



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y
APLICADAS**

**CENTRO DE INVESTIGACION EN INGENIERÍA
Y CIENCIAS APLICADAS**

**“EFECTOS DEL ÁNGULO DE ENTRADA DE AIRE EN LOS
PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN DE UNA TURBINA DE GAS”**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

PRESENTA:

I.I. JUAN JOSÉ QUINTERO AVILA

ASESORES:

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
DR. FERNANDO Z. SIERRA ESPINOSA**

SINODALES:

**DR. ARTURO MOLINA OCAMPO
DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRÍGUEZ
DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ**

CUERNAVACA, MORELOS

SEPTIEMBRE 2018



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL
ESTADO DE MORELOS



Instituto de Investigación en
Ciencias
Básicas y
Aplicadas

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas



Cuernavaca, Morelos, 28 de agosto de 2018.

Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez
Coordinador del Posgrado en
Ingeniería y Ciencias Aplicadas
Presente

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada "EFECTOS DEL ÁNGULO DE ENTRADA DE AIRE EN LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN DE UNA TURBINA DE GAS" que presenta el alumno Juan José Quintero Ávila, para obtener el título de la Maestría en Ingeniería y Ciencias Aplicadas,

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
Dr. Arturo Molina Ocampo	Aprobado	
Dr. Armando Huicochea Rodríguez	Aprobado	
Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez	Aprobado	
Dr. Juan Carlos García Castrejón	Aprobado	
Dr. Fernando Zenaido Sierra Espinosa	Aprobado	

PLAZO PARA LA REVISIÓN: 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)

NOTA. POR CUESTIÓN DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEREMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.

RESUMEN

Forzado por el aumento simultáneo de la presión de las estrictas regulaciones de emisiones y el objetivo de limitar el calentamiento global, los fabricantes de turbinas de gas desarrollaron nuevas técnicas de combustión para la producción de energía limpia. El cambio global al uso de energías limpias renovables todavía tiene algunas restricciones en términos de la disponibilidad de las tecnologías avanzadas confiables y el costo de la aplicación en comparación con los combustibles fósiles convencionales. En muchos países las turbinas de gas (Ciclo Brayton) son la principal fuente de generación de energía eléctrica, es bien sabido que los NOx emitidos a la atmósfera pueden causar daños al ecosistema y son especialmente agresivos por su carácter ácido. La mayoría de las turbinas de gas queman gas natural, de allí que tienen un alto impacto en la contaminación ambiental por NOx, de tal manera los investigadores y productores de turbinas de gas han centrado parte de sus estudios en desarrollar técnicas que permitan reducir las emisiones de NOx en las turbinas de gas. La mayor parte de los fallos en turbinas de gas están relacionadas con las altas temperaturas que se emplean en la cámara de combustión. Otro gran grupo se refiere al ajuste del proceso de combustión, y así el rendimiento y la estabilidad de llama se ven relacionados con estos ajustes. Es por ello, que, si puede manipularse la velocidad tangencial en las entradas de una turbina, se puede estudiar su efecto en el campo de temperaturas y su impacto en el arrastre de la flama, generando un uso eficiente del combustible, minimizando las emisiones de NOx y el potencial de falla, y, por ende, un ahorro tanto en lo ecológico como económico. El punto principal es estudiar el cambio de velocidades en los ángulos de un tobera en relación con las propiedades termodinámicas del flujo de trabajo y así, controlar y disminuir las emisiones de NOx a la salida. Se analiza el fenómeno, desde la perspectiva de la termodinámica y turbo maquinaria. Así mismo se establecen parámetros de dimensionamiento a partir de las condiciones operacionales. Posteriormente se elaboran 3 modelos geométricos a través

de un software de diseño especializado (ICEM, ANSYS), obteniendo así el campo de fluido. El cual es discretizado en volúmenes de control para optimizar la solución. Finalmente, un método de solución de dinámica de fluidos (Fluent, CFD Post; ANSYS) es aplicado sobre la geometría, de tal manera que permita el mejor entendimiento del fenómeno de combustión. Por medio de un modelo de turbulencia k-Epsilon, se estudian las emisiones del contaminante NOx, al observar que al controlar la velocidad y la temperatura (interactúa con el comportamiento del NOx dentro de la cámara de combustión), al calcular el contaminante NOx a la salida, se pudo determinar que las condiciones tanto de diseño como de operación de la cámara de combustión en sus 3 diseños con ángulos diferentes en el tobera son idóneas para el funcionamiento de una turbina de gas.

ABSTRACT

Because the simultaneous increase of the pressure of strict emission regulations and the objective of limiting global warming, the manufacturers of gas turbines developed new techniques for combustion turbines clean energy production from gas. Global change to the use of clean renewable energy still has some restrictions in terms of the availability of reliable advanced technologies and the cost of the application in comparison with conventional fossil fuels. In many countries (Brayton cycle) gas turbines are the main source of power generation, it is well known that the NO_x emitted into the atmosphere can cause damage to the ecosystem and are especially aggressive acid character. Most of the gas turbines burn natural gas, from there that have a high impact on air pollution by NO_x, so researchers and producers of gas turbines have focused part of their studies in developing techniques that will reduce emissions of NO_x in gas turbines. Most of the failures in gas turbines are related to the high temperatures used in the combustion chamber... Another large group refers to the adjustment of the combustion process, and so the performance and stability of flame are related to these settings. Is therefore that, if the tangential speed at the entrances of a turbine, can manipulate its effect on temperature field and its impact on the drag of the flame generating efficient use of fuel, minimizing emissions of NO_x can be studied and the potential failure, and, therefore, both in ecological as economical savings. The main point is to study the change of speeds in the corners of a tobera in relation to the thermodynamic properties of the workflow and thus, control and reduce NO_x emissions output. The phenomenon is analyzed from the perspective of thermodynamics and turbo machinery. Parameters of sizing from the operational conditions are likewise established. Subsequently made 3 geometric models through a specialized design (ICEM, ANSYS) software, thus obtaining the field of fluid. The one which is discretizado in volumes of control to optimize the solution (Fluent, ANSYS). Finally, a method of solution of the

dynamics of fluids is applied to geometry, in such a way to allow better understanding of the phenomenon of combustion (Fluent, CFD Post; ANSYS). Through a k-Epsilon turbulence model, studied pollutant NO_x emissions, noting that by controlling the speed and temperature (interacts with the behavior of NO_x within the combustion chamber), to calculate pollutant NO_x to the output, it was determined that the conditions of both design and operation of the combustion chamber in the 3 designs with different angles in the tobera are suitable for the operation of a gas turbine.

AGRADECIMIENTOS

A mis asesores de proyecto de tesis: Dr. Juan Carlos García Castrejón y Dr. Fernando Sierra Espinoza, por sus consejos, conocimientos compartidos, paciencia y sobre todo su amistad a lo largo de la maestría.

A mi comité revisor de tesis: Dr. Arturo Molina, Dr. Alfredo Rodríguez y Dr. Armando Huicochea, por sus puntuales correcciones y observaciones durante los tutorales.

Al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos.

Al CONACYT por el soporte económico otorgado durante la realización de los estudios de maestría.

DEDICATORIAS

A mis padres Gumesindo y María del Rosario: por ser el ejemplo y el soporte incondicional para la toma de mis decisiones; por sus consejos, regaños y cariño siempre brindados. Siempre estaré agradecido con Dios de tenerlos como padres.

A mis abuelos Juan José y María Elena: por siempre confiar en mí, por enseñarme valores y otorgarme el amor inmenso en cada instante con esa deliciosa mezcla de risas, recuerdos de historias maravillosas y enseñanzas. Son mi más grande adoración.

A mi adorada hija Karime: el regalo más grande que Dios de ha dado, por ablandarme el corazón y ser mi motivación para ser un mejor padre, hijo y persona. Te amo hija.

A mis tíos Alejandro y María Elena: por guiarme hacia el camino de Dios, por su apoyo para crecer en lo académico, profesional y personal. Admiro el valor que tienen para defender las causas nobles. Son un gran ejemplo a seguir.

A mis tías María de Jesús y María Concepción: por siempre preocuparse y estar al pendiente de nuestro crecimiento, por crear esa curiosidad para llenarnos de cultura y conocimientos. Las quiero mucho.

A mis hermanos Ilcie y Santiago, porque gracias a ustedes soy una persona competitiva, por estar cuando en los momentos complicados y por todas esas peleas tontas y tardes de boberías.

A mis amigos y compañeros, que de alguna manera contribuyeron para tener un mejor desempeño académico y personal.

CONTENIDO

	Página
RESUMEN	4
ABSTRACT	6
AGRADECIMIENTOS	8
DEDICATORIAS	9
1 CAPÍTULO 1	14
1.1 INTRODUCCIÓN.....	14
1.2 ESTADO DEL ARTE.	17
1.3 OBJETIVO:	20
1.4 OBJETIVOS PARTICULARES:	20
1.5 HIPÓTESIS.....	20
1.6 ALCANCES.	20
2 CAPÍTULO 2	21
2.1 MARCO TEÓRICO.....	21
2.2 TURBINAS DE GAS.	21
2.2.1 <i>Teoría sobre cámaras de combustión para turbina de gas.</i>	21
2.2.2 <i>Tipos de cámara de combustión.</i>	24
2.2.2.1 Cámara de combustión Tubular.....	25
2.2.2.2 Cámara de combustión Anular	26
2.2.2.3 Cámara de Combustión Tubo anular.	27
2.2.2.4 Micro-cámaras de combustión	28
2.3 COMBUSTIÓN.....	28
2.3.1 <i>Proceso Químico de combustión</i>	29
2.3.2 <i>Tipos de flama en combustión.</i>	33
2.3.2.1 Combustión laminar y turbulenta.....	34
2.4 DINÁMICA DE FLUIDOS Y DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	34
2.4.1 <i>Concepto de fluido de combustión y flujo</i>	35
2.4.2 <i>Conservación de masa</i>	37
2.4.3 <i>1ª Ley de la Termodinámica - Conservación de energía</i>	38
2.4.4 <i>Conservación de momento</i>	38
2.4.5 <i>CFD</i>	39
2.4.6 <i>Simulación en CFD</i>	41
2.4.7 <i>Modelos numéricos de CFD</i>	42
2.4.7.1 Ecuaciones de conservación de CFD.	44
2.4.7.2 Modelo de turbulencia k-ε estándar.....	45
2.4.7.3 Modelo de conservación de especies químicas	46
2.4.7.4 Modelo de formación de NOx.....	48
2.4.8 <i>Velocidades inductivas.</i>	49
3 CAPÍTULO 3	50
3.1 METODOLOGÍA	50
3.1.1 <i>Generación de los Modelos Geométricos.</i>	51
3.1.1.1 Generación de Geometrías.....	51
3.1.2 <i>Análisis De Estequiometría.</i>	54
3.1.3 <i>Condiciones de Frontera.</i>	58
3.1.4 <i>Discretización del Modelo Geométrico.</i>	59

3.1.4.1	Generación de malla.....	60
3.1.4.2	Análisis de convergencia de malla.....	62
3.1.5	Desarrollo del modelado de CFD.....	64
3.1.6	Definición del modelo numérico.....	64
3.1.7	Definición de los métodos de solución.....	65
3.1.8	Obtención de resultados numéricos.....	66
4	CAPÍTULO 4.....	68
4.1	DISCUSIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	68
4.1.1	Análisis de la Velocidad.....	69
4.1.1.1	Líneas de Corriente.....	70
4.1.1.2	Vectores de Velocidad.....	72
4.1.1.3	Contornos y perfiles de Velocidad.....	77
4.1.2	Análisis de temperatura.....	83
4.1.3	Distribución de especies.....	89
4.1.4	Distribución de NOx.....	91
5	CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	93
5.1	CONCLUSIONES.....	93
5.2	RECOMENDACIONES.....	94
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	96

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
<i>Figura 2.1 Esquema gráfico de cámara de combustión tipo anular. [aeromodelbasic.blogspot.mx].....</i>	
<i>Figura 2.2 Representación básica de una cámara de combustión tipo tubular. [Lefebvre et. Al 2010, página 10].....</i>	26
<i>Figura 2.3 Figura 2.5 Representación básica de una cámara de combustión tipo anular. [Lefebvre et. Al 2010, página 10].....</i>	
<i>Figura 2.4 Representación básica de una cámara de combustión tipo anular. [Lefebvre et. Al 2010, página 10].....</i>	27
<i>Figura 2.5 Variación de la temperatura de flama respecto a la relación de equivalencia. [Glassman, 2008, página 23].....</i>	30
<i>Figura 3.1 Modelo de geometría con ángulo de 60° en el remolino.....</i>	52
<i>Figura 3.2 Modelo de geometría con ángulo de 90° en el remolino.....</i>	52
<i>Figura 3.3 Modelo de geometría con ángulo de 120° en el remolino.....</i>	53
<i>Figura 3.4 Vista de las entradas de aire y combustible en la cámara de combustión.....</i>	58
<i>Figura 3.5 Modelo geométrico discretizado en ICEM, ANSYS de la geometría de 60°.....</i>	61
<i>Figura 3.6 Historial del comportamiento en función de residuales para la geometría de 60°.....</i>	66
<i>Figura 3.7 Historial del comportamiento en función de residuales para la geometría de 90°.....</i>	67
<i>Figura 3.8 Historial del comportamiento en función de residuales para la geometría de 120°.....</i>	67
<i>Figura 4.1 Localización de líneas en los planos 1 y 2 dentro de la cámara de combustión).....</i>	68
<i>Figura 4.2 Líneas de Corriente de velocidad absoluta para la geometría con generador de vórtices con entradas con ángulo de 60°.....</i>	70
<i>Figura 4.3 Líneas de Corriente de velocidad absoluta para la geometría con generador de vórtices con entradas ángulo de 90°.....</i>	71
<i>Figura 4.4 Líneas de Corriente de velocidad absoluta para la geometría con generador de vórtices con</i>	

