



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA - TERMOFLUIDOS

ESTUDIO DE FENÓMENOS DE COMBUSTIÓN TURBULENTA EN CÁMARA DE
TURBINA DE GAS PARA SU ADAPTACIÓN AL USO DE BIOCOMBUSTIBLES Y
REDUCCIÓN DE EMISIONES.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:
ARIS ITURBE HERNÁNDEZ

TUTOR:
WILLIAM VICENTE Y RODRÍGUEZ, INSTITUTO DE INGENIERÍA, UNAM.

COTUTOR:
JOSÉ ENRIQUE GUZMÁN VÁZQUEZ, INSTITUTO DE INGENIERÍA, UNAM.

COMITE TUTOR:
JAIME G. CERVANTES DE GORTARI, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM
MARTÍN SALINAS VÁZQUEZ, INSTITUTO DE INGENIERÍA, UNAM
ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM.

CD.MX., Abril 2021



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: **Dr. Cervantes De Gortari Jaime G.**
Secretario: **Dr. Salinas Vázquez Martín**
1er. Vocal: **Dr. Vicente Y Rodríguez William**
2do. Vocal: **Dr. González Oropeza Rogelio**
3er Vocal: **Dr. Guzmán Vázquez José Enrique**

Lugares donde se realizó la tesis: Ciudad de México y Querétaro, México.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Vicente Y Rodríguez William



FIRMA

COTUTOR DE TESIS:

Dr. Guzmán Vázquez José Enrique



FIRMA

Agradecimientos

En lo referente al núcleo familiar, quiero agradecer el gran apoyo y paciencia de mi bella esposa Viktorija, de mis padres Norma y Florencio, los cuales han guiado mi vida desde mi primeros pasos y que hoy en día, cuento con la bendición de seguir teniéndolos a mi lado.

En lo que refiere a mi vida académica, agradezco y celebro la existencia de la máxima casa de estudios de nuestro país, la UNAM, de la cual, forma parte el Dr. William Vicente, un profesional en toda la extensión de la palabra y un ejemplo a seguir, del cual tengo la fortuna de contar con su guía desde el término de mi licenciatura. Dentro del círculo cercano del Dr. William, tuve la fortuna de conocer al Dr. Martín Salinas, un profesional con un trato gran trato humano y humor que siempre permite relajar la mente y tenerla lista para afrontar cualquier problema. De más reciente incorporación al círculo, el Dr. Enrique Guzmán demanda un alto nivel de exigencia de las personas en su trabajo, lo cual permite una evolución y sentimiento de orgullo por el trabajo que uno desempeña, por lo cual, agradezco su paciencia y la oportunidad de mostrarme a mi mismo de lo que soy capaz. La máxima casa de estudios es muy amplia y llena de personas con capacidades extraordinarias, tal es el caso de los doctores Rogelio Oropeza y Jaime Cervantes, que con su experiencia tanto nacional como internacional, han formado parte de distintas sociedades académicas, tecnológicas e incluso galardonados. Tuve la fortuna de tomar clase con ambos, hace ya varios años y la disposición que mantienen después de tantos años de enseñanza para con nosotros, sus alumnos, es admirable y agradezco sus enseñanzas esperando que personas como las que he descrito breve y humildemente, continúen existiendo y sobre todo se les reconozca y apoye por el bien de nuestro país y la humanidad.

En referencia al ámbito laboral, quiero agradecer a la Mtra. Norma Muñoz, una mujer, maestra y madre que lucha y se preocupa por hacer las cosas bien y salir adelante en la adversidad, con la cual tuve el privilegio de contar con su apoyo para realizar mis estudios de doctorado mientras laboro en la Universidad Aeronáutica en Querétaro, posteriormente, el Ing. Ángel Ramírez, mi actual jefe, es una persona que junto con la maestra Norma, tienen esa buena costumbre de apoyar a personas que buscan desarrollarse y que realmente se comprometen en apoyarnos, el Ing. Ángel jamás ha dudado en extenderme su apoyo en cualquier momento que lo he solicitado le agradezco.

Finalmente, pero no menos importante, quiero dedicar el presente trabajo de tesis a mi hijo Maksim Iturbe Karpova.

Contenido

0.1. Resumen y estructura del trabajo de tesis	1
1. INTRODUCCIÓN	3
1.1. Objetivo general	3
1.1.1. Objetivos particulares	3
1.2. Hipótesis	4
1.3. Alcances	4
1.4. Antecedentes	4
1.5. Biocombustibles	8
1.5.1. Biodiesel	9
1.5.2. Biodiesel de tercera generación	11
1.5.3. Producción de biodiesel a partir de algas	12
1.6. Características físico-químicas de los combustibles para su uso en motores de turbina de gas	13
1.7. Pruebas experimentales en turbina de gas	15
1.8. Método para el análisis de desempeño de motor turbojet	16

2. Diseño y simulación de cámara de combustión	18
2.0.1. Características de diseño	18
2.1. Metodología para el diseño preliminar de la cámara de combustión	23
2.1.1. Diseño preliminar	24
2.2. Simulación numérica de la cámara de combustión	34
2.2.1. Procedimiento	34
2.2.2. Preparación del modelo geométrico	34
2.2.3. Mallado del volumen de control	35
2.2.4. Condiciones de frontera: etapa 1	37
2.2.5. Modelos para solución: etapa 1	39
2.2.6. Resultados: etapa 1	40
2.2.7. Detalles sobre la etapa 2	44
2.2.8. Condiciones de frontera: etapa 2	46
2.2.9. Resultados: etapa 2	47
3. Diseño y simulación de la tobera de inyección	57
3.1. Atomización	57
3.2. Metodología de diseño del inyector	59
3.2.1. Cálculo Analítico	60
3.3. Simulación numérica del inyector	63
3.3.1. Configuración del solucionador	64
3.3.2. Modelo geométrico	65

3.3.3. Malla y condiciones de frontera	66
3.3.4. Resultados	68
4. Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros	72
4.1. Conclusiones	72
4.2. Recomendaciones para trabajos futuros	74
.1. Apéndice: Planos de la tobera para keroseno	84
.2. Apéndice: Planos de la tobera para biodiesel	90
.3. Apéndice: Código numérico (MATLAB) para el cálculo de desempeño de motor turboreactor	96

Lista de Figuras

2.1. Diagrama combustor tubular.	20
2.2. Diagrama combustor tuboanular.	20
2.3. Diagrama de cámara de combustión de motor de turbina de gas.	21
2.4. Patrón de flujo de aire en la zona primaria de Lucas.	22
2.5. Metodología de diseño preliminar de la cámara de combustión anular.	24
2.6. Cámara de Combustión Anular.	33
2.7. Cámara de Combustión Anular, vista frontal planar.	33
2.8. Cámara de Combustión Anular, vista trasera.	34
2.9. Modelo simplificado de la cámara de combustión.	35
2.10. Vista isométrica del modelo simplificado de la cámara de combustión.	35
2.11. Volumen de control mallado.	37
2.12. Condición de frontera: entrada.	38
2.13. Condición de frontera: salida.	38
2.14. Condición de frontera: simetría.	39
2.15. Contornos de velocidad a la entrada del volumen de control.	40

2.16. Contornos de velocidad a la salida del volumen de control.	40
2.17. Contornos de velocidad a lo largo de la cámara.	41
2.18. Contornos de presión a la entrada del volumen de control.	42
2.19. Contornos de presión a la salida del volumen de control.	42
2.20. Contornos de presión a lo largo de la cámara.	43
2.21. Contornos de temperatura a la entrada del volumen de control.	43
2.22. Contornos de temperatura a la salida del volumen de control.	44
2.23. Condición de frontera: entrada de flama en volumen de control.	46
2.24. Contornos de presión a lo largo de la cámara para el keroseno.	47
2.25. Contornos de presión a lo largo de la cámara para biodiesel.	48
2.26. Contornos de velocidad a lo largo de la cámara para keroseno.	48
2.27. Contornos de velocidad a lo largo de la cámara para biodiesel.	49
2.28. Contornos de temperatura a lo largo de la cámara para keroseno.	50
2.29. Contornos de temperatura a lo largo de la cámara para biodiesel.	50
2.30. Comparativa de los perfiles de temperatura en el interior de la cámara.	51
2.31. Contornos de fracción de la mezcla a lo largo de la cámara para keroseno.	51
2.32. Contornos de fracción de la mezcla a lo largo de la cámara para biodiesel.	52
2.33. Contornos de CO_2 a lo largo de la cámara para keroseno.	53
2.34. Contornos de CO_2 a lo largo de la cámara para biodiesel.	53
2.35. Contornos de CO a lo largo de la cámara para keroseno.	54
2.36. Contornos de CO a lo largo de la cámara para biodiesel.	54

2.37. Contornos de la fracción másica del $C_{12}H_{26}$ a lo largo de la cámara.	55
2.38. Contornos de la fracción másica del $C_{11}H_{22}O_2$ a lo largo de la cámara.	55
2.39. Curvas de incremento de la temperatura de adiabática.	56
3.1. Diagrama de flujo del proceso	59
3.2. Vista superior del volumen de control	65
3.3. Vista isométrica del volumen de control	65
3.4. Mallado del volumen de control	66
3.5. Condición de frontera de entrada	67
3.6. Condición de frontera de salida.	67
3.7. Condición de frontera de pared.	68
3.8. Contornos de velocidad de entrada y salida del volumen de control.	69
3.9. Contornos de velocidad en plano YZ del inyector.	70
3.10. Contornos de presión de entrada y salida del volumen de control.	70

Lista de Tablas

- 1.1. Requerimientos de Combustibles Líquidos para Turbinas de Gas. 10
- 1.2. Densidad vs Contenido de energía de combustibles. 14

- 2.1. Parámetros de inicio. 31
- 2.2. Requerimientos de Combustibles Líquidos para Turbinas de Gas. 32
- 2.3. Distribución del flujo máximo de aire en la cámara. 32
- 2.4. Características del volumen de control y mallado. 36

- 3.1. Parámetros de entrada para el cálculo geométrico. 62
- 3.2. Resultado de parámetros geométricos. 62

Nomenclatura

Variables

Área:	A	Presión:	p
Elemento de área:	a	Calor específico:	q
Rapidez local del sonido:	c	Constante de los gases:	R
Capacidad calorífica presión cte.	c_p	Cte. Univ. de los gases:	R_u
Constante arbitraria:	$cte.$	Entropía:	S
Energía:	E	Entropía específica:	s
Energía específica:	e	Temperatura:	T
Gasolina de aviación:	avgas	Tiempo:	t
Factor de geometría	GF	Velocidad:	\mathbf{U}, \mathbf{u}
Aceleración gravitatoria:	\mathbf{g}	Volumen:	V
Entalpía total:	H	Volumen específico:	v
Entalpía específica:	h	Tiempo:	t
Diámetro medio de Sauter:	SMD	Longitud:	l
Presión dinámica:	q	Diámetro:	d
Flujo másico:	\dot{m}	Tamaño de celda:	h
Constante particular del aire:	Ra	Número de orificios:	i
Longitud característica:	L	Velocidad promedio:	\hat{v}
Masa:	m	Flujo volumétrico:	Q
Especies químicas:	N	Coefficiente de descarga:	C_d
Vector normal:	$\hat{\mathbf{n}}$	Número de Courant:	Co
Cte. geométrica de tobera:	K	Distancia puerto-centro de orificio:	R
Presión:	P, p		

Letras griegas

Ángulo de inyección: θ

Relación de equivalencia: Φ

Densidad: ρ

Tensión superficial: σ_F

Constante pi: π

Subíndices

0 - salida del inyector

3 - Entrada a la cámara de combustión

4 - Salida de la cámara de combustión

frío - flujo de baja temperatura, aire que no incluye combustión

caliente - flujo de alta temperatura, comprende los gases de combustión

ref - de referencia

dif - difusor

comb - combustión

esteq - estequiométrica

t PZ - zona primaria

SZ - zona secundaria

DZ - zona de dilución

f - combustible

g - flama

L - revestimiento

AN - anular

s - cámara de mezclado del inyector

p - puerto del inyector

a - aire

0.1. Resumen y estructura del trabajo de tesis

Los adversos efectos ambientales relacionados con los procesos de combustión en turbinas de gas han motivado, recientemente, la consideración de combustibles alternativos. Entre las opciones más prometedoras se encuentran los biocombustibles y sus mezclas con combustibles convencionales. Estas alternativas son interesantes, porque permiten reducir la emisión de contaminantes como el CO_2 . Sin embargo, aún quedan por resolver problemas de diversa complejidad; por ejemplo: la formación de sedimentos de cenizas en el interior de la máquina, y la inyección inadecuada debido a la elevada viscosidad. En particular, el segundo aspecto conlleva dos problemas principales: 1) las características del chorro de inyección en la cámara de combustión, y 2) la geometría de la cámara de combustión. Idealmente, el chorro de inyección debe producir una atomización homogénea de tipo cónico, cuya apertura angular se encuentre entre 60° y 80° , y cuya penetración en el interior de la cámara de combustión sea aceptable. Mediante una inyección adecuada se logran producir perfiles de presión y temperatura homogéneos en los planos de salida de la tobera, limitando con ello las pérdidas hidrodinámicas e incrementando la eficiencia de la turbina.

El trabajo de tesis se lleva a cabo en cinco etapas, en la primera de ellas se llevo a cabo una **revisión sobre la aplicación de biocombustibles en la aviación**. En la literatura abierta, la mayoría de autores señalan que la viscosidad no representa un problema para la sustitución del combustible común por biodiesel, por ejemplo, Ali (2016), sin embargo, en el presente trabajo se planteo que lo anterior puede ser estar equivocado. Por lo tanto, se desarrollo un trabajo teórico, dando como resultado la publicación del capítulo: 'Towards more sustainable aeronautics via use of biofuels' en libro Sustainable Energy Technologies (Iturbe et al. (2017)), dicho trabajo, tuvo como objetivo mostrar mediante un modelado matemático, que, dada la mayor viscosidad del biodiesel, causa una atomización inadecuada y con ello una combustión incompleta. Complementando lo anterior, con la finalidad de conocer el funcionamiento y emisiones de una turbina de gas funcionando con biodiesel, se realizaron pruebas experimentales en una turbina de gas de 160 Newton de empuje, dicho trabajo derivó en la publicación del artículo indexado: 'Microturbine characteristics and emissions using biofuel blends', en la revista Biofuels (Iturbe et al. (2020)).

En la segunda etapa, se creo un código numérico para el análisis de parámetros de rendimiento de una turbina de gas, presentado y publicado en las memorias del congreso SOMIM 2017. El propósito del trabajo, consistió en generar y validar una **metodología para el cálculo de las variables termodinámicas y de desempeño de una turbina de gas a**

distintas condiciones de operación, dando como resultado, las variables de entrada para el modelo numérico de la tercer etapa. Dado que la hipótesis de la presente tesis contempla un cambio en las características físico-químicas del combustible, la cámara de combustión es el componente que deberá ser estudiado a profundidad. Motivo por el cual, la tercer etapa involucra el **diseño y análisis numérico** de la misma, permitiendo evaluar el comportamiento de las diferentes variables del proceso de combustión turbulenta, en dicha etapa se simularon dos casos, uno con keroseno y otro con biodiesel en un modelo no premezclado para la combustión turbulenta. El modelo numérico anterior, no tiene detalle alguno sobre el proceso de inyección en la cámara, siendo un proceso vital en la posible sustitución de combustible convencional (keroseno) por el biodiesel, por tal motivo, surge la cuarta etapa.

En la cuarta etapa, se realiza el **diseño y simulación de flujos multifásicos en estado transitorio de un inyector para keroseno y uno para biodiesel** (dado que la geometría depende de la densidad y viscosidad del combustible). Finalmente, la quinta etapa contempla un cruce de las **conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros obtenidas entre los dos modelos principales: la cámara de combustión y los inyectores de combustible así como recomendaciones**.

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivo general

Estudio del posible reemplazo de biocombustibles con mayor viscosidad al keroseno en turbinas de gas para la generación de empuje y reducción de emisiones contaminantes.

1.1.1. Objetivos particulares

- Definir un modelo matemático para el proceso de atomización que muestre la influencia de la viscosidad del fluido.
- Desarrollar y validar un código numérico para el análisis de parámetros de rendimiento de una turbina de gas en el punto de diseño.
- Seleccionar un tipo de cámara de combustión para turbina de gas y desarrollar una metodología para su diseño.
- Realizar y analizar una simulación del proceso de combustión de la cámara diseñada en el punto anterior, quemando keroseno y biocombustible.
- Desarrollar una metodología para el diseño de inyectores de combustible que trabajen con keroseno y biocombustible.
- Realizar y analizar una simulación del proceso de inyección del biocombustible.

1.2. Hipótesis

Es posible que las cámaras de combustión de turbinas de gas trabajen con biocombustibles de manera permanente, en este caso del biocombustible, manteniendo sus capacidades operativas y sin impactos considerables negativos en el desempeño, que como resultado, se podrá contribuir a la reducción de emisiones a la atmósfera usando un biocombustible.

1.3. Alcances

No se contempla el desarrollo de un proceso para la obtención del biocombustible, las pruebas experimentales son en tierra, el estudio de la atomización del combustible se realizará solo de manera numérica, los procesos a abordar son principalmente aerodinámicos, termodinámicos y numéricos.

1.4. Antecedentes

Los motores de reacción juegan un papel protagónico en lo que refiere a propulsión de aeronaves civiles y militares. Las empresas manufactureras de motores a reacción se enfocan en aspectos tales como: producción, prueba, certificación, entrega a manufactureros de aviones, mantenimiento y diseño. Dichos motores funcionan bajo el principio básico de turbina de gas en ciclo abierto Brayton y de acuerdo a la capacidad para generación de potencia, los motores cuyos rangos van de 15 a 300 [kW] son clasificados como micro motores (micro-turbinas).

A continuación, se presenta una revisión de trabajos científicos enfocados a la implementación de biocombustibles en turbinas de gas. Vale la pena destacar la falta de información pública de dicha implementación en motores de escala real (aviones para uso militar, civil o de carga), por lo tanto, parte importante de la información disponible, proviene de micro-turbinas. Dicha falta de información, puede deberse a factores tales como la política de las empresas que hacen los motores (ventaja tecnológica) y la incertidumbre que ocasiona implementar biocombustibles con diferentes propiedades físico-químicas, las cuales, pudiesen ocasionar algún daño mal funcionamiento de equipo sumamente costoso. Orientados a dar una respuesta a la incertidumbre, investigadores en el mundo señalan que la viscosidad no representa un problema para la sustitución del combustible común por biocombustible, por

ejemplo, Ali (2016), por lo tanto, se desarrollo un trabajo teórico, dando como resultado la publicación del capítulo: 'Towards more sustainable aeronautics via use of biofuels' en libro Sustainable Energy Technologies (Iturbe et al. (2017)), el capítulo presenta una revisión sobre la implementación de biocombustibles en 20 aerolíneas con más de 1500 vuelos, en donde, los vuelos de Lufthansa por sí solos ahorraron 1480 toneladas de CO_2 Joe Felice (2013), vale la pena destacar, que el combustible utilizado durante dichos vuelos, era una combinación de 50 % en volumen de biocombustible (jatropha) y 50 % de combustible de aviación común. Algunas bondades adicionales que destacan los investigadores, sugieren una reducción significativa de hasta un 30 % en NO_x , así como su relativamente alta eficiencia térmica que posee Habib et al. (2010). El trabajo teórico, no solo revisa las ventajas sino desventajas del uso de biocombustibles, así como algunos retos a los que se enfrenta la industria aeronáutica en búsqueda de dicha sustitución. Se destacan las características dinámicas que afectan al sistema de inyección de combustible y la geometría de la cámara de combustión, el resto del trabajo teórico se enfoca en desarrollar un modelo matemático, el cual, permite concluir que la viscosidad, es la responsable de retardar y en el peor de los casos, impedir el rompimiento del combustible durante el proceso de atomización, lo cual conduce a una combustión inadecuada, causando una disminución en los parámetros de eficiencia en el desempeño del motor y con ello, dejando prácticamente fuera la sustitución de biocombustibles.

Para la prueba, manufactura o implementación de una turbina de gas de tamaño real (entiéndase un motor de un avión para uso civil o militar), se requiere de una infraestructura sostenible, cuya inversión puede ascender a miles de millones, por tal motivo, no suelen estar dentro del alcance de las universidades para su estudio. Sin embargo, la tecnología en micro-turbinas jet, nos permite experimentar en un amplio rango de características operacionales, facilita el mantenimiento, prueba e incluso rediseño y cualquier otra modificación, tomando como premisa que dichos cambios deberán realizarse por personas experimentadas, para garantizar la seguridad en su uso y el funcionamiento del mismo. Las micro-turbinas se han convertido en un motor ampliamente utilizado en diferentes campos, que van desde vehículos aéreos a control remoto (UAVs), generadores eléctricos a pequeña escala o medios de transporte híbridos. Dichas aplicaciones son relativamente nuevas e involucran: a) Escalamiento a través de la reducción en el tamaño y peso del motor, mientras que a su vez solicita un aumento en el empuje para una relación de presiones determinada, b) Incremento de la velocidad rotacional del compresor y c) Reducción en el consumo específico de combustible y de emisiones de gases de efecto invernadero Kamps (2013). Una manera de abordar este último punto puede ser tratado mediante el análisis de la combustión turbulenta a alta velocidad, análisis aerodinámico del flujo en el motor y el uso de biocombustibles como alternativa a

los combustibles de origen fósil.

La Comisión Europea tiene proyectos para múltiples fines de investigación y desarrollo, uno de ellos, es el Proyecto de Bioturbinas Turbines (2004). El objetivo del proyecto es evaluar la viabilidad técnica y el potencial de mercado de las micro-turbinas que usan los biocombustibles líquidos (bioturbinas) para aplicaciones eléctricas y de calefacción. Estos son considerados como una opción viable para el futuro a corto plazo para promover una tecnología innovadora, eficiente y responsable con el medio ambiente para la generación de energía o transporte.

Khairallah (2004) presenta resultados de pruebas experimentales de micro-turbinas usadas para la generación de potencia de 30 [kW], usando como combustible biogas con contenidos de metano superiores a 35 %. Las bioturbinas ofrecen muchas ventajas, la principal es la generación de energía limpia, sumado a esto, las micro-turbinas ofrecen ventajas adicionales que van desde una instalación sencilla, transporte y eficiencia constante en términos del contenido de metano.

Krishna (2007b) evalúa el desempeño de las mezclas de biocombustible en una micro-turbina Capstone 30 [kW] mediante las siguientes metas: a) Medición de las propiedades de la mezcla, b) Caracterización del inyector de la mezcla, c) Medición de la distribución del tamaño de gota con un analizador de Malvern, d) Medición del desempeño de la combustión, e) Cálculo de eficiencia y emisiones, y f) Medición de cambios en la eficiencia, partes internas, corrosión y desgaste.

Agarwal et al. (2011) Desarrolla una mejora en el desempeño de una turbina de gas utilizando inyección a de gas en la cámara de combustión en condiciones de operación específicas. Ellos hacen uso del método (STIG, Steam Turbine Injection Gas), el cual consiste en introducir grandes cantidades de gas aguas arriba en la cámara de combustión. Dicho método es estudiado y comparado contra el ciclo simple Brayton. Los resultados permitieron concluir que la temperatura ambiente reduce considerablemente la potencia de salida del ciclo y que no se pudo lograr un aumento en la eficiencia térmica, dado que ésta, se mantuvo constante, es decir, que el método STIG para aumentar el desempeño del motor no pudo mitigar el efecto del aumento en la temperatura ambiente pero si aumenta la potencia de salida del ciclo.

Meher (2010) Realizan un análisis del proceso de combustión en motores de turbina de

gas con combustibles líquidos y gaseosos, mostrando la interrelación entre el sistema de combustible, las propiedades del mismo y la operabilidad en términos de los NOx y emisiones de combustión. Se establece que el principal problema del biocombustible, es el contenido de hasta 5 [ppm] de sodio más potasio, que supera considerablemente los límites de OEM para aplicaciones de turbinas de gas. Este nivel de contaminación se expresa como un máximo posible de la norma ASTM (2008), la especificación de biocombustible B100. Además, y tal vez incluso de mayor importancia, el contenido de sodio de biocombustible puede ser orgánicamente unida (o muy fuertemente emulsionado), que hace que sea difícil de eliminar mediante procedimientos de purificación físicos, tales como separación centrífuga.

De acuerdo con Habib et al. (2010) el efecto de utilizar combustibles derivados del petróleo en la aviación es grave dada la intensidad con la que el tráfico aéreo (militar y civil) aumenta cada día, dejando claro la necesidad de una alternativa de biocombustibles. Por lo cual, se propuso realizar un estudio de la adición de biocombustibles en el Jet A, con la finalidad de observar su efecto en el rendimiento y emisiones de una micro-turbina de gas. Obteniendo como resultado, que el empuje estático desarrollado con los biocombustibles puros y sus mezclas con Jet A, en general, fue comparable al de Jet A. Los biocombustibles puros dieron como resultado eficiencias térmicas notablemente más altas que Jet A y las mezclas. Así mismo, se determinó que las concentraciones de emisiones contaminantes de CO y NO disminuyeron cuando se utilizó biocombustible. Como conclusión general, las mezclas de biocombustible y Jet A parecen prometedoras, al tiempo que emiten la menor cantidad de contaminantes sin una reducción significativa del empuje estático.

do Nascimento y dos Santos (2011) en su investigación sobre la reducción de gases de efecto invernadero por parte de motores de turbina de gas, realizan un análisis de viabilidad del uso de biocombustibles, ya sea para generación de empuje o potencia eléctrica. Ellos especifican los requerimientos a los cuales deberán adaptarse nuevos o actuales biocombustibles, ya sean líquidas o gaseosas para una operación segura del motor y protección del ambiente. Con el desarrollo industrial que existe, se tiene la necesidad de una investigación más refinada en el uso de los biocombustibles en las turbinas de gas. Esta deberá abarcar aspectos tales como, la calidad del biocombustible a ser utilizado, la forma y las condiciones de almacenamiento, los ajustes en los sistemas de motores, y los costos de la energía generada con el fin para mantener una alta seguridad de funcionamiento de las turbinas. Una turbina de gas puede operar con diferentes tipos de mezclas de biocombustibles, con una pérdida de potencia corregida de alrededor 4.26 % y con un flujo de calor corregido de 8.83 % mayor que el combustible de origen fósil.

Trebunskikh et al. (2012) presentan un estudio computacional (CFD) de flujo a diferentes velocidades de giro que pasa a través de una micro-turbina KJ66, considerando la rotación del aire en el compresor y la turbina, la transferencia de calor conjugada, la combustión de aire/keroseno (combustible de origen fósil). Algunos parámetros se comparan con los datos experimentales, validando el modelo numérico para la predicción temperatura en la salida del compresor y la cámara de combustión; el flujo de masa en la entrada del motor y el empuje del motor tiene buen acuerdo con los datos experimentales. Ellos encontraron una distribución no uniforme de la temperatura del fluido a la salida de la cámara de combustión, y se observaron que puede afectar negativamente el rendimiento de la turbina.

Gieras y Stankowski (2012) realizaron una simulación numérica (CFD) en tres dimensiones del flujo aerodinámico de la cámara de combustión de una micro-turbina. El trabajo se realizó considerando el ciclo de turbina de gas simple, con únicamente el flujo de aire frío entrando a la cámara de combustión es decir, sin considerar la inyección fluido del combustible. El análisis CFD de la micro-turbina KJ66, se realizó considerando el motor como unidad, sin ningún efecto de la transferencia entre los elementos internos, así mismo se establecieron condiciones de frontera simétricas y periódicas entre las regiones. La validación del código numérico se realizó mediante la comparación entre valores medidos experimentalmente para el flujo másico en la entrada del motor, empuje, temperaturas a la salida del difusor y en la salida de la cámara de combustión y los simulados mediante el código.

1.5. Biocombustibles

Los biocombustibles son combustibles de origen orgánico no fósil derivados de: maíz, azúcar, soya, aceite de canoa, entre otros. Una de las principales ventajas de su uso resulta en una disminución significativa de emisión de gases de efecto invernadero. En la Tabla 1.1 se presenta un resumen de requerimientos para combustibles líquidos definidos por los fabricantes de turbinas de gas asegurando una operación eficiente (do Nascimento y dos Santos (2011)). Existen diferentes tipos de biocombustibles, tales como:

- Bioetanol: etanol generado a partir de la biomasa o de una fracción biodegradable de residuos.
- Biodiesel: éster metílico generado a partir de un aceite vegetal, algas o animal de calidad similar al gasoleo.

- Biogas: combustible gaseoso generado a partir de la biomasa de vegetales y/o a partir de la fracción biodegradable de los residuos.
- Biometanol: metanol generado a partir de biomasa de vegetales.
- Biometoléter: dimetiléter generado a partir de la biomasa de vegetales.
- BioMTBE (metil ter-butil éter): combustible generado a partir del biometanol.
- Biocarburantes sintéticos: hidrocarburos sintéticos o sus mezclas, generados a partir de la biomasa vegetal.
- Aceite vegetal puro: obtenido a partir de plantas oleaginosas mediante presión, extracción u otros procedimientos comparables, crudo o refinado, pero sin modificación química.

1.5.1. Biodiesel

El Biodiesel es una de las fuentes de energía alternativas potenciales con criterios de sustentabilidad, ya que es renovable y producido a partir de recursos nacionales, además de ser biodegradable y no tóxico Kamps (2013). El Biodiesel se obtiene mediante el proceso de transesterificación, el cual consiste en combinar el aceite con un alcohol ligero, usualmente metanol, dejando como residuo el propanotriol (glicerina).

Particularidades del biodiesel

El biodiesel es un carburante ecológico que posee grandes ventajas medioambientales:

- Origen no fósil, su uso estado puro (B100).
- Su obtención puede ser auto-sustentable.
- Permite, hasta cierto punto, la independencia de combustibles de origen fósil como el petróleo
- Cero emisiones de SO_x (lluvia ácida o efecto invernadero).

