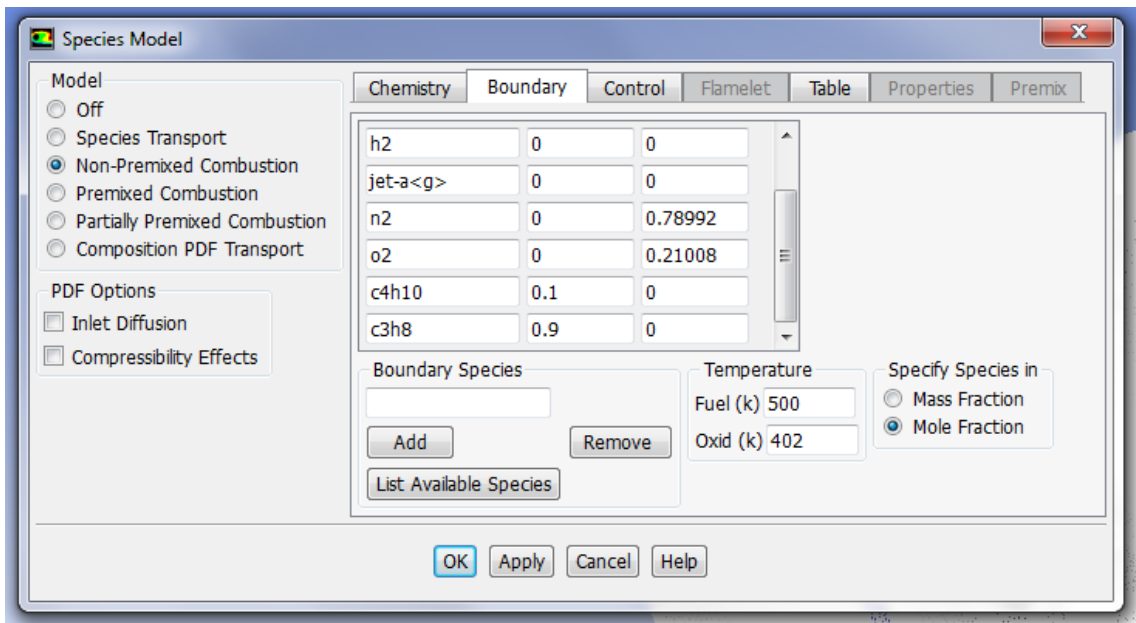


Los modelos de energía, k-epsilon y radiación, se configuran con los siguientes parámetros