<i>entradas ángulo de 120°</i>	71
<i>Figura 4.5 Vectores de velocidad en la trayectoria R1 a 0.05m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría con entradas inclinadas a 60°</i>	72
<i>Figura 4.6 Vectores de velocidad en la trayectoria R2 a 0.1m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría con entradas inclinadas de 60°</i>	73
<i>Figura 4.7 Vectores de velocidad en la trayectoria R3 a 0.15 m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría con entradas inclinadas de 60°</i>	73
<i>Figura 4.8 Vectores de velocidad en la trayectoria R1 a 0.05m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría de 90°</i>	74
<i>Figura 4.9 Vectores de velocidad en la trayectoria R2 a 0.1m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría de 90°</i>	75
<i>Figura 4.10 Vectores de velocidad en la trayectoria R3 a 0.15m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría de 90°</i>	75
<i>Figura 4.11 Vectores de velocidad en la trayectoria R1 a 0.05m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para geometría de 120°</i>	76
<i>Figura 4.12 Vectores de velocidad en la trayectoria R2 a 0.1m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para geometría de 120°</i>	76
<i>Figura 4.13 Vectores de velocidad en la trayectoria R3 a 0.15m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para geometría de 120°</i>	77
<i>Figura 4.14 Contornos de Velocidad en el plano 1 para la geometría de 60°</i>	78
<i>Figura 4.15 Contornos de Velocidad en el plano 1 para la geometría de 90°</i>	78
<i>Figura 4.16 Contornos de Velocidad en el plano 1 para la geometría de 120°</i>	79
<i>Figura 4.17 Perfiles de Velocidad para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 60°</i>	80
<i>Figura 4.18 Perfiles de Velocidad para A1, A2, A3 en el plano 1 con respecto a Z, para la geometría de 60°</i>	81
<i>Figura 4.19 Perfiles de Velocidad para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 90°</i>	81
<i>Figura 4.20 Perfiles de Velocidad para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 90°</i>	82
<i>Figura 4.21 Perfiles de Velocidad para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 120°</i> ..	82
<i>Figura 4.22 Perfiles de Velocidad para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 120°</i>	83
<i>Figura 4.23 Contornos de temperatura para la geometría de 60°</i>	84
<i>Figura 4.24 Contornos de temperatura para la geometría de 90°</i>	85
<i>Figura 4.25 Contornos de temperatura para la geometría de 120°</i>	85
<i>Figura 4.26 Perfiles de Temperatura para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 60°</i>	86
<i>Figura 4.27 Perfiles de Temperatura para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 90°</i>	86
<i>Figura 4.28 Perfiles de Temperatura para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 90°</i> 87	87
<i>Figura 4.29 Perfiles de Temperatura para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 120°</i> ..	88
<i>Figura 4.30 Perfiles de Temperatura para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 120°</i>	88
<i>Figura 4.31 Perfiles de Temperatura para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 120°</i> ..	89
<i>Figura 4.32 Contornos de Fracción de Masa en el plano 1 de las emisiones del contaminante de NO para la geometría de 60°</i>	91
<i>Figura 4.33 Contornos de Fracción de Masa en el plano 1 de las emisiones del contaminante de NO para la geometría de 90°</i>	92
<i>Figura 4.34 Contornos de Fracción de Masa en el plano 1 de las emisiones del contaminante de NO para la geometría de 120°</i>	92

INDICE DE TABLAS**Página**

<i>Tabla 3.1 Dimensiones de los componentes de la cámara de combustión.</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 3.2 Condiciones de reacción aire-metano</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 3.3 Condiciones de frontera a la entrada de la cámara de combustión.....</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 3.4 Tamaño de los elementos para las diferentes geometrías.</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 3.5 Estudio de convergencia de Malla para las geometrías de 60°, 90° y 120°.....</i>	<i>63</i>
<i>Tabla 4.1 Comparación de especies y NOx a la entrada y salida de la cámara de combustión para las geometrías de 60°, 90° y 120°.</i>	<i>90</i>

CAPÍTULO 1.

1.1 INTRODUCCIÓN.

El tremendo aumento de la demanda de energía debido al aumento de la población y la economía rápida da como resultado un mayor nivel de contaminantes atmosféricos y el calentamiento global. El cambio global al uso de energías limpias renovables todavía tiene algunas restricciones en términos de la disponibilidad de las tecnologías avanzadas confiables y el costo de la aplicación en comparación con los combustibles fósiles convencionales. Hasta que podamos tener esta conversión completa a energías renovables, se aprecia el desarrollo de nuevas técnicas para la combustión limpia de combustibles fósiles. Forzado por el aumento simultáneo de la presión de las estrictas regulaciones de emisiones y el objetivo de limitar el calentamiento global, los fabricantes de turbinas de gas desarrollaron nuevas técnicas de combustión para la producción de energía limpia en turbinas de gas. Estas técnicas novedosas dependen de la modificación en el sistema de combustión existente o del desarrollo de nuevos quemadores para la producción de energía limpia. En esta investigación, se presentan diferentes técnicas de combustión limpia que incluyen; variabilidad del tipo de llama, diseño del quemador y flexibilidad de combustible y oxidante. Las características de combustión y emisión de diferentes tipos de llama incluyen: Las llamas de combustión sin llama premezcladas / premezcladas, moderadas o intensas de baja emisión de oxígeno, combustión incolora distribuida e inyectores de bajo remolino se presentan con sus limitaciones para las aplicaciones. (Medhat Ahmed Nemitallah, 2018)

En muchos países las turbinas de gas (Ciclo Brayton) son la principal fuente de generación de energía eléctrica, es bien sabido que los NOx emitidos a la

atmósfera pueden causar daños al ecosistema y son especialmente agresivos por su carácter ácido. La creciente contaminación de los NO_x ha llevado a las naciones tecnológica e industrialmente más avanzadas a limitar sus emisiones. Debido a esto se han implementado normas ambientales que hacen necesario el control de las emisiones de NO y NO₂, conocidos como Noxes o NO_x. Dichas regulaciones demandan emisiones máximas de 25 ppm (partes por millón) de NO_x para combustibles líquidos y de 10 ppm para gas natural. Las emisiones de NO_x tienen efectos adversos en la salud humana y el medio ambiente.

Las emisiones de NO₂ tienen un efecto más adverso en la salud humana que el NO. El NO₂ captura el oxígeno que transporta la hemoglobina y también forma ácido en los pulmones de ahí que es más tóxico que el CO₂ para la misma concentración.

La mayoría de las turbinas de gas queman gas natural (el cual puede modelarse, para cálculos previos, como CH₄: metano) de allí que tienen un alto impacto en la contaminación ambiental por NO_x, de tal manera los investigadores y productores de turbinas de gas han centrado parte de sus estudios en desarrollar técnicas que permitan reducir las emisiones de NO_x en las turbinas de gas. Esta preocupación está altamente relacionada con el aumento que se ha logrado en la temperatura de combustión, o temperatura de entrada, con el propósito de mejorar la eficiencia térmica de la turbina, pero dicho aumento, como se anotó anteriormente, trae consigo un efecto indeseable, la formación de emisiones de NO_x.

La mayor parte de los fallos en turbinas de gas están relacionadas con las altas temperaturas que se emplean en la cámara de combustión y en las primeras filas de álabes de la turbina de expansión. Otro gran grupo se refiere al ajuste

del proceso de combustión, y así el rendimiento y la estabilidad de llama se ven relacionados con estos ajustes. Y, por último, al igual que ocurre con los motores de gas, las negligencias de operación y mantenimiento están detrás de muchos de los problemas que se viven con turbinas de gas, y especialmente, detrás de las averías más graves.

Es por ello, que, si puede manipularse la velocidad tangencial en las entradas de una turbina, se puede estudiar su efecto en el campo de temperaturas y su impacto en el arrastre de la flama, generando un uso eficiente del combustible, minimizando las emisiones de NOx y el potencial de falla, y, por ende, un ahorro tanto en lo ecológico como económico.

1.2 ESTADO DEL ARTE.

Hoy en día, el diseño de turbina de gas que se ha impuesto está basado en un compresor axial multietapa, una cámara de combustión interna y una turbina de expansión, todo ello construido de una forma bastante compacta que da idea de un equipo unitario. Pero al diseño de turbina predominante en la actualidad se ha llegado después de una larga evolución desarrollada a lo largo del siglo XX.

Se menciona que la primera turbina de gas realmente construida fue concebida por J.F. Stolze en 1872 a partir de una patente de Fernlhoughs, y construida realmente entre 1900 y 1904. Constaba de un compresor axial multietapa, un intercambiador de calor que precalentaba el aire antes de entrar en la cámara de combustión, utilizando los gases de escape de la turbina para este fin, y una turbina de expansión multietapa. A partir de ahí, numerosas investigaciones se han realizado para determinar los comportamientos de los fluidos con diferentes características y reacciones.

En el año 2010, [Vincent Fichet, Mohamed Kanniche , Pierre Plion, Olivier Gicquel] un artículo propone un procedimiento optimizado para dividir el campo de flujo reactivo en zonas homogéneas consideradas como Reactores Perfectly Stirred (PSR). Una vez conectados, dan como resultado una Red de Reactores Químicos (CRN) que produce una composición detallada de las especies y la temperatura en la cámara de combustión. Luego, se realizan estudios de sensibilidad para estimar la influencia de la humedad del aire y la carga de la turbina de gas en las predicciones de NOx. bar). Finalmente, la metodología RN ha demostrado ser eficiente para estimar emisiones de NOx con precisión con un tiempo de respuesta corto (pocos minutos) y requisitos de CPU pequeños.

Desde los inicios de las turbinas a gas el gran reto ha sido trabajar con altas temperaturas ya que la potencia está ligada a ello. Donde los primeros desarrollos datan en Gran Bretaña. El primer estudio fue realizado por el británico White para un turbo reactor implementando un método de preparación del líquido combustible para la combustión, esto fue, vaporizando antes de la combustión el hidrocarburo pesado.

Hoy en día se han realizado numerosos estudios sobre sistemas y procesos de combustión con el fin de mejorar la eficiencia del fenómeno. Un estudio realizado [Fuligno et. al 2009] hace mención sobre la investigación de los parámetros óptimos para diseñar una cámara de combustión en aplicaciones de microturbinas a gas, basándose en la aplicación de un algoritmo el cual determina la forma de la geometría. De igual forma el diseño se caracterizó para obtener bajas concentraciones de las emisiones de NO y CO, minimizar las pérdidas de presión y obtener un factor patrón bajo en el perfil de temperaturas donde el límite es 1. No obstante el modelo de optimización está disponible solo para geometrías simplificadas. En una publicación se hace referencia a la reducción de emisiones contaminantes, los sistemas de combustión con mezcla pobre dan lugar para reducir el impacto de NOx; así como aumentar el control de las temperaturas desarrolladas en el interior de la cámara de combustión [Dunn-Rankin 2008; Hayashi y Yamada 2000; Razak 2013].

Recientemente, en el año 2015 [Yichao Li, Renfu Li, Dinggen Li, Jianye Bao, Peng Zhang], se realizó un estudio acerca del rendimiento de la combustión de un cámara de combustión no premezclado con una turbina ranurada, se investigó experimental y numéricamente. Los perfiles de velocidad y temperatura en aguas abajo del remolino se midieron tanto en experimentos de flujo en frío como de combustión. La concentración de emisión de CO₂ se midió utilizando un analizador de gases de combustión y se determinó en

consecuencia la eficacia de la combustión. Un estudio presenta un análisis numérico de un cámara de combustión parcialmente premezclado de NOx bajo para turbina de gas, cuyo proceso de premezcla dentro del cámara de combustión utiliza el enfoque RANS CFD estándar. Los perfiles resultantes en diferentes puntos de prueba se utilizaron para realizar simulaciones reactivas de una plataforma de prueba experimental, donde se midieron las emisiones de NOx de escape. Se encontró una configuración numérica confiable que compara las emisiones de NOx pronosticadas y medidas en diferentes condiciones de operación y las relaciones de división entre el combustible principal y el piloto. La configuración numérica calibrada se empleó luego para explorar posibles modificaciones en los criterios de inyección de combustible y división de combustible, con el objetivo de minimizar las emisiones de NOx de escape [A. Andreini, 2015].

Otro aspecto importante en el proceso de combustión es el tipo de flama de un sistema. De flama difusa, que está ligado a los procesos con sistema de inyección de combustibles dentro de la cámara de combustión, y de flama premezclada, donde el combustible es mezclado previamente a la reacción; [Norton y Velachos 2003; Kassem et. al 2011].

1.3 OBJETIVO:

Caracterizar mediante Dinámica de Fluidos Computacional, el efecto de la velocidad tangencial en el comportamiento del flujo como mecanismo regulador de las emisiones de NOx en cámaras de combustión de turbinas de gas con entradas de aire tangenciales.

1.4 OBJETIVOS PARTICULARES:

- Generación de un modelo en 3D de la cámara de combustión que será empleado en los análisis con CFD (Computational Fluid Dynamics).
- Definición de las condiciones de operación para realización de los cálculos con CFD.
- Cálculos de CFD de la dinámica de fluidos y de la combustión en la cámara de entradas tangenciales.
- Análisis de la combustión bajo distintas condiciones de operación: diferentes velocidades tangenciales.
- Calcular numéricamente las emisiones de NOx para las diferentes velocidades y diferentes ángulos de entrada de aire.

1.5 HIPÓTESIS.

A mayor magnitud de velocidad de flujo en las entradas tangenciales, mayor control de arrastre de flama, y menor emisión de NOx en turbinas de gas con entradas tangenciales.

1.6 ALCANCES.

La experimentación se realizará sólo para la parte de dinámica del flujo sin considerar la combustión. Se considerará combustión No-premezclada.