- Ayuda a disminuir ruido y desgaste del motor debidos a pérdida de lubricación ocasionados por procesos de desulfuración.
- Mejora la combustión, reduciendo las emisiones de hollín
- Produce menor cantidad de CO debido a que aporta más átomos de oxígeno por unidad de volumen.
- No contiene benceno, ni otras sustancias aromáticas cancerígenas (hidrocarburos aromáticos policíclicos).
- Es fácilmente biodegradable, y encaso de derrame y/o accidente, no pone en riesgo el suelo ni mantos acuíferos.
- No es un material peligroso debido a que su punto de inflamación se encuentra por encima de 110 [C].

En lo que respecta al uso del biodiesel como nuevo combustible, ciertas adaptaciones o cambios tienen que hacerse en los motores de turbina de gas debido a una mayor viscosidad en el combustible, contenidos de acilgliceros y sus efectos corrosivos. Nuevos materiales anti-corrosión, sistemas de control del flujo de combustible y rediseño de geometría de combustor son algunos de los nuevos retos que están abiertos a desarrollarse en los siguientes años. En la literatura científica existe poca información de micro-turbinas ya sea para generación de potencia o empuje (es el caso del motor que se presenta en este trabajo) que operen con biocombustibles. Por lo tanto, este estudio contempla ser un aporte en esta área poco explorada.

Humedad y sedimentos	1.0 % (v %) máximo
Viscosidad	20 [cS] en los inyectores
Punto de Rocío	20 [C] a temperatura ambiente
Residuos de Carbono	1.0 % [p.] máximo
Hidrógeno	11 % [p.] máximo

Tabla 1.1: Requerimientos de Combustibles Líquidos para Turbinas de Gas.

Las características físico-químicas, proveen de información valiosa que permite tener un entendimiento de los procesos físicos y químicos del combustible.

1.5.2. Biodiesel de tercera generación

En la actualidad, existen tres generaciones de biocombustibles, la diferencia de cada generación radica en la materia prima para su obtención. Biocombustibles de "primer generación" tales como el bioetanol y biodiesel, se producen directamente a partir de almidón, azúcar y aceite presentes en cultivos alimentarios como maíz, trigo y soja Alaswad et al. (2015). Las características importantes de los biocombustibles de "primera generación" incluyen su capacidad para mezclarse con combustibles a base de petróleo y su eficiencia en motores de combustión interna, así como su compatibilidad con vehículos de combustible flexible Konur (2017). El tema más controvertido con los biocombustibles de primera generación es dejar la elección entre fuente de combustible o alimento Alaswad et al. (2015). Adicionalmente, se requiere de grandes áreas para el cultivo de la materia prima. En términos de problemas ambientales, se pudieran presentar los siguientes: dado un aumento del rendimiento agrícola y la posterior recolección, pueden conducir a un mayor desmonte de tierras, pérdida de biodiversidad debido a la destrucción del hábitat, agotamiento del agua y contaminación del aire Konur (2017). Los biocombustibles de "segunda generación" se producen generalmente a partir de cultivos no alimentarios, principalmente materias primas lignocelulósicas como pasto, madera y otros desechos orgánicos Alaswad et al. (2015). Las ventajas de estas materias primas son su facilidad de disponibilidad, no compiten con la industria alimentaria y, finalmente, tienen un impacto menor en el medio ambiente. Sin embargo, los biocombustibles de segunda generación también enfrentan grandes desafíos en forma de dificultades técnicas durante los procesos de pretratamiento y conversión ineficiente de materiales lignocelulósicos debido a su estructura compleja Konur (2017). En la búsqueda de alternativas viables y rentables a los combustibles fósiles, los estudios han reportado capacidades superiores de biomasa derivada de algas para la producción de una versión mejorada de biocombustibles: biocombustibles de "tercera generación". El ALGAE (Alien to Light Green Antenna Entity) son micro y macro plantas muy diversas que se encuentran en casi todas partes del planeta Tierra. El ALGAE desempeña un papel importante en muchos ecosistemas; proporcionar alimentos, piensos y nutrientes vitales, así como suministrar hasta el 60% del oxígeno necesario a todos los seres vivos vitales para su supervivencia Gajraj R.S. (2018). Últimamente, los cultivos de algas se han utilizado para producir vitaminas y otros productos a escala industrial. Sin embargo, el rápido crecimiento de la demanda mundial de energía ha llevado al desarrollo y análisis de fuentes eficientes capaces de producir combustibles y productos químicos. Por lo tanto, se ha reportado que las microalgas son una alternativa prometedora para la producción de combustibles y productos químicos debido a su alta eficiencia de conversión fotosintética. Estos organismos son unicelulares, contienen carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno, y se

clasifican como biomasa acuática. El crecimiento de microalgas depende en gran medida de la disponibilidad e intensidad de la luz, la disponibilidad de nutrientes como el fósforo y el nitrógeno, los niveles de CO_2 y O_2 , la temperatura y el tipo de sistema de cultivo utilizado Moncada et al. (2014).

ALGAE representa una prometedora fuente eterna de combustible y otros productos valiosos Gajraj R.S. (2018). Las especies de algas particulares que pueden clasificarse como microalgas o macroalgas pueden modificarse genéticamente para que la vía metabólica del carbono facilite la producción de productos finales importantes como el etanol Konur (2017). Además, las algas tienen la capacidad de producir más energía por acre de tierra en comparación con otros cultivos de materias primas convencionales como la caña de azúcar y el maíz Chisti (2007). Por estas razones, se espera que las microalgas tengan un alto potencial para actuar como sustituto del diesel de transporte derivado del petróleo sin afectar negativamente el suministro de alimentos y otros productos agrícolas Konur (2017).

1.5.3. Producción de biodiesel a partir de algas

Para obtener biodiesel partir de algas primero se debe extraer el aceite de éstas y por un proceso químico llamado transesterificación es posible obtener biodiesel. El cultivo de microalgas y la obtención de aceite a partir de este presenta muchas ventajas con respecto a los cultivos terrestres. Por un lado presentan una tasa de crecimiento mucho mayor y por otra lado la producción de aceite por área esta estimada entre 4.6 y 18.4 [l/m^2], ésto es de 7 a 30 veces mayor que los mayores cultivos terrestres Garibay-Hernández (2009). No requiere de grandes superficies para su producción; En una superficie de 52.000 [km^2], se pueden obtener 95 millones de barriles de biodiesel al día a un precio sensiblemente inferior al del petróleo actual. Se trata de una fuente de producción de energía en continuo, inagotable y no contaminante porque no moviliza carbono fósil, sino que utiliza el exceso de carbono (CO_2). Contribuye de esta forma a paliar el efecto invernadero y a restablecer el equilibrio térmico del planeta. En comparación con otros vegetales utilizados para la producción de biodiesel, el fitoplancton parece ser el que mayor rendimiento tiene. Algunos estudios señalan los siguientes niveles de producción anual de volumen de aceite por [km^2]:

- Canola: de 100 a 140 [m^3/km^2]
- Mostaza: 130 [m^3/km^2]

- Piñon (jatropha): $160 [m^3/km^2]$
- Aceite de palma: $610 [m^3/km^2]$
- Algas de 10,000 a 20,000 $[m^3/km^2]$

Algunas características y ventajas del biodiesel producido a partir de algas:

- Las algas producen altas cantidades de ácidos grasos poliinsaturados, los cuales, tienen puntos de fusión bajos, por lo que en climas fríos es mucho más ventajoso que otros tipos de biocombustibles.
- La producción de aceites a partir de algas es 200 veces mayor que en plantas. Por lo que también es mayor la producción de biocombustible.
- Posee un alto rendimiento y por lo tanto un bajo costo en su uso.
- La emisiones de biocombustibles de algas, tienen la característica de reducir las emisiones de CO_2 y compuestos nitrogenados de la atmósfera.

1.6. Características físico-químicas de los combustibles para su uso en motores de turbina de gas

Dado que la función principal del combustible para turbinas de aviación (combustible para aviones) es impulsar una aeronave, el contenido de energía y la calidad de la combustión son propiedades clave de rendimiento del combustible. Otras propiedades de rendimiento importantes son la contenido de energía, fluidez, volatilidad, viscosidad y densidad. Además de proporcionar una fuente de energía, el combustible también se utiliza como fluido hidráulico en los sistemas de control del motor y como refrigerante para ciertos componentes del sistema de combustible.

Viscosidad cinemática. La viscosidad representa la fricción interna del fluido del flujo de combustible, la cual se opone a cualquier cambio en el desplazamiento del fluido mismo. Es a su vez, la medida de la resistencia a fluir del combustible, la cual impacta en las características del spray, una mayor viscosidad, resulta en una reducción en la calidad de la atomización.

La viscosidad de combustibles para uso aeronáutico en un motor de turbina de gas, depende principalmente de la temperatura, el incremento de la viscosidad a bajas temperaturas ($12 \times 10^{-6} [m^2/s]$, para el arranque), determina la temperatura mínima de funcionamiento a la que se puede obtener una pulverización satisfactoria para el arranque y/o la capacidad de volver a reaccionar a diferentes alturas. El combustible para aviones a alta presión se inyecta en la sección de combustión del motor de turbina a través de inyectores. Este sistema está diseñado para producir una fina pulverización de gotas pequeñas de combustible que se evaporan rápidamente a medida que se mezclan con el aire. El patrón de pulverización y el tamaño de las gotas están influenciados por la viscosidad del combustible. Si es demasiado alto, puede resultar difícil volver a encender un motor en vuelo. Por esta razón, las especificaciones del combustible para aviones establecen un límite superior a la viscosidad 1.1.

Densidad. Los combustibles para la aviación difieren en la densidad y, por lo tanto, en su contenido de energía por unidad de peso o volumen. Los combustibles menos densos, como el avgas, tienen un mayor contenido energético por unidad de peso (kg) y un menor contenido energético por unidad de volumen (L). Dichas relaciones se invierten para combustibles más densos company (2007).

Combustible	Densidad a 15°C	Energía [MJ/kg]	Energía [MJ/L]
avgas	0.715 [g/mL]	43.71	31.00
keroseno	0.810 [g/mL]	43.28	35.06

Tabla 1.2: Densidad vs Contenido de energía de combustibles.

Para una aeronave que suponga su despegue con tanque de combustible lleno, se prefiere utilizar combustibles con mayor contenido de energía en volumen (MJ/L), lo cual maximiza la energía que se puede almacenar en un volumen fijo y, por lo tanto, proporciona un rango de vuelo mas largo. El combustible para aviones es un producto básico que normalmente se compra y vende por volumen, sin ajuste de precio por densidad o contenido energético.

Punto de ignición. El punto de ignición se define cómo la temperatura más baja a la cual el combustible expulsa el vapor suficiente para formar una mezcla de aire flamable; El punto de ignición está directamente relacionado con la presión de vapor; cuanto mayor sea la presión de vapor, menor será el punto de ignición. El punto de ignición del keroseno proporciona una medida de su flamabilidad, mientras que el de aceites pesados es una medida de su volatilidad. También es útil para clasificar los combustibles desde el punto de vista del riesgo.

Volatilidad. La volatilidad es la tendencia de un combustible a vaporizarse. Se utilizan dos propiedades físicas para caracterizar la volatilidad del combustible: presión de vapor y perfil de destilación. Un combustible más volátil tiene una presión de vapor más alta y temperaturas de destilación iniciales más bajas. La volatilidad es importante porque un combustible debe vaporizarse antes de que se pueda quemar. Sin embargo, una volatilidad demasiado alta, puede provocar pérdidas por evaporación o bloqueo ocasionado por vapor.

Tensión superficial. Por lo general, no hay límites de especificaciones para la tensión superficial de los combustibles de las turbinas de gas. Sin embargo, la tensión superficial tiene un efecto significativo sobre la atomización del combustible, ya que, tanto para los atomizadores de presión como para los de pulverización por aire, el SMD es proporcionalmente igual a $\sigma_F^{0.6}$. SMD es el Diámetro Medio de Sauter, que representa el tamaño promedio de la esfera (gota) que tiene la misma relación entre volumen/superficie y área de la gota de interés.

1.7. Pruebas experimentales en turbina de gas

Con la finalidad de conocer el rendimiento y emisiones de una micro-turbina de gas funcionando con mezclas de aceite de cocina (de desecho) con keroseno en fracciones de volumen del 15 %V (B15), 30 %V (B30) y 90 %V (B90), se realizó un trabajo de investigación ('Microturbine characteristics and emissions using biofuel blends', Iturbe et al. (2020)) a tres diferentes condiciones de operación, correspondientes a las etapas de descenso, crucero y despegue, cabe mencionar que el keroseno puro fue utilizado como combustible de referencia para fines de comparación.

Se analizaron los parámetros de consumo de combustible, empuje, temperatura de salida de los gases de escape, hidrocarburos no quemados (UHC) así como la producción de O_2 , CO_2 , CO y NO_x . El comportamiento de los combustibles fue ponderado en el tiempo y graficado en función del tipo de mezcla. Se encontró que una mezcla de combustible óptima puede definirse aproximadamente por el equilibrio entre dos factores principales en conflicto: a) la producción de empuje y b) la cantidad de emisiones. Además, se observó que las mezclas con bajos contenidos de biocombustible (por ejemplo, B15) producían niveles de empuje y consumo de combustible similares a los del keroseno, mientras que las mezclas con alto contenido en volumen de biocombustible (por ejemplo, B90) reducían significativamente los niveles de emisión de gases y temperatura de salida de los gases de escape a expensas de la producción de empuje. Los casos representados por las mezclas de combustible B15 y B90 ilustran los

valores límite de rendimiento. La mezcla B90 reduce de manera efectiva los niveles de emisión de gases a sus valores mas bajos posibles, que para la etapa de crucero, los hidrocarburos no quemados (UHC), óxidos nitrosos (NOx) y monóxidos de carbono (CO) se redujeron en un 41 %, 67 % y 20 %, respectivamente. No obstante, también se observó que los niveles de empuje se redujeron simultáneamente en un 12 %, mientras que el consumo de combustible se incrementó en un 13 %, lo anterior podría atribuirse a una reducción de casi el 11 % del valor calórico de la mezcla con respecto al combustible de referencia (es decir, el keroseno). Aunque el rendimiento de la mezcla B15 fue bastante similar al del caso de referencia, redujo la producción de UHC, NOx y CO en un 3 %, 11 % y 3 %, respectivamente. El rendimiento general del motor fue dictado principalmente por la interacción de dos factores principales: a) la producción de empuje (con su consumo de combustible asociado), y b) las emisiones de gases (de todo tipo). En particular, la intersección de sus respectivas curvas definió una mezcla de combustible óptima. Esta mezcla de combustible fue óptima en el sentido de que cumplió con los requisitos de empuje, para todas las etapas, mientras producía la menor cantidad de contaminantes y gases liberados a la atmósfera. Según los valores medidos, en este caso la mezcla óptima debería contener aproximadamente un 22 %V de biocombustible.

1.8. Método para el análisis de desempeño de motor turbojet

Los ciclos de turbina de gas de aviación difieren de los ciclos de potencia en que el trabajo útil generado se usa para la generación de empuje de la aeronave: todo el empuje de un motor turbojet es generado en la tobera. Una característica más que los diferencia, es la necesidad de considerar el efecto de la velocidad de empuje y altitud en el desempeño. Un diseñador de motores de avión debe reconocer la diferencia entre los requerimientos a diferentes etapas de vuelo: despegue, crucero y descenso.

La metodología desarrollada durante el presente trabajo de tesis Iturbe A (2017) para la evaluación de desempeño de un motor turboreactor (turbina de gas), fue implementada en un código numérico (Apéndice .3) para el cálculo de las variables termodinámicas del ciclo Brayton, aplicable a cualquier velocidad y altura de la aeronave. Los resultados del código numérico a 3000 y 10000 [m] con el número Mach=0.8, fueron comparados con la literatura Cohen (1996), teniendo una variación máxima del 2 % en variables que involucran la relación aire-combustible, tales como el empuje específico y consumo específico combustible.

Dicha variación se atribuye a la idealización estequiométrica para encontrar la relación aire-combustible que considera la metodología propuesta.

Capítulo 2

Diseño y simulación de cámara de combustión

El presente capítulo presenta una revisión de los tipos, características y partes que componen las cámaras de combustión de turbinas de gas. Como resultado de la revisión, se presenta una selección de un tipo de cámara de combustión en particular, la cual, se diseñará mediante la metodología propuesta y simularán con herramientas computacionales, los fenómenos aerodinámicos y de combustión no premezclada en el interior de la cámara con dos tipos de combustibles. Los resultados de la simulaciones se utilizarán para verificar, el desempeño y emisiones de la cámara de combustión, tomando como referencia, los resultados obtenidos para el keroseno y valores comunes de la industria aeronáutica disponibles en la literatura abierta.

2.0.1. Características de diseño

Una cámara de combustión de turbina de gas debe satisfacer un amplio rango de requerimientos importantes dependiendo de cada tipo de motor, de manera general los requerimientos básicos para un motor de turbina de gas son:

- Alta eficiencia de combustión
- Ignición suave y confiable, ambos en tierra (especialmente a bajas temperaturas ambientales), y para el caso de motores de aeronaves ser capaz de realizar dicho proceso

a máxima altura que el aeronave sea capaz de alcanzar.

- Amplios límites de estabilidad, por ejemplo, la flama debe de permanecer alineada en un amplio rango de presiones y de relación aire/combustible.
- Baja pérdida de presión.
- Una distribución homogénea de la temperatura a la salida de la cámara, con la finalidad de maximizar la vida útil de los álabes de la turbina.
- Bajas emisiones de gases contaminantes.
- Libertad para que pulsos de presión se manifiesten a partir de las inestabilidades del proceso de combustión inducida.
- Forma y tamaño compatibles con el envolvente estructural.
- Optimización de costo mediante el diseño para una manufactura más sencilla.
- Durabilidad

Cabe mencionar que para aeronaves, el tamaño y peso del motor es un factor muy importante, mientras que en usos industriales, lo importante es la localización del motor y su conexión con otros componentes.

Tipos de cámara de combustión

La selección de tipo de cámara esta estrechamente ligado con el tamaño y forma del motor completo, básicamente existen dos tipos de cámaras de combustión, el tubular y el anular. Una combinación entre los dos forma el tercer tipo llamado tubo-anular o can-anular.

Tubular. Un cámara de combustión tubular o tipo can por el término anglosajón lata (*Can*, Figura 2.1), está constituido por un forro cilíndrico montado concéntricamente dentro de una carcasa cilíndrica. La ventaja principal de los sistemas tubulares es el relativo tiempo y costo de manufactura. Sin embargo, suelen ser mas largos y pesados como para poder considerarse como una opción viable en motores de aviones, pero son una alternativa usual para el área industrial.

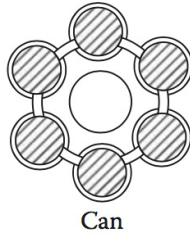


Figura 2.1: Diagrama combustor tubular.

Tubo-anular. Este tipo de combustor combina la capacidad de ser compacto con la dureza mecánica de una cámara de combustión tubular. Un inconveniente de tipo tubo-anular, que comparte con las tubulares, es la necesidad de conectores (tubos transversales). Comparado con el diseño anular ver Figura 2.2, la cámara tubo-anular tiene grandes ventajas, de entre las cuales, resalta el hecho que puede trabajar con suministro de aire bajo, utilizando un pequeño volumen de la capacidad de la cámara. Sus inconvenientes surgen cuando se trata de lograr un patrón de flujo de aire satisfactorio y coherente; en particular, el diseño del difusor puede presentar serias dificultades.

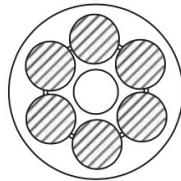


Figura 2.2: Diagrama combustor tuboanular.

En este tipo, la cubierta anular es montada concéntricamente dentro de la cubierta anular, forma ideal de la cámara, debido a su diseño aerodinámico limpio que resulta en una unidad compacta de bajas pérdidas de presión comparada con los otros dos tipos de cámaras.

Anular. Este tipo de cámara es montada concéntricamente dentro de una cubierta anular. En comparación con los tipos de cámaras mencionadas anteriormente, este tipo es el mejor según Lefebvre (1990), debido a su diseño aerodinámicamente limpio, compacto y bajas pérdidas de presión y es el tipo más común, presentando ventajas como RollsRoyce (1996): combustión uniforme, tiene un largo menor (por ende un menor peso), así como una uniformidad de temperatura de salida, acompañada de la menor caída de presión (en el orden del

5%), comparado con otros tipos de cámaras.

Partes de una cámara de combustión anular

Difusor. La función del difusor es reducir la velocidad de gases que salen del compresor (Figura 2.3) y recuperar la mayor presión dinámica como sea posible, además de presentar al revestimiento ("liner") un flujo estable y suavizado. Con el fin de alcanzar a recobrar el máximo de presión dinámica, se utiliza un difusor relativamente largo, el cual, reduce la velocidad típicamente hasta en un 35% Adkins (1995) antes de que el aire alcance la garganta, en donde, el flujo se divide en tres caminos. Dos de estos caminos transportan el aire a los anillos de revestimiento interior y exterior en proporciones aproximadamente iguales, mientras que el camino central descarga el aire remanente dentro de la región de la zona primaria, proveyendo aire para la atomización y enfriamiento del mismo.

El otro tipo de difusor es llamado de vertedero o paso, el cual consiste en un difusor corto y convencional por el cual, la velocidad del aire es reducida casi a la mitad de su valor de entrada y a la salida el aire es vertido a la izquierda y derecha al chocar con el domo. Ambos difusores son utilizados ampliamente en combustores para motores de aviones. Los difusores de vertedero son preferidos Adkins (1995) por su alta tolerancia a variaciones en el perfil de velocidad de entrada y dimensiones del combustor.

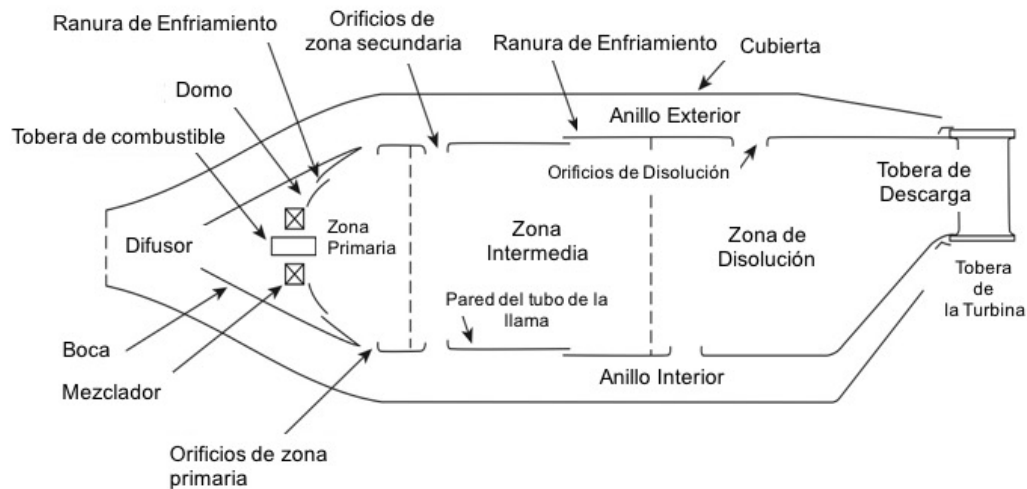


Figura 2.3: Diagrama de cámara de combustión de motor de turbina de gas.

La localización de tres zonas principales es descrita a continuación, en relación con varios

componentes de las cámaras. Los orificios para la admisión de aire, son mostrados en la Figura 2.3, cabe mencionar que la boca esta formada por una cubierta que protege el flujo aguas arriba de la cubierta. La región dentro de la boca actua como una cámara de plenum y provee de una presión estática alta y uniforme para alimentar el mezclador de aire, el cual esta sujeto al domo.

Zona primaria. La función principal de la zona primaria es la de anclar la flama y proporcionar el suficiente tiempo, temperatura y turbulencia para alcanzar una combustión completa de la mezcla aire-combustible entrante. Una contribución importante a la aerodinámica en la zona primaria fue realizada por el grupo de combustión Lucas en sus cámaras diseñadas para motores Whittle W2B y Welland Lefebvre (1990). Tanto el aire del mezclador, como el aire de ranura de enfriamiento del domo, son utilizados en el concepto desarrollado por Lucas, los cuales, sirven para producir un flujo inverso deseado. Para obtener un patrón de flujo de aire fuerte y estable en la zona primaria (Figura 2.4), es necesario que varios efectos ocurran al mismo tiempo, que son: formación de remolinos en la zona primaria y entrada aire a través de los orificios de la zona primaria. Para lograr lo anterior, es necesario hacer una correcta elección de ángulo de vano en el mezclador, tamaño, número y localización de los orificios primarios de tal manera que cada modo de generación de remolinos se complemente para formar la zona de circulación en la zona primaria. Los beneficios inmediatos van desde amplios límites de estabilidad, buen rendimiento de encendido y ausencia de inestabilidades en el flujo que a menudo dan lugar a pulsaciones en la combustión y ruido.

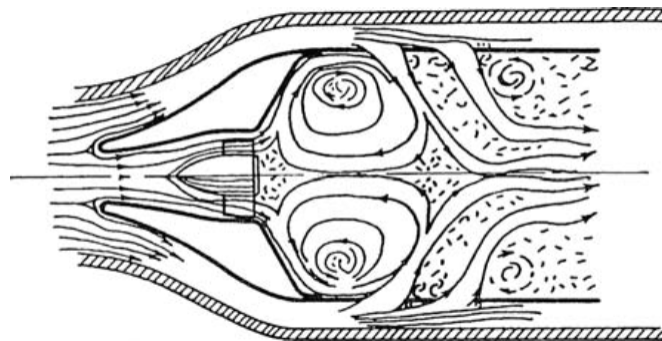


Figura 2.4: Patrón de flujo de aire en la zona primaria de Lucas.

Vale la pena mencionar que si en la zona primaria existen temperaturas superiores a los 2000 [K], reacciones de disociación ocurrirán Lefebvre (1990), resultando en la aparición de concentraciones significativas de monóxido de carbono (CO) e hidrógeno (H_2). Estos gases

tendrán que pasar directamente a la zona de dilución y rápidamente se enfriarán debido al contacto con grandes cantidades de flujo de aire (frío), haciendo que el CO sea descargado a la atmósfera sin ser quemado.

Zona intermedia. En la zona intermedia sucede la caída de la temperatura hasta un nivel intermedio, ocasionada por la entrada de pequeñas cantidades de aire a través de las ranuras de enfriamiento, propiciando la combustión de CO, hidrocarburos no quemados y quema de hollín. En los primeros diseños de cámaras de combustión, la zona intermedia era poco estudiada, a medida que las relaciones de presión de compresores aumentaban (aumentando la potencia del motor), mayor cantidad de aire para la combustión y enfriamiento de la pared del revestimiento fueron requeridos y con ello un estudio sobre fenómenos como enfriamiento de efusión son realizados hoy en día.

Zona de dilución. El papel que ocupa la zona de dilución es, permitir que el aire restante de la combustión y el enfriamiento de la pared cumplan con los requerimientos establecidos, así como proporcionar una salida al flujo con una temperatura homogéneamente distribuida para la entrada a la turbina. Esta distribución de temperatura se suele describir en términos de un factor patrón o también llamada calidad del perfil de temperatura. La cantidad de aire disponible para la dilución, es usualmente entre un 20 y 40% Adkins (1995) del flujo total de aire que entra a la cámara, y es introducido a través de una o más filas de orificios de dilución en las paredes del revestimiento, el tamaño y forma de de estos orificios es seleccionado en base de una optimización de la penetración del flujo de aire y su subsecuente mezcla con el flujo.

En los motores modernos de alto rendimiento, el patrón de temperatura deseable a la salida de la cámara de combustión, será aquel que ofrezca la mínima temperatura posible (no mayor a 2000 K Lefebvre (1990)) en la raíz y punta del álabe de la turbina, dado que en la raíz se presentan los mayores esfuerzos, mientras que en la punta se debe proteger los materiales de un sello.

2.1. Metodología para el diseño preliminar de la cámara de combustión

A continuación, se plantea la metodología de diseño preliminar (2.5) de una cámara de combustión anular de una turbina de gas. Dicha metodología se aplica considerando conoci-

das las condiciones termodinámicas y cantidades de flujos másicos (aire-combustible) en la entrada cámara de combustión, las cuales fueron determinadas a partir del método de cálculo presentado en la sección 1.8.

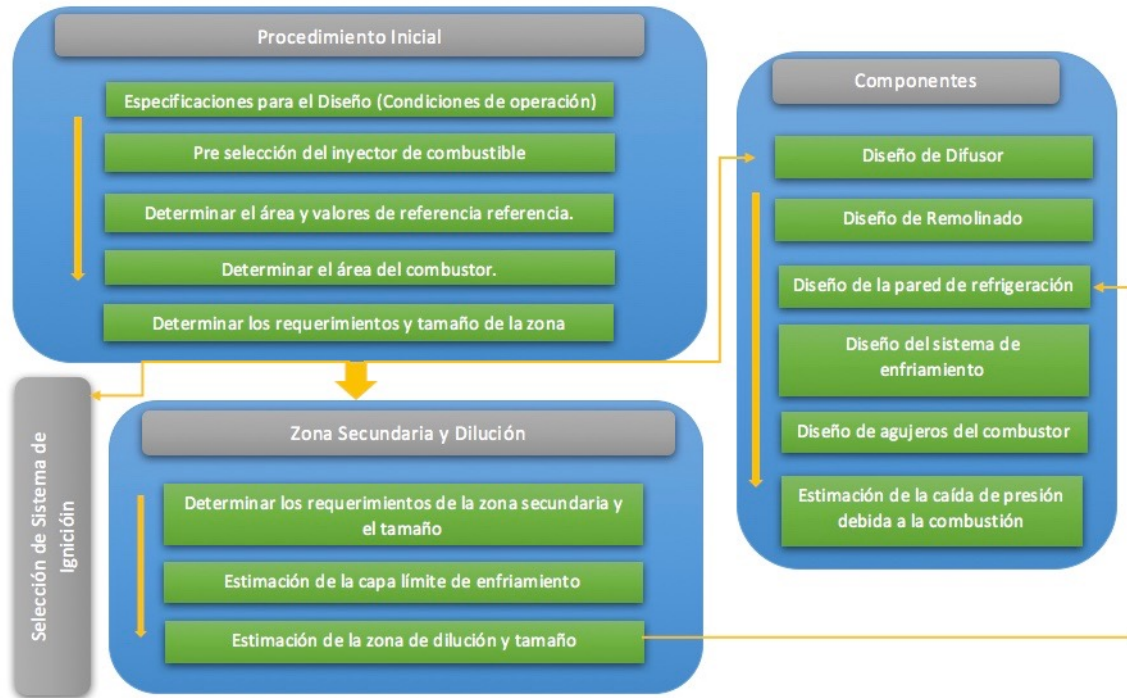


Figura 2.5: Metodología de diseño preliminar de la cámara de combustión anular.