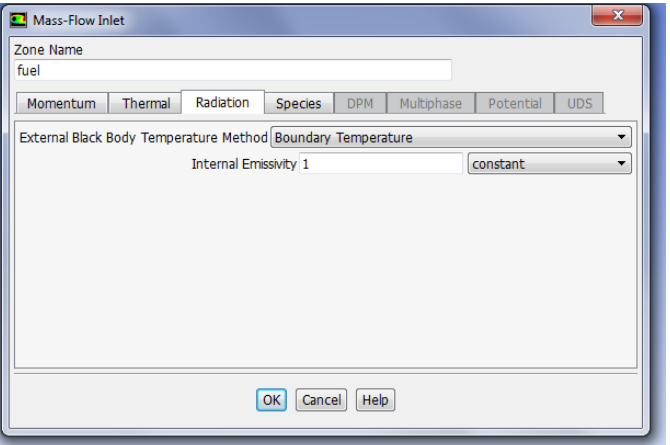
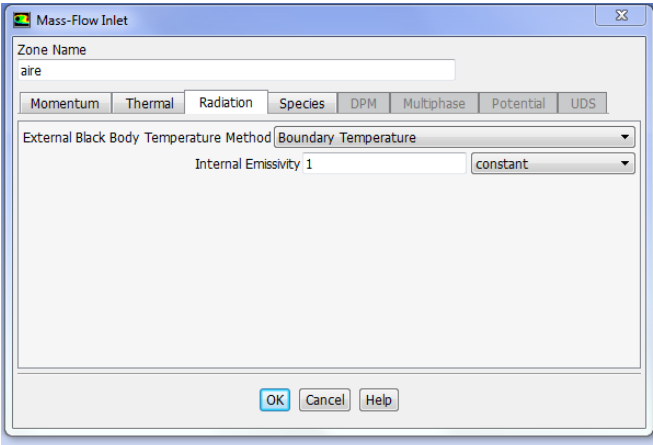
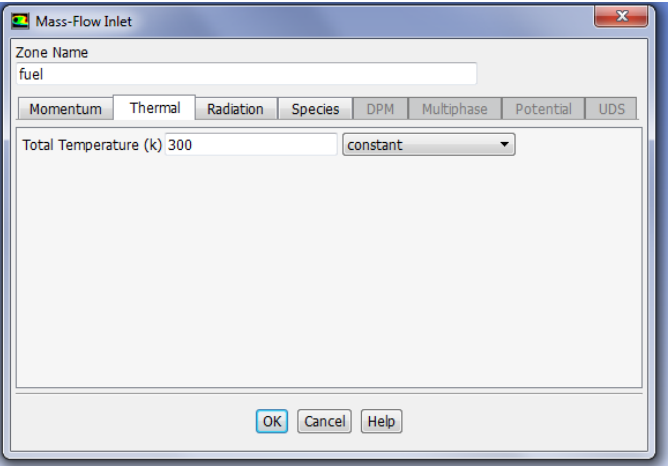
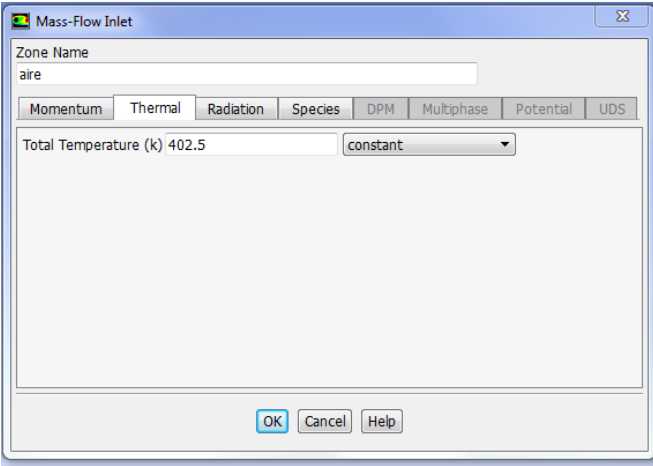
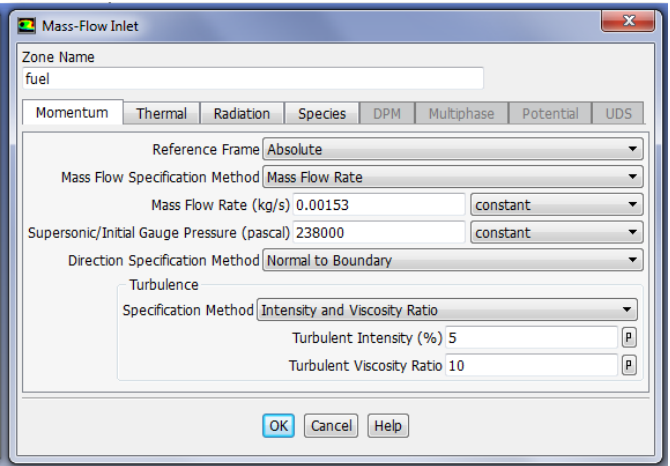
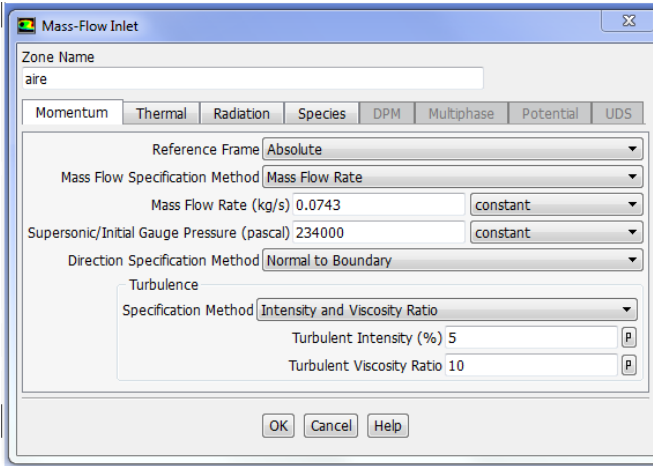
Para el modelo de combustión se utiliza la siguiente configuración:

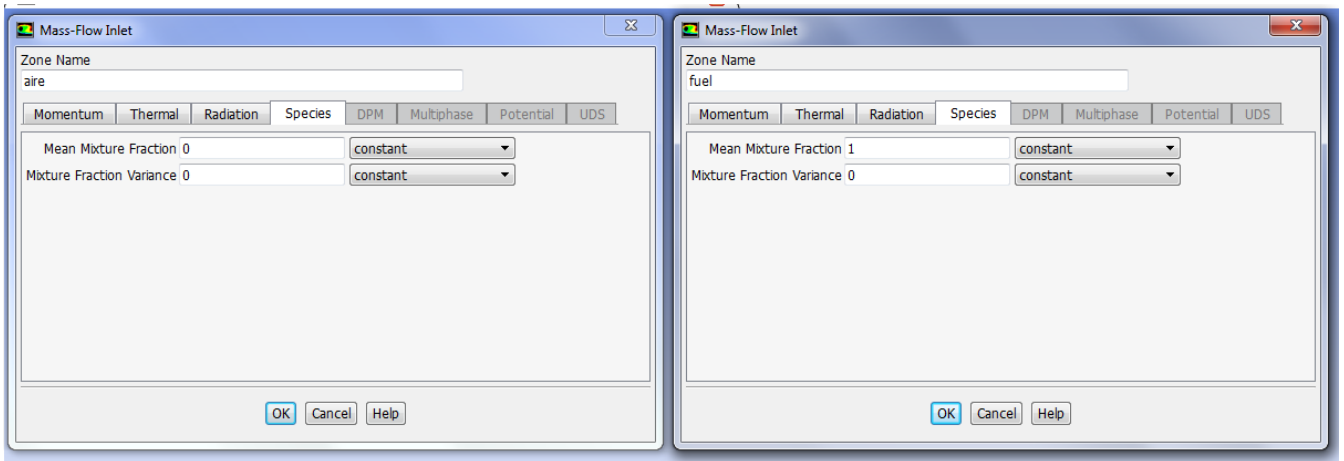




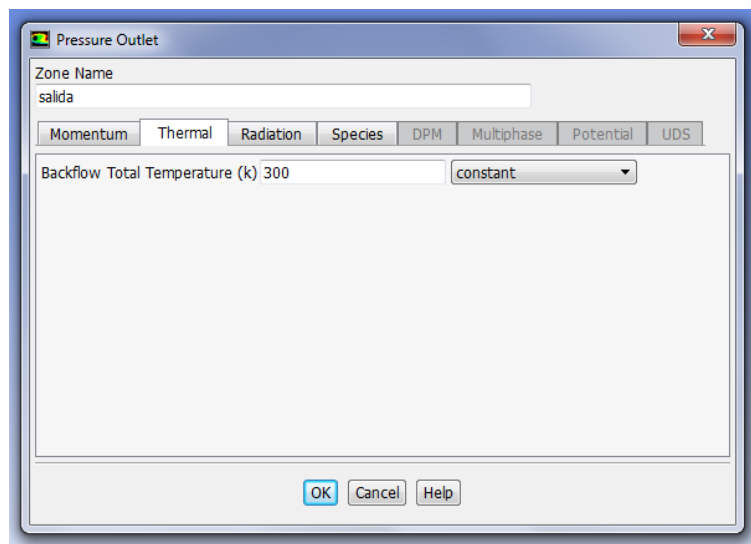
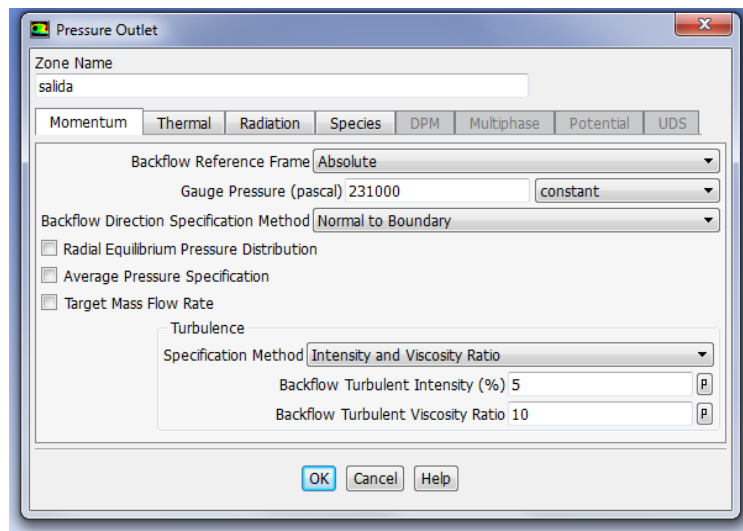
Luego de la configuración mostrada, se genera la tabla PDF del combustible, considerando 30 especies y los demás valores por defecto.