CAPÍTULO 2.

2.1 MARCO TEÓRICO

El objetivo de este capítulo es proporcionar una revisión de los aspectos básicos de la combustión, mismos que se tomaron en cuenta en el desarrollo de este trabajo.

2.2 Turbinas de gas.

2.2.1 Teoría sobre cámaras de combustión para turbina de gas.

En ella tiene lugar la combustión a presión constante del gas combustible junto con el aire. Esta combustión a cierta presión obliga a que el combustible sea introducido al nivel de presión requerido por la turbina de gas, que oscila entre 16 y 50 bar. Debido a las altas temperaturas que pueden alcanzarse en la combustión y para no reducir la vida útil de los componentes de la cámara, se trabaja con un exceso de aire, utilizando del 300 al 400% del aire teórico necesario para la combustión, con lo que se consigue por un lado reducir la temperatura de flama y por otro refrigerar las partes más calientes de la cámara. Parte del aire que procede del compresor, se dirige directamente hacia las paredes de la cámara de combustión para mantener su temperatura en valores convenientemente bajos. Otra parte se hace circular por el interior de los álabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes que crean una película sobre la superficie de los álabes.

Cualquier sistema de turbina de gas consiste en un compresor, una cámara de combustión y de una turbina. En esta sección centraremos la atención en

el dispositivo de combustión. Una adecuada combustión es uno de los factores más importantes de estos sistemas, ya que gracias a la combustión se lleva a cabo la transformación de la energía del combustible en energía térmica. Además, es donde se tiene el control de la temperatura y de la producción de gases contaminantes que llegan a la turbina (Giampaolo, 2012).

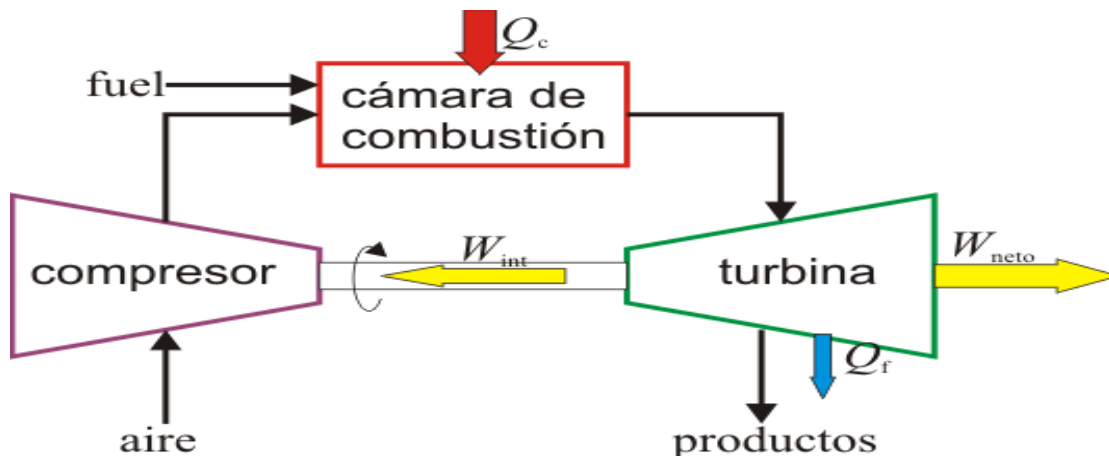


Figura 2.1 Proceso de combustión en una turbina de gas

El proceso de la combustión dentro de la cámara de combustión debe estar controlado y tener ciertas características para lograr que la cámara permanezca encendida. Es por eso que el diseño de cámaras de combustión tienen que presentar características que mejoren el proceso de combustión, tales como: estabilidad de la llama, evitar la formación de depósitos de carbón, pérdidas de calor, tener bajas emisiones de gases de escape, así como facilitar el encendido de la cámara, entre otras. Antes bien comenzaremos describiendo las características principales de una cámara de combustión.

La misión de las cámaras (Fig 2.2), es realizar la combustión de la mezcla aire-combustible y entregar la energía resultante a la turbina a una temperatura permisible para su correcto funcionamiento. El rendimiento de la combustión

oscila alrededor de 0,95 y se define como el cociente entre la temperatura absoluta que alcanza en la cámara.

Las exigencias fundamentales de una cámara son:

1. Estabilidad del proceso de combustión que asegure un trabajo del motor sin fallo.
2. Valores altos de energía obtenidos por unidad de volumen, lo que implica dimensiones mínimas para un determinado valor de energía calorífica.
3. Campo uniforme de temperaturas a la entrada de turbinas.
4. Posible reencendido en caso de apagado.
5. Comodidad de entretenimiento de la cámara, es decir, que sea fácil realizar inspecciones, etc.

La elección de un tipo particular de cámara de combustión es ligada fuertemente a las especificaciones de operación del sistema. Aunque también es influenciado por la disponibilidad de espacio, es decir las dimensiones del sistema. Por lo que una cámara de combustión debe cumplir con algunos requerimientos que dependen del tipo de sistema, la siguiente lista menciona las principales:

- Alta eficiencia de combustión.
- Ignición confiable.
- Estabilidad de flama.
- Baja pérdida de presión.
- Distribución uniforme de temperatura en la salida.
- Bajas emisiones de gases de escape.
- Libre de pulsaciones de presión que inducen inestabilidad.
- Tamaño y forma compatible con el espacio del sistema.

- Costo mínimo de diseño y manufactura.
- Facilidad de mantenimiento.
- Durabilidad.
- Compatibilidad con combustibles sintéticos, bio-combustibles y multi-combustibles.

2.2.2 Tipos de cámara de combustión.

El calor se introduce en las turbinas de gas a través de la cámara de combustión. Esta cámara recibe el aire comprimido proveniente del compresor y lo envía a una elevada temperatura hacia la turbina expansora, idealmente sin pérdida de presión. De esta forma, la cámara de combustión es un calentador de aire donde el combustible, mezclado con mucha mayor cantidad de aire que lo que correspondería a una mezcla estequiométrica aire-gas. La figura 2.3 nos muestra un ejemplo de una cámara de combustión tipo anular.

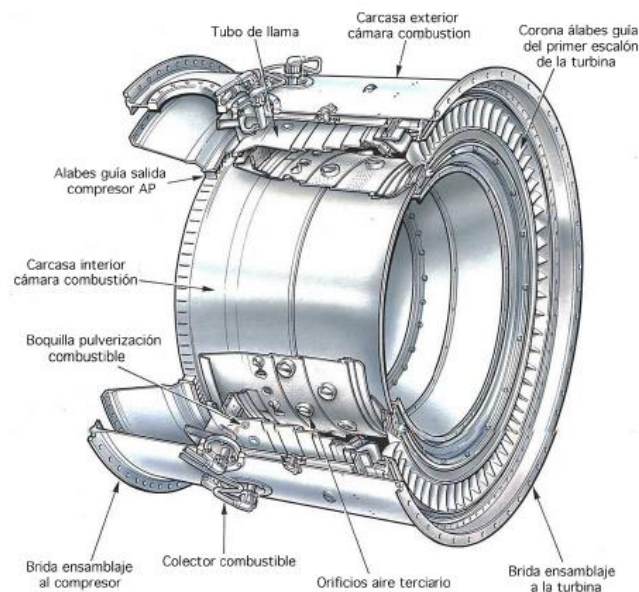


Figura 2.1 Esquema gráfico de cámara de combustión tipo anular.
[aeromodelbasic.blogspot.mx]

Existen varios tipos de cámaras de combustión, pero en general pueden agruparse en tres categorías: a) tubulares, b) las anulares (la cual utilizamos en el proyecto) y c) las tubo anulares.

2.2.2.1 *Cámara de combustión Tubular.*

Este tipo de cámara de combustión (figura 2.2) fue comúnmente empleado en los primeros diseños de turbinas de gas. Un sistema de combustión puede tener una o varias cámaras tipo can, cada una conformada por un inyector de combustible, una pared perforada en forma cilíndrica o tubular (liner) y una cubierta individual que la contiene. Las cámaras están interconectadas por pequeños tubos de propagación de llama que permiten que la combustión iniciada por los inyectores o bujías posicionadas en dos de las cámaras, para dar la chispa de encendido.

Este tipo de cámaras de combustión facilita su mantenimiento ya que pueden repararse o reemplazarse las cámaras individuales y no todo el conjunto. Sin embargo, no aprovecha eficientemente el espacio y requiere una mayor superficie de metal para contener el flujo de gas en este tipo de cámaras el aire procedente del compresor se divide en una serie de corrientes separadas cada una de las cuales alimenta a una cámara de combustión.

Estas cámaras se encuentran espaciadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina y está alimentada con su propio chorro de combustible procedente de una línea de alimentación común. Este tipo de disposición es adecuada cuando se trabaja con compresores centrífugos pues el caudal de aire ya sale dividido en varias corrientes.

Cada una de sus cámaras interiores cuenta con una carcasa individual.

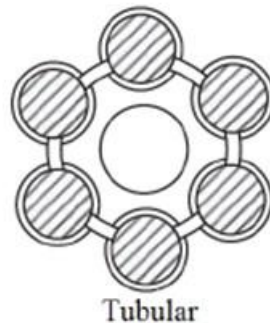
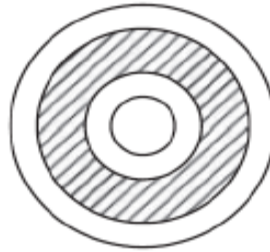


Figura 2.2 Representación básica de una cámara de combustión tipo tubular. [Lefebvre et. Al 2010, página 10]

2.2.2.2 Cámara de combustión Anular

Este tipo de cámara de combustión (figura 2.3) está reemplazando a los tipos can-annular en las maquina más modernos. Consiste en una pared perforada o liner y una cubierta dispuestas en forma anular. Varios inyectores se instalan a lo largo de la circunferencia de la cámara de combustión para suministrar el combustible necesario y dos bujías proporcionan la energía para la ignición de la mezcla. Esta configuración hace que las cámaras de combustión tipo Anular tengan mejores características en cuanto a eficiencia térmica, peso y longitud. La menor superficie metálica requerida para contener el flujo de gases hace que se requiera menos aire para su enfriamiento. Dependiendo de la forma en que el flujo pasa por la cámara de combustión Anular, esta puede ser de flujo directo o flujo reverso.

Existe una única cámara que rodea el eje del rotor, con esto se aprovecha al máximo el espacio existente entre el compresor y la turbina, teniendo por ello menores pérdidas de carga. Sin embargo, la distribución de combustible es menos homogénea y estructuralmente es más débil. Es solo una cámara.

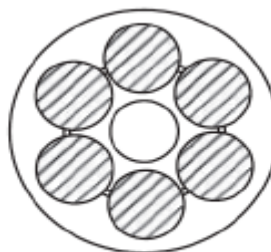


Anular

Figura 2.3 Figura 2.5 Representación básica de una cámara de combustión tipo anular. [Lefebvre et. Al 2010, página 10]

2.2.2.3 Cámara de Combustión Tubo anular.

Este tipo de cámaras de combustión (figura 2.4) es ampliamente usado en los motores de turbina de gas modernos. Suele constar de una cubierta exterior anular que contiene varias paredes cilíndricas perforadas, cada una con un inyector de combustible e interconectadas entre sí por pequeños tubos de propagación de llama. Debido a que una sola cubierta contiene las paredes cilíndricas perforadas o lineales, se ahorra peso por la menor cantidad de metal empleado y se obtiene un mejor aprovechamiento del espacio. Es una combinación de las dos anteriores, la cámara misma es anular, mientras que los tubos de llama son individuales. Todas sus cámaras interiores están cubiertas por una carcasa.



Tuboanular

Figura 2.4 Representación básica de una cámara de combustión tipo anular. [Lefebvre et. Al 2010, página 10]

2.2.2.4 *Micro-cámaras de combustión*

Las características de un dispositivo de cámara de combustión para un sistema de microturbina, no diferencia de una cámara de combustión como las antes mencionadas. Pero su tamaño y forma si, por lo que para estos sistemas existe una mejora continua de los dispositivos de combustión. Esto convierte el estudio de cámaras de combustión un caso particular para cada sistema de tamaño micro, ya que su principal defecto son las altas temperaturas con las que opera. La ventaja de un dispositivo de esta clase no solo es su tamaño, si no la capacidad de disminuir las emisiones contaminantes, trabajar con otros combustibles y ocupar flujos pequeños de combustible.

Una característica muy común en estos tipos de cámaras es la forma de como estabilizan la flama, la mayoría incluye el uso de un estabilizador por arremolinamiento, el cual da un efecto de flujo toroidal al flujo de aire. De esta forma se mejora el mezclado, se reducen las emisiones y mantiene la flama anclada por la zona de baja presión que se forma [Tuccillo y Cameretti 2005].

2.3 Combustión

Parte importante de esta investigación es la combustión, la cual, define las características de la cámara de combustión. La combustión se define como la reacción que se produce entre un material oxidable y el oxígeno, la cual se revela a través de la flama y genera la liberación de energía. Es decir, la combustión implica la oxidación de un elemento mediante un proceso que se hace visible por el fuego y que incluye el desprendimiento de energía a modo de luz y calor.

Para el desarrollo de esta reacción química, se necesita una sustancia capaz de arder y una sustancia que genere la combustión (el comburente). Por lo general el comburente es el oxígeno. La reacción hace que los componentes del combustible se oxiden.

Parte importante es la relación de equivalencia, la cuál permite establecer la relación entre los elementos. Un combustible, para comenzar la combustión, debe alcanzar la temperatura de ignición. Esta temperatura supone que sus vapores arden de manera espontánea. Una vez que el combustible llega a su temperatura de ignición, empieza la combustión.