2.1.1. Diseño preliminar

Las dimensiones iniciales de la cámara de combustión pueden determinarse utilizando un análisis aerodinámico. En la presente metodología el cálculo del tamaño de la cámara, se basa en la pérdida de presión que se da en su interior, ΔP_{3-4} . Dichas pérdidas se dividen en dos términos en función de su temperatura. El primero es el término *frío* ($\Delta P_{frío}$), el cual representa la suma de pérdidas que se presentan en el difusor y el revestimiento de la cámara a causa de la fricción. Desde el punto de vista del desempeño del motor, la diferencia entre la pérdida de presión del difusor y la pérdida de presión del revestimiento es insignificante, sin embargo, desde el punto de vista de la combustión, son importantes, porque la pérdida de presión del difusor no tiene efectos significativos para la combustión, mientras que la caída de presión de las paredes del revestimiento, se manifiesta como turbulencia Lefebvre (1990), lo cual, beneficia de manera directa a la mezcla y a la combustión a lo largo de la cámara. Por

lo anterior, se puede decir, que una cámara ideal debería ser aquella en la cual, el diferencial de presión del revestimiento, represente en su totalidad la caída de presión del termino frío. Los valores típicos del término frío en cámaras de combustión modernas son en rangos de 2.5 a 5 % Lefebvre (1990) de la presión.

La pérdida de presión mayoritaria dentro de la cámara de combustión, ocurre cuando el calor es añadido al flujo de gases como producto de la combustión, dichas pérdidas son conocidas como el término *caliente* ($\Delta P_{caliente}$). De manera general, la suma de los términos *frío* ($\Delta P_{frío}$) y *caliente*, representan el *total de pérdidas de presión en la cámara de combustión* (ΔP_{3-4}).

$$\Delta P_{3-4} = \Delta P_{frío} + \Delta P_{caliente} \quad (2.1)$$

En donde el término *caliente* se puede expresar mediante la ecuación 2.2.

$$\Delta P_{caliente} = 0.5\rho U_{ref}^2 \left(\frac{T_4}{T_3} - 1 \right) \quad (2.2)$$

donde U_{ref} , es la velocidad de referencia, la cual se calcula a través de la ecuación 2.3, mientras que T_3 es la temperatura de entrada a la cámara y T_4 la temperatura de salida.

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 A_{ref}} \quad (2.3)$$

Para asegurar la integridad estructural del cámara se deben colocar dispositivos (orificios) estratégicamente localizados a lo largo del revestimiento. Dichos orificios deberán crear arrastre y por lo tanto, adicionar caídas de presión; finalmente, los orificios en la zona de dilución, están igualmente presentes en el revestimiento. Estos orificios permiten que parte del flujo de aire entre al revestimiento y mezcle los gases producto de combustión justo antes de salir de la cámara, contribuyendo a su vez en homogeneizar el perfil de temperaturas en dicho plano. Estas medidas son tomadas para que el flujo de aire caliente no dañe los álabes de la turbina.

Estimación de la relación de equivalencia

La relación de equivalencia global, es la relación de aire combustible a condiciones estequiométricas establecidas divididas por la relación de aire-combustible entrando a la cámara y el combustible empleado por la turbina de gas, la cual puede ser calculado mediante la ecuación:

$$\Phi_{global} = \frac{\left(\frac{air}{comb}\right)_{esteq}}{\left(\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_f}\right)_{actual}} \quad (2.4)$$

donde \dot{m}_3 es el flujo másico de aire que entra a la cámara y \dot{m}_f es el flujo másico de combustible entrando a la cámara

La relación de equivalencia en la zona primaria, cuya relación de aire-combustible a condiciones estequiométricas divididas por la relación de aire entrando a la zona primaria de la cámara y el combustible utilizado por la turbina de gas, puede expresarse, a través de manipulación matemática como sigue:

$$\Phi_{PZ} = \Phi_{PZ} T_g = \Phi_{global} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{PZ}} \quad (2.5)$$

Las mezclas pobres en combustible (*Fuel-lean*) tienen relaciones de equivalencia menores a la unidad, $\Phi < 1$. Mezclas ricas en combustible tienen relaciones de equivalencia mayores que la unidad $\Phi > 1$. Una relación de equivalente igual a la unidad indica una mezcla estequiométrica $\Phi = 1$.

De la ecuación 2.5, se puede calcular la cantidad de aire que entra en la zona primaria a partir de la temperatura de flama (T_g). De manera similar, las relaciones de equivalencia de la zona secundaria y de dilución, pueden ser calculados mediante las siguientes expresiones:

$$\Phi_{SZ} = \Phi_{global} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{SZ}} \quad (2.6)$$

$$\Phi_{DZ} = \Phi_{global} \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{DZ}} \quad (2.7)$$

Temperatura de flama adiabática

Para determinar dicha temperatura se supone que, el proceso de combustión ocurre aproximadamente a presión constante, además, se supone que las pérdidas por calor son despreciables comparado con el monto de calor que se libera durante dicho proceso, por lo tanto, la temperatura de la flama en el interior de la cámara puede estimarse por medio de la temperatura de flama adiabática.

Distribución de la relación de flujo másico de aire en la cubierta

Con la finalidad de alcanzar niveles altos de desempeño y niveles bajos de emisiones, el diseño de cámaras de combustión ha tenido que evolucionar en las últimas décadas. Se realizó una revisión sobre metodologías y avances durante los 20 últimos años, de entre los que destacan investigaciones como las de Lefebvre (1990), Cohen (1996) y do Nascimento y dos Santos (2011), que en comparación con los avances que se han hecho para turbinas de gas por Krishna (2007a), Ali (2016) y Riebl et al. (2017) en tierra o aero-derivadas, continúan estando en una etapa temprana, una razón de dicho atraso se debe a los problemas operacionales que presenta el funcionamiento del motor a altitudes de vuelo típicas (10,000- 15,000 [m]).

Cohen (1996), recomienda considerar emplear entre un 15-20 % del flujo total de aire en la zona primaria, mientras que para la zona secundaria recomienda un 30 % y entre un 50 a 55 % en la zona de dilución. De manera similar, Kretschmer et al. (1999) recomienda un 25 % en la zona primaria, un 20 % en la zona secundaria y un 55 % (incluyendo la capa de enfriamiento) en la zona de dilución. Por su parte, Lefebvre (1990) y RollsRoyce (1996) recomiendan entre un 20 y 40 % del flujo total en la zona de dilución, ésto debido a la necesidad de mayores cantidades de aire entrante en la zona de enfriamiento, para mantener progresivamente mayor la relación de presiones en la turbina.

Trabajos más recientes, como el de Gieras y Stankowski (2012), muestran que la relación de equivalencia en la zona primaria se debe tomar en consideración para la formación de contaminantes. De hecho, muestra que mayores valores para temperatura y presión en la entrada y salida de la cámara, permiten alcanzar estabilidad en la combustión con menor relación equivalente en la zona primaria. Por lo que combustores recientes, operan con relaciones equivalentes en la zona primaria de $\Phi_{PZ} = 0.8$ con una temperatura máxima de salida entre los 1700 [K] y 1900 [K] según Gieras y Stankowski (2012).

La distribución de flujo de aire premezclado en la cámara de combustión, donde según Gauthier sugiere entre un 60 y 80% del aire total que entra a la cámara, debe entrar en la zona primaria por medio de los agujeros de inyección, mientras que entre un 10 y 20% entrará por la zona de dilución.

Dimensionamiento de la cubierta

Área de cubierta. El primer paso en el dimensionamiento de una cámara de combustión, es determinar el área de referencia, definida por Lefebvre (1990):

$$A_{ref} = \left[\frac{R_a}{2} \left(\frac{(\dot{m}_3)(T_3^{0.5})}{P_3} \right)^2 \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (2.8)$$

donde A_{ref} es el área de referencia en m^2 , R_a es la constante del gas (en este caso aire), $268.0 \frac{Nm}{kgK}$, \dot{m}_3 es el flujo másico en la entrada de la cámara de combustión $\frac{kg}{s}$; P_3 y T_3 son la presión y temperatura en de la cámara de combustión, ΔP_{3-4} es la pérdida de presión fría, q_{ref} es la presión dinámica de referencia definida en 2.9.

La ecuación 2.8 contiene dos parámetros adimensionales, estos parámetros son: la relación de la caída de presión (PDR) y el factor de pérdida de presión (PLF). La PDR $\frac{(\Delta P_{3-4})}{q_{ref}}$ es la relación de la caída de presión total a lo largo de la cámara. El PLF $\frac{(\Delta P_{3-4})}{q_{ref}}$ es la relación de caída de presión total a lo largo de la cámara con referencia a la presión dinámica q_{ref} :

$$q_{ref} = \frac{1}{2} \rho_3 U_{ref}^2 \quad (2.9)$$

donde ρ_3 es la densidad del aire en la entrada a la cámara de combustión y U_{ref} es la velocidad de referencia,

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho A_{ref}} \quad (2.10)$$

El siguiente paso en el diseño consiste en determinar el factor de la geometría (GF), el cuál

puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$GF = \frac{(\dot{m}_3)(\sqrt{T_3})}{P_3 A_{ref}} \quad (2.11)$$

Con el área de referencia calculada (área máxima de cubierta), el área del revestimiento (A_L) puede ser determinada mediante:

$$0.6A_{ref} \leq A_L \leq 0.72A_{ref} \quad (2.12)$$

por su parte Kretschmer et al. (1999) coincide en $A_L \leq 0.7A_{ref}$, donde A_L es el área del revestimiento en m^2 .

Área del anillo

El área de anillo (A_{AN}) es una región confinada por la cubierta de la pared interna y el revestimiento de la pared externa, con el área de referencia y el revestimiento determinados, el área del anillo es calculado por:

$$A_{AN} = A_{ref} - A_L \quad (2.13)$$

La cubierta primaria, secundaria y longitud de zona de disolución

El siguiente punto del proceso de diseño, es el cálculo de la longitud de tres zonas que componen el revestimiento de la cámara de combustión. Para la zona primaria, la longitud (L_{PZ}) usualmente se encuentra entre un rango de:

$$\frac{2}{3} \leq L_{PZ} \leq \frac{3}{4} D_L \quad (2.14)$$

donde D_L es el diámetro del *revestimiento*.

Una mayor longitud de la zona primaria, tiende a tener un mayor tiempo de residencia del proceso de mezcla, por lo tanto la longitud de la zona primaria deberá procurarse tan largo

como se pueda, este límite lo dan, la eficiencia de la cámara y el costo que implica hacerlo más largo.

La zona secundaria (L_{SZ}), debe determinarse considerando el 50 % del diámetro del revestimiento Kretschmer et al. (1999), como sigue:

$$L_{SZ} = \frac{1}{2}D_L \quad (2.15)$$

La última zona a ser calculada es la zona de dilución, el objetivo de dicha zona es de dar forma al perfil de temperaturas de los gases calientes productos de la combustión, haciéndolos aceptables en la distribución del perfil de al ser descargados a la turbina de alta presión.

El perfil de temperaturas de los gases calientes es envuelta por la mezcla de la inyección de aire frío que entra en los orificios de la zona de dilución, con los gases calientes confinados en el revestimiento. La longitud de la zona de dilución (L_{DZ}), depende en gran manera del factor de forma M , definido mediante la ecuación siguiente, la cual es usualmente llamada como la calidad transversal:

$$M = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (2.16)$$

donde T_{max} es la máxima temperatura total en la salida de la cámara de combustión, T_4 es la temperatura total en la salida de la cámara de combustión y T_3 es la temperatura total en la entrada de la cámara de combustión.

El factor de forma tiene un gran impacto en la vida de la tobera y los álabes de la primer etapa en la turbina. Por lo que, para prolongar la vida de estos componentes, el diseño del motor debe considerar una cámara de combustión que no tenga 'puntos calientes' (es decir, lugares donde la temperatura de gas sean altas y estacionarias, por lo cual, deberá entregar una variación razonable del perfil de temperatura del gas en las direcciones radial y circunferencial. La siguiente ecuación muestra el impacto del factor de forma en la cámara de combustión de tipo can y can-annular:

$$M = 1 - \exp\left(-0.07 \frac{L_L \Delta P_L}{D_L q_{ref}}\right)^{-1} \quad (2.17)$$

donde L_L es la longitud del revestimiento en metros, D_L es el diámetro del revestimiento en metros, ΔP_L es la pérdida de presión en el revestimiento, q_{ref} es la presión dinámica de referencia.

De manera general en la literatura abierta, el valor sugerido para el factor de forma, es de 0.2, lo cual, conduce a una longitud de dilución óptima según Gosselin (1999). Puede presentarse el caso en que la zona de dilución pueda llegar a ser hasta una y media veces el diámetro, dejando como resultado, una mezcla pobre y por lo tanto, perfiles de temperatura del gas indeseables (Lefebvre (1990)). Por lo tanto, se puede calcular la longitud de la zona de dilución L_{DZ} , mediante:

$$L_{DZ} = 1.5D_L \quad (2.18)$$

Las dimensiones de la cámara de combustión, fueron calculadas mediante la metodología descrita anteriormente, utilizando como información de entrada, los parámetros de la Tabla 2.1:

Parámetro	Valor	Unidad
T_3	743	[K]
P_3	151987.5	[Pa]
\dot{m}_{aire}	2.8703	[kg/s]
\dot{m}_f	0.0258	[kg/s]

Tabla 2.1: Parámetros de inicio.

Los valores geométricos calculados se listan en la Tabla 2.2:

El proceso aerodinámico juega un papel vital en el diseño y desempeño de los sistemas de combustión de turbinas de gas. El diseño considera la distribución de la tasa de flujo de aire que se muestra en la Tabla 2.3, basada en valores típicos de los estándares de la industria de la aviación RollsRoyce (1996).

A continuación, se presentan las vistas de la geometría de cámara lograda mediante la metodología planteada.

Parámetro	Valor	Unidad
Área de entrada	2.7173E-3	[m ²]
Área de salida	3.3173E-3	[m ²]
Área de entrada de combustible	2.0247E-5	[m ²]
Longitud de carcasa	0.15	[m]
Longitud de la zona primaria	0.031	[m]
Longitud de la zona secundaria	0.022	[m]
Longitud de la zona dilución	0.069	[m]

Tabla 2.2: Requerimientos de Combustibles Líquidos para Turbinas de Gas.

Zona	Flujo [%]
Entrada	100
Recirculación	20
Domo	8
Anillo	80
Primaria	20
Secundaria	10
Dilución	10
Enfriamiento	40

Tabla 2.3: Distribución del flujo máximo de aire en la cámara.

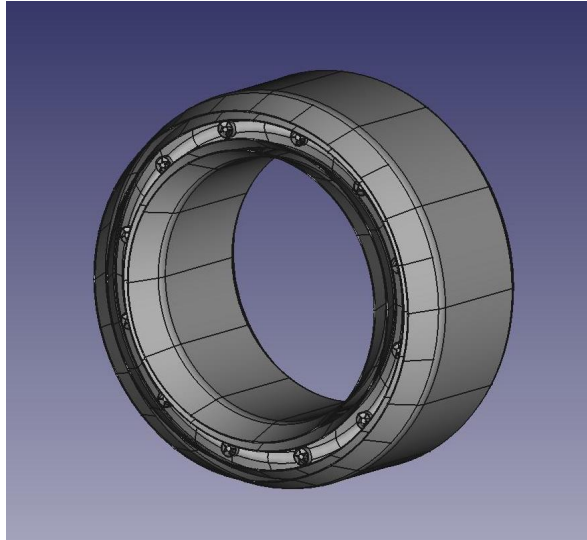


Figura 2.6: Cámara de Combustión Anular.

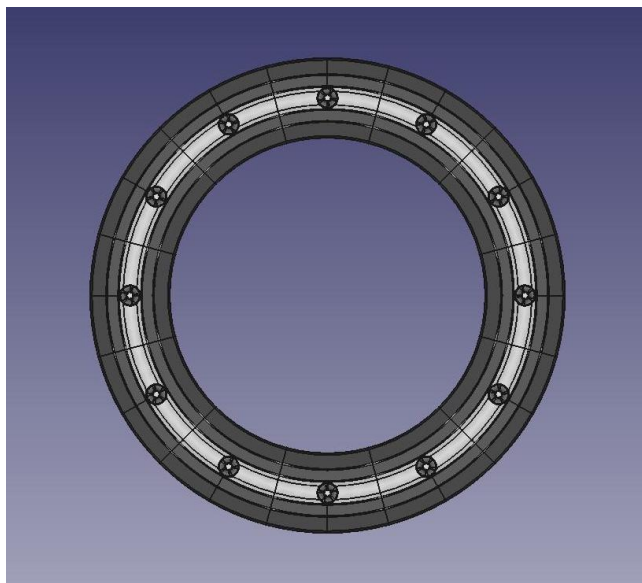


Figura 2.7: Cámara de Combustión Anular, vista frontal planar.

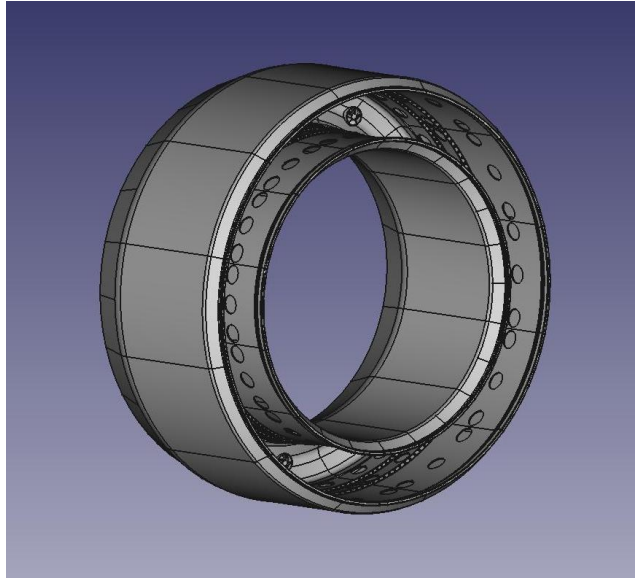


Figura 2.8: Cámara de Combustión Anular, vista trasera.

2.2. Simulación numérica de la cámara de combustión

2.2.1. Procedimiento

La simulación de la cámara de combustión se llevó a cabo en dos etapas, la primera de ellas se realizó utilizando ANSYS Fluent para la simulación aerodinámica del flujo de aire en su interior; para la segunda, ANSYS CFX fue utilizado para la simulación de la combustión de dos combustibles: keroseno ($C_{12}H_{26}$) y methyl-decaonato ($C_{11}H_{22}O_2$). La preparación del caso y el volumen de control mallado es común para ambas, tal como sigue a continuación.

2.2.2. Preparación del modelo geométrico

Con la finalidad de determinar el cumplimiento de requerimientos importantes para una cámara de combustión de turbina de gas, se realizó una simulación numérica de la cámara diseñada. Debido que la geometría de la cámara de combustión es simétrica y repetitiva (Figura 2.7), es posible hacer una simplificación del modelo geométrico a simular, tal y como se muestra en las Figuras 2.9 y 2.10.

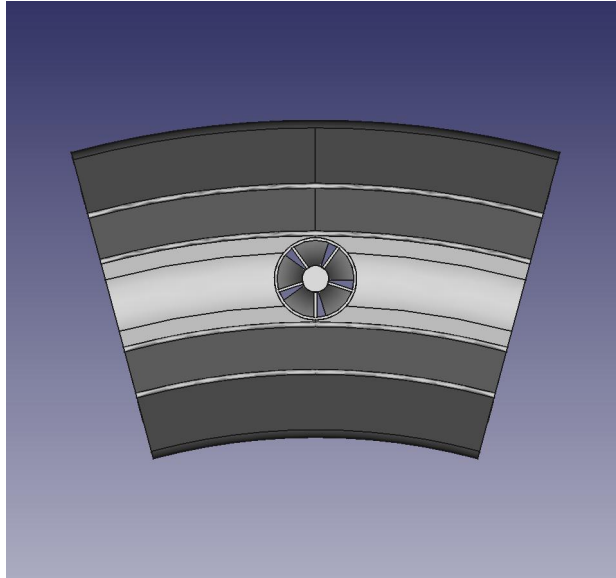


Figura 2.9: Modelo simplificado de la cámara de combustión.

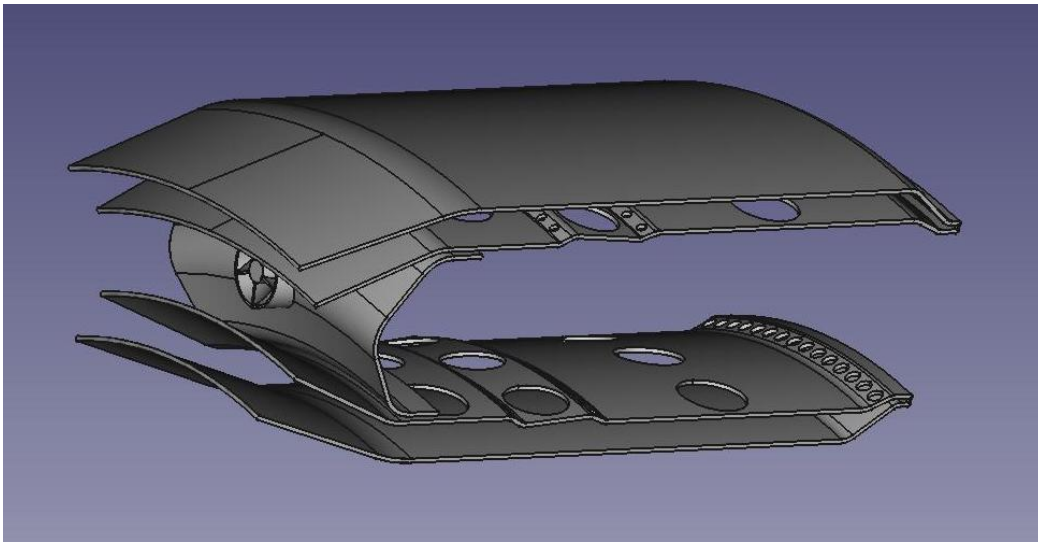


Figura 2.10: Vista isométrica del modelo simplificado de la cámara de combustión.

2.2.3. Mallado del volumen de control

El mallado es una parte integral del proceso de simulación en donde, las geometrías complejas se dividen en elementos simples que se pueden usar como aproximaciones locales discretas del dominio más grande. La malla influye en la precisión, convergencia y velocidad de la si-

mulación. Además, dado que el mallado suele consumir una parte importante del tiempo que se tarda en obtener resultados de simulación, cuanto mejores y más automatizadas sean las herramientas de mallado, más rápida y precisa será la solución.

Para el mallado del volumen de control, se aplicaron las opciones avanzadas de dimensión ('sizing') y crecimiento ('inflation') con la finalidad de obtener una malla estructurada, con congruencia geométrica, tetraédrica dominante con transiciones suaves ('smoothing') para evitar problemas de divergencia numérica, aumentando su densidad (número de celdas por unidad dimensional), con la finalidad de captar cambios en las variables en un orden de $1\text{E-}3$ [m]. Las características del mallado son especificadas en la Tabla 2.4. El volumen de control mallado se muestra en la Figura 2.11, las cuales son iguales para las dos etapas comprendidas (aerodinámica y combustión).

Variable	Valor
Longitud en X	0.16525 m
Longitud en Y	9.2792E-2 m
Longitud en Z	6.2634E-2 m
Volumen	6.8553E-4 m^3
Nodos	142344
Elementos	726690
Calidad Ortogonal	85 %
Oblicuidad	0.28

Tabla 2.4: Características del volumen de control y mallado.

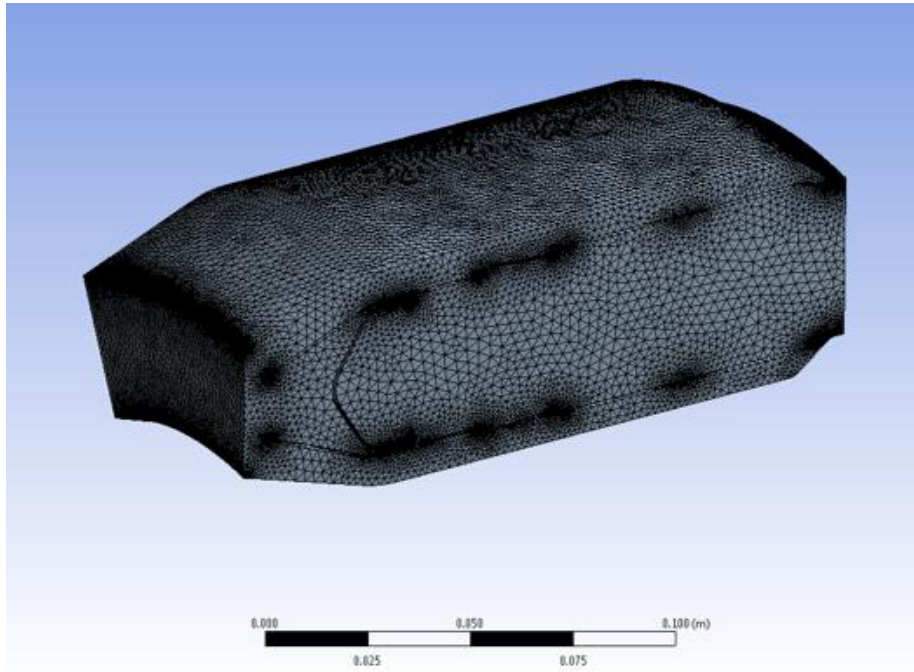


Figura 2.11: Volumen de control mallado.

2.2.4. Condiciones de frontera: etapa 1

Las condiciones de frontera son un conjunto de propiedades o condiciones en las superficies del dominio, y se requieren para definir completamente la simulación de flujo. El tipo de condición de frontera que se puede establecer depende de la superficie de delimitación. A continuación, se presentan las condiciones de frontera consideradas para la simulación aerodinámica, sin combustión, por lo tanto, no se considera la entrada de un combustible al volumen de control. Así mismo se menciona que no se incluyen condiciones de frontera para la entrada de combustible, dado que para la presente etapa, no se considera la combustión.

En la Figura 2.12, en color verde, se presenta la cara sobre la cual, se asignó la condición de entrada de flujo másico de aire de 0.24 [kg/s] y una temperatura de 300 [K] .

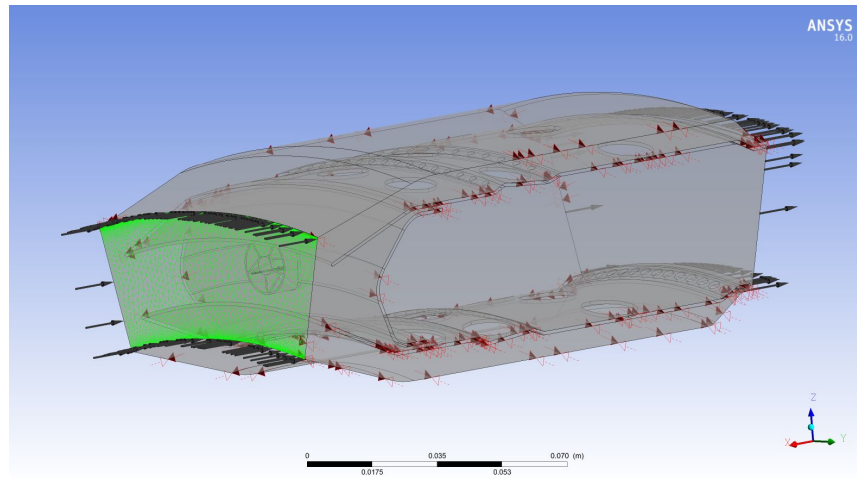


Figura 2.12: Condición de frontera: entrada.

En la Figura 2.13, se muestra en verde, la condición de presión de salida, asignando un valor igual a la presión atmosférica.

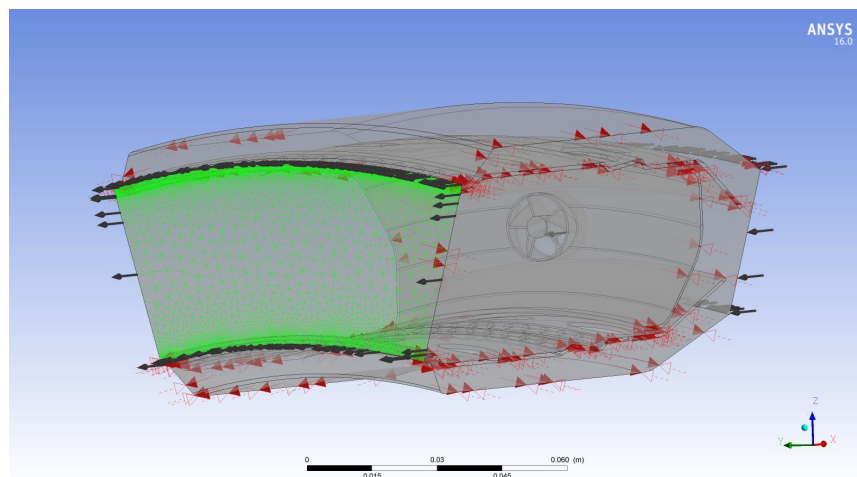


Figura 2.13: Condición de frontera: salida.