Se configuran las condiciones de borde de la siguiente forma: aire y fuel como “mass flow inlet”, a continuación, se muestran las imágenes donde se indican los valores que deben ser ingresados para realizar la simulación.

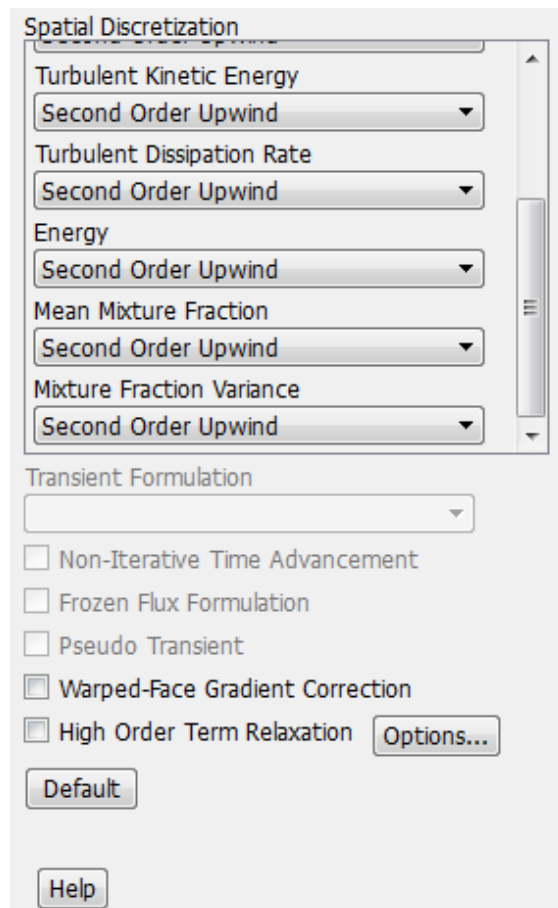
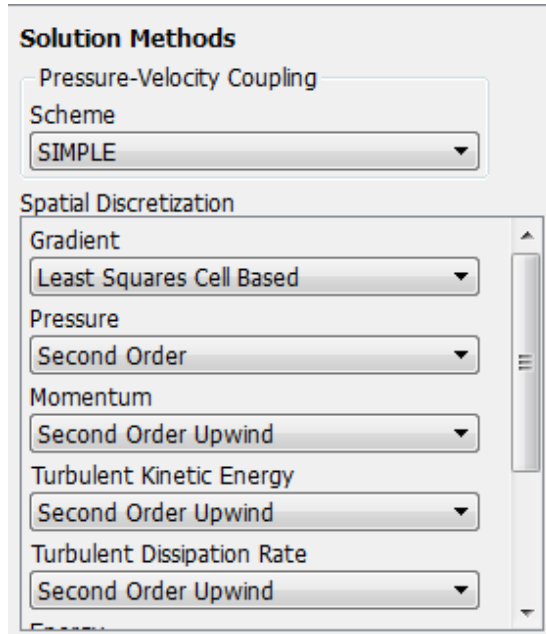




Las condiciones de borde para la salida del combustor son:



Luego se configura la precisión de las soluciones de la siguiente forma



Los valores de “solution control” se dejan en el valor por defecto. Luego hace correr la inicialización del modelo con tal de comprobar la convergencia de los resultados. Una vez superada dicha etapa, se realizan las iteraciones como se observan en la siguiente imagen.

Run Calculation

Check Case...

Update Dynamic Mesh...

Number of Iterations

10000

Reporting Interval

1

Profile Update Interval

1

Data File Quantities...

Acoustic Signals...

Acoustic Sources FFT...

Calculate

Help