La dinámica de fluidos se utiliza en conjunto con la química de reacción para el estudio de este fenómeno. Se reconocen diversas investigaciones mediante las cuales explican cuál es el proceso de la combustión cuando es precedida por un flujo turbulento. Por lo tanto, en el transcurso de este capítulo se enunciarán los aspectos más importantes para poder comprender la combustión.

2.3.1 Proceso Químico de combustión

El proceso de combustión en un sistema de microturbina y en cualquier otro tiene lugar dentro de la cámara de combustión. Donde se tiene control de las temperaturas a fin de evitar que los álabes de la turbina se expongan de forma directa con las temperaturas de la flama. Puesto que todas reacciones químicas de combustión son acompañadas por liberación de la energía, la cual se manifiesta en forma de calor y que es posible determinar por el incremento de entalpía.

$$Q = \Delta H \quad (2.1)$$

Donde Q es el calor sumado y ΔH es la entalpía

Inicialmente para que se pueda llevar a cabo la combustión deben mezclarse dos sustancias, en este caso un fluido oxidante y un fluido reactante es decir una mezcla aire-combustible. La mezcla aire-metano de la ecuación (2.2) es un ejemplo de una reacción de combustión:



Como las temperaturas generadas por esta mezcla son elevadas, la cantidad de aire suministrado al combustible tiene que ser mayor que la cantidad de aire teórico para disminuirlas. Esto define la condición dejando que la temperatura de la flama quede en función de la relación de equivalencia (ϕ). La Figura 2.5 muestra su comportamiento.

De modo que existen tres tipos de condición de mezcla: mezcla rica en combustible cuando $\phi > 1$, mezcla estequiométrica $\phi = 1$ y de mezcla pobre $\phi < 1$. Para determinar qué tipo de condición de mezcla se está manejando se tiene el siguiente ejemplo con la ecuación 2.3.

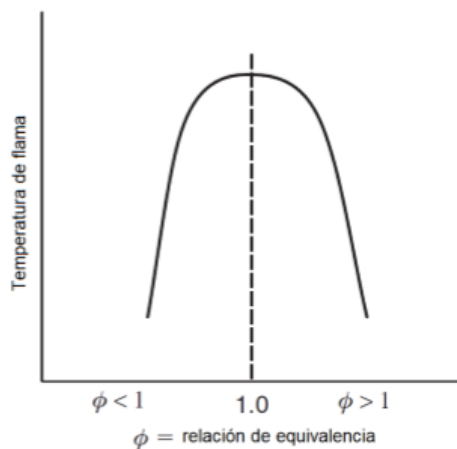
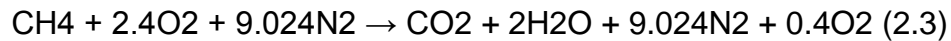


Figura 2.5 Variación de la temperatura de flama respecto a la relación de equivalencia.
[Glassman, 2008, página 23]

De la ecuación 2.2 se supone un aumento de 20% de aire en exceso, por lo tanto, da como resultado lo siguiente:



Ahora bien, una vez realizado el aumento de la cantidad de molar de aire se determina la masa de cada elemento:

para la ecuación 2.4 se tiene:

$$16.04246 + 63.9976 + 210.660768 \rightarrow 44.0095 + 36.03056 + 210.660768 \text{ (g)}$$

para la ecuación 2.5 se tiene:

$$16.04246 + 76.79712 + 252.79292 \rightarrow 44.0095 + 36.03056 + 252.79292 + 12.79952 \text{ (g)}$$

Ahora bien, se calcula la relación combustible-aire para cada reacción con la siguiente ecuación por sus siglas en ingles FAR (Fuel-Air Ratio):

$$\text{FAR} = \frac{\text{Masacombustible}}{\text{Masaaire}} \quad (2.6)$$

Aplicando la ecuación 2.6 anterior se tiene:

$$\text{FAR}_{\text{estequio}} = \frac{16.04246 \text{ (g)}}{63.9976 \text{ (g)} + 210.660768 \text{ (g)}} = 0.0584088 \quad (2.7)$$

$$\text{FAR}_{\text{ae}} = \frac{16.04246 \text{ (g)}}{76.79712 \text{ (g)} + 252.79292 \text{ (g)}} = 0.048674$$

Donde $FAR_{\text{estequiuo}}$ es la relación de la reacción estequiométrica y FAR_{ae} la relación de reacción con aire en exceso. Ahora bien, la relación de equivalencia ϕ esta definida por las dos anteriores como lo indica la siguiente ecuación:

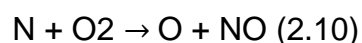
$$\phi = \frac{FAR_{\text{ae}}}{FAR_{\text{estequiuo}}} \quad (2.8)$$

Aplicando la ecuación 2.7 se obtiene:

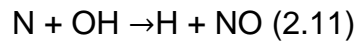
$$\phi = \frac{0.048674}{0.0584088} = 0.83$$

El resultado de $\phi = 0.83$ indica que se trata de una mezcla en condiciones pobres de acuerdo con la gráfica de la Figura 2.8. Este tipo de mezcla es usada ampliamente en sistemas de turbinas de gas ya que mejora los niveles de temperatura y emisiones contaminantes. Ligado a esto en el proceso de combustión ocurre un cambio de energía que es asociado a la reacción, donde los reactantes y los productos están es estado apropiado. Este cambio es conocido también como calor de reacción. El cual incrementa la velocidad de reacción.

Aunado a este fenómeno de reacción esta la formación de NO_x , el cual es determinado por las altas temperaturas, donde las moléculas de nitrógeno, reacción de la forma siguiente:



También existe una tercera ecuación de reacción particular a las condiciones cercanas a la mezcla estequiométrica y rica en combustible.



Con lo anterior queda claro que la producción de NO_x está ligada con el incremento de la concentración de oxígeno y aumenta su producción al doble por cada 90K de temperatura más allá de los 2000K, lo cual lo vincula a la dependencia de las altas temperaturas, pero no del tipo de combustible [Ansys 2015].

2.3.2 Tipos de flama en combustión.

Mediante la quema de combustible dentro de la cámara de combustión interna se puede obtener energía mecánica para diferentes fines. La combustión es un fenómeno complejo ya que dependiendo de la relación de la mezcla aire combustible y de las velocidades con la que entra a la cámara de combustión, las reacciones químicas describirán un proceso de combustión laminar o turbulento. La flama es consecuencia de la reacción química y define el medio en el que se desarrollan las reacciones. Como tal, puede adoptar diferentes formas según el medio donde se realice el proceso de la combustión.

Dependiendo el tipo de mezcla, la combustión puede ser pre-mezclada, como es el caso en estudio. A continuación, se describen los tipos de combustión tanto laminar como turbulento.

2.3.2.1 *Combustión laminar y turbulenta.*

En la combustión laminar se supone que en la mezcla aire-combustible el perfil de velocidades es igual por lo que el frente de flama tiene la forma que se muestra en la figura 1. Este frente de flama, cuyo límite es esférico en el inicio de la combustión, va de los gases quemados hacia la mezcla fresca tal como ocurre la transferencia de calor. Las condiciones se caracterizan en que la mezcla fresca, o de baja temperatura, de acuerdo a la ecuación estequiométrica, tendrá una alta concentración de oxígeno y mínima cantidad de dióxido de carbono y monóxido de carbono mientras que la mezcla quemada, tendrá mínima cantidad de oxígeno pero altas concentraciones de dióxido y monóxido de carbono a altas temperaturas. La velocidad de combustión en condición laminar es función de la temperatura generada en la quema de combustible, de la presión y de la composición de la mezcla.

En una flama turbulenta la mezcla aire-combustible es homogénea en cuanto a composición, pero ofrece un comportamiento anisótropo en cuanto a componente de la velocidad lo que da lugar a la aparición de numerosos vórtices donde se producen velocidades altas.

2.4 Dinámica de fluidos y Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

En este capítulo se presentan las leyes que gobiernan el movimiento de los fluidos, los conceptos de dinámica de fluidos computacional (CFD) y los modelos de turbulencia que se utilizaron en este proyecto de tesis.

Antes de plantear el modelo de dinámica de fluidos para el análisis de los perfiles de velocidades de un rotor, es importante establecer los conceptos,

teorías y teoremas de las cuales se basa la dinámica de fluidos. Es necesario realizar un modelo con el cual se pueda analizar apropiadamente la dinámica de fluidos dentro del pasaje o a través del perfil, dicho modelo nos dará datos útiles como el de las velocidades de la distribución del aire en cada una de sus direcciones, así también nos proporcionara datos de temperatura para poder evaluar la eficiencia y/o perdidas dentro del mismo.

En la actualidad, se han desarrollado métodos complejos que permiten la comprensión y solución a distintos fenómenos. Computational Fluid Dynamics (CFD, dinámica de fluidos computacional) es una herramienta que presenta una asombrosa flexibilidad, precisión y amplitud de la aplicación. Sin embargo, es posible que la CFD de calidad, que proporciona datos para ayudarle a optimizar sus diseños, no esté a su alcance si no elige su software con cuidado. Para obtener resultados de CFD de calidad, se necesita un software de calidad. El CFD de ANSYS va más allá de la obtención de resultados cualitativos, ya que proporciona predicciones cuantitativas precisas de intercambio e interacciones de los fluidos. Estos datos descubren oportunidades inesperadas para su producto: oportunidades que incluso los analistas de ingeniería con experiencia podrían omitir.

2.4.1 Concepto de fluido de combustión y flujo

El fluido de combustión se define como una sustancia que se transforma continuamente. Este mismo se puede clasificar según sus propiedades tales como la presión, temperatura, densidad, entre otras, por lo que en este trabajo se trata con un fluido con propiedades de estado gaseoso. Dado que la fuerza de cohesión entre las moléculas de un gas es muy pequeña se desprecia, provocando que la menor fuerza aplicada a las partículas del fluido ocasione movimiento, esto se conoce como flujo (White 2003). Del cual existen dos

tipos: flujo laminar, donde la trayectoria de las partículas en movimiento tiene un orden homogéneo y ?flujo turbulento, donde la trayectoria de las partículas en movimiento es aleatoria.

Osborne Reynolds fue el primero que pudo hacer una distinción entre ambos flujos, por lo que para determinar si un flujo es laminar o turbulento se utiliza el número de Reynolds. El cual es una medida de la razón de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido a la fuerza viscosa sobre un elemento, y es denotado como se muestra en la ecuación 2.12:

$$Re = \frac{\rho v l}{\mu} \quad (2.12)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, v es la velocidad del fluido, l es una longitud característica y μ la viscosidad dinámica. De manera que un flujo se considera laminar si Re es menor a 2100 y es turbulento si Re es mayor a 4000 [Munson et. al 2013].

Tomando en cuenta que la mayoría de los procesos de combustión en sistemas de turbinas de gas estabilizados por arremolinamiento trabajan con flujos turbulentos y compresibles. Así que se deben de tomar en las cuentas las leyes de conservación de masa, momento y energía que se aplican a un volumen de control que representa al fluido. Dicho volumen de control actúa como un medio continuo para el estudio del fluido en movimiento. La descripción Euleriana caracteriza a dicho flujo en función de la posición y el tiempo. Se obtiene información del flujo en términos de un punto fijo en el espacio a lo largo del tiempo. Esto es:

$$\rightarrow V = \rightarrow V(x,y,z,t) \quad (2.13)$$

Por otro lado, como el flujo es compresible y es considerado como un gas ideal se describe por la siguiente ecuación:

$$\rho V = RT \quad (2.14)$$

donde ρ es la densidad del fluido, V es el volumen ocupado, R es la constante de los gases ideales y T es la temperatura del fluido. Aplicada al estudio del fluido, permitirá conocer las temperaturas y presiones en el sistema.

2.4.2 Conservación de masa

La conservación de masa o mejor conocida como ley de continuidad, establece que la masa contenida en un volumen de control se mantenga constante mientras se mueve a través de un campo de flujo [Andersson et. al 2012].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \cdot V = 0 \quad (2.15)$$

Para un flujo compresible se tiene:

$$\nabla \cdot \rho \cdot V = 0 \quad (2.16)$$

2.4.3 1ª Ley de la Termodinámica - Conservación de energía

La primera ley de la termodinámica en palabras es:

La razón de cambio de energía en un sistema	La razón de cambio neta de energía añadida por transferencia de calor en un sistema	La razón de cambio neta de energía añadida por transferencia de trabajo en un sistema
	=	+

El principio de conservación de energía está basado en la primera ley de la termodinámica. Se establece que la energía total de la partícula fluida es constante, siempre que no existan aportes energéticos por transferencia de calor o trabajo. De acuerdo al criterio termodinámico, se considera positivo al trabajo desarrollado por la partícula, y como negativos el trabajo consumido por la partícula y el calor cedido por la misma; se tiene:

$$dE - \delta Q + \delta W = 0 \quad (2.17)$$

2.4.4 Conservación de momento

La ecuación que define la conservación de momento en un fluido en movimiento se basa en la segunda ley de Newton, que se aplica a una partícula, donde las fuerzas de volumen, de superficie y de inercia que la mantienen en equilibrio se resumen en la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \nabla) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2.18)$$

La ecuación 2.18 tiene su base en las ecuaciones de Navier-Stokes que describen el movimiento de un fluido [Anderson 1995].

2.4.5 CFD

La valorización de prototipos por medio de herramientas computacionales es ahora una necesidad obligada en el desarrollo de nuevos productos en la mayoría de los sectores industriales. La integración de la dinámica de fluidos computacionales, CFD por sus siglas en inglés, contribuye como una herramienta de análisis. Mediante aproximaciones numéricas estos métodos se aplican a modelos que impliquen interacción con algún fluido. Esto constituye una nueva era en el estudio y desarrollo en disciplinas como la ingeniería.

Los métodos por CFD consisten principalmente en obtener una solución numérica basándose en las ecuaciones de conservación en su forma integral mediante la selección de ecuaciones diferenciales que representen el sistema, aplicadas a dominios en espacio y tiempo de flujos complejos.