En la Figura 2.14, se muestran en verde, las caras laterales del modelo, asignando como condición de frontera simetría en ambas.

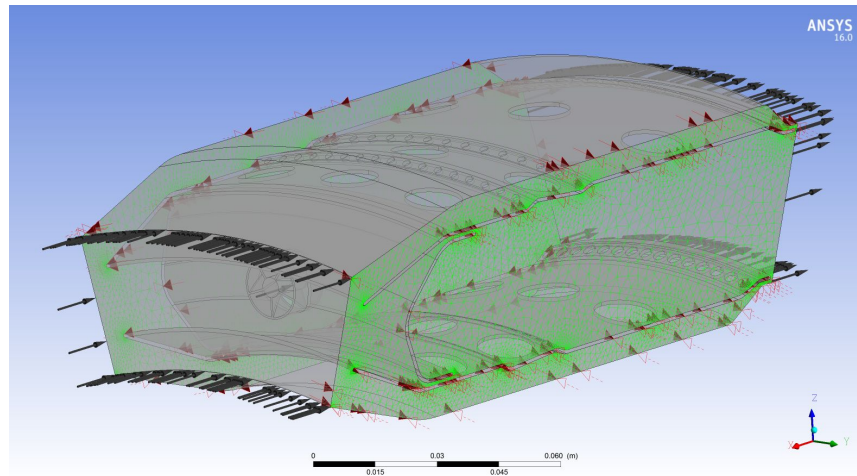


Figura 2.14: Condición de frontera: simetría.

2.2.5. Modelos para solución: etapa 1

El método de solución utilizado fue *basado en presión en estado transitorio*, ampliamente empleado para flujos a bajas velocidades (número de Mach menor que 0.3). Así mismo, la ecuación de energía fue considerada dentro del modelado. En lo que refiere al tratamiento de la turbulencia, el modelo seleccionado fue el *realizable $K - \varepsilon$* , el cual simula las características del flujo promedio bajo condiciones de flujo turbulento. Este modelo de turbulencia es de dos ecuaciones que da una descripción general de la turbulencia por medio de dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética turbulenta y otra para la disipación de energía cinética turbulenta. El modelo *realizable* considera una formulación para la viscosidad turbulenta variable. Así mismo, la ecuación de transporte utilizada para modelar la tasa de disipación (ε), es derivada a partir de la solución exacta de la ecuación de transporte, basada en el término de vorticidad fluctuante al cuadrado. Como resultado de las modificaciones del modelo típico: $K - \varepsilon$, el modelo $K - \varepsilon$ *realizable* mejora la predicción de flujos que pasan alrededor de estructuras complejas (el cual es el caso) y en donde se tienen presente gradientes de presión adversos, separación y recirculación de flujos. Complementando, el método *SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure)*, es usado para resolver el problema de acoplamiento de presión-velocidad. Los resultados de la simulación con las condiciones de frontera, modelos para solución y volumen de control detallados anteriormente, son presentados a continuación.

2.2.6. Resultados: etapa 1

De la Figura 2.15, se puede observar un comportamiento uniforme de la velocidad a la entrada del volumen de control, así mismo, dicha velocidad disminuye cerca de las paredes hasta hacerse cero, por causa de la condición de no deslizamiento en la pared. Con lo anterior se confirma que la condición de entrada fue correctamente simulada. El comportamiento en la velocidad de salida (Figura 2.16) es similar al de la entrada, es decir, uniforme y disminuye conforme se acerca a la pared, así mismo, se presentó un aumento de hasta, aproximadamente un 5% en su valor medio.

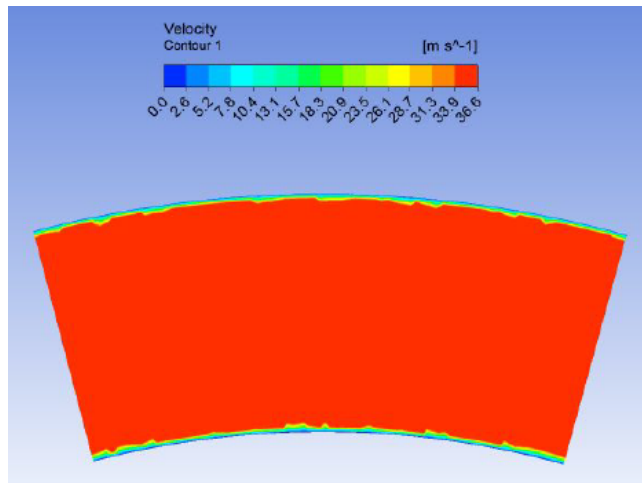


Figura 2.15: Contornos de velocidad a la entrada del volumen de control.

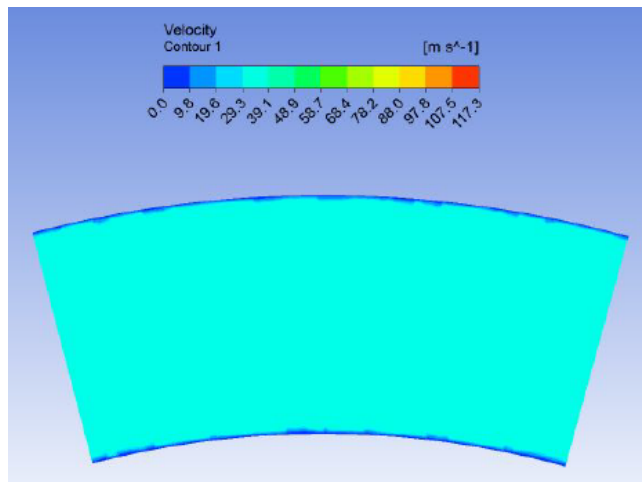


Figura 2.16: Contornos de velocidad a la salida del volumen de control.

Por su parte, el comportamiento de la velocidad a lo largo de la cámara se puede apreciar en la Figura 2.17, en donde, se confirma una baja y hasta nula velocidad la zona primaria, lo cual resulta favorable para el anclado de la flama, que se debe a que el domo actúa frenando el flujo entrante, sin embargo, vale la pena señalar que la velocidad en dicha zona tenderá a aumentar cuando se inyecte el combustible. El difusor cumple con la tarea de disminuir la velocidad entrante en la zona primaria y acelera el flujo que lo rodea, lo cual, es favorable, ya que ayuda a que el flujo que pasa a través del anillo exterior se acelere, permitiendo cumplir el objetivo de los orificios de las zonas: primaria (0-8.4 [m/s]), secundaria (8.4-16.8 [m/s]), intermedia (16.8-25.1[m/s]) y disolución (25.1-33.5 [m/s]).

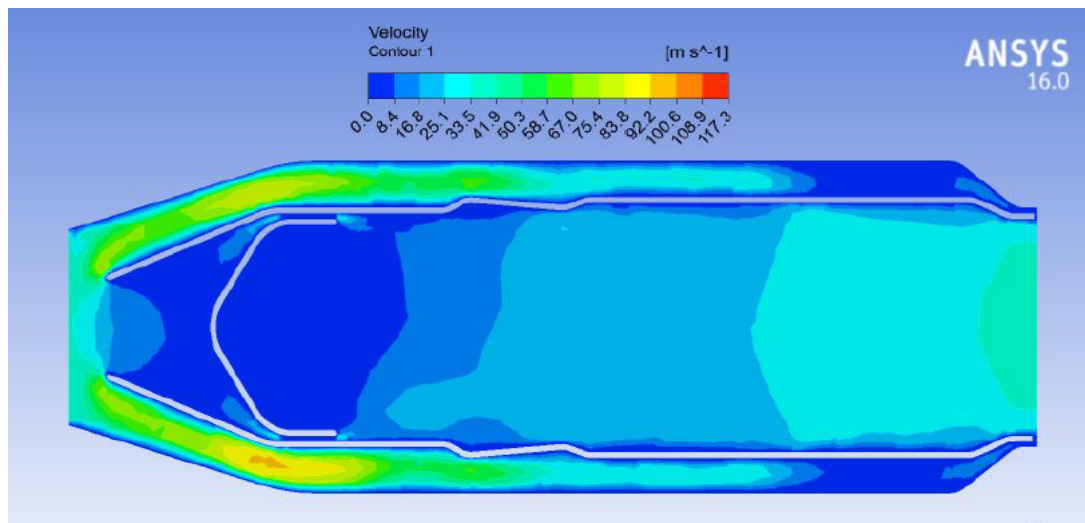


Figura 2.17: Contornos de velocidad a lo largo de la cámara.

En la Figura 2.18, se aprecia que la presión en la entrada no presenta un comportamiento uniforme, sin embargo, la diferencia en valor de la presión de dicha no uniformidad, es pequeña, alrededor de 50 [Pa] aproximadamente, dicho comportamiento, puede ser visible en la Figura 2.17; es notable que el difusor, tiene una influencia sobre los contornos de presión al presentar una cercanía importante de la entrada, sin embargo, el propósito del difusor, es precisamente disminuir la velocidad, transformándose en presión en el proceso. Por el contrario, a la salida, la presión vuelve a tener un comportamiento cuasi uniforme. Como ya se ha mencionado anteriormente, la caída de presión en la cámara es un parámetro relevante, para el caso simulado, dicha caída presentó un valor de 4.5 [%].

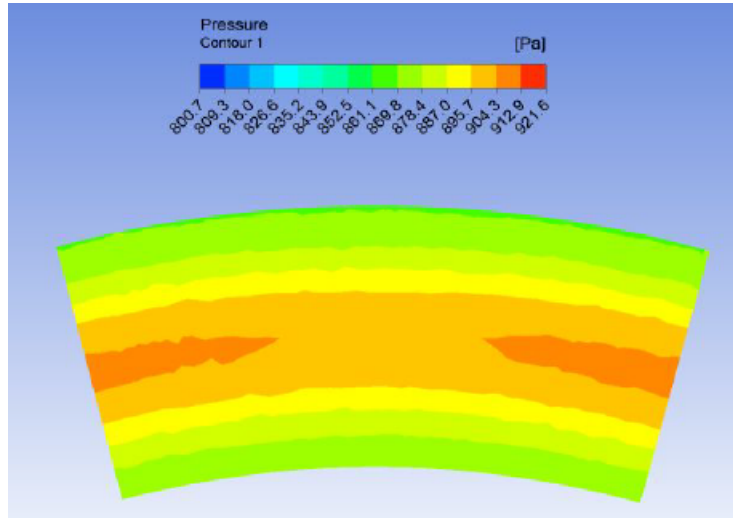


Figura 2.18: Contornos de presión a la entrada del volumen de control.

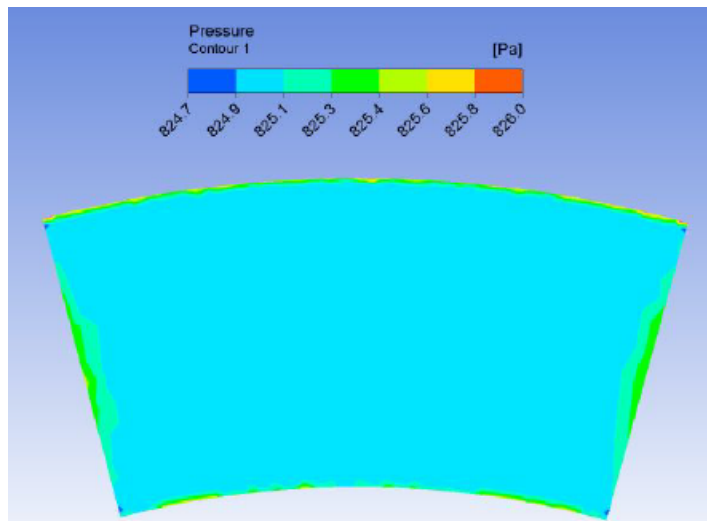


Figura 2.19: Contornos de presión a la salida del volumen de control.

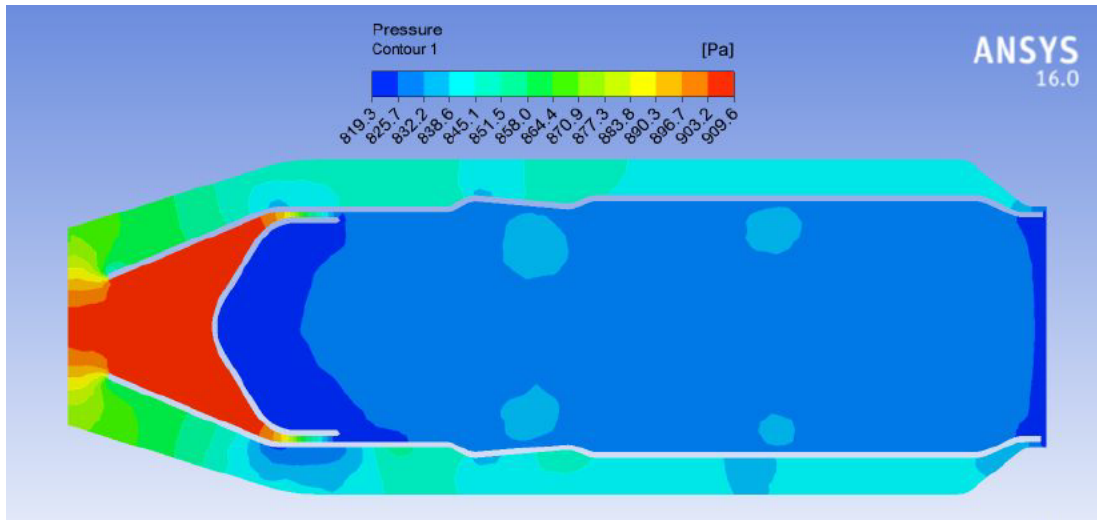


Figura 2.20: Contornos de presión a lo largo de la cámara.

Por su parte, la temperatura (Figura 2.21) fue especificada como constante de 300 [K] en la entrada, por lo que se puede comprobar que el cálculo numérico prácticamente igualó (± 4.9 [K]) dicho valor. La temperatura a la salida de la cámara (Figura 2.22), presenta dos contornos de temperatura diferentes, sin embargo, la diferencia en valor a la que corresponden es insignificante de 2[K].

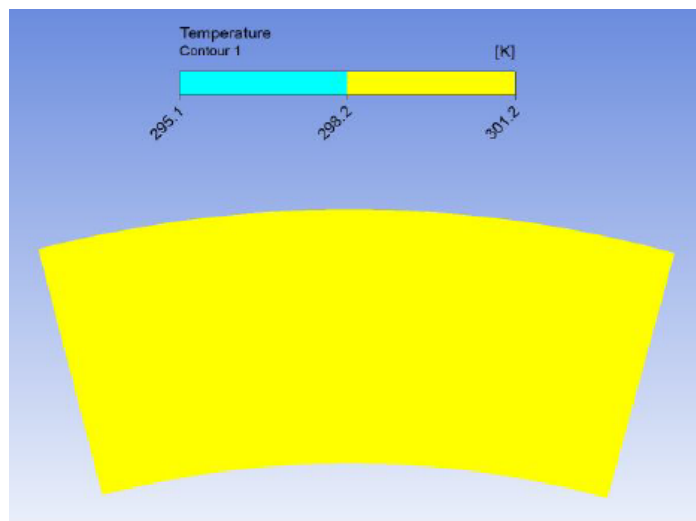


Figura 2.21: Contornos de temperatura a la entrada del volumen de control.

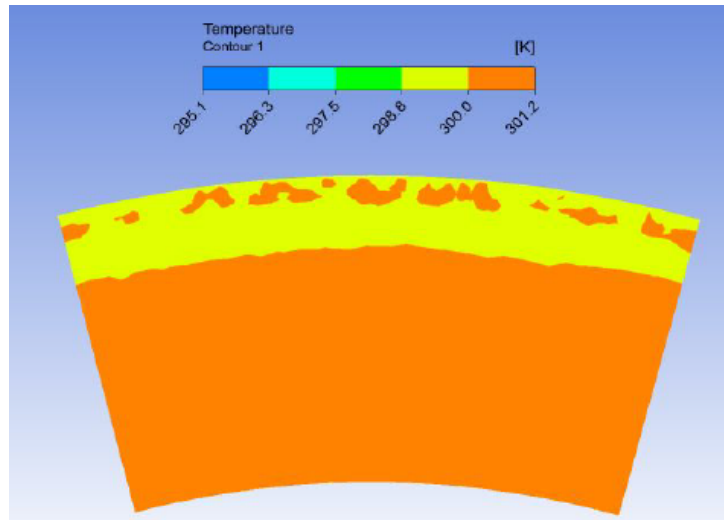


Figura 2.22: Contornos de temperatura a la salida del volumen de control.

2.2.7. Detalles sobre la etapa 2

Los procesos de combustión se rigen por ecuaciones de momento, masa, energía, turbulencia y fracción de mezcla, las cuales se resolvieron utilizando el código comercial ANSYS CFX, considerando un modelo no premezclado. El enfoque de modelado no premezclado implica la solución de ecuaciones de transporte para uno o dos escalares conservados (las fracciones de mezcla). Las ecuaciones para especies individuales no se resuelven. En cambio, las concentraciones de especies se derivan de los campos de fracción de mezcla pronosticados. Los cálculos de termoquímica se pre-procesan en prePDF (funciones establecidas en librerías) y se tabulan para buscar en ANSYS CFX. La base del enfoque de modelado no premezclado es que, bajo un cierto conjunto de supuestos, el estado termoquímica instantáneo del fluido está relacionado con una cantidad escalar conservada conocida como fracción de mezcla. La fracción de mezcla es, por tanto, la fracción de masa elemental que se originó a partir de la corriente de combustible. Esta fracción de masa, incluye todos los elementos de la corriente de combustible, incluidas las especies inertes como el N_2 y cualquier especie oxidante mezclada con el combustible, como el O_2 . La definición de la fracción de mezcla generalmente se normaliza de manera que se acerque a la unidad en la corriente de combustible y a cero en la corriente del oxidante. El modelo de combustión PDF flama se utiliza para analizar procesos de combustión gaseosa no premezclada, el cual tiene la siguiente características:

- Se utiliza para modelar la combustión gaseosa rápida no premezclada (número Damköhler

grande Mura A. (2003)).

- Se asume que la combustión ocurre en láminas delgadas llamadas flamas. La llama turbulenta se trata como un conjunto de llamas laminares.
- Las ecuaciones de transporte de especies individuales no están resueltas.
- Solo aplicable a un sistema de dos alimentaciones (combustible y oxidante).
- Solo dos cantidades escalares (fracción de mezcla y varianza de fracción de mezcla) se resolvieron junto con las ecuaciones de momento y energía.
- Especies de combustión extraídas de una biblioteca precalculada en función de la fracción de mezcla y la velocidad de deformación (explicada más adelante). Esto nos permite modelar una gran cantidad de especies intermedias y radicales involucrados en el proceso de combustión.
- El modelo PDF flama se basa en una transformación de las ecuaciones de entalpía y especies de un espacio físico 3D al espacio de fracción de mezcla 1D.
- La estructura interna de la zona de reacción se resuelve luego en el espacio 1D de la fracción de mezcla. La solución de la ecuación de la mezcla sustituye a la solución de la ecuación de especies que se realiza en los modelos de combustión: disipación de remolinos (Eddy Dissipation Model, EDM) y de química de tasa finita (Finite-Rate Chemistry FRC).

Los datos de las reacciones de combustión se obtuvieron con el generador de bibliotecas para flama CFX RIF integrado. Se simuló la combustión con dos tipos de combustible, el biocombustible (methyl-decaonato, $C_{11}H_{22}O_2$) y keroseno ($C_{12}H_{26}$), empleando aire como oxidante con fracción de mezcla estequiométrica, para ambos casos. El objetivo en residuales fue de $1E-5$, alcanzados a las 1000 iteraciones. Las condiciones de contorno de entrada se especificaron utilizando la Tabla 2.1 y la presión estática promedio de entrada de la turbina como condición de salida.

Adicional al modelo de la combustión, el modelado de la turbulencia es probablemente, el problema mas complejo por resolver en la física clásica Peters (2014). Para ello se han desarrollado múltiples modelos para su tratamiento, los cuales utilizan derivaciones matemáticas sistemáticas basadas en las ecuaciones de Navier-Stokes hasta cierto punto, en donde introducen ciertas hipótesis de cierre, las cuales se basan en argumentos dimensionales y requieren

aporte empírico. Dicha naturaleza semi-empírica de los modelos de la turbulencia, los coloca en una la categoría de arte en lugar de ciencia. De entre la opciones de modelos disponibles para el tratamiento de la combustión turbulenta, los modelos: $K - \epsilon$, $K - \omega$ y $K - \omega$ SST (Shear Stress Transport) son los que muestran mejores resultados Priyant (2016). Debido a su simplicidad, el modelo de $K - \omega$ es superior a otros modelos, especialmente con respecto a la estabilidad numérica. Además, es tan preciso como cualquier otro modelo para predecir los perfiles de flujo medio, sin embargo, no predice correctamente el comportamiento asintótico de la turbulencia a medida que se acerca a la pared Menter (1994). En cambio, el modelo $K - \omega$ SST, incluye el modelo de Wilcox (1991) activado en la región cercana a la pared, lo que en conclusión permite modelar tanto la región del flujo libre, como el flujo cercano a la pared a bajos y altos números de Reynolds. Por lo tanto, es el modelo utilizado para el tratamiento de la turbulencia.

2.2.8. Condiciones de frontera: etapa 2

Las condiciones especificadas en la sección 2.2.4 para la etapa 1, son retomadas en la presente etapa y de manera adicional, se incluye una condición de entrada del combustible, tal y como se muestra en color verde en la Figura 2.23, con un valor para el flujo másico de combustible de $2.12E-3$ [kg/s] para ambos combustibles: keroseno y biodiesel. Los resultados de la aplicación de las condiciones iniciales y de frontera se muestran en la siguiente sección.

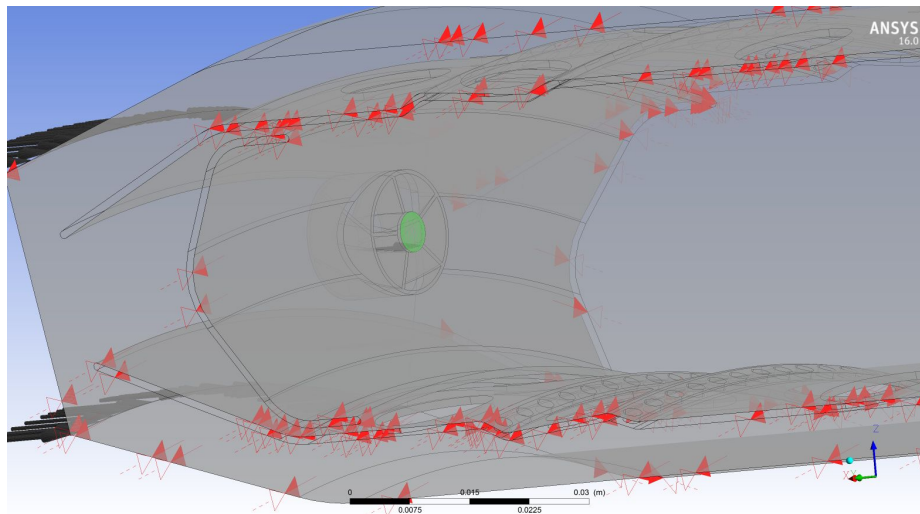


Figura 2.23: Condición de frontera: entrada de flama en volumen de control.

2.2.9. Resultados: etapa 2

A continuación, se presentan los resultados de simulación de la combustión para la cámara diseñada. Se presentará cada variable comparando los resultados de cada combustible utilizado, bajo las mismas condiciones iniciales y de frontera.

Presión y velocidad

El comportamiento de la presión para ambos combustibles es muy similar, el aumento de presión en el interior del difusor (Figuras 2.24 y 2.25), se encuentra acompañado de una disminución en la velocidad (Figuras 2.26 y 2.27). Así mismo, se presenta una disminución de presión y aumento de velocidad en la sección de salida de la cámara de combustión, causada por la reducción de área. Durante el proceso de combustión, se presentan las mayores caídas de presión en la cámara de combustión para turbinas de gas, las cuales suelen ser de hasta un 5% Cohen (1996). Los porcentajes de caídas de presión obtenidos numéricamente son de 3.6 y 3.1% para el biodiesel y keroseno, respectivamente, lo que permite concluir que los valores se encuentran dentro de rango típico.

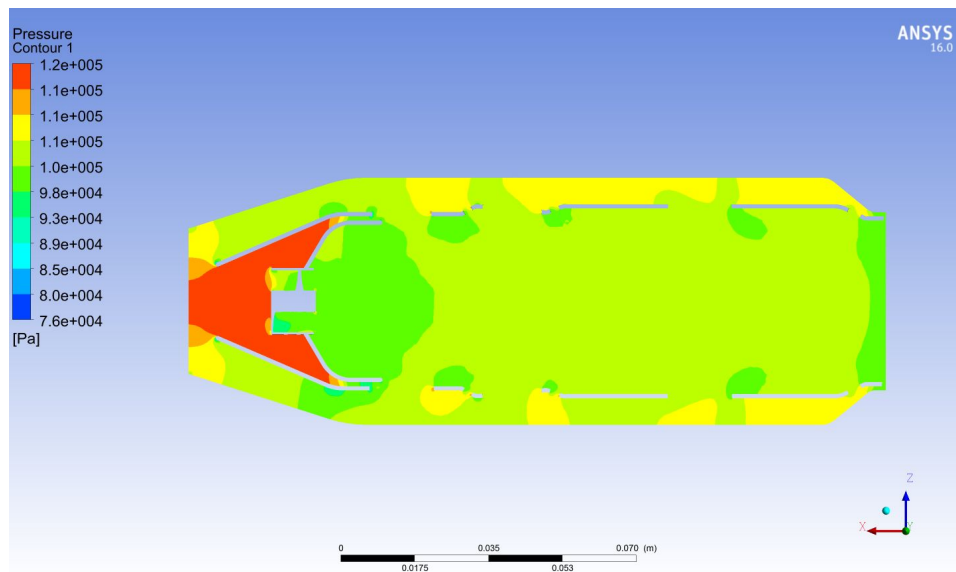


Figura 2.24: Contornos de presión a lo largo de la cámara para el keroseno.

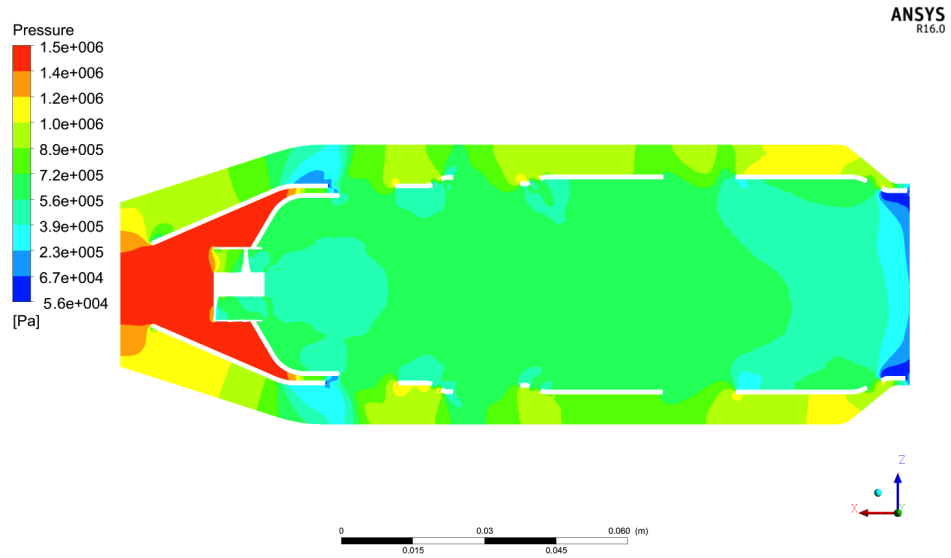


Figura 2.25: Contornos de presión a lo largo de la cámara para biodiesel.

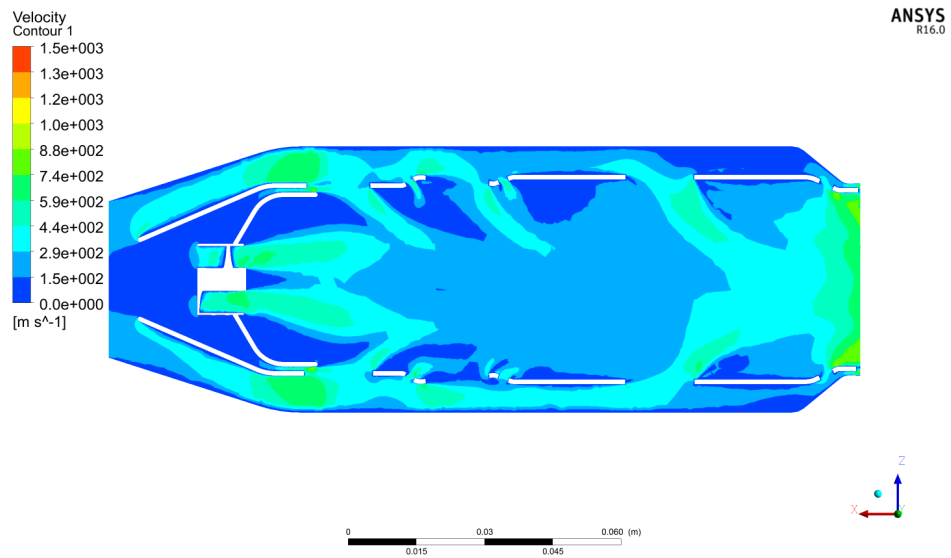


Figura 2.26: Contornos de velocidad a lo largo de la cámara para keroseno.