El hecho de reproducir fenómenos y dar soluciones a problemas de flujos dinámicos, no quiere decir que la solución es exacta. Se debe tener presente de que se trata de aproximaciones, por lo cual siempre habrá un margen de error entre fenómeno experimental y el numérico. Esto lleva al acto de saber interpretar los resultados, una forma sencilla es la visualización por medio de gráficas, mapas de contorno, mapas de vectores y líneas de trayectoria.

Las aproximaciones de los cálculos numéricos siguen un método de solución, que consiste en pre-proceso, proceso y post-proceso. El pre-proceso es la etapa donde se realiza la generación un dominio dividido en volúmenes de control finitos para la solución de las ecuaciones de movimiento. La división del dominio se llama discretización o mallado, que puede ser estructurado o

no estructurado. En la malla estructurada los volúmenes de control están ordenados y son de forma hexaédrica de tal manera que disminuye el tiempo de cálculo. Caso contrario pasa con la malla no estructurada, sin embargo, la ventaja de esta malla es que se puede implementar en cualquier dominio por muy complejo que sea. En esta misma etapa se establecen las condiciones de frontera a las cuales se requiere reproducir o estudiar un fenómeno.

En la etapa de procesamiento se establecen los modelos numéricos que se disponen en CFD y que son resueltos por métodos iterativos. Un criterio de convergencia define si el proceso de solución ha terminado o no, tomando en cuenta la precisión y eficiencia del modelo empleado. Por último en la etapa de post-proceso los resultados se presenta de forma visual y gráfica para su interpretación en base al estudio y la relación que presenta con el fenómeno, para llegar a un conclusión acerca de este.

Como parte de un buen uso de esta herramienta de CFD se debe de tener en cuenta ciertos criterios que permitan comprobar la incertidumbre o exactitud de los cálculos. Uno de esos criterios es la validación por medio de datos experimentales del fenómeno analizado. Otro criterio es evaluar sistemáticamente el método empleado. Empezando con la consistencia de la discretización; la estabilidad de los métodos iterativos, es decir, cuando no diverge; la convergencia del cálculo; conservación, es cuando el método numérico cumple con las leyes de conservación en la solución del fenómeno; factibilidad, es decir tomar en cuenta la complejidad del fenómeno para ser tratado directamente o mediante diferentes soluciones numéricas.

La amplia aplicación de CFD es diversa, ya que día a día se ha ido mejorando al tiempo que la tecnología avanza, ya que depende en gran parte de los recursos computacionales.

2.4.6 Simulación en CFD

Las etapas para llevar a cabo una simulación de CFD son: pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento. En la etapa de pre-proceso se realiza la generación de un mallado de volúmenes finitos. Para la generación del mallado se realiza la discretización del dominio o modelo. La discretización consiste en la aproximación de las variables de campo en un número finito de puntos llamados nodos. Para volumen finito la discretización se hace en volúmenes finitos donde se resolverán las ecuaciones de movimiento. Existen dos tipos de mallado: estructurado y no estructurado. El mallado estructurado consta de cuadriláteros en 2D y hexaedros en 3D y están identificados por las coordenadas cartesianas. Por otro lado el mallado no estructurado está compuesto por la mezcla de cuadriláteros y triángulos en 2D y tetraedros y hexaedros en 3D. Generalmente el mallado estructurado es utilizado en geometrías simples. En el caso de este proyecto, las geometrías con las que se trabajó son complejas ya que están compuestas por curvas en su mayoría, por esta razón el mallado no estructurado fue el más apto para llevar a cabo la discretización. También se plantea la formulación del problema a resolver, sus ecuaciones gobernantes y se establecen las condiciones de frontera. Las condiciones de frontera fijan valores en un tiempo $t = 0$, en cuanto estos valores se encuentren más cercanos a la solución menor será el tiempo de cómputo para alcanzar la convergencia. Estos factores son dependientes del tipo de análisis que se quiere realizar, así como de la capacidad computacional con la que se cuenta.

Durante la etapa de procesamiento, se resuelven numéricamente las ecuaciones que gobiernan el sistema aplicadas a los dominios resultantes de la discretización. En esta etapa se aplica el modelo de turbulencia seleccionado, así como su tipo de interpolación, se configura el resolvidor

y se definen condiciones de frontera al modelo, los cuales se abordan en secciones posteriores.

Como se mencionó anteriormente, los resultados obtenidos corresponden a los valores en cada punto de la malla obtenidos con la resolución de las ecuaciones algebraicas. En la etapa de postprocesamiento una parte importante es la representación gráfica de los resultados lo cual permite una visualización rápida y atractiva. Esta etapa permite el análisis de los resultados y la obtención de conclusiones sobre el fenómeno estudiado el cual es el más importante del postprocesamiento. Se incluye la validación la cual consiste en la comparación de los resultados obtenidos con otros realizados con anterioridad. La comparación se puede hacer con otros análisis de CFD realizados, otros métodos numéricos, analíticos y/o experimentales. La aplicación de CFD es extensa e involucra una gran cantidad de campos de ingeniería como: aerodinámica, hidrodinámica, motores, turbomáquinas, transferencia de calor, combustión, ingeniería de procesos, hidráulica, ingeniería biomédica, meteorología y electrónica entre otras. Además, proporciona información bastante valiosa que no puede ser vista u obtenida durante una práctica experimental, entre otras ventajas.

2.4.7 Modelos numéricos de CFD

Para la solución de diversos fenómenos existen diferentes modelos numéricos. Básicamente la elección del modelo depende de la clase específica del problema, el nivel de precisión que se requiere, los recursos computacionales, el tiempo de cálculo y la física del fluido.

Para modelar el proceso de combustión, primeramente, se estudia desde la perspectiva de fluido dinámico. En la combustión un fluido es totalmente

turbulento, para el cual existen diferentes modelos que se resuelven por modelos RANS (Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds), tales como: Modelo Spalart-Allmaras, Modelo Kappa-epsilon, Modelo kappa-omega, Modelo de Tensor de esfuerzo de Reynolds (RMS). De los cuales existen submodelos para kappa-epsilon tal como: Kappa-epsilon estándar, kappa-epsilon RNG, kappa-epsilon Realizable. También los hay para el modelo kappa-omega tal como: kappa-omega estándar, kappa-omega transporte de tensor de esfuerzo (SST). Existen otros modelos más complejos que requieren mayor costo computacional pero que son de mayor precisión tal como el modelo de Simulación de Grandes Escalas de Vórtice o por sus siglas en inglés LES (Large Eddy Simulation). Sin embargo, la investigación en la literatura sobre la modelación de la combustión ha dejado claro que el modelo de conveniencia para flujos turbulentos es el modelo kappa-epsilon. Diferentes estudios que han utilizado este modelo reportan buenos resultados, todos ellos enfocados a la combustión, por lo que se hará a énfasis en dicho modelo [Cameretti et. al 2013; Campolo et. al 2009; Stuparu y Holotescu 2011].

La amplia variedad de modelos en CFD también es aplicable al fenómeno de combustión, por lo que hay diversos modelos para diferentes tipos de combustión. El modelo de combustión no-premezclada, se aplica a la combustión que tiene lugar cuando el combustible que es inyectado se mezcla y reacciona al mismo tiempo en la cámara de combustión. El modelo de combustión pre-mezclada, es aplicable cuando el combustible se mezcla con el aire antes de llegar a la zona de combustión, por lo que solo hay una entrada de flujo. El modelo de combustión parcialmente pre-mezclada, se aplica para la combustión cuando parte del combustible que se suministra es mezclado con el aire antes de llegar a la cámara. Posteriormente hay inyección de combustible para complementar la mezcla. Finalmente existe un modelo que se puede aplicar tanto para combustión premezclada como no premezclada, es el modelo de especies de transporte. Este modelo permite tener mejor

control de las propiedades de la mezcla. Los modelos de combustión mencionados están basados en el modelo químico de equilibrio. De modo que la elección de un modelo de combustión dependerá de la necesidad de búsqueda en el fenómeno y tipo de combustión que se tiene.

De los productos formados por la combustión los más importantes son aquellos que se clasifican como gases de emisión contaminante, en los que entran los óxidos nitrosos (NO_x). Para la estimación de estos gases, CFD cuenta con modelos que dependen de las temperaturas desarrolladas por la combustión. El Modelo de NO_x de formación rápida se aplica para temperaturas por abajo de 1500K. El Modelo de NO_x térmico es totalmente dependiente de las altas temperaturas.

2.4.7.1 Ecuaciones de conservación de CFD.

Las ecuaciones de conservación que rigen un fluido en movimiento fueron descritas en la sección 2.4, ahora bien, estas mismas son aplicables para la solución de fluidos en los modelos de CFD. Por lo tanto se toman en cuenta estas ecuaciones mediante el cambio de la cantidad de velocidad de las propiedades extensivas en la cámara; quedando de la siguiente forma:

Ecuación de conservación de masa para un modelo en CFD

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_k u_i) = \frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_k u_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_k u_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_k u_z) = 0 \quad (2.19)$$

donde el sub-índice k denota el tipo de especie de la reacción en el flujo.

La ecuación de conservación de momento aplicada a la combustión en la solución por CFD, es la siguiente:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_k u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_k u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial}{\partial x_j} (P_k \tau_{ij}) + \rho_k g_j + F_{jk} \quad (2.20)$$

donde τ_{ij} es el tensor de esfuerzos, ρ_k , g_k y F_{kj} son las fuerzas de gravedad y cuerpo respectivamente de la especie k .

La ecuación de energía se define de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} [k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_k h_k J_k + u_j (T_{ij})_{eff}] + S_h \quad (2.21)$$

Donde k_{eff} es la conductividad térmica turbulenta efectiva del término de energía por conducción, que depende del modelo de turbulencia utilizado, J_k es la difusión de la especie k del término de energía por difusión, y S_h es el calor de la reacción química [Anderson 1995; Ansys 2015].

2.4.7.2 Modelo de turbulencia k - ϵ estándar

Como ya se ha comentado al inicio de esta sección que el modelo de turbulencia k - ϵ estándar es el modelo más utilizado en las soluciones numéricas. Propuesto por Lauder y Spalding en 1972. Este es considerado un modelo semi-empírico, que consiste en el modelamiento de dos ecuaciones gobernantes del fluido en la ecuación de transporte de Navier-Stokes. Este modelo asume que el flujo es completamente turbulento y los efectos de la viscosidad molecular son despreciables, por este motivo su aplicación es básicamente para flujos turbulentos [Ansys 2015].

La ecuación para la energía cinética turbulenta k es:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + 2 \mu_t E_i \cdot E_i - \rho \epsilon \quad (2.22)$$

donde $2\mu_t E_i \cdot E_i$ corresponde a la generación de energía cinética turbulenta κ y ε , causada por los gradientes medios de velocidad y debido a la flotabilidad de las partículas, respectivamente.

La ecuación para la tasa de disipación de la turbulencia esta definida de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2 \mu_t E_i * E_i - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.23)$$

Dado que el modelo está basado en el concepto de vórtices de la viscosidad, se toma en cuenta la viscosidad turbulenta y se asume que está ligada a la turbulencia de la energía cinética y disipación por la siguiente relación:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (2.24)$$

donde C_μ es una constante de valor 0.09.

Las constantes mencionadas son valores por default que han sido determinados por experimentos de flujos turbulentos incluyendo frecuencias encontradas de flujos cortantes, como capa límite, capas de mezcla y chorros a presión, así como el decaimiento isotrópico de la turbulencia. Estas constantes fueron obtenidas por Launder y Spalding [Versteeg y Malalasekera 1995; Ansys 2015].

2.4.7.3 Modelo de conservación de especies químicas.

El modelo de conservación de las especies aplicado a la ecuación de transporte para la combustión se basa en el cálculo de la fracción local de masa de cada especie, Y_i , a través de la solución de la ecuación de

convección- difusión para la especie i en la mezcla. La forma general de la ecuación es la siguiente:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho v Y_i) = -\nabla \cdot J_i + R_i \quad (2.25)$$

donde R_i es la tasa neta de producción de especies i desde la reacción química. Y J_i es la difusión de flujo de las especies i . Debido a que este modelo asume difusividades iguales en la velocidad de difusión se aplica a flujos laminares. Sin embargo, es aplicable a flujos turbulentos donde la convección turbulenta mantiene la difusión molecular de las especies [Ansys 2015; Poinso y Veynante 2001].

Por lo que para un flujo turbulento multi-especies se tiene la siguiente ecuación de transporte de entalpía:

$$\nabla \cdot [\sum_{i=1}^n h_i J_i] \quad (2.26)$$

Dado que la mayoría de los combustibles son quemados rápidamente, la tasa de reacción es controlada por la turbulencia, y la mezcla absorbe ese efecto. Por lo que al modelo de combustión se le suma un sub-modelo para la interacción de la química turbulenta, y es llamado modelo de disipación de vórtice.

Donde $R_{i,r}$ pertenece a la reacción r , y esta dado por la expresión siguiente:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum \rho Y_P}{\sum_j v_{j,r}^{n_{j,r}} M_{w,j}} \quad (2.27)$$

donde $v'_{i,r}$ y $v''_{j,r}$ son el coeficiente estequiométrico para el reactante y producto i en la reacción r , respectivamente. $M_{w,i}$ es el peso molecular de la especie i . Y_P es la fracción de masa de cualquier producto de la especie P . Y las constantes $A = 4$ y $B = 0.5$ son el factor pre-exponencial de Arrhenius y la

energía de activación respectivamente derivadas de datos experimentales.

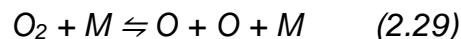
El modelo fue propuesto por Magnussen y Hjertager en 1976. Este mismo se basa en que la reacción química es gobernada por las grandes escalas de vórtices de la turbulencia presente en la mezcla por lo cual no necesita una fuente de ignición. Este modelo no demanda mucho tiempo de cálculo ya que es disponible solo para reacciones de un mecanismo de un paso y máximo dos, ideal para una mezcla simple como la que se utiliza en este trabajo aire-combustible.

2.4.7.4 Modelo de formación de NOx

Durante la combustión se generan productos son altamente contaminantes y dañinos en la atmósfera. Con CFD ahora es posible predecir la concentración de gases contaminantes en un medio de combustión, para ellos se resuelven las ecuaciones de transporte aplicados a la especie NOx. Dado que el mecanismo de producción de NOx depende de las características locales de la combustión, se toma en cuenta al describir la ecuación que define la formación de este gas, la cual es de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_{NO}) + \nabla \cdot (\rho u Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + SON \quad (2.28)$$

donde Y_{NO} es la especie del óxido nitroso en formación en la ecuación de transporte [Ansys 2015; Poinso y Veynante 2001]. Por otro lado, el cálculo de la formación NOx consiste en reacciones químicas dependientes de las altas temperaturas, se utiliza el método de aproximación de equilibrio parcial que se basa en la disociación-recombinación del proceso de la reacción en el O₂:



2.4.8 Velocidades inductivas.

Los torbellinos inducen un movimiento en el fluido, de tal forma, que la velocidad de avance axial se incrementa (respecto a la de avance del elemento) en la velocidad inducida axial, y la velocidad de avance tangencial se decrementa (respecto de la velocidad tangencial del elemento) en la velocidad inducida tangencial. El cálculo de las velocidades por el conjunto de torbellinos, es la clave para poder obtener los parámetros dinámicos en una turbina de gas [Julián Martínez de la calle, 1997].

CAPÍTULO 3.

3.1 METODOLOGÍA

Existen muchas investigaciones que tratan el tema de transferencia de energía en las turbinas de gas, este tema abarca diferentes disciplinas y las integra al mismo tiempo. Dichas disciplinas son: mecánica de fluidos, termodinámica y aerodinámica.

El punto principal es estudiar el cambio de velocidades tangenciales y los ángulos que tienen estas últimas en relación con las propiedades termodinámicas del flujo de trabajo. Este capítulo pretende describir y mencionar los conceptos para adentrarnos a como sucede la transferencia de energía del fluido dentro de la cámara de combustión, por lo cual, es importante para desarrollo de los parámetros de diseño para el control del fenómeno. Donde se analiza el fenómeno, desde la perspectiva de la termodinámica y turbo maquinaria las condiciones de operación de un sistema de turbina de gas de una etapa, y se determinan las condiciones de operación de la cámara de combustión. Así mismo se establecen parámetros de dimensionamiento a partir de las condiciones encontradas. Posteriormente el modelo geométrico es generado a través de software de diseño especializado (ICEM, ANSYS), obteniendo así el campo de fluido. El cual es discretizado en volúmenes de control para optimizar la solución (Fluent, ANSYS). Finalmente, un método de solución de la dinámica de fluidos es aplicado sobre la geometría, de tal manera que permita el mejor entendimiento del fenómeno de combustión, resolviendo las ecuaciones de transporte, de reacción química, de turbulencia y de energía (Fluent, CFD Post; ANSYS).

3.1.1 Generación de los Modelos Geométricos.

Para la generación de los modelos geométricos de la cámara de combustión para una turbina ciclo Brayton, se utilizó como referencia el diseño de geometría de una publicación (Parra et al., 2015). A la cual, se realizó modificaciones tanto en diseño como en condiciones de frontera; así como un análisis estequiométrico para determinar la concentración de las especies a utilizar en la zona de entrada de la cámara de combustión.

3.1.1.1 *Generación de Geometrías.*

Uno de los aspectos más importantes para esta investigación es el de generar las geometrías, debido a que cada parte que constituye la misma, genera un cambio en la conducta y flujo del fluido en el estudio del fenómeno. Por lo tanto, tomando en cuenta cada uno de los requerimientos de una cámara de combustión en conjunto con el marco teórico, es notoria la posibilidad de generar la combustión a través del diseño de la cámara de combustión en forma cilíndrica.

El software utilizado para la generación de las 3 geometrías es ICEM, ANSYS 2015. Se eligió esta herramienta de ANSYS debido a que nos permite preparar la geometría para el mallado, depurando los errores y comprobando que no tiene ningún agujero; construir una caja alrededor de la geometría y posteriormente la malla; y por último comprobar que no hay errores en la malla e incluso refinarla y mejorarla en las zonas que creamos conveniente (Final et al., 2016)

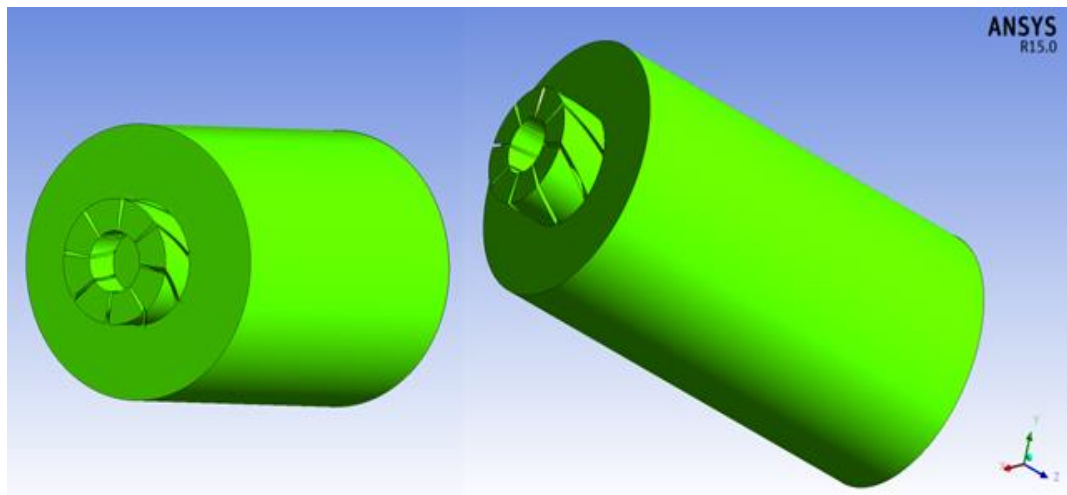


Figura 3.1 Modelo de geometría con ángulo de 60° en el remolino.

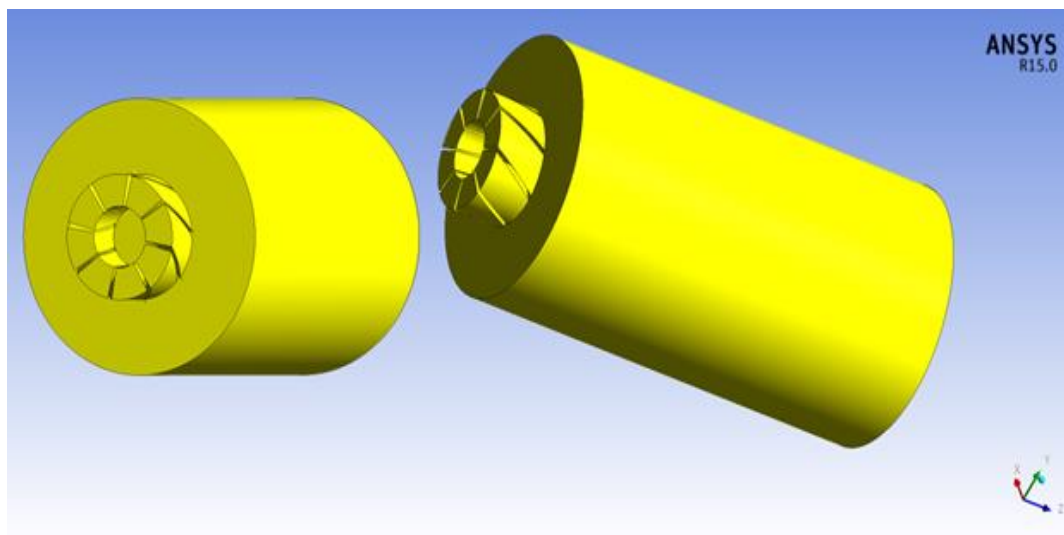


Figura 3.2 Modelo de geometría con ángulo de 90° en el remolino.

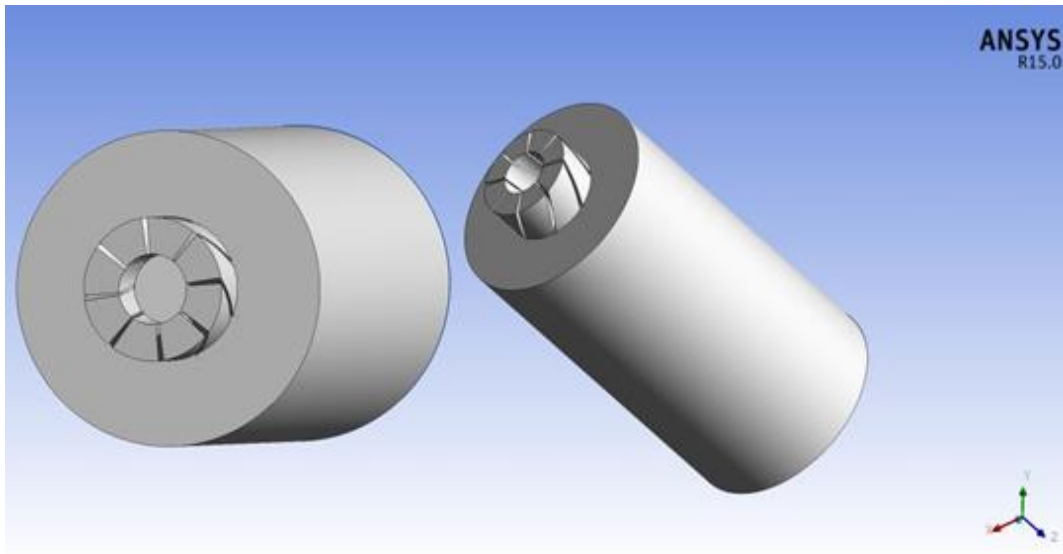


Figura 3.3 Modelo de geometría con ángulo de 120° en el remolino.

Con respecto a la generación de diseño de la cámara de combustión, se construyen 3 geometrías para el proyecto de investigación, y como podemos observar en las figuras 3.1, 3.2 y 3.3 se muestran las principales características, con una cámara de combustión, dos toberas coaxiales: la central que es la que indica la entrada del combustible a la cámara de combustión y la anular, que representa la entrada del aire y cuenta con un generador fijo de remolino (swirler) ubicado antes de la entrada de la cámara de combustión con 8 álabes fijos de 60° (figura 3.1), 90° (figura 3.2) y 120° (figura 3.3) con respecto al eje axial.

Las características principales del diseño para la cámara de combustión se muestran a continuación en la Tabla 3.1:

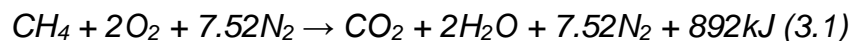
	Longitud	Radio
Tobera Anular	0.0255 m	0.025 m
Tobera Central	0.0125 m	0.025 m
Cámara de combustión	0.056 m	0.2 m

Tabla 3.1 Dimensiones de los componentes de la cámara de combustión.

3.1.2 Análisis De Estequiometría.

En un proceso de combustión, los gases de escape generados son un factor importante para determinar la cantidad necesaria de combustible. La estequiometría tiene que ver con la cantidad de sustancia que participa en una reacción. Este, a su vez determina la concentración de productos de salida, así como la temperatura generada y otras variables.

Desde el equilibrio químico de la mezcla aire-metano para este caso, utilizamos como ejemplo:

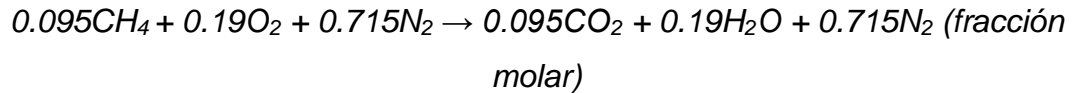


Donde la ecuación (3.2) representa la forma química estequiométrica de la reacción. Desde la actual mezcla es posible determinar la cantidad de gas combustible que será inyectado en el cámara de combustión para un flujo total de 0.23 kg/s. Antes bien, se calcula primeramente la fracción molar y de masa para cada especie.

Por lo que a partir de la reacción de la ecuación (3.1), el cálculo para la fracción molar se obtiene desde la siguiente ecuación:

$$f_{mol} = \frac{M_i}{M_m} \quad (3.2)$$

Donde M_i es el número de mol de la especie i , y M_m es el número de mol total de la reacción. Aplicando la ecuación (3.2) para cada especie:



Por otra parte, desde la ecuación (3.2) se calcula el peso molecular para cada especie en gramos (g):

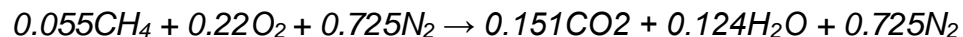
$$16.04246 + 63.9976 + 210.660768 \rightarrow 44.0095 + 36.03056 + 210.660768 \text{ (g)}$$

$$290.700828 \rightarrow 290700828 \text{ (g)}$$

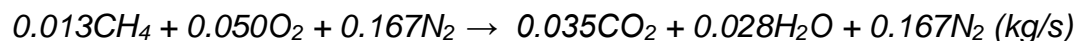
y la fracción de masa se define como lo siguiente:

$$f_{\text{masa}} = \frac{P_i}{P_m} \quad (3.4)$$

Donde P_i es el peso molecular de la especie i , y P_m es el peso molecular total de la mezcla. Así que, aplicando la ecuación (3.4) para cada especie i de la reacción, se obtiene:



Ahora bien, de las fracciones de masa es posible obtener la cantidad de flujo de cada parte de la reacción aire-metano, para un flujo de 0.23 kg/s de gases de combustión. Para esto se multiplica la cantidad de flujo total por la fracción de masa de la especie, lo que da como resultado lo siguiente:



De lo anterior se concluye que se necesitan 0.013 kg/s de metano para una mezcla estequiométrica. Por otra parte la reacción en equilibrio de la ecuación (3.2) genera 892 kJ de energía. De modo que es necesario contemplar la cantidad de energía que genera 0.013 kg de metano. Esto es para establecer que las condiciones de mezcla aseguren que los parámetros de operación sean adecuados en la turbina.