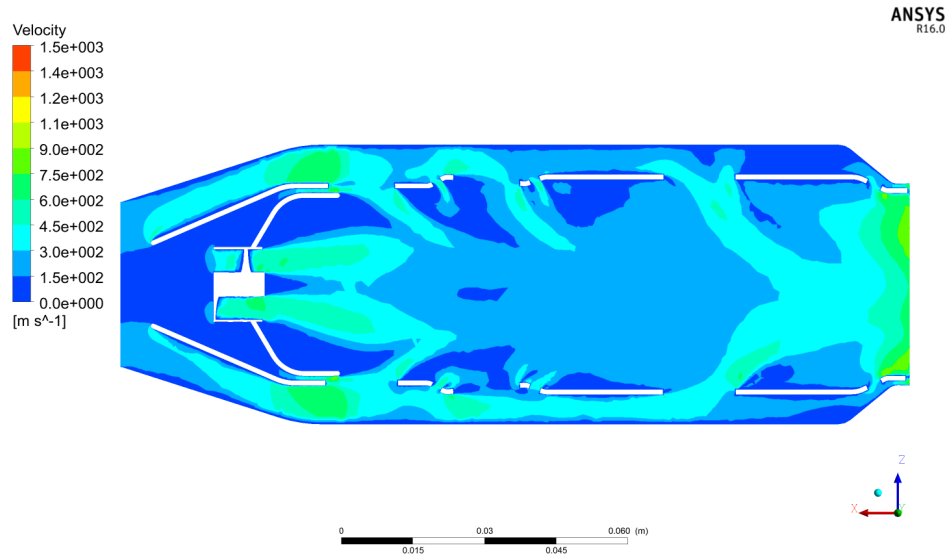


Figura 2.27: Contornos de velocidad a lo largo de la cámara para biodiesel.

Temperatura y fracción de mezcla

En las Figuras 2.28 y 2.29, se presenta el comportamiento de la temperatura total en el interior de la cámara para el keroseno y biodiesel, respectivamente. Las zonas de menor temperatura, corresponden a la zona cercana a la entrada de la flama (azul oscuro), a medida que la fracción de mezcla en la flama disminuye (figuras 2.31 y 2.32), la temperatura de la flama aumenta hasta alcanzar su valor máximo, el cual, resultó ser mayor para el biocombustible en un 1.8 %.

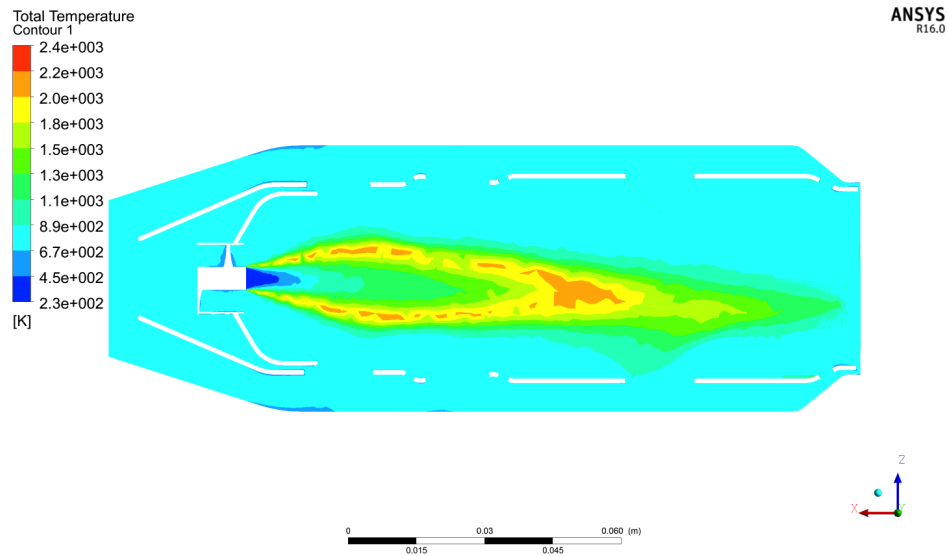


Figura 2.28: Contornos de temperatura a lo largo de la cámara para keroseno.

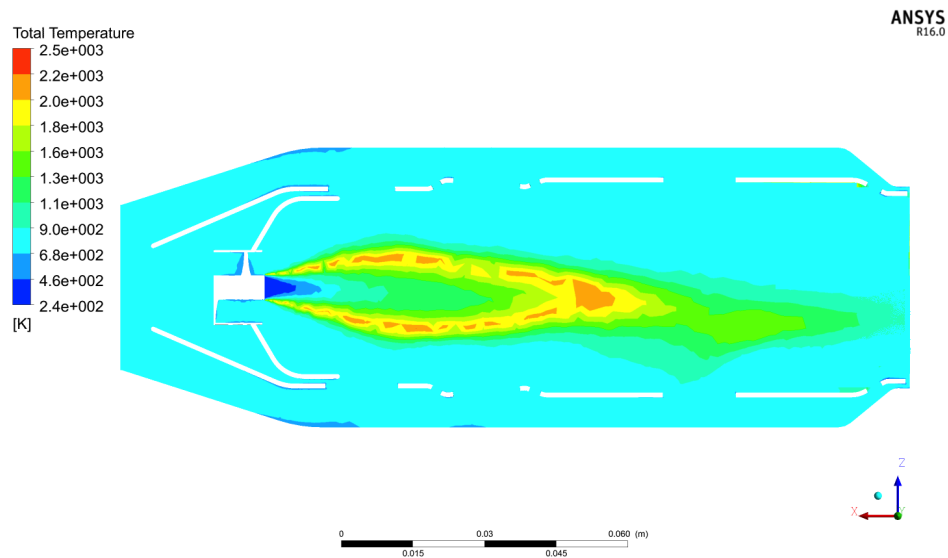


Figura 2.29: Contornos de temperatura a lo largo de la cámara para biodiesel.

En la Figura 2.30, se presenta una comparativa entre el perfil de temperatura de gases predicha teóricamente por R. Silva (2013) y el perfil de temperatura de gas calculada mediante el modelo numérico para el keroseno y el biocombustible, en general, ambos perfiles muestran buena adaptación al perfil teórico a excepción de la temperatura en la zona de recirculación. Esta es la temperatura que alcanzaría la llama si la energía neta liberada por la reacción

química que convierte la mezcla en productos de combustión se utilizará por completo para calentar esos productos. En la práctica, el calor se pierde de la llama por radiación y convección, por lo que rara vez se alcanza la temperatura adiabática de la llama. Significa que los cálculos teóricos dan solo un valor aproximado de la temperatura del gas.

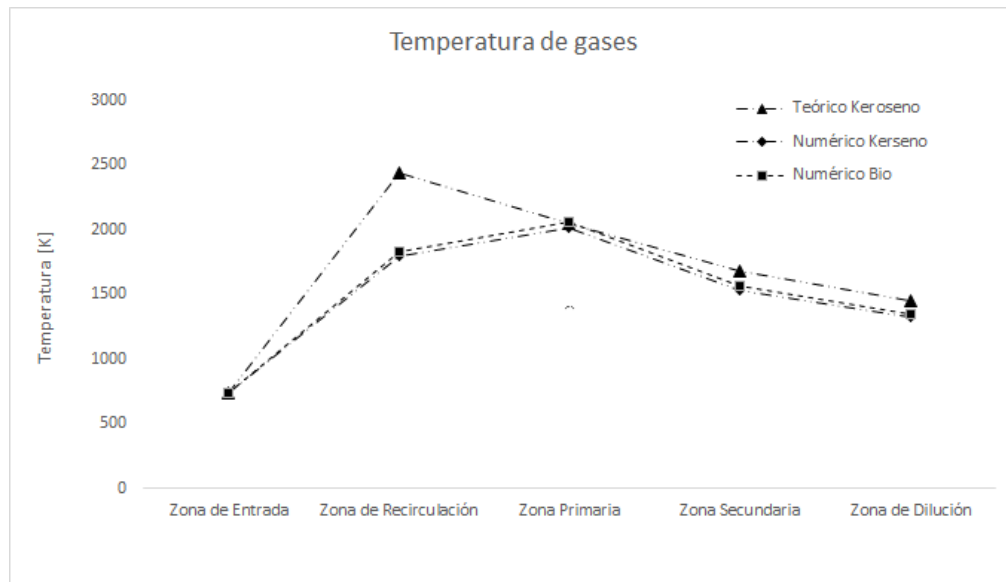


Figura 2.30: Comparativa de los perfiles de temperatura en el interior de la cámara.

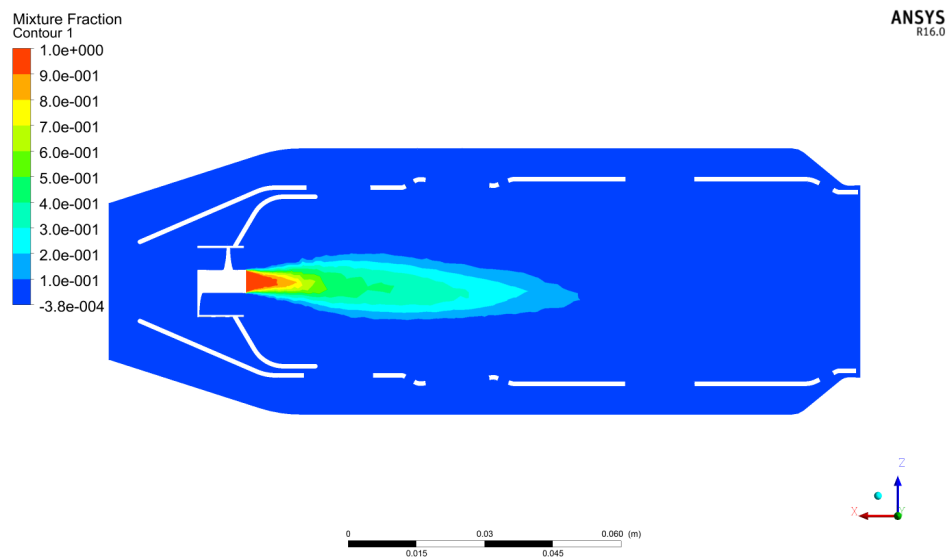


Figura 2.31: Contornos de fracción de la mezcla a lo largo de la cámara para keroseno.

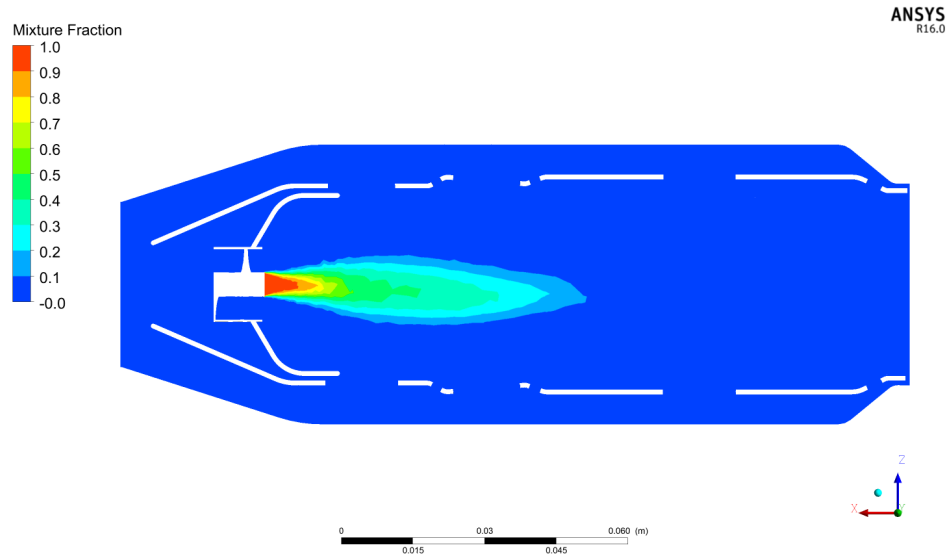


Figura 2.32: Contornos de fracción de la mezcla a lo largo de la cámara para biodiesel.

Bióxido de carbono

Las Figuras 2.33 y 2.34 presentan el mismo comportamiento para el bióxido de carbono (CO_2), el cual, representa que tan bien se quema el aire sobre el combustible. Este gas da una indicación directa de la eficiencia de la combustión. Cuanto más altos sean los porcentajes de CO_2 , mejor. El biocombustible ($C_{11}H_{22}O_2$) contiene oxígeno extra, lo que a su vez, implica un 2.2% mayor producción de CO_2 que el keroseno ($C_{12}H_{26}$), teniendo como resultado que el biocombustible se quema mejor y tiene repercusión en una mayor temperatura promedio de salida, esto resulta benéfico en términos de una mayor energía a aprovechar en la etapa de expansión dentro de la turbina, procurando cuidar el valor máximo de dicha temperatura, ya que pudiese dañar los álabes de la turbina si sobrepasa una temperatura límite, la cual suele estar cercana a los 1200 [K] Cohen (1996). Para los casos simulados, el valor promedio de la temperatura a la salida de la cámara resulto ser de 950.2 [K] y 883.5 [K] para el biocombustible y keroseno, respectivamente. Por lo tanto, ambos se encuentran por debajo de valor típico máximo admisible.

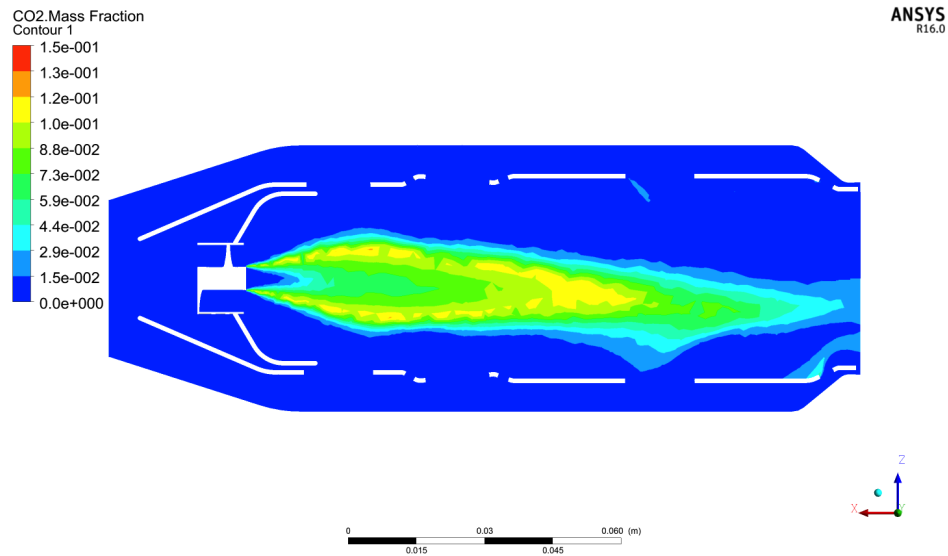


Figura 2.33: Contornos de CO_2 a lo largo de la cámara para keroseno.

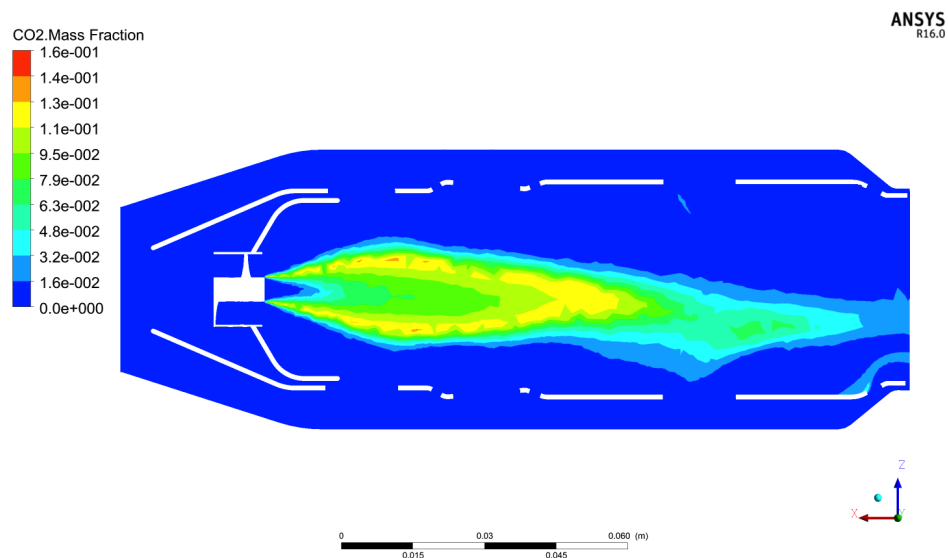


Figura 2.34: Contornos de CO_2 a lo largo de la cámara para biodiesel.

Monóxido de carbono

Al contrario que el bióxido de carbono, altas cantidades de monóxido de carbono (CO) son indeseables debido a su alta toxicidad. La producción del CO para el keroseno resultó ser un 2% mayor que el biodiesel, debido a su mayor contenido de carbono, ver Figuras 2.35 y 2.36.

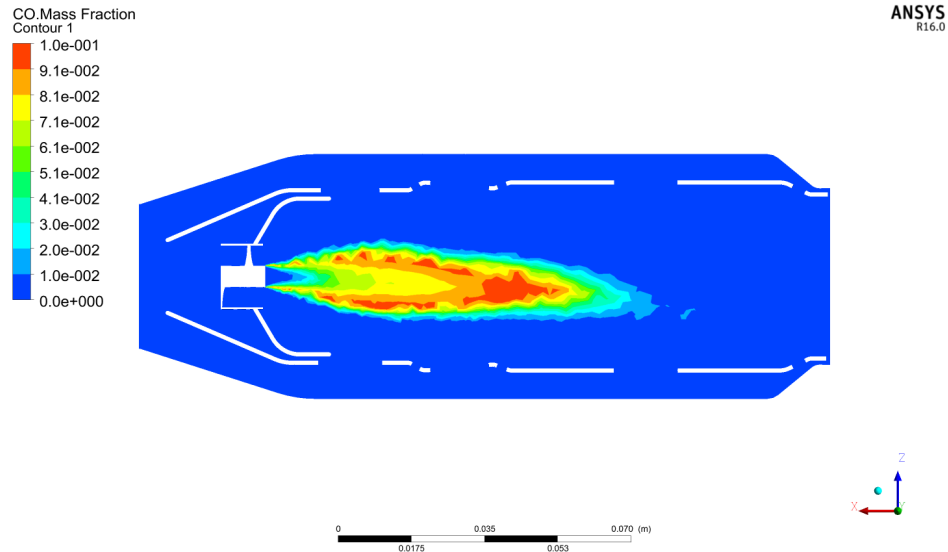


Figura 2.35: Contornos de CO a lo largo de la cámara para keroseno.

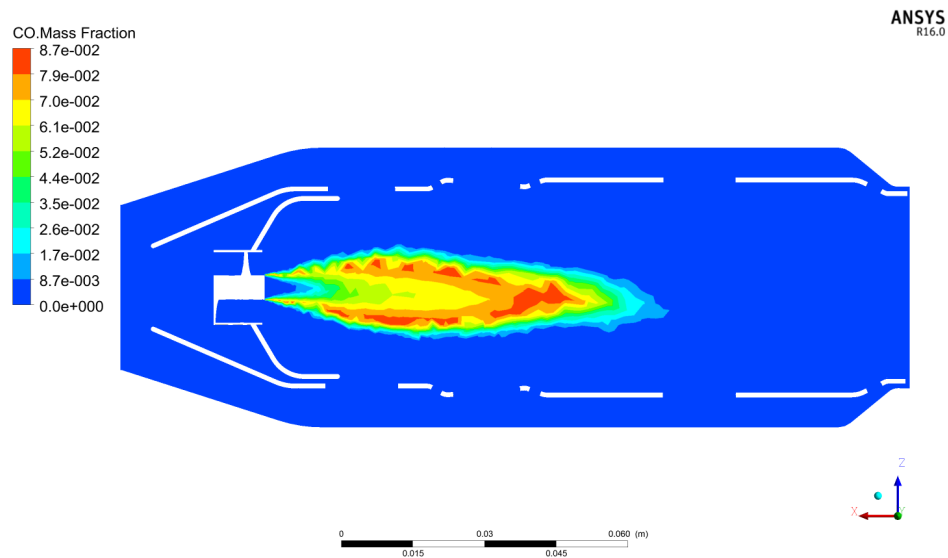


Figura 2.36: Contornos de CO a lo largo de la cámara para biodiesel.

Hidrocarburos

La masa molar del biocombustible ($C_{11}H_{22}O_2$) es de 186.2912 [g/mol] y la del keroseno ($C_{12}H_{26}$) es de 170.3348 [g/mol], conociendo lo anterior, el resultado de la simulación muestra

cierta congruencia, dado que la fracción másica máxima del $C_{11}H_{22}O_2$ (2.38) es, hasta un 35 % mayor que la del $C_{12}H_{26}$ (2.37).

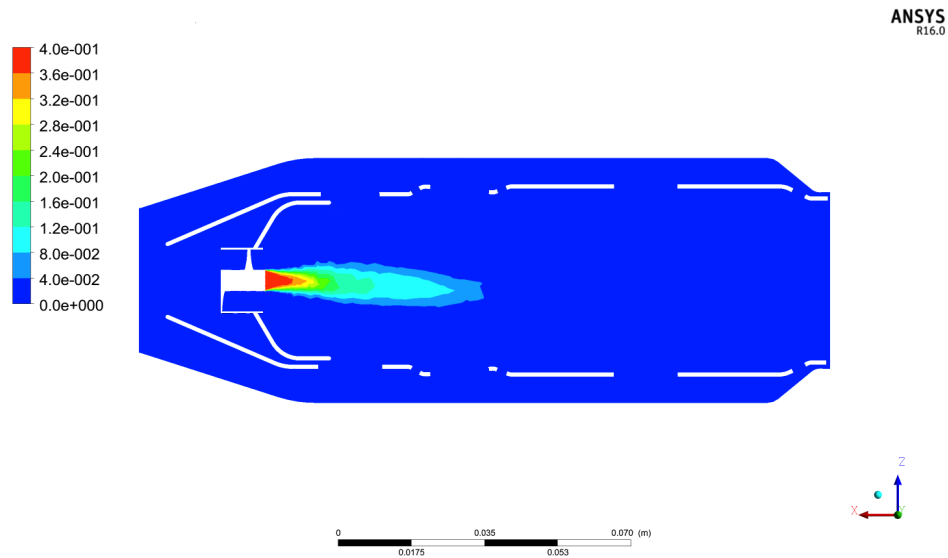


Figura 2.37: Contornos de la fracción másica del $C_{12}H_{26}$ a lo largo de la cámara.

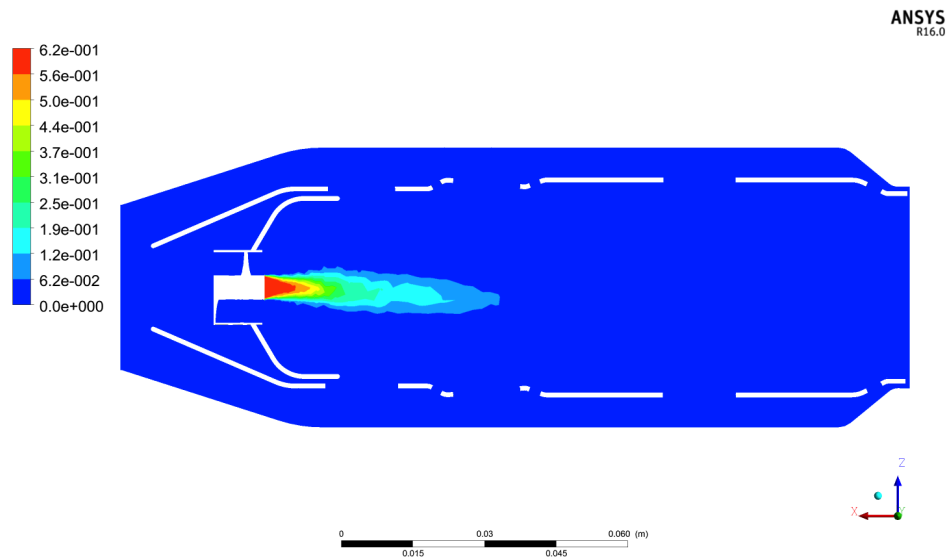


Figura 2.38: Contornos de la fracción másica del $C_{11}H_{22}O_2$ a lo largo de la cámara.

Eficiencia

La cámara de combustión se encuentra determinada mediante las temperaturas de entrada, salida y de flama adiabática mediante la ecuación 2.19

$$\eta_{cc} = \frac{T_{out} - T_3}{\Delta T_{ad} - T_3} \quad (2.19)$$

donde, T_{out} y T_3 son la temperatura a la salida y entrada de la cámara respectivamente, mientras que ΔT_{ad} representa el incremento de la temperatura T_3 hasta alcanzar la temperatura de flama adiabática, la cual es calculada mediante la Figura 2.39 Lefebvre (1990).

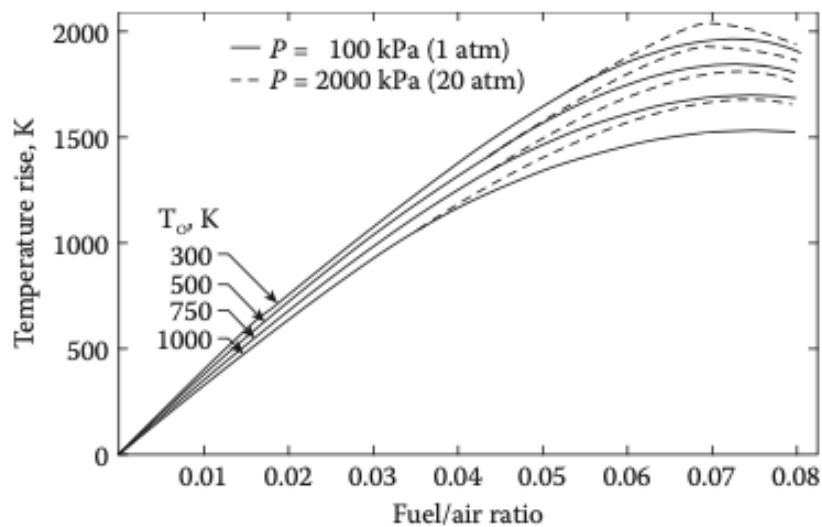


Figura 2.39: Curvas de incremento de la temperatura de adiabática.

Finalmente, la eficiencia para la cámara de combustión diseñada funcionando con keroseno es de 97.4%.

Capítulo 3

Diseño y simulación de la tobera de inyección

En la sección 1.4, se abordó la necesidad de estudiar a mayor detalle la inyección del combustible con mayor viscosidad que el convencional. Por tal motivo, el presente capítulo presenta una metodología que incluye la viscosidad y densidad del combustible a atomizar, como parte de sus parámetros para el diseño de toberas de inyección. Una vez completado el diseño, se simula dicho proceso mediante modelos numéricos con la finalidad de obtener parámetros relevantes del proceso de atomización, tales como la velocidad total de salida del chorro con su respectivo ángulo, el cual se confrontará con valor recomendado para la industria aeronáutica.

3.1. Atomización

La atomización es el proceso de transformar el fluido (líquido) en pequeñas gotas. Existen distintos métodos para realizar dicho proceso, los más comunes, emplean toberas que convierten la energía cinética del líquido en una fuerza que separa el líquido en gotas. Con la misma frecuencia, se emplean métodos en los cuales, el fluido a baja velocidad es expuesto a aire a alta velocidad. La atomización es el primer proceso que se encuentra durante la combustión de combustibles en un motor de encendido por compresión y está determinada en gran medida por la viscosidad y la tensión superficial del combustible. Por lo tanto, con base a la hipótesis realizada durante la presente tesis, se tiene la necesidad de diseñar una tobera

para la atomización de combustibles con mayor viscosidad que la del combustible común utilizado en la aeronáutica. Dicho diseño debiese permitir variar caudales en un factor de 10, manteniendo las propiedades del fluido relativamente estables, particularmente, el tamaño de gota.

Con las toberas convencionales utilizadas en las cámaras de combustión de turbinas de gas actuales, el caudal dependerá de la caída de presión a través de la boquilla. Así, a presiones más altas, se obtendrán tasas de flujo más altas a través de una boquilla dada y viceversa, lo anterior presenta dos problemas principales:

1. Rango operacional limitado: ante un incremento de 4 veces en la presión puede resultar en un aumento de 2 veces la velocidad de flujo, lo que significa que un aumento de 10 veces en el flujo resultaría un aumento de 100 veces en la presión. Siendo este el caso, se deduce que para lograr una tasa de disminución de un factor de 10 necesitará una bomba que pueda variar la presión en 100 veces Lefebvre y McDonell (2017). Esto claramente presenta problemas y no es muy eficiente. Al requerir mayor presión, los compresores requeridos son de mayor capacidad y por ende, de mayor tamaño, aumentando significativamente el peso total de la aeronave.
2. Tamaño de gota variable: el primer problema conduce a un segundo problema. Al cambiar la caída de presión en la tobera no solo afecta el flujo que pasa a través de ella, sino que también afecta las propiedades del chorro (*'spray'*), tal como lo es el tamaño de gota. Altas caídas de presión a través de la tobera darán como resultado un menor tamaño de gota. Alta variación de presión requerida para una reducción significativa de la tasa de flujo, implicará que las gotas formadas durante la atomización tendrá tamaños de gota mucho mayores, lo anterior puede disminuir la eficiencia durante el proceso de combustión.