Por lo tanto:

$$Q = \frac{0.013 \left(\frac{KJ}{s}\right) - 892 (KJ)}{0.016 (kg)} = 722.17 (KJ) \quad (3.5)$$

De acuerdo con la teoría se dice que la energía generada es proporcional a la diferencia de la temperatura. De modo que desde la base térmica se calcula la temperatura máxima para $Q = 722 \text{ kJ}$, desde la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3.6)$$

Donde Q es la energía o flujo de calor generado, producto del flujo de masa (\dot{m}), el calor específico del fluido (C_p) y la diferencia de temperaturas ($\Delta T = T_f - T_i$) de la cámara de combustión. De tal forma que de la ecuación (3.6) se despeja para la temperatura de salida T_f de la cámara de combustión:

$$T_f = \frac{Q}{\dot{m} C_p} + T_i \quad (3.7)$$

Aplicando la ecuación (3.7):

$$T_f = \frac{722.17 (kJ)}{0.23(kg) * 1.02038176 (kJ/kgK)} + 429.911(K) = 3508K$$

Como la temperatura T_f es de 3508 K, se puede decir teóricamente que 0.013 kg de metano produce niveles muy altos de calor, tanto que podrían dañar de forma permanente cualquier sistema de turbina a gas. La Tabla 3.1 establece que se requiere una temperatura apropiada de 1035 K a la salida de la cámara de combustión, es decir tres veces menos a la calculada anteriormente.

No obstante para alcanzar el nivel de temperatura adecuado es necesario realizar nuevos cálculos. Comenzando con el calor necesario requerido para obtener 1035 K de salida. Aplicando la ecuación (3.6) para Q , y tomando en cuenta el nivel de temperatura necesario.

El resultado es:

$$Q = 0.23kg * 1.02038176 \text{ kJ / kg K} * (1035K - 429.911K) = 142.007 (kJ)$$

Con este nuevo dato (Q), ahora es posible calcular la cantidad de combustible (m) necesaria requerida por la cámara de combustión, esto es con un exceso de aire en la mezcla. Contemplando los datos estequiométricos, se realiza de la siguiente forma:

$$m_{st} * Q = m * Q_{st} \quad (3.8)$$

Donde el subíndice _{st} denota un dato tipo estequiométrico. Despejando para m desde (3.8) y aplicando esta ecuación se tiene:

$$m = \frac{m_{st} * Q}{Q_{st}} \quad (3.9)$$

$$m = \frac{0.016 \frac{kg}{s} * 142.007 \text{ kJ}}{892 \text{ kJ}} = 0.00239 \frac{kg}{s}$$

Con este nuevo cálculo se establece que la condición normal de operación de la cámara es para un flujo de 0.00239 kg/s de metano, ya que la cantidad de calor y temperaturas generadas teóricamente son las adecuadas. Siguiendo el mismo proceso como en el caso estequiométrico, se calcula de igual forma la fracción molar y de masa, partiendo de esta nueva condición. Finalmente los resultados de esos cálculos son presentados en la Tabla 3.2.

De la Tabla 3.2 se puede observar que la cantidad de metano disminuyó de forma considerable con respecto al calculado estequiométricamente. También se nota un aumento en la cantidad de aire requerido.

Cálculos Teóricos Estequiométricos										
Parámetro	Reactantes					Productos				
Especie	CH4	O2	N2	CO2	H2O	CH4	O2	CO2	H2O	N2
Masa (g)	13	50	167	0	0	0	0	35	28	167
F. Molar	0.0974	0.1873	0.7152	0	0	0	0	0.0956	0.187	0.7152
F. Masa	0.0565	0.2173	0.726	0	0	0	0	0.1521	0.1217	0.726

Tabla 3.2 Condiciones de reacción aire-metano

El análisis termoquímico marca la condición de operación de la cámara de combustión. Sin embargo en la literatura de la combustión la relación de equivalencia (ϕ) es un factor que es importante calcular, ya que define el estado de la mezcla. Dicho valor está definido como una relación de masa de

la mezcla aire-metano. Con las ecuaciones (2.6) y (2.7) presentadas en la sección 2.3.1, se determina el valor de ϕ que corresponde al cálculo teórico con exceso de aire.

$$\phi = \frac{0.0112388}{0.0584088} = 0.2$$

Por tanto el valor de ϕ de 0.2 encontrado marca una condición de mezcla pobre para la reacción.

3.1.3 Condiciones de Frontera.

Un punto importante, después de la generación del diseño y de determinar la concentración de los reactantes (Estequiometría) es el de especificar las condiciones de frontera, en este caso, el de velocidad y temperatura en las zonas de entrada para el aire y el combustible de la cámara de combustión. Dichas zonas se pueden observar en la figura 3.4.

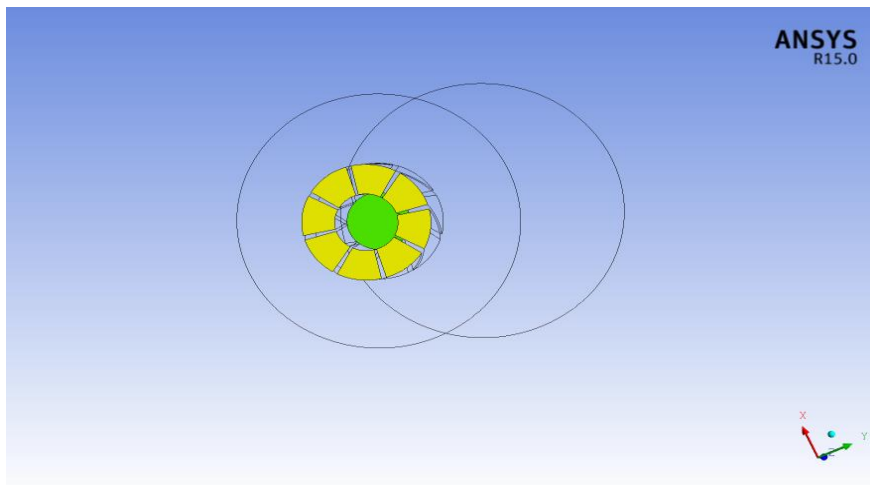


Figura 3.4 Vista de las entradas de aire y combustible en la cámara de combustión.

La figura 3.4 nos muestra la superficie de color amarillo que es por donde entra el aire, mientras que la zona marcada de verde es la que nos indica la entrada del combustible.

Las condiciones de frontera para la entrada de aire es de una velocidad de 0.28 m/s con una temperatura de 400°K, mientras que para la entrada de combustible necesitamos una velocidad mucho menor la cual es de 0.01 m/s con una temperatura de 300°K. Estos datos nos lo muestra la tabla 3.3:

	Anular	Central
Radio (m)	0.0255	0.0125
Velocidad (m/s)	0.28	0.01
Temperatura (K)	400	300

Tabla 3.3 Condiciones de frontera a la entrada de la cámara de combustión.

3.1.4 Discretización del Modelo Geométrico.

Debido a que en cada análisis se utiliza una herramienta informática distinta, es necesario contar con un modelo discretizado que funcione para ambos análisis. Para la discretización o mallado correspondiente a los volúmenes de control ocupados por el fluido dentro de la micro turbina se utilizó mediante un mallado en la herramienta para turbomaquinaria del software ICEM de ANSYS versión 15.0 la cual permite evaluar el campo de flujo y así discretizar los pasajes de flujo de una turbomáquina.

3.1.4.1 *Generación de malla.*

La discretización para este modelo en volúmenes de control se llevó a cabo mediante un mallado que se desglosa por el software especializado antes mencionado. El procedimiento para realizar el mallado se describe a continuación.

El primer aspecto a considerar antes de discretizar la geometría, es obtener el campo de fluido que represente el volumen total de control, es decir el volumen ocupado por el fluido. Para ello la geometría es tratada en un software CAD, así mismo el archivo generado es exportado a ICEM ANSYS donde se realizó el mallado. Con el modelo en ICEM se definen las condiciones de frontera tales como entrada de aire y combustible y la salida de gases. Una vez que se establecen estas condiciones, se selecciona el tipo de elemento de malla, por la forma de la geometría que se tiene se definió un elemento tipo tetraédrico que se adapta mejor a la geometría. Otro aspecto que se tomó en cuenta al realizar el mallado, fue establecer el tamaño del elemento para las partes complejas y de menor dimensión de la geometría.

Se elaboraron 6 mallados diferentes, los cuales son No Estructurados, se formaron sólo hexaedros. La ventaja de este tipo de mallado No Estructurado es que se puede adaptar de forma arbitraria al dominio, sin restricciones en cuanto al número de elementos y nodos, dando una mayor velocidad para obtener los resultados; teniendo inconvenientes que pueden ser menos eficientes en el cálculo de estos mismos con algoritmos más complicados.

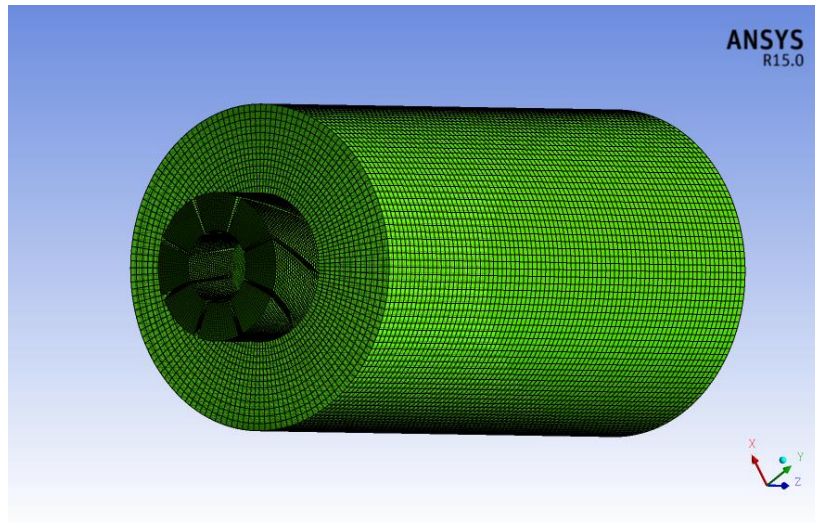


Figura 3.5 Modelo geométrico discretizado en ICEM, ANSYS de la geometría de 60°.

La figura 3.5 nos muestra el ejemplo de una malla no estructurada para la geometría de 60°, como se puede apreciar, cada uno de los elementos obtenidos en cada una de las partes compuestas por la cámara de combustión. Las 3 mallas elegidas para las simulaciones de cada una de las geometrías indican la cantidad de elementos y se describen en la siguiente tabla 3.4:

Tamaño del mallado		
Elementos	60°	550168
	90°	461641
	120°	459544

Tabla 3.4 Tamaño de los elementos para las diferentes geometrías.

3.1.4.2 *Análisis de convergencia de malla.*

Una vez que la malla ha sido creada se elige un modelo numérico que resuelva el fenómeno de combustión. Sin embargo un factor importante al evaluar los resultados obtenidos mediante dicha malla, es la precisión de los cálculos. Mientras mayor sea el número de celdas en nuestro mallado mayor será el tiempo de cómputo, pero el aspecto realmente importante es encontrar una relación satisfactoria entre el tiempo de cómputo de resultados y la aproximación que estos resultados tienen con la realidad.

Para resolver este problema se llevó a cabo el análisis en la convergencia de malla en estado estacionario, el cual consiste en encontrar la densidad del modelo apta para el cálculo numérico. Se realizaron 4 mallados con distinto número de celdas para llevar a cabo este análisis (Tabla 3.2). Para ello se calculó el Índice de Convergencia de Malla (GCI por las siglas en ingles) el cual indica el porcentaje de error posible a obtener en la solución numérica [Castro, 2008; Roache P., 1998].

Para obtener el GCI es necesario aplicar las siguientes ecuaciones:

$$\varepsilon = \frac{f2 - f1}{f1}$$

$$\gamma = \frac{h2}{h1}$$

$$GCI = \frac{3|\varepsilon|}{\gamma^p - 1}$$

Donde $f2$ y $f1$ representan un escalar de la malla más fina y más burda

respectivamente, ε es la diferencia relativa entre los datos obtenidos (magnitudes de velocidad en este caso), γ representa la relación entre el tamaño del elemento de la malla más fina y más burda. Y p es el orden del método del esquema de discretización utilizado en las simulaciones, en este caso es de segundo orden.

	No. De Malla	No. De Elementos	Magnitud de velocidad (m/s)	ε	γ	GCI %
60°	Malla 1	1042098	0.11926857			
	Malla 2	842721	0.11953879	0.2265643	1.2365872	128.450458
	Malla 3	550168	0.120596811	0.00885086	1.53175212	1.9723148
90°	Malla 1	1094472	0.12155418			
	Malla 2	780917	0.12690354	0.04400803	1.40152154	13.6917147
	Malla 3	461641	0.129080713	0.01715613	1.69161101	2.76481617
120°	Malla 1	1210590	0.13458914			
	Malla 2	835067	0.136198654	0.01195872	1.44969206	3.25671145
	Malla 3	459544	0.13790573	0.01253372	1.81716441	1.63335152

Tabla 3.5 Estudio de convergencia de Malla para las geometrías de 60°, 90° y 120°.