La tobera tipo retorno, es una manera de resolver los problemas anteriores. Funciona al tener dos canales de fluido que desembocan en la boquilla de la tobera. Uno entregará el chorro (*'spray'*) y el otro es un canal de retorno, el cual devolverá el fluido a la bomba para su re-circulación. La cantidad de fluido que se desvía de la boquilla de la tobera se puede variar mediante la diferencia de presiones entre la alimentación de fluido principal y el canal de retorno. Entonces, si los dos canales tienen la misma presión, no habrá flujo de retorno.

Por lo tanto, a continuación, se diseñará una tobera tipo retorno (*'spillback nozzle'*), cuyo fluidos de trabajo sean: keroseno y biodiesel B90, con viscosidades de 1.35 y 7.95 [mPas],

respectivamente. Posteriormente, se simulará el proceso de inyección bifásica mediante el software especializado, con la finalidad de verificar la forma y ángulo del chorro.

3.2. Metodología de diseño del inyector

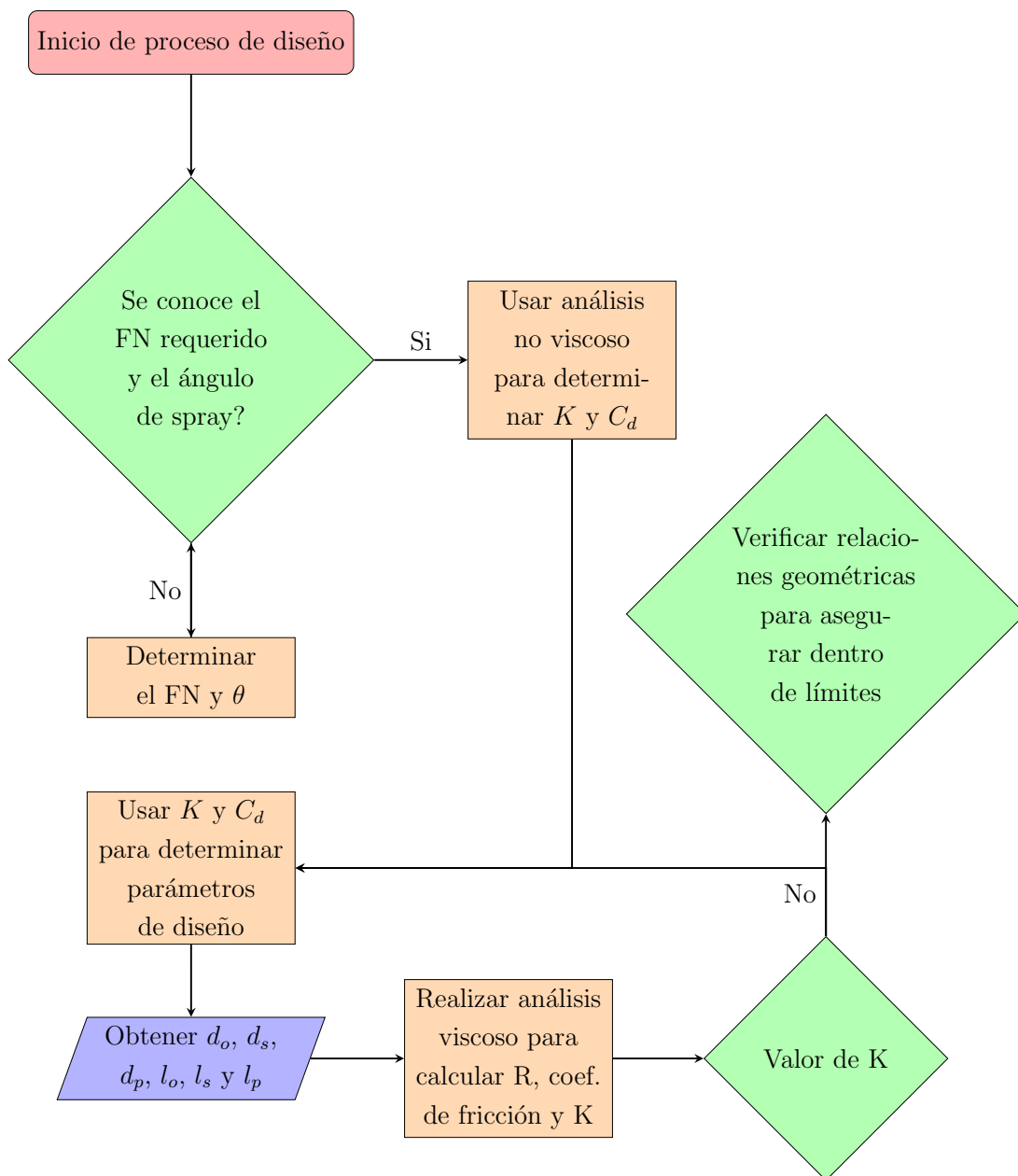


Figura 3.1: Diagrama de flujo del proceso

3.2.1. Cálculo Analítico

A continuación, se presenta el cálculo de las variables geométricas de un inyector de flujo de retorno (*spillback*).

Múltiples parámetros muestran una ambigüedad que es causada por el hecho que constantes como K o C_d se derivan del valor seleccionado apropiadamente para R , i , d_p , d_o . Por esta razón, para el cálculo de estas variables, se tomaran los valores de K y C_d a partir de gráficas predefinidas, lo cual nos lleva a un proceso iterativo.

De acuerdo a la ecuación de Bernoulli, la presión total (presión de inyección) fluyendo en hacia un orificio es:

$$P_t = p + \frac{1}{2}\rho U^2 \quad (3.1)$$

donde p es la presión estática. En el flujo principal de aire (*air-core*), $p = 0$, U es la velocidad total, que se puede descomponer en velocidad axial u y velocidad tangencial w .

El flujo volumétrico Q es una área transversal A que atraviesa a una velocidad U . El flujo másico \dot{m} es el flujo volumétrico por la densidad del fluido. Despejando la velocidad de la ecuación 3.1, se obtiene:

$$U = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.2)$$

El coeficiente de descarga C_d es definido como la relación del flujo másico actual y el flujo teórico ($C_d = \dot{m}/\dot{m}_{max}$). Por lo tanto:

$$\dot{m} = C_d A_o U \rho \quad (3.3)$$

donde A_o es el área del orificio de salida. Despejando el diámetro d_o del área y de la ecuación 3.3, se deduce que:

$$d_o = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{C_d \pi (2\Delta P \rho)^{0.5}}} \quad (3.4)$$

El parámetro de diseño de la tobera, llamado constante geométrica se expresa como $K = \frac{A_p}{d_s d_o}$, pero también se denota como:

$$K = \frac{2Rd_o}{id_p^2} \quad (3.5)$$

se despeja d_p y se obtiene:

$$d_p = \sqrt{\frac{2Rd_o}{iK}} \quad (3.6)$$

donde $R = 2d_o$, que corresponde a la distancia del puerto con el centro del orificio.

El diámetro de la cámara de mezclado (*'swirl chamber'*) se denota de la siguiente manera:

$$d_s = 2R + d_p \quad (3.7)$$

Una vez que se cuenta con los diámetros principales de la tobera, se calculará la longitud de cada sección.

$$l_o = \frac{1}{2}d_o \quad (3.8)$$

$$l_s = d_p + 0.002 \quad (3.9)$$

$$l_p = 2d_p \quad (3.10)$$

Mediante la metodología planteada anteriormente y con los parámetros de entrada mostrados en la Tabla 3.1, se diseñaron dos inyectores, uno para cada combustible, los planos de diseño para el keroseno se encuentran en el Apéndice .1, mientras que para el biocombustible se muestran en el Apéndice .2. Así mismo, la Tabla 3.2, muestra los valores de los principales parámetros geométricos para el biocombustible.

Variable	Valor
$P_{entrada}$	600000 [Pa]
$\rho_{keroseno}$	792 [kg/m^3]
$\rho_{biodiesel}$	887 [kg/m^3]
C_d	0.61245
K	0.9

Tabla 3.1: Parámetros de entrada para el cálculo geométrico.

Variable	Valor
d_o	1.78 [mm]
d_p	2.16 [mm]
d_s	9.39 [mm]
l_o	0.89 [mm]
l_p	4.56 [mm]
l_s	4.28 [mm]

Tabla 3.2: Resultado de parámetros geométricos.

En la siguiente sección, se presenta una simulación numérica con el objetivo de revisar la viabilidad de sustitución del inyector diseñado para el biodiesel, el cual, busca sustituir el inyector convencional que usa keroseno.

3.3. Simulación numérica del inyector

Para la simulación del proceso de inyección, se utilizan dos fluidos de trabajo, el combustible, que en este caso es el biocombustible (methyl-decaonato, $C_{11}H_{22}O_2$) y el aire, el cual, ocupa en un principio de la simulación la totalidad del volumen de control. Con la finalidad de determinar la forma, ángulo y velocidades del combustible al salir del orificio del inyector, se tomó la decisión de simular el caso utilizando el modelo multifásico VOF ('volume of fluid'), disponible en el módulo Fluent de ANSYS, el cual pertenece al marco Euleriano, donde, todas las fases son tratadas como continuas, diseñado para dos o mas fluidos inmiscibles, en donde la posición de la interfaz entre los fluidos es de interés. El método VOF usa una función de indicador de fase, a veces también llamada función de un marcador, para rastrear la interfaz entre dos o mas fases. Las ecuaciones de Navier-Stokes que describen el movimiento del flujo deben resolverse por separado. El método se basa en la idea de la llamada función fraccionaria C . Se define como la integral de la función característica del fluido en el volumen de control (es decir, el volumen de una celda computacional). Básicamente, cuando la celda está vacía, sin rastros de líquido en el interior. el valor de C es cero; cuando la celda está llena, $C = 1$; y cuando el líquido cubre parcialmente la celda, entonces $0 < C < 1$. C es una función discontinua, su valor salta de 0 a 1 cuando el argumento pasa al interior de la fase trazada. La función de fracción C es una función escalar, y mientras el fluido se mueve con velocidad \vec{v} cada partícula de fluido conserva su identidad, es decir, cuando una partícula pertenece a una fase determinada, esta no cambia de fase, por ejemplo, una partícula de aire dentro de una burbuja de agua, dicha partícula sigue siendo aire, independientemente del movimiento de la burbuja, para que esto sea válido, se deben ignorar los procesos como la disolución de aire en agua. Si es así, entonces la derivada sustancial de la función fraccionaria C debe ser igual a cero, tal como se muestra en la ecuación 3.11

$$\frac{\partial C_m}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla C_m = 0 \quad (3.11)$$

con la siguiente restricción:

$$\sum_{m=1}^n C_m = 1 \quad (3.12)$$

por ejemplo, si el volumen del fluido es constante, para cada celda las propiedades tales como la densidad (ρ), son calculadas mediante un promedio de fracción de volumen de todos los fluidos en la celda como sigue:

$$\rho = \sum_{m=1}^n \rho_m C_m \quad (3.13)$$

Estas propiedades se utilizan luego para resolver una sola ecuación de momento a través del dominio, y el campo de velocidad alcanzado se comparte entre los fluidos.

3.3.1. Configuración del solucionador

En lo que refiere a los métodos de solución, se simuló el proceso en estado transitorio, para la integración temporal, se utilizó el método implícito de primer orden y el esquema de leyes de conservación centrado en sentido ascendente y monótono de tercer orden (MUSCL) se utiliza para la discretización espacial. El método de presión implícita con división de operadores (PISO) se utiliza para los cálculos de presión y velocidad. La selección de los métodos anteriores se basa en resultados que han mostrado estabilidad y precisión numérica en casos similares Watanabe (2019).

El paso temporal (Δt) considerado es de 1E-3 segundos, dicho número se determinó con base en el cálculo del número de Courant-Friedrichs-Lewi, tomando como parámetros el valor de dicho número para su convergencia (Co) a las 200,000 iteraciones, el tamaño de característico de la celda del mallado (Δh) y la velocidad del flujo (U), mediante la ecuación 3.14

$$Co = \sum_i \frac{U \Delta t}{\Delta h} \quad (3.14)$$

3.3.2. Modelo geométrico

La Figura 3.2, muestra una vista superior del inyector mas el volumen de control (cilindro gris de radio mayor, el cual simula una porción del volumen de la cámara de combustión), en el mismo se aprecian las tres ramas por las cuales entra el combustible, el cual, llena el cilindro superior, baja por la tobera y se expande en el cilindro inferior de mayor diámetro. En la Figura 3.3 se muestra una vista frontal de ambos elementos (el inyector y la porción de volumen de la cámara de combustión), en el centro de dicha imagen, se aprecia la tobera diseñada para el biocombustible, que como ya se mencionó, expande hacia el volumen de control inferior (cilindro gris de mayor diámetro).

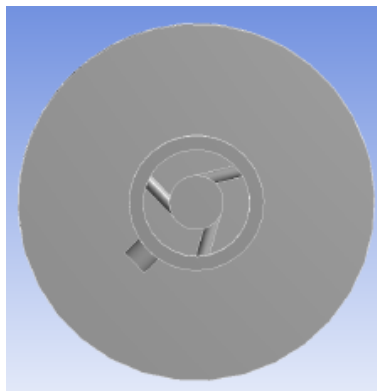


Figura 3.2: Vista superior del volumen de control

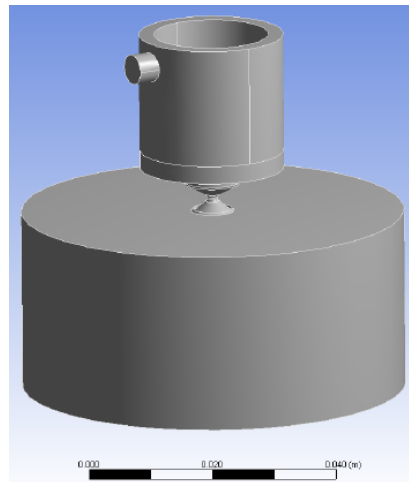


Figura 3.3: Vista isométrica del volumen de control

Con el objetivo de reducir el coste computacional, se realizó una simplificación en el volumen

de control mostrado en la Figura 3.3. Para realizar dicha simplificación, se tomó en cuenta que el flujo de combustible entra al inyector a través del cilindro horizontal que se encuentra en la parte superior, con las siguientes consideraciones:

- Hipótesis propuesta: una vez el flujo entra por el cilindro en la parte superior, comienza a inundar el cilindro vertical al cual entra hasta alcanzar una homogeneidad en los perfiles de presión y velocidad antes de cambiar de dirección en los tres canales que se aprecian en la Figura 3.2, por lo tanto, las condiciones de entrada son las mismas en cada uno de los canales.
- Se realizó una simulación en estado transitorio del fluido entrando en la parte superior y llenando el cilindro vertical, comprobando la hipótesis anterior.
- Como resultado, se obtuvo la simplificación del volumen de control, tal como se muestra en la Figura 3.4

3.3.3. Malla y condiciones de frontera

El resultado de dicha modificación, se muestra en la geometría mallada de la Figura 3.4, la cual tiene una calidad ortogonal del 82 %, alcanzada con un total de 2.5 millones de elementos y una oblicuidad de 0.5.

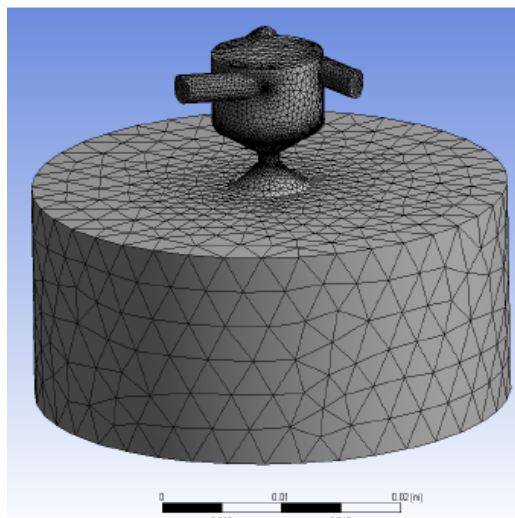


Figura 3.4: Mallado del volumen de control

La Figura 3.5, muestra en color rojo, la condición de frontera de presión en la entrada con valor mostrado en la Tabla 3.1. Se seleccionó como fase única en la entrada, el biocombustible en su fase líquida.

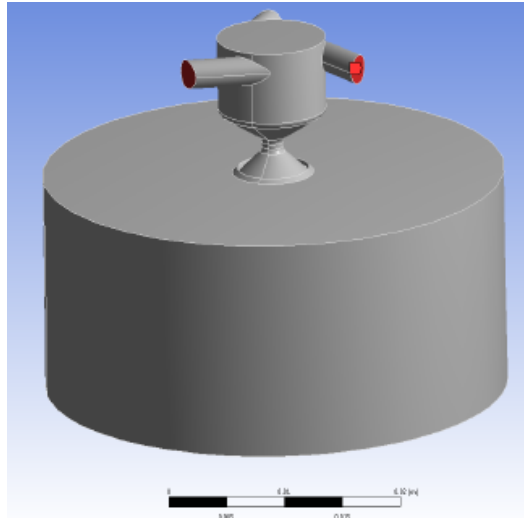


Figura 3.5: Condición de frontera de entrada

La Figura 3.6, muestra en color rojo, la condición de frontera de presión en la salida del volumen de control, asignado un valor igual a la presión atmosférica de 101.327 [kPa]. Se seleccionó como fase única en la salida, el aire.

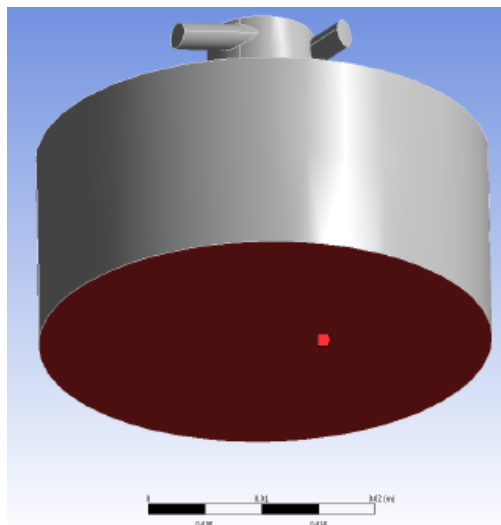


Figura 3.6: Condición de frontera de salida.

La Figura 3.6, muestra en color rojo, la condición de frontera de pared, asignada al resto de caras (quitando las caras de entrada y salida) del volumen del control.

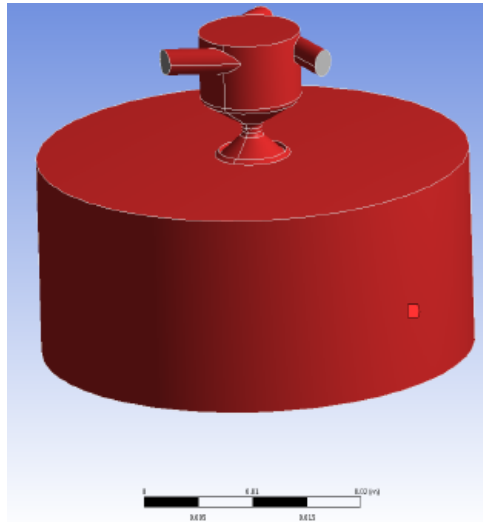


Figura 3.7: Condición de frontera de pared.

3.3.4. Resultados

Con base en las condiciones de frontera e iniciales mencionadas en la sección anterior, se obtuvieron los siguientes resultados:

Velocidad

Las velocidades calculadas mediante la simulación en la entrada y salida del volumen de control, son 10.57 [m/s] (Figura 3.8, a) y 6.85 [m/s] (Figura 3.8, b), respectivamente.

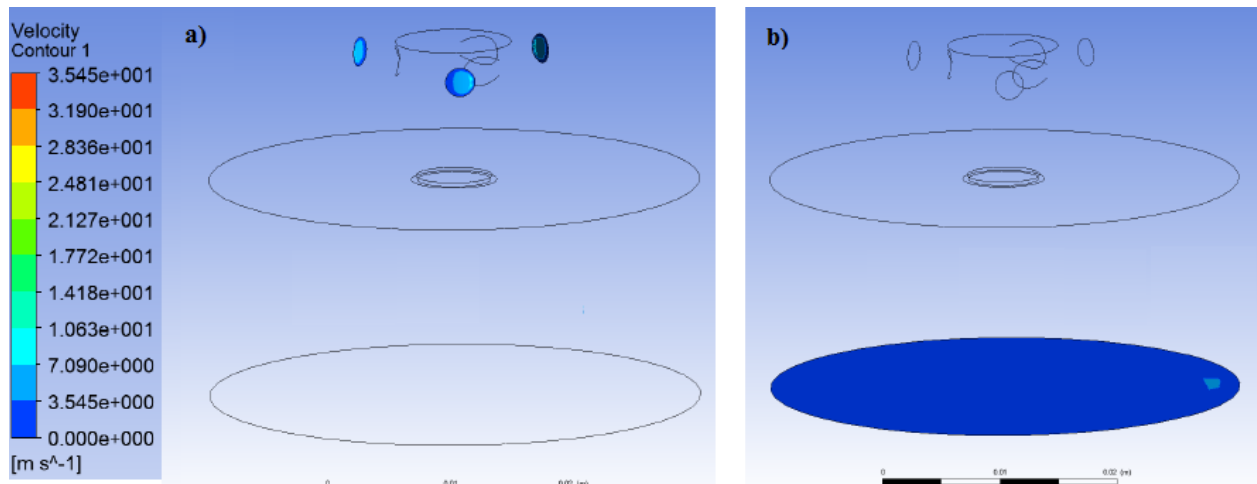


Figura 3.8: Contornos de velocidad de entrada y salida del volumen de control.

En la Figura 3.9, se muestran los contornos de velocidad en el plano YZ, lo cual permite evidenciar varios puntos importantes:

- Formación flujo en el centro de la cámara del inyector (cilindro superior), conocido como ('core flow'), distintivo de los inyectores de retorno, el cual, como ya se mencionó al inicio del presente capítulo, es usando como flujo de retorno.
- Incremento de la velocidad en la garganta del inyector, debido a la reducción máxima de área en dicha zona.
- Formación de contornos de velocidad que salen del inyector y comienzan a entrar en el volumen inferior, mostrando la forma y el ángulo del cono formado durante el proceso de inyección. Vale la pena resaltar que dado el intervalo temporal simulado, la inyección se encuentra en su etapa inicial, sin embargo, debido a capacidades de simulación, el tiempo requerido de simulación excede la capacidad de almacenamiento con la que se cuenta. Por ejemplo, para realizar la simulación presente, se utilizaron 1.2 terabytes de espacio en disco duro. Sin embargo, el tiempo simulado es suficiente para determinar la forma y el ángulo del chorro ('spray').

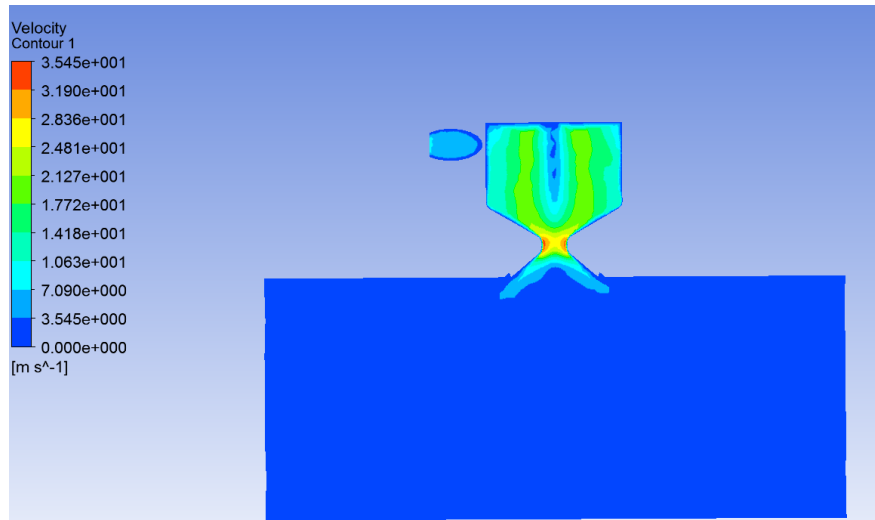


Figura 3.9: Contornos de velocidad en plano YZ del inyector.

Presión

La presión, es un dato establecido como condición de frontera, el cual es visible en la Figura 3.10 a), a la salida, se tiene la presión atmosférica Figura 3.10 b).

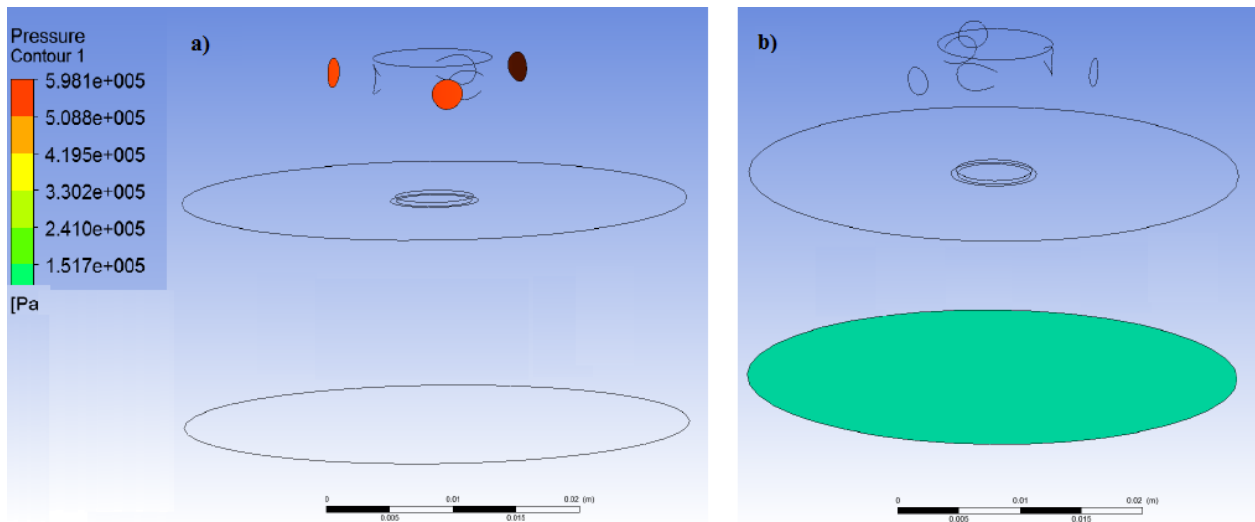


Figura 3.10: Contornos de presión de entrada y salida del volumen de control.

Ángulo de inyección

De acuerdo con Lefebvre y McDonell (2017), el ángulo de inyección para turbinas de gas, suele tener un valor aproximado de 80° . Así mismo, se puede calcular a partir de la velocidad axial promedio (\hat{v}) y la velocidad total (U) de la siguiente forma:

$$\theta = \cos^{-1} \frac{\hat{v}}{U} \quad (3.15)$$

La velocidad axial promedio obtenida mediante la simulación fue de 3.22 [m/s], mientras que la velocidad total de 36.12 [m/s]. Dando como resultado un ángulo de inyección de 85° , comparando con el valor aproximado provisto en la literatura para inyección de turbinas de gas, tiene una diferencia del 6.25% . Vale la pena recalcar que el valor de literatura corresponde al uso de combustibles convencionales.

Capítulo 4

Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros

4.1. Conclusiones

A continuación se presentan las conclusiones del trabajo de tesis teniendo como antecedente los objetivos particulares de la sección 1.1.1.

- Mediante la investigación experimental en la micro-turbina de gas y buscando el mayor beneficio ambiental la mezcla con una fracción de volumen del 90 % (B90), fue probada de acuerdo con los estándares internacionales aceptados por la industria aeronáutica, mientras que el ciclo de operación fue diseñado para representar un perfil de vuelo típico, siendo el de crucero, el de mayor interés dado que el motor permanece en dicha etapa la mayor parte de su vida útil (hasta un 95 %), dando como resultado que los hidrocarburos no quemados (HC), óxidos nitrosos (NOx) y monóxidos de carbono (CO) se redujeron en un 41 %, 67 % y 20 %, respectivamente. No obstante, también se observó que los niveles de empuje se redujeron simultáneamente en un 12 %, mientras que el consumo específico de combustible se incrementó en un 13 %. Esto podría atribuirse a una reducción de casi el 11 % del valor calórico de la mezcla con respecto al combustible de referencia (es decir, queroseno). Por el contrario, aunque el rendimiento de la mezcla B15 fue bastante similar al del caso de referencia, redujo los rendimientos de HC, NOx y CO en un 3 %, 11 % y 3 %, respectivamente. El rendimiento general del motor fue

dictado principalmente por la interacción de dos factores principales: a) la producción de empuje (con su consumo de combustible asociado), y b) las emisiones de gases (de todo tipo). En particular, la intersección de sus respectivas curvas definió una mezcla de combustible óptima. Esta mezcla de combustible fue óptima en el sentido de que cumplió con los requisitos de empuje, para todas las etapas, mientras producía la menor cantidad de contaminantes y gases liberados a la atmósfera. Según los valores medidos, en este caso la mezcla óptima debería contener aproximadamente un 22 % de volumen de biocombustible.

- A través del modelo para el cálculo de variables termodinámicas del motor de turbina de gas, desarrollado durante la presente tesis, se determinaron los valores de parámetros necesarios para definir los diferentes componentes de la turbina de gas de manera integral. En particular, la cámara de combustión es el elemento que se analizó a profundidad buscando responder la hipótesis del trabajo de tesis. Así mismo, se identificó la cámara de combustión anular como el tipo de cámara de mejor desempeño dada su baja caída de presión (en el orden del 5 %), tamaño compacto (ahorro de peso) y una uniformidad de la temperatura a la salida.
- Se desarrolló una metodología para el diseño de cámaras de combustión anulares, para después simularla numéricamente empleando dos modelos, el aerodinámico y de combustión. Resultados de la simulación numérica aerodinámica (solo aire), se corroboró un comportamiento uniforme de la temperatura en la salida de la cámara dado que no existe ninguna fuente de calor. Por su parte, el comportamiento de la velocidad en el plano de salida es uniforme y la variación en dicho plano es insignificante. De igual forma, se corroboró una velocidad máxima de 8.4 m/s en la zona primaria, con lo cual es un resultado positivo para facilitar el anclaje de la flama en dicha zona cuando la combustión tome lugar. En el caso de la caída de presión obtenida fue de 4.5 %, valor que se encuentra dentro del límite señalado por la literatura. Como complemento y para poder determinar las diferencias entre el comportamiento de la cámara funcionando con combustible convencional y biodiesel, ambos fueron simulados considerando las mismas condiciones de entrada y la no premezcla, obteniendo como resultado para la caída de presión 3.6 y 3.1 % para el biodiesel y keroseno, respectivamente, lo cual indica, que en términos de dicha caída la del keroseno es 0.5 % menor, sin embargo ambos se encuentran dentro de rangos típicos.
- Se derivó un modelo matemático para el proceso de inyección de combustible, concluyendo que a altos valores de la viscosidad, tal y como es el caso de los biocombustibles,

el proceso de atomización, puede verse retrasado o incluso detenido. Por lo tanto, en lugar de producir una fina niebla, el sistema de inyección de combustible atomizará grandes gotas de líquido en la cámara, impactando de manera negativa el proceso de combustión. Por lo tanto, el inyector de combustible debe ser diseñado tomando en cuenta el valor de la viscosidad.

- La metodología de diseño de la tobera, toma en cuenta las propiedades mas relevantes para el proceso de atomización que preceden a la combustión, lo cual significa un aporte importante en la exploración del uso de biocombustibles en la industria aeronáutica. El diseño de la tobera permitió atomizar el combustible con una diferencia de 6.25 % en el ángulo de inyección, con referencia al combustible convencional.
- Si bien, uno de los objetivos originales del presente trabajo contemplaba la manufactura y prueba de la tobera diseñada, por motivos de las condiciones sanitarias actuales no pudo ser posible su termino, sin embargo, partes del diseño de la tobera fueron impresas mediante la técnica de manufactura aditiva, usando como material Inconel 718 grado aeroespacial, el resultado de dichas partes se puede observar en la Figura X. Se verifico que las piezas impresas no cumplen con las tolerancias específicas para el su uso, por lo que se necesita realizar tratamientos costosos de rectificación y calibración.

4.2. Recomendaciones para trabajos futuros

La presente sección tiene como propósito abordar las recomendaciones para trabajos futuros por temas.

Recomendaciones para mejoras del modelo numérico de la cámara de combustión anular:

- Determinar las velocidades de rotación del mezclador de cada inyector de la cámara, correspondiente a los rangos de operación de despegue y crucero, con la finalidad de procurar la estabilización de la flama a diferentes presiones de entrada en la cámara.
- Diseño de banco para pruebas de cámara de combustión y diagrama de proceso para la manufactura de ambos componentes, así como una estimación en costos de materiales y solicitud de uso de herramientas.
- Búsqueda y selección de dispositivos de auxiliares, de medición y consumibles de la cámara de combustión.

Recomendaciones para mejoras del modelo numérico de la tobera de inyección:

- Cambiar la descripción Euleriana a Lagrangiana del modelo numérico, la cual permita obtener mayor información sobre el proceso de atomización, en específico, la evolución del tamaño de partícula de los combustibles en el tiempo a diferentes presiones de inyección.
- Búsqueda de técnicas y procesos para la manufactura de la tobera de combustible, estimación de costos para su consecuente realización e implementación en la cámara de combustión diseñada.

Bibliografía

- Adkins, R. C. (1995). A compact diffuser system for annular combustors. *ASME*.
- Agarwal, S., Kachhwaha, S. S., y Mishra, R. S. (2011). Performance improvement of a simple gas turbine cycle through integration of inlet air evaporative cooling and steam injection. *Journal of Scientific and Industrial Research*, 70(7), 544–553.
- Alaswad, A., Dassisti, M., Prescott, T., y Olabi, A. (2015). Technologies and developments of third generation biofuel production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 1446 - 1460. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115007054> doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.058>
- Ali, A. H. H. (2016). Performance assessment of turbojet engine operated with alternative biodiesel. En *Asme 2013 power conference* (pp. 1–10). Boston, Massachusetts, USA: ASME.
- ASTM. (2008). *Specification for Biodiesel (B100) – Astm D6751-08* (Inf. Téc.). ASTM International.
- Chisti, Y. (2007). Biodiesel from microalgae. *Biotechnology Advances*, 25(3), 294 - 306. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734975007000262> doi: <https://doi.org/10.1016/j.biotechadv.2007.02.001>
- Cohen, H. (1996). *Gas_Turbine_Theory__Fourth_Edition.pdf* (4th Editio ed.). Essex, England: Longman House.
- company, C. (2007). *Aviation fuels* (Vol. 6001; Inf. Téc.). San Ramon, CA.
- do Nascimento, M. A. R., y dos Santos, E. C. (2011). Biofuel and Gas Turbine Engines. *Advances in Gas Turbine Technology*. doi: 10.5772/22305

- Gajraj R.S., K. A., Singh G.P. (2018). Third-generation biofuel: Algal biofuels as a sustainable energy source. *Biofuels: Greenhouse Gas Mitigation and Global Warming*, *x*, 1446 - 1460. Descargado de <http://www> doi: https://doi.org/10.1007/978-81-322-3763-1_17
- Garibay-Hernández, a. (2009). Biodiesel a partir de microalgas. *BioTecnología*, *13*(3), 38–61. Descargado de <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Biodiesel+a+Partir+de+Microalgas{#}0{0}%5Cnhttp://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Biodiesel+a+partir+de+microalgas{#}0>
- Gieras, M., y Stankowski, T. (2012). Computational study of an aerodynamic flow through a micro-turbine engine combustor. *Journal of Power and Technologies*, *92*(2), 68–79.
- Gosselin. (1999). Prediction of wall heat transfer for a gas turbine combustor.
- Habib, Z., Parthasarathy, R., y Gollahalli, S. (2010). Performance and emission characteristics of biofuel in a small-scale gas turbine engine. *Applied Energy*, *87*(5), 1701–1709. Descargado de <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.10.024> doi: 10.1016/j.apenergy.2009.10.024
- Iturbe, A., Vicente, W., y Guzmán, J. E. (2017). Towards more sustainable aeronautics via the use of biofuels. *Sustainable Energy Technologies*, 245–254. doi: 10.1201/9781315269979
- Iturbe, A., Vicente, W., y Guzmán, J. E. (2020). Microturbine characteristics and emissions using biofuel blends. *Biofuels*. doi: 10.1080/17597269.2020.1771241
- Iturbe A, G. E., William V. (2017). Método para el cálculo de la variación del desempeño con la altitud y velocidad para un motor turbojet. En *Memorias xiii congreso internacional anual de la somim (cuernavaca, morelos, mexico, septiembre 2017)* (Vol. 1). Mexico: SOMIM.
- Joe Felice, C. M., Kate Klimo. (2013). *Eco-skies, the global rush for aviation biofuel* (Vol. 1; Inf. Téc.). Oakland, CA.
- Kamps, T. (2013). Mass model of microgasturbine single spool turbojet engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, *20*(1), 6.
- Khairallah, P. (2004). *Bioturbine Project Workshop*. Belgium.
- Konur, O. (2017). *Bioenergy and biofuels*. CRC Press.

- Kretschmer, J., Asme, A., Joint, A., Immich, H., y Frijhlih, T. (1999). Technology Developments for Expander Cycle Engine Thrust. *Aerospace*(June). doi: 10.2514/6.1999-2889
- Krishna, C. R. (2007a). Performance of the Capstone C30 Microturbine on Biodiesel Blends. (January), 1–11.
- Krishna, C. R. (2007b). *Report on Atomization Tests for Project Titled “Biodiesel Blends in Microturbine”* (Inf. Téc.). Upton, NY: Brookhaven National Laboratory.
- Lefebvre, A. (1990). *Gas Turbine Combustion* (3rd Editio ed., Vol. 62) (n.º 5). London: CRC Press. doi: 10.1108/eb036941
- Lefebvre, A., y McDonell, V. (2017). *Atomization and sprays*. CRC Press. Descargado de <https://books.google.com.mx/books?id=800EDgAAQBAJ>
- Meher, B. J., C. Zachary. (2010). Gas turbine fuel system design. Combustion and operability. *Proceedings of the Thirty-Ninth Turbomachinery Symposium*. Descargado de <http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T39/ch16{ }Meher-Homji.pdf>
- Menter. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598 - 1605. Descargado de <http://www/> doi: 10.2514/3.12149
- Moncada, J., Tamayo, J. A., y Cardona, C. A. (2014). Integrating first, second, and third generation biorefineries: Incorporating microalgae into the sugarcane biorefinery. *Chemical Engineering Science*, 118, 126 - 140. Descargado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0009250914003807> doi: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2014.07.035>
- Mura A., R. B., Fabienne Galzin. (2003). A unified pdf-flamelet model for turbulent premixed combustion. *Combustion Science and Technology*, 9(175), 1573-1609. Descargado de <http://www> doi: <http://dx.doi.org/10.1080/00102200302368>
- Peters. (2014). *Turbulent combustion*. London: Cambridge University Press.
- Priyant, S. A. (2016). Design and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft. *Propulsion and Power Research*, 7(17), 97 - 107. Descargado de <http://www/> doi: 10.1016/j.jprr.2016.04.001
- Riebl, S., Braun-Unkhoff, M., y Riedel, U. (2017). A Study on the Emissions of Alternative Aviation Fuels. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(8). doi: 10.1115/1.4035816

- RollsRoyce. (1996). *The jet engine*. Descargado de <http://www.valentiniweb.com/Piermo/meccanica/mat/RollsRoyce-TheJetEngine.pdf>
- R. Silva, P. L. (2013). Preliminary design of a combustion chamber for microturbine based in automotive turbo-charger. En *22nd international congress of mechanical engineering (cobem 2013)* (Vol. 1). SP, Brazil: ABCM.
- Trebunskikh, T., Ivanov, A., y Dumnov, G. (2012). FloEFD simulation of micro-turbine engine. *Cadflo.Com*, 1–13. Descargado de http://www.cadflo.com/fileadmin/user_upload/Trebunskikh-FloEFDsimulationofmicro-turbine-engine.pdf. doi: http://www.cadflo.com/fileadmin/user_upload/Trebunskikh-FloEFDsimulationofmicro-turbine-engine.pdf
- Turbines, B.-f. M. G. (2004). The OMES project. En DONG (Ed.), *Operational experiences from micro-turbine energy systems*. Brussels, Belgium.
- Watanabe. (2019). Numerical simulation of droplet combustion using volume-of-fluid method. *WSEAS Transactions on heat and mass transfer*, 14(1), 39 - 44. Descargado de <http://www.rine.u-fukui.ac.jp/watanabe/> doi: E-ISSN:2224-3461
- Wilcox. (1991). A half century historical review of the k-omega model. *AIAA Journal*, 91(0615), 1 - 9. Descargado de <http://www/> doi: 10.2514/6.1991-615
- A continuación se presenta bibliografía adicional utilizada en los productos del presente trabajo de tesis como son: capítulo de libro, artículo indexado y de congreso.
- Capehart B. Microturbines, whole building design guide. Washington D.C., USA; 2016. <http://www.wbdg.org/resources/microturbines>.
- Hashimoto N, Ozawa Y, Mori N, et al. Fundamental combustion characteristics of palm methyl ester (PME) as alternative fuel for gas turbines. *Fuel*. 2008;87(15–16):3373–3378.
- Valentino G, Allocca L, Iannuzzi S, et al. Biodiesel/mineral diesel fuel mixtures: Spray evolution and engine performance and emissions characterization. *Energy*. 2011;36(6):3924–3932.
- Park SH, Kim HJ, Suh HK, et al. A study on the fuel injection and atomization characteristics of soybean oil methyl ester (SME). *Heat Fluid Flow*. 2009;30(1):108–116.
- Lopp D, Tanley D, Ropp T, Cholis J. 1995. Soy-diesel blends use in aviation turbine engines. Indiana: Aviation Technology Department of Purdue University.

ASTM D1655-19a. Standard specification for aviation turbine fuels. West Conshohocken (PA): ASTM International; 2019 www.astm.org.

Mittal A. 2013. Eco-skies: The global rush for aviation biofuel. Oakland Institute. <http://www.oaklandinstitute.org/press-release-eco-skies-global-rushaviation-biofuel>.

Kumaran P, Gopinathan M, Razali NM, et al. Preliminary evaluation of atomization characteristics of improved biodiesel for gas turbine application. IOP Conf Ser: Earth Environ Sci. 2013;16:12014.

Bolszo CD, McDonell VG. Emissions optimization of biodiesel fired gas turbine. Proc Comb Inst. 2009;32(2):2949–2956.

Bist S. Development of vegetable lipids derived fatty acid methyl esters as aviation turbine fuel extenders [Master Thesis]. Purdue University; 2004.

Rosa Do Nascimento MA, de Oliveira Rodrigues L, Cruz dos Santos E, et al. 2013. Micro gas turbine engine: A review. In:Progress in gas turbine performance. Rijeka, Croatia:IntechOpen.

Gandure J, Ketlogetswe C. Sclerocarya birrea biodiesel as an alternative fuel for compression ignition engines. In: Advances in internal combustion engines and fuel technologies. Rijeka, Croatia: IntechOpen; 2013.

Saifuddin N, Refal H, Kumaran P. Performance and emission characteristics of micro gas turbine engine fuelled with bioethanol-diesel biodiesel blends. Int J Auto Mech Eng. 2017;14(1):4030–4049.

Schmellekamp Y, Dielmann K. 2004. Rapeseed oil in a Capstone C30; Workshop: Bio-fuelled micro gas turbine in Europe, Belgium. <http://www.bioturbine.org>.

Tan EIH, Liou WW. Microgas turbine engine characteristics using biofuel. Hilltop Rev. 2011;5(1):40–50.

Williams A, Luecke J, McCormick RL, et al. 2011. Impact of biodiesel impurities on the performance and durability of DOC, DFP and SCR technologies. Preprint, Conference Paper NREL/CP-5400-50297; Detroit, Michigan, USA. <https://www.nrel.gov/docs/fy11osti/50297.pdf>.

Pi J, Fu J, Jiang S, et al. Properties of the small-size turbofan engine burning biofuels. *Biofuels*. 2017;8(5):579–583.

Rochelle D, Najafi H. A review of the effect of biodiesel on gas turbine emissions and performance. *Renewable Sustainable Energy Rev*. 2019;105:129–137.

British Standard BS3135. 1989. ISO 2314:1989. Specification for gas turbine acceptance tests.

Jet Central. 2012. Rhino kerostart operation and maintenance manual.

Ashwood PF. 1984. Operation and performance measurement on engines in sea-level test facilities. Introduction and general survey. AGARD Lecture Series No. 132, Operation and performance on engines in sea level test facilities. ISBN 92-835-0350-3.

SAE. Design considerations for enclosed turbofan/turbojet engine test cells; 1995. Aerospace Information Report (AIR) No.4869.

Horoufi A, Boroomand M. 2007. The effect of augments tube configuration on jet engine test cell performance. 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, AIAA-2007-5336.

Aydin H, Bayindir H, Ilkilic C. Emissions from an engine fueled with biodiesel-kerosene blends. *Energy Sources Part A*. 2010;33(2):130–137.

ASTM D2270-04. Standard practice for calculating viscosity index from kinematic viscosity at 40 and 100 C. West Conshohocken (PA): ASTM International; 2004. www.astm.org.

ASTM D341-17. Standard practice for viscosity-temperature charts for liquid petroleum products. West Conshohocken (PA):ASTM International; 2017. <http://www.astm.org>.

McAfee S. 2000. Five gas exhaust analysis theory. Skyline College. http://christianmillard.com/Carprogrammer/Z28/PCM/emissions/FiveGasAnalysis_hg2.pdf.

Legaz R. Estudio de la viscosidad y densidad de diferentes aceites para su uso como biocombustibles [Thesis]. Barcelona,Spain: Universitat Politecnica de Catalunya; 2010. <http://hdl.handle.net/2099.1/9403>.

Pavri R, Moore GD. 2001. Gas turbine emissions and control. Atlanta: GE Power Systems.

<http://www.gepower.com>.

Zhu Z, Guo HJ, Zhou AP, et al. One way to reduce the NO_x emission of biodiesels: the increase of Cetane Number. *Int J Green Energy*. 2016;13(9):957–962.

Bora DK, Baruah D. Assessment of tree seed oil biodiesel: a comparative review based on biodiesel of a locally available tree seed. *Renewable Sustainable Energy Rev*. 2012;16(3):1616–1629.

Azad K. 2018. *Advances in eco-fuels for a sustainable environment*. Cambridge (MA): Woodhead Publishing. ISBN-13: 9780081027288.

Air Group Network of Alaska Airlines and Lufthansa Group. Alaska Air Group Issues Sustainability Report. http://www.aviationpros.com/press_release/10731665/aeromexico-asa-and-boeing-will-operate-a-flight-withbiofuel-during-rio20.

Alaska Airlines. Alaska Airlines Flies on Gevo's Renewable Alcohol to Jet Fuel. http://splash.alaskasworld.com/Newsroom/ASNews/ASstories/AS_20160607_130516.asp, 2016.

Ali Y., Hanna M. A., and Leviticus L. I. Emissions and Power Characteristics of Diesel Engines on Methyl Soyate and Diesel Fuel Blends. Lincoln, NE: Elsevier Science Limited, 1995.

Chandrasekhar S. *Hydrodynamic and Hydromagnetic Stability*. New York, Dover Publications Inc., 1961.

Drazin P. G. and Reid W. H. *Hydrodynamics Stability*. London: Cambridge Mathematical Lybrary, Cambridge University Press, 2nd Edition, 2004.

Felice J., Kate K., Chris M., Michal R., Robbie B., and Maija S. J., <https://www.lufthansagroup.com/en/press/news-releases/singleview/archive/2011/july/15/article/1980.html>, 2013.

Janssen R. Biofuel-burning Microturbine Opportunities of Biofuel-burning Microturbines in the European Decentralized generation Market (Bioturbine). Technical Report, 2004.

Macera Cerruti O. R., Aguillón Martínez J. E., and Arvizu Fernández J. L. *La Bioenergía en México, Un Catalizador del Desarrollo Sustentable*, Red Mexicana de Bioenergía, 2006.

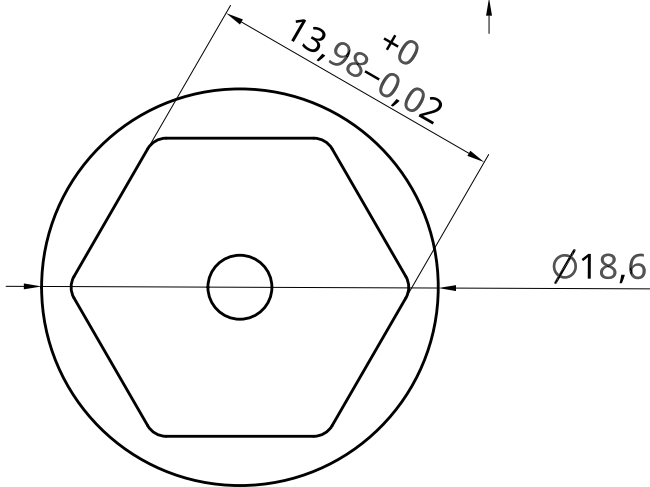
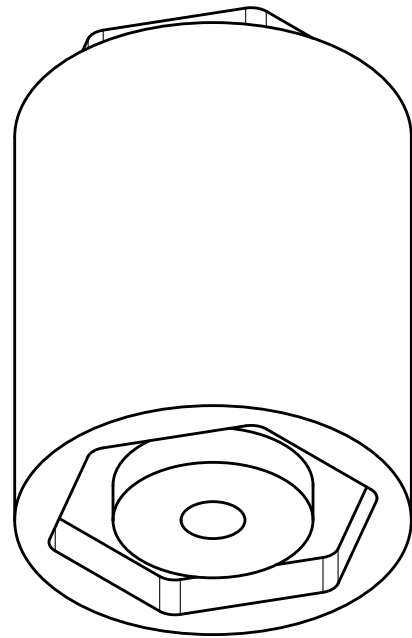
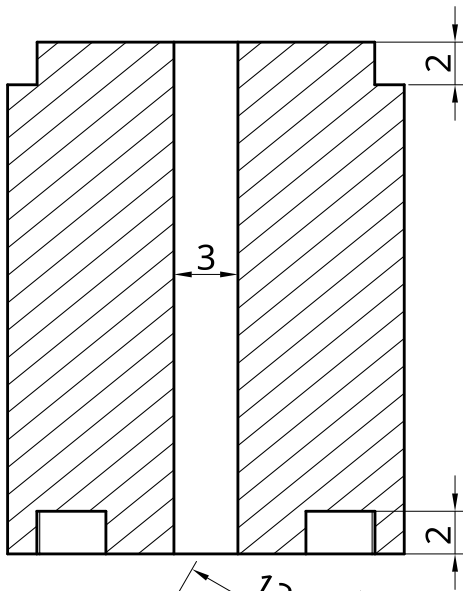
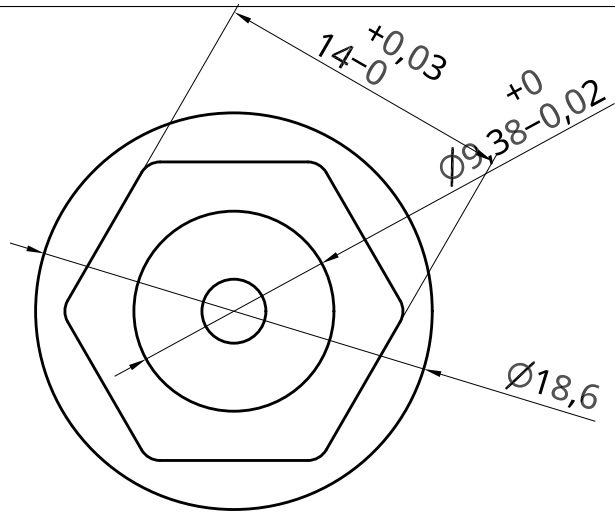
Nygren E., Aleklett K., and Hook, M., *Aviation fuel and future oil production scenarios*.



Energy Policy, 37:4003–4010, 2009.

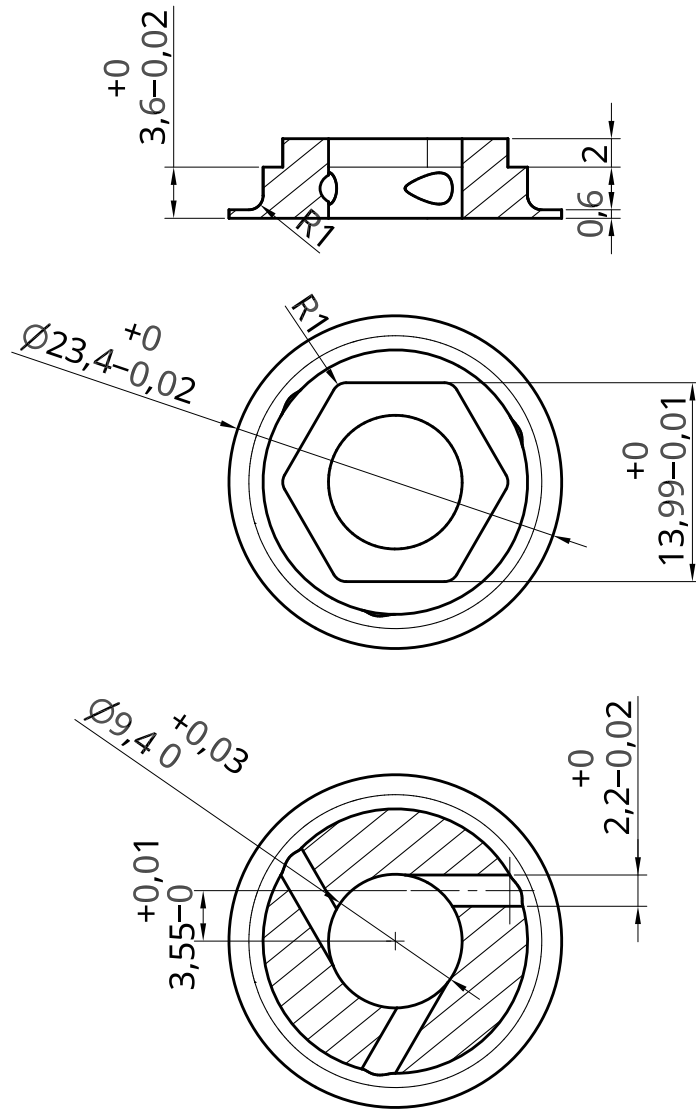
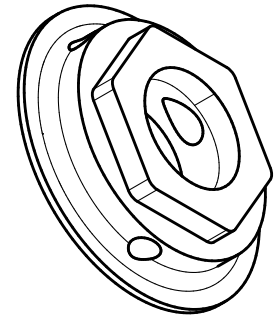
Tan E. I. H. and Liou W. W. Microgas turbine engine characteristics using biofuel. The Hilltop Review, 5(1) 46–47, 2011.



.1. Apéndice: Planos de la tobera para keroseno

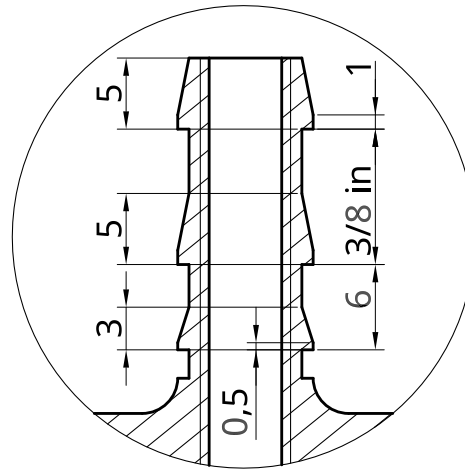
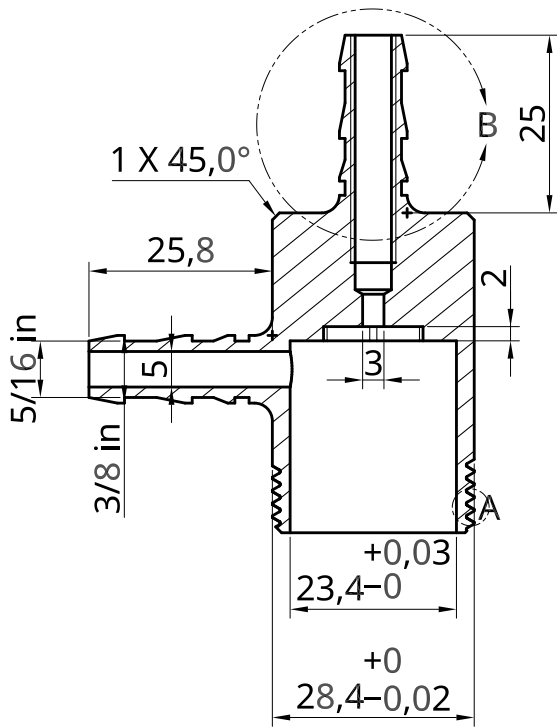
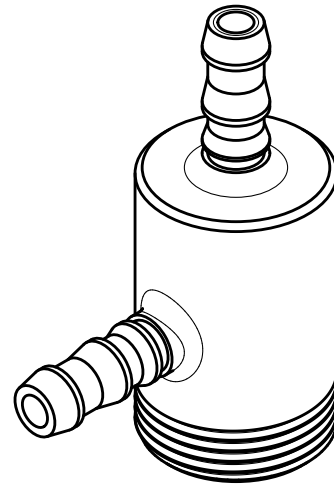
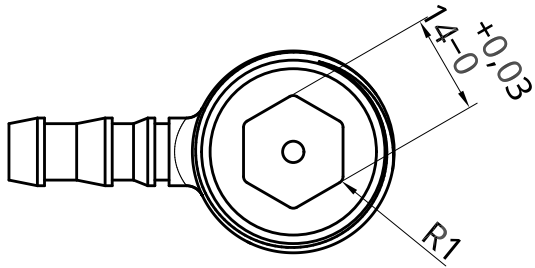
En la presente sección se presentan los planos para la manufactura de la tobera que funciona con keroseno, las medidas están en milímetros, con excepción de las que se encuentran indicadas en pulgadas, esto se debe a que son planos para manufactura y de esta manera se facilita la identificación de herramienta requerida.



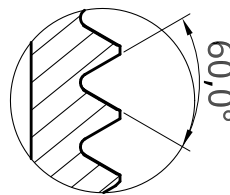
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	INJECTOR CORE								
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-16				TITLE SIZE A4 DWG NO. _____ REV. _____					
	CHECKED										SCALE 3:1 WEIGHT _____ SHEET 1 of 1		
	APPROVED												
	MATERIAL	FINISH											



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	FLUID RING					
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-16				TITLE SIZE A4 DWG NO. _____ REV. _____		
	CHECKED									
	APPROVED									
	MATERIAL	FINISH		SCALE 2:1	WEIGHT	SHEET	1 of 1			



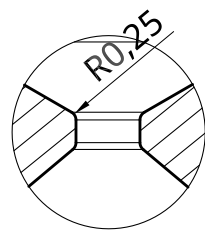
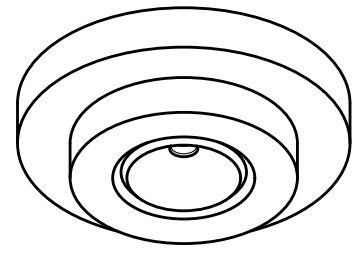
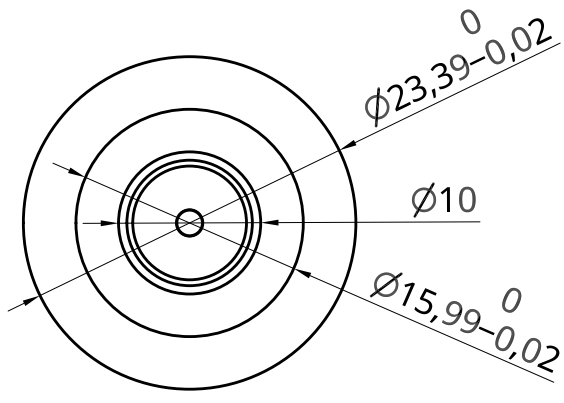
B
2:1



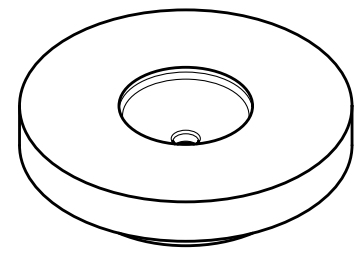
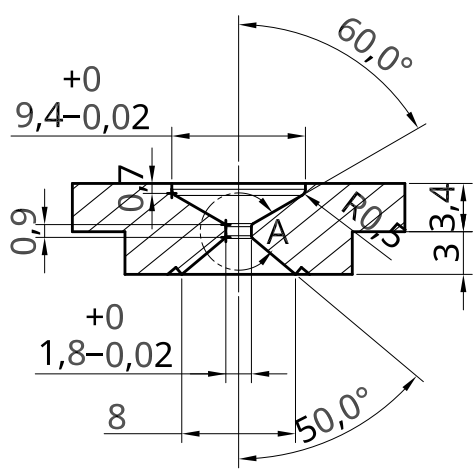
A pitch = 14
5:1 turns per inch



Thread based
on ISO 68-1

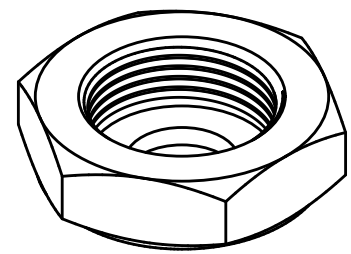
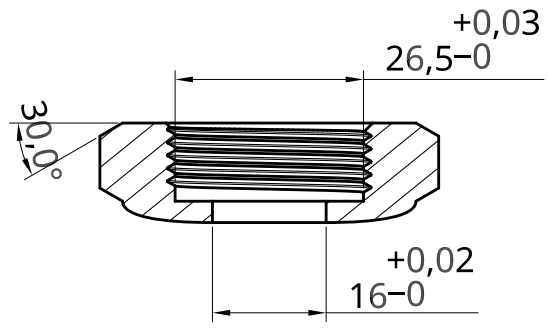
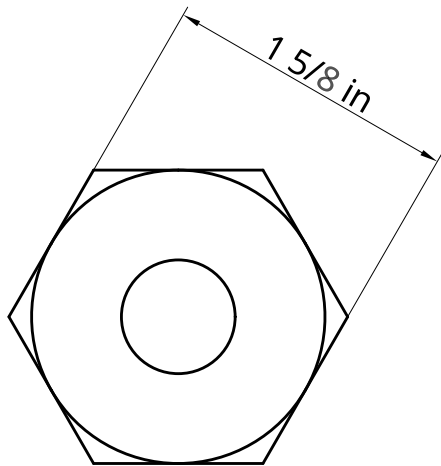
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE MAIN	
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS	2019-09-16		
	CHECKED				
	APPROVED				
ANGULAR = ± °					
SURFACE FINISH					
DO NOT SCALE DRAWING					
BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS					
FIRST ANGLE PROJECTION	MATERIAL	FINISH		SIZE A4	DWG NO.
				SCALE 1:1	WEIGHT
					SHEET 1 of 1
					REV.





A
5:1



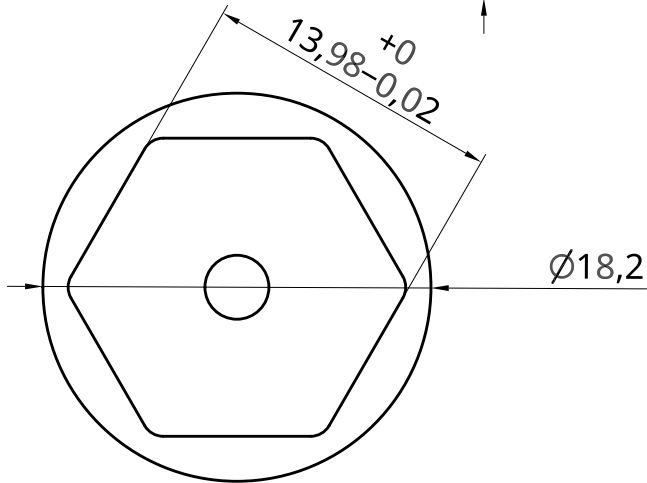
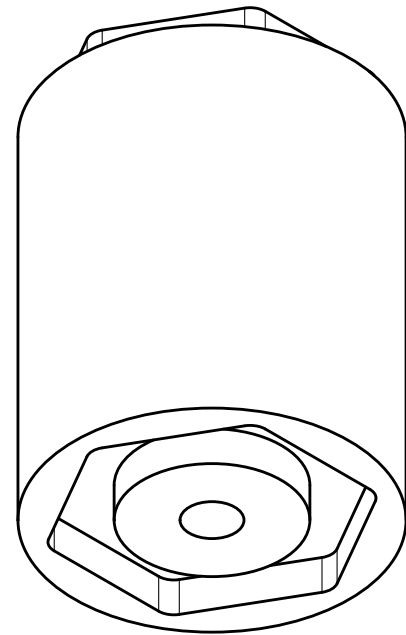
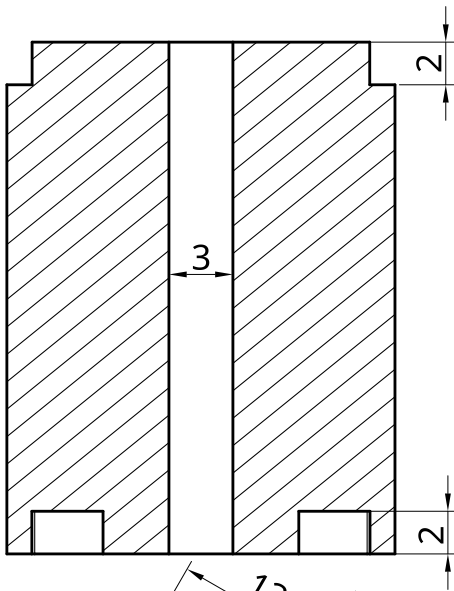
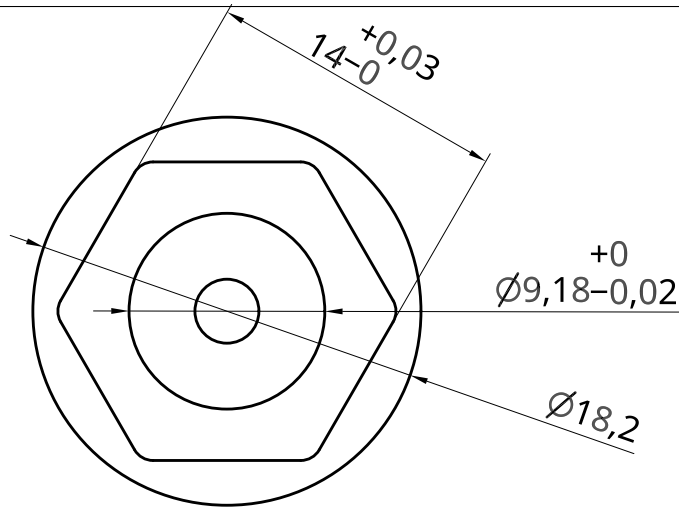
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	NOZZLE								
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-15				TITLE SIZE A4 DWG NO. REV.					
	CHECKED										SCALE 2:1 WEIGHT SHEET 1 of 1		
	APPROVED												
	MATERIAL	FINISH											





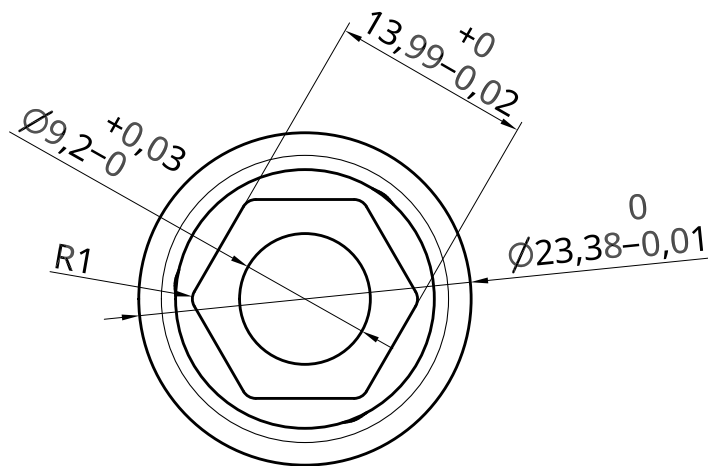
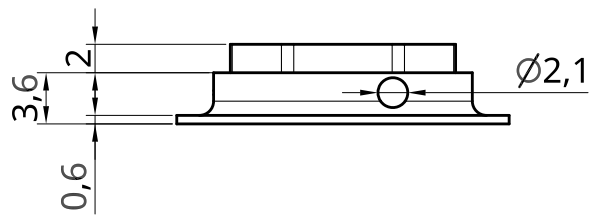
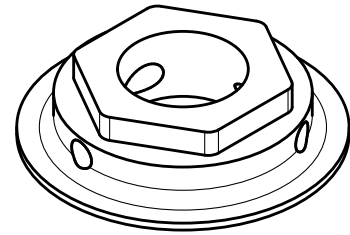
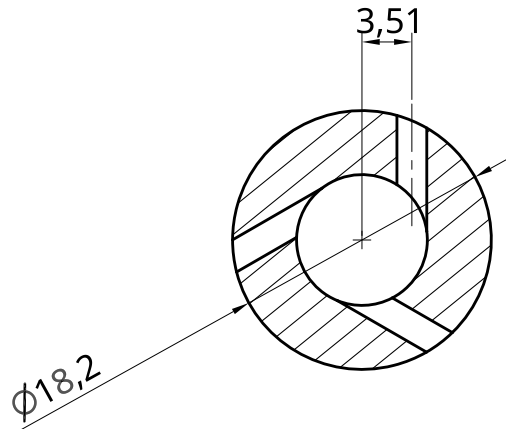
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE <h1>NUT</h1>		
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-16			
	CHECKED						
	APPROVED						
	MATERIAL	FINISH		SIZE	DWG NO.	REV.	
				A4			
				SCALE	WEIGHT	SHEET	
				1:1		1 of 1	



.2. Apéndice: Planos de la tobera para biodiesel

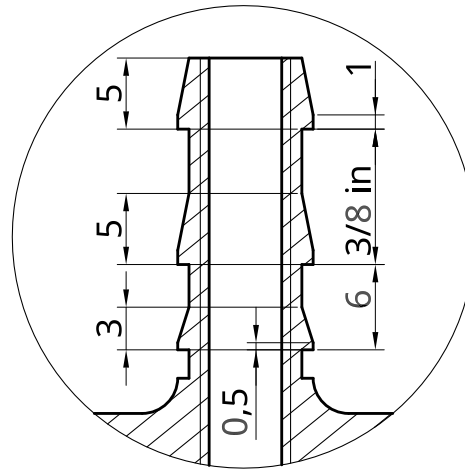
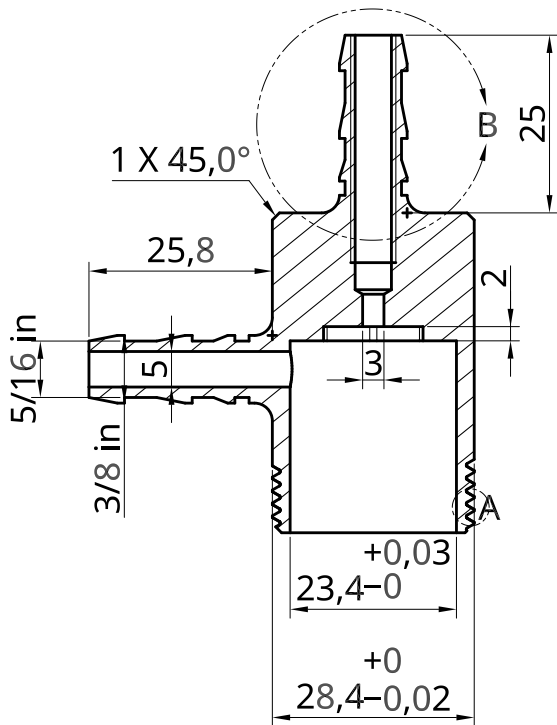
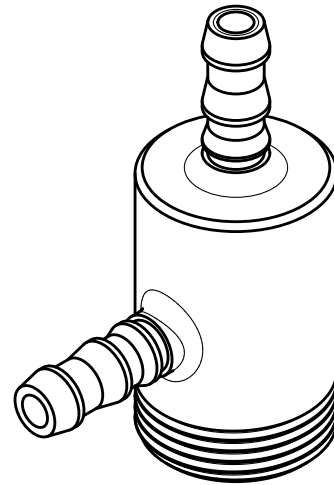
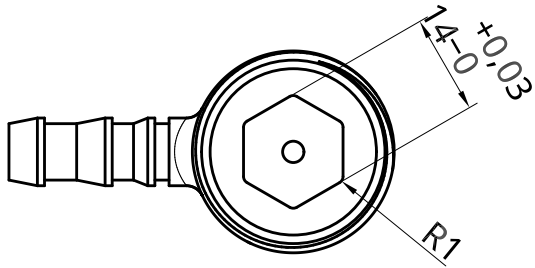
En la presente sección se presentan los planos para la manufactura de la tobera que funciona con biodiesel, las medidas están en milímetros, con excepción de las que se encuentran indicadas en pulgadas, esto se debe a que son planos para manufactura y de esta manera se facilita la identificación de herramienta requerida.



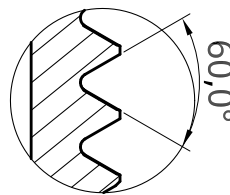
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	INJECTOR CORE								
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-16				TITLE SIZE A4 DWG NO. _____ REV. _____					
	CHECKED										SCALE 3:1 WEIGHT _____ SHEET 1 of 1		
	APPROVED												
	MATERIAL	FINISH											



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = \pm ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	FLUID RING								
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-16				TITLE SIZE A4 DWG NO. REV.					
	CHECKED										SCALE 2:1 WEIGHT SHEET 1 of 1		
	APPROVED												
	MATERIAL	FINISH											



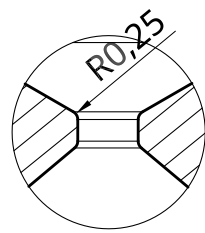
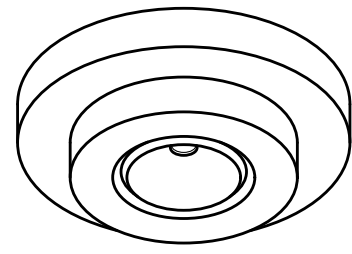
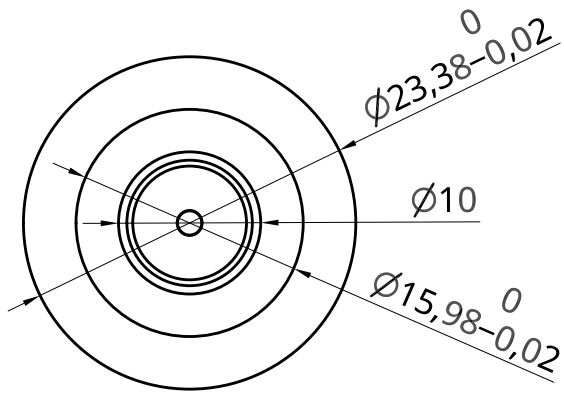
B
2:1



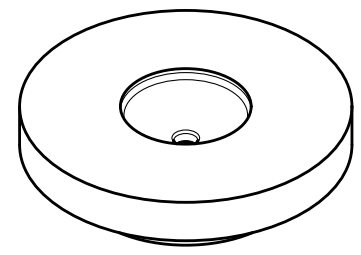
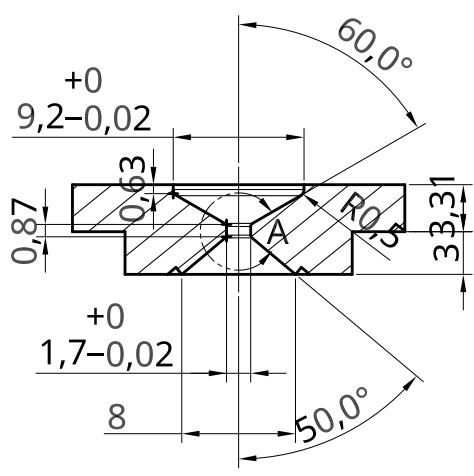
A pitch = 14
5:1 turns per inch

Thread based
on ISO 68-1

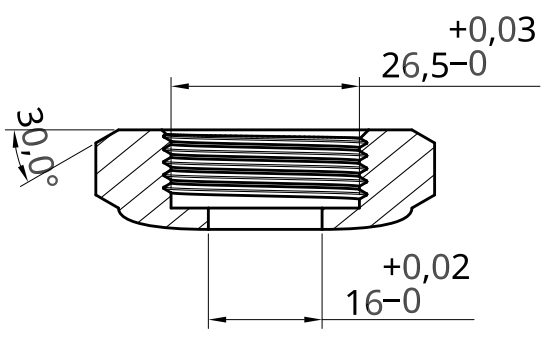
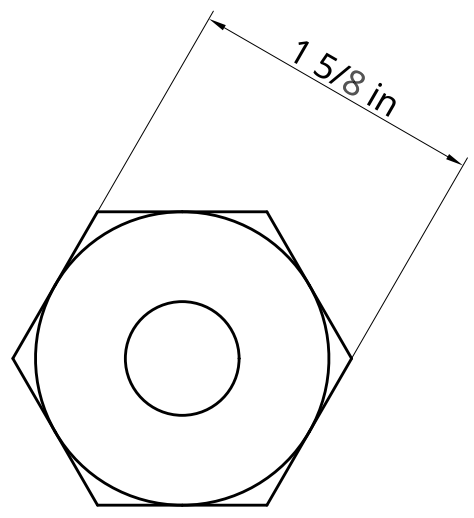
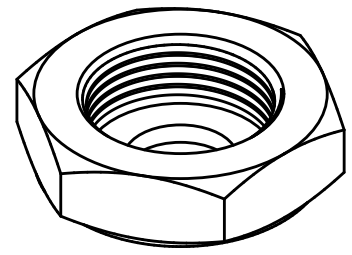
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE MAIN	
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS	2019-09-16		
	CHECKED				
	APPROVED				
ANGULAR = ± °					
SURFACE FINISH					
DO NOT SCALE DRAWING					
BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS					
FIRST ANGLE PROJECTION	MATERIAL	FINISH		SIZE A4	DWG NO.
				SCALE 1:1	WEIGHT
					SHEET 1 of 1
					REV.





A
5:1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH	DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE <h2 style="text-align: center;">NOZZLE</h2>	
	CHECKED	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-15		
	APPROVED					
	DO NOT SCALE DRAWING					
BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS					SIZE	REV.
FIRST ANGLE PROJECTION	MATERIAL	FINISH			A4	
					SCALE	WEIGHT
					2:1	SHEET
						1 of 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED, DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGULAR = ± ° SURFACE FINISH  DO NOT SCALE DRAWING BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE BURRS FIRST ANGLE PROJECTION 		NAME	SIGNATURE	DATE	NUT					
	DRAWN	JULIO RAMÍREZ CEBALLOS		2019-09-16				TITLE SIZE A4 DWG NO. REV.		
	CHECKED									
	APPROVED									
	MATERIAL	FINISH		SCALE 1:1	WEIGHT	SHEET 1 of 1				

.3. Apéndice: Código numérico (MATLAB) para el cálculo de desempeño de motor turboreactor

A continuación se presenta el código numérico implementado, los renglones que comienzan por un signo de porcentaje, son referencia a comentarios:

```
clc, clear, close all, format short g
```

```
T(1)=218.81;
```

```
P(1)=23.842;
```

```
%Variables de entrada
```

```
ei=0.98;
```

```
ef=0.93;
```

```
elpc=0.91;
```

```
ehpc=0.91;
```

```
eb=0.98;
```

```
cpl=0.02;
```

```
 $FHV = 43.124 * 10^4$ ;
```

```
Tref=298;
```

```
ehpt=0.93;
```

```
elpt=0.93;
```

```
B=8.1;
```

```
FPR=1.65;
```

```
LPCPR=1.14;
```

HPCPR=21;

M=0.85;

alt=10668;

TIT=1380;

em=0.99;

ej=0.95;

ainlet=6.006;

vf=airspeed(T(1),M);

m=576.2975742;

R=287.05;

errorperc=1;

%Difusor

k=1.4;

$P(2) = P(1) * (1 + ei * ((k - 1)/2 * M^2)^{k/(k - 1)});$

$T(2) = T(1) * (1 + (k - 1)/2 * M^2);$

$RAMPR = P(2)/P(1);$

%Fan- hélice

k=1.4;

far=0;

error=100;

$P(3) = FPR * P(2);$

$$T(3) = T(2) * (1 + (FPR^{(k-1)/k} - 1)/ef);$$

$$t1=T(3);$$

while abs(error)>errorperc

$TPROMFAN = (t1+T(2))/2$; prompt= ['Gamma para T=',num2str(TPROMFAN),' con f= ',num2str(far),' k='];

kfan=input(prompt);

$$t2 = T(2) * (1 + (FPR^{(kfan-1)/kfan} - 1)/ef);$$

$$error = (t1 - t2)/(t2) * 100;$$

$$t1=t2;$$

end

$$TPROMFAN = (t1 + T(2))/2;$$

$$T(3)=t1;$$

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(TPROMFAN),' con f= ',num2str(far),' k='];

cpfan=input(prompt);

%LPC (Low Pressure Compressor - Compresor de baja presión)

$$k=1.4;$$

$$far=0;$$

$$error=100;$$

$$P(4)=LPCPR*P(3);$$

$$T(4) = T(3) * (1 + (LPCPR^{(k-1)/k} - 1)/elpc);$$

$$t1=T(4);$$

while abs(error)>errorperc

```

TPROMLPC = (t1 + T(3))/2;

prompt= ['Gamma para T=',num2str(TPROMLPC),' con f= ',num2str(far),' k='];

klpc=input(prompt);

t2 = T(3) * (1 + (LPCPR^(klpc - 1)/klpc) - 1)/elpc;

error = (t1 - t2)/(t2) * 100;

t1=t2;

end

TPROMLPC=(t1+T(3))/2;

T(4)=t1;

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(TPROMLPC),' con f= ',num2str(far),' k='];

cplpc=input(prompt);

%HPC (High Pressure Compresor - Compresor de alta presión)

k=1.4;

far=0;

error=100;

P(5)=HPCPR*P(4);

T(5) = T(4) * (1 + (HPCPR^(k - 1)/k) - 1)/ehpc;

OPR = P(5)/P(2);

t1=T(5);

while abs(error)>errorperc

TPROMHPC = (t1 + T(4))/2;

```



```

prompt= ['Gamma para T=',num2str(TPROMHPC),' con f= ',num2str(far),' k='];
khpc=input(prompt);

t2 = T(4) * (1 + (HPCPR^(khpc - 1)/khpc) - 1)/ehpc);

error = (t1 - t2)/(t2) * 100;

t1=t2;

end

TPROMHPC = (t1 + T(4))/2;

T(5)=t1;

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(TPROMHPC),' con f= ',num2str(far),' k='];
cphpc=input(prompt);

%CC (Combustion chamber - Cámara de combustión)

k=1.4;

T(6)=TIT;

P(6)=(1-cpl)*P(5);

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(T(5)),' con f= ',num2str(far),' k='];
cpCCa1=input(prompt);

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(Tref),' con f= ',num2str(far),' k='];
cpCCa2=input(prompt);

cpa=(cpCCa1+cpCCa2)/2;

far1=0.017;

for i=1:3

```

```

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(T(6)), ' con f= ',num2str(far1), ' k='];
cpCCg1=input(prompt);

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(Tref), ' con f= ',num2str(far1), ' k='];
cpCCg2=input(prompt);

cpg=(cpCCg1+cpCCg2)/2;

far2 = (cpg * (T(6) - Tref) - cpa * (T(5) - Tref))/(FHV * 102 - cpg * (T(6) - Tref));

far1=far2;

end

far=far1;

mh = m/(1 + B);

mf = (mh * far)/eb;

mc = m/(1 + 1/B);

%HPT (High Pressure Turbine - Turbina de alta presión)

error=100;

t=1000;

tdrop1=T(6)-t;

while abs(error)>errorperc

TPROMHPT=(T(6)+t)/2;

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(TPROMHPT), ' con f= ',num2str(far1), ' k='];

cphpt=input(prompt);

tdrop2=(1/em)*(mh/(mh+mf))*(cphpc/cphpt)*(T(5)-T(4));

```

```

error=(tdrop1-tdrop2)/(tdrop2)*100;

tdrop1=tdrop2;

t=T(6)-tdrop1;

end

TPROMHPT = (T(6) + t)/2;

T(7)=t;

prompt= ['Gamma para T=',num2str(TPROMHPT),' con f= ',num2str(far),' k='];

khpt=input(prompt);

P(7) = P(6) * (1 - (1/ehpt) * (1 - (T(7)/T(6))))^(khpt)/(khpt - 1));

%LPT (Low Pressure Turbine - Turbina de baja presión)

error=100;

t=700;

tdrop1=T(7)-t;

while abs(error)>errorperc

TPROMLPT=(T(7)+t)/2;

prompt= ['Spec Heat para T=',num2str(TPROMLPT),' con f= ',num2str(far),' k='];

cplpt=input(prompt);

tdrop2=(1/em)*(mh/(mh+mf))*(cplpc/cplpt)*(T(4)-T(3))+(1/em)*(m/(mf+mh))*(cpfan/cplpt)*(T(3)-T(2));

error=(tdrop1-tdrop2)/(tdrop2)*100;

tdrop1=tdrop2;

t=T(7)-tdrop1;

```

end

$$TPROMLPT = (T(7) + t)/2;$$

$$T(8)=t;$$

prompt= ['Gamma para T=',num2str(TPROMLPT),' con f= ',num2str(far),' k='];

klpt=input(prompt);

$$P(8) = P(7) * (1 - 1/elpt * (1 - (T(8)/T(7))))^{(klpt)/(klpt - 1)};$$

%Hot nozzle (tobera de salida de gases calientes)

$$NPRh=P(8)/P(1);$$

prompt= ['Gamma para T=',num2str(T(8)), ' con f= ',num2str(far),' k=']; knozzlh=input(prompt);

$$T(9) = (2/(knozzlh + 1)) * T(8);$$

prompt= ['Gamma para T=',num2str(T(9)), ' con f= ',num2str(far),' k='];

knozzlh=input(prompt);

$$CNPRh = ((knozzlh + 1)/2)^{(knozzlh)/(knozzlh - 1)};$$

if NPRh < CNPRh

%Choke Nozzle

disp('Choque hot')

$$T(9) = (2/(knozzlh + 1)) * T(8);$$

$$P(9)=P(8)/CNPRh;$$

$$dh=(P(9)*1000)/(R*T(9));$$

$$Vh=sqrt(knozzlh*R*T(9));$$

$$Ah=(mh+mf)/(dh*Vh);$$

```

else

%No estrangulamiento

disp('No estrangulamiento gases calientes')

P(9)=P(1);


$$T(9) = T(8) * (1 - e_j * (1 - (P(9)/P(8))^{(kg - 1)/kg}));$$



$$Ch = \text{sqrt}(2 * 1.148 * 1000 * T(8) * e_j * (1 - (P(1)/P(8))^{(kg - 1)/kg}));$$


end

%Cold Nozzle (tobera de salida de aire frío)

NPRc=P(3)/P(1);

prompt= ['Gamma para T=',num2str(T(3)), ' con f= ',num2str(far), ' k='];

knozzlc=input(prompt);


$$T(10) = (2/(knozzlc + 1)) * T(3);$$


prompt= ['Gamma para T=',num2str(T(10)), ' con f=0 k='];

knozzlc=input(prompt);


$$CNPRc = ((knozzlc + 1)/2)^{(knozzlc)/(knozzlc - 1)};$$


if NPRc > CNPRc

%Choke Nozzle

disp('Choque cold')


$$T(10) = (2/(knozzlc + 1)) * T(3);$$



$$P(10) = P(3)/CNPRc;$$



$$dc = (P(10) * 1000)/(R * T(10));$$


```

```

Vc = sqrt(knozzlc * R * T(10));

Ac = mc/(dc * Vc);

else

%No estrangulamiento

disp('No estrangulamiento aire frío')

P(10)=P(1);

T(10) = T(3) * (1 - ej * (1 - (P(10)/P(3))(k - 1)/k));

Cc = sqrt((2 * k * R * T(3) * ej)/(k - 1) * (1 - (P(1)/P(3))(k - 1)/k));

end

%Calculo de variables

ST = (B/(B + 1)) * Vc + (1/(1 + B)) * (1 + far) * Vh - vf + ((1 + far)/(1 + B)) * ...
((R*T(9))/(P(9)*Vh))*(P(9)-P(1))+ (B/(1+B))*((R*T(10))/(P(10)*Vc))*(P(10)-P(1));

Th = ST * m;

TSFC = (mf)/Th;

fuelc = mf * 3600/1000;

eprop = 2/(1 + (Th + m * vf)/((mh + mc) * vf));

eth = (mh * (1 + far) * (Vh2)/2 - m * (vf2)/2)/(mf * FHV * 102);

eo = eth * eprop;

%Salida

disp(P')

disp(T(2:end)')

output=[ST, Th,m,TSFC,mf,fuelc,eprop,eth,eo];

```

disp(output')