Como podemos observar en la tabla 3.5, según los datos para el estudio de convergencia de malla, de 9 mallas generadas (3 por geometría de acuerdo al ángulo), las mallas seleccionadas (marcadas en negrita) son las mallas de menor número de elementos, ya que a pesar de no ser las más finas, son las de mejor porcentaje de GCI mostrando un resultado más cercano a 1 (Roache P., 1988)

3.1.5 Desarrollo del modelado de CFD

Para realizar los cálculos utilizamos los modelos que ofrece el paquete FLUENT versión 15.0 de ANSYS INC. con el procedimiento que a continuación se describirá en los siguientes puntos.

3.1.6 Definición del modelo numérico.

Dentro del capítulo anterior, se describieron los modelos para la solución aritmética para la solución al fenómeno de combustión, tales como la conservación de energía, momento y masa junto con el modelo de combustión No pre-mezclada de metano-aire.

El modelo de turbulencia elegido para esta investigación fue el de K-Epsilon ($k-\epsilon$) Estándar con funciones en la pared, con este modelo tenemos ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación de la turbulencia ϵ . Este modelo fue seleccionado debido a su bajo consumo de recursos computacionales y estabilidad numérica en la predicción de fenómenos y es el más recomendable para la flujos turbulentos [Versteeg y Malalasekera 1995; Camaretti et. al 2013].

Para llevar a cabo la medición de NO_x dentro de la cámara de combustión activamos el modelo de especies, el cual es un modelo de combustión No pre-mezclado, no adiabático, con un modelo de equilibrio químico (que es el más recomendado para este tipo de simulaciones para modelo de combustión No pre-mezclado) con un límite de inflamabilidad en la corriente de combustible de 0.064, que para casos de combustión, regularmente se usa un valor que debe ser mayor que oscila del 10% - 50% de la fracción de mezcla estequiométrica para el límite de inflamabilidad de la corriente de combustible.

En este caso, la fracción estequiométrica es 0.058, por lo tanto, un valor que es 10% mayor es 0.064.

El Límite de inflamabilidad rico de la corriente de combustible le permite realizar un cálculo de "equilibrio parcial", que usa los cálculos de equilibrio cuando la fracción de mezcla excede el límite rico especificado. Esto aumenta la eficiencia del cálculo de PDF, permitiéndole eludir los complejos cálculos de equilibrio en la región rica en combustible. Esto también es más realista físicamente que la suposición de un equilibrio total (A. Sayre et al 2011).

3.1.7 Definición de los métodos de solución

Para selección de los parámetros de la discretización espacial se usó el método de mínimos cuadrados basados en celdas, asumiendo una variación lineal de la solución. Por otra parte para las ecuaciones de la presión, momento y turbulencia, el esquema de discretización es de primer orden. Mientras que para las especies de la reacción química y la energía se utilizó un esquema de segundo orden.

Existen diferentes tipos de algoritmos que son posibles de usar, la mayoría de estos esquemas aplicados a la combustión están basados en la presión, para flujos compresibles. De acuerdo al número de esquemas de discretización disponibles por el software, se eligió el método SIMPLE para el acoplamiento de Presión-Velocidad ya que se trata de un flujo complejo que involucra turbulencia.

Para la solución de los modelos es necesario definir los métodos por los cuales

se resolverán las ecuaciones.

En el control de la solución los valores del factor de relajación se redujeron únicamente para las especies químicas de 1 a 0.95, con el fin de alcanzar la estabilidad en la mezcla. Posteriormente después de cierto número de iteraciones los factores son cambiados a su valor original para una rápida convergencia.

3.1.8 Obtención de resultados numéricos

Después de agregar y aplicar todos los datos generados y descritos a lo largo de éste capítulo y tras haber efectuado la simulación correctamente, ésta converge y arrojó los siguientes datos para las 3 diferentes geometrías:

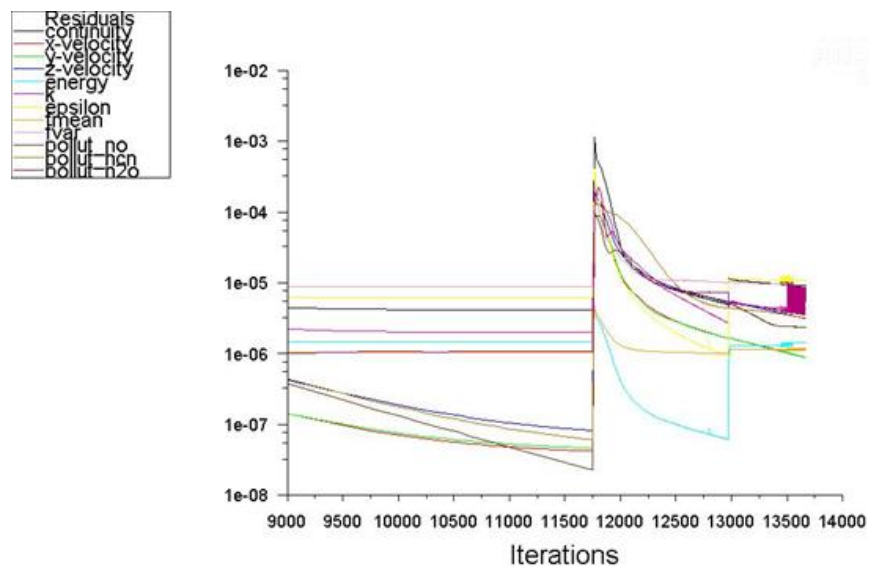


Figura 3.6 Historial del comportamiento en función de residuales para la geometría de 60°.

Las Figuras 3.6, 3.7 y 3.8 grafican los cálculos de las geometrías con ángulo de 60, 90° y 120° respectivamente en función de los residuales, estos

demuestran el número de iteraciones que necesitó la simulación para poder converger en los diferentes cálculos de las principales ecuaciones de continuidad, energía y NOx.

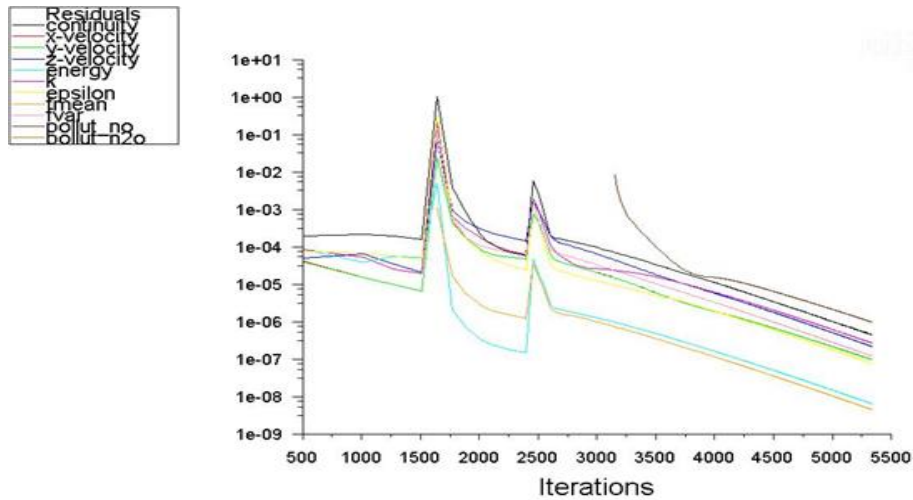


Figura 3.7 Historial del comportamiento en función de residuales para la geometría de 90°.

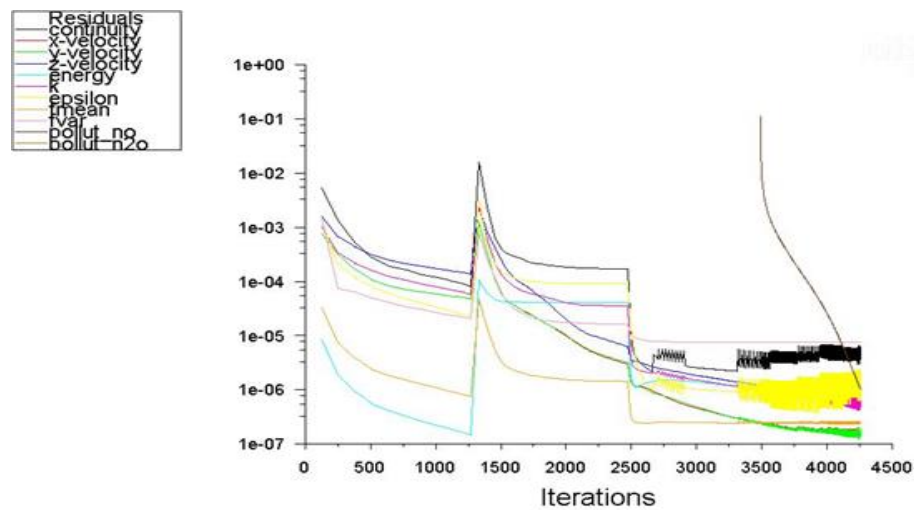


Figura 3.8 Historial del comportamiento en función de residuales para la geometría de 120°.

CAPÍTULO 4.

4.1 Discusión y análisis de resultados.

Con los cálculos numéricos aquí expuestos se obtuvieron variaciones de temperaturas, velocidades y emisiones de NOx dentro y a la salida de la cámara de combustión; de esta manera, se observa, analiza y describe el comportamiento de estas variaciones para los diferentes ángulos de entrada tangencial en la cámara de combustión desarrollada en este trabajo.

Para un mejor análisis de los resultados obtenidos se estudiaron zonas específicas dentro de la cámara de combustión como lo muestra la Figura 4.1, en las cuales se pueden apreciar los cortes de sección mediante 6 líneas dentro del dominio y que son utilizadas en las gráficas de velocidad, temperatura y emisiones de NOx, las cuales son 3 axiales y 3 transversales como se muestra a continuación:

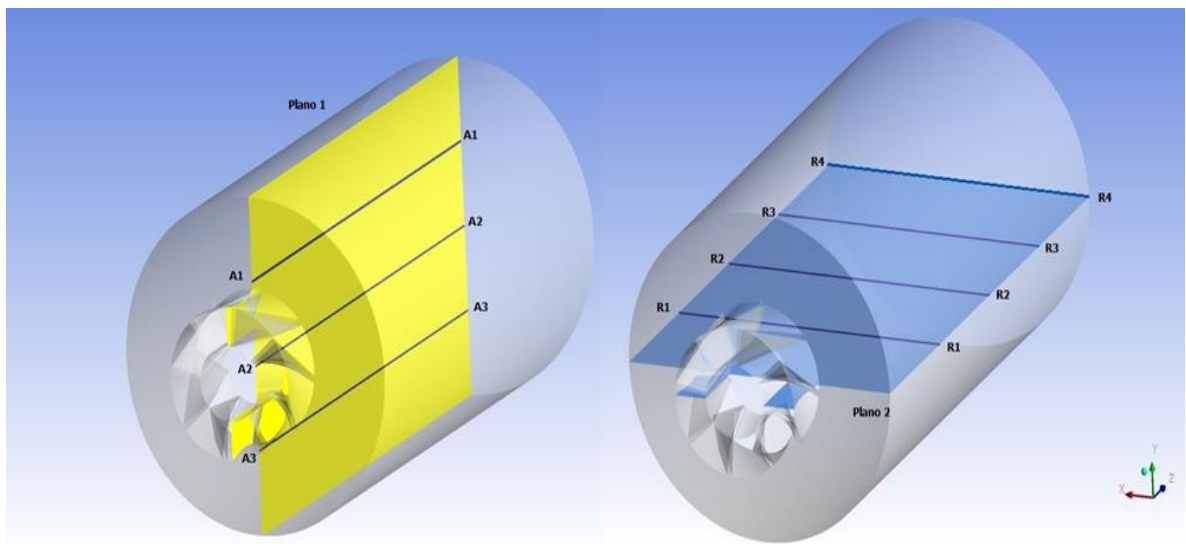


Figura 4.1 Localización de líneas en los planos 1 y 2 dentro de la cámara de combustión).

Estas líneas en los planos que muestra la figura 4.1 determinan la posición espacial donde se obtendrán datos del comportamiento del fluido en cuanto a velocidad, temperatura y concentración del contaminante NOx dentro de la cámara de combustión. A continuación se proporciona una descripción breve de cada línea:

- A1. Línea paralela al eje Z, con coordenadas de los puntos (0.023,0,0) a (0.023 ,0 ,0.2).
- A2. Línea axial a lo largo de todo el dominio.
- A3. Línea paralela al eje Z, con coordenadas de los puntos (-0.023,0,0) a (-0.023,0,0.2).
- R1. Línea transversal al eje Z, con coordenadas de los puntos (-0.056 ,0 ,0.05) a (0.056,0,0.05).
- R2. Línea transversal al eje Z, con coordenadas de los puntos (-0.056 ,0 ,0.1) a (0.056,0,0.1).
- R3. Línea transversal al eje Z, con coordenadas de los puntos (-0.056 ,0 ,0.15) a (0.056,0,0.15).
- R4. Línea transversal al eje Z, con coordenadas de los puntos (-0.056 ,0 ,0.2) a (0.056,0,0.2).

4.1.1 Análisis de la Velocidad.

Para el análisis del campo de velocidad se consideraron líneas de corriente, vectores de velocidad y contornos de velocidad para los 3 diferentes estudios con ángulos de inclinación de 60°, 90° y 120° en las entradas del generador de vórtices.

4.1.1.1 Líneas de Corriente.

Las figuras 4.2, 4.3 y 4.3 muestran las líneas de corriente de velocidad a través de la cámara de combustión para los casos de 60° , 90° y 120° respectivamente. La figura muestra que la velocidad disminuye a través de la cámara de combustión y se genera una recirculación de flujo a partir de que la velocidad disminuye entre los perfiles R1-R2 y hasta zona de entrada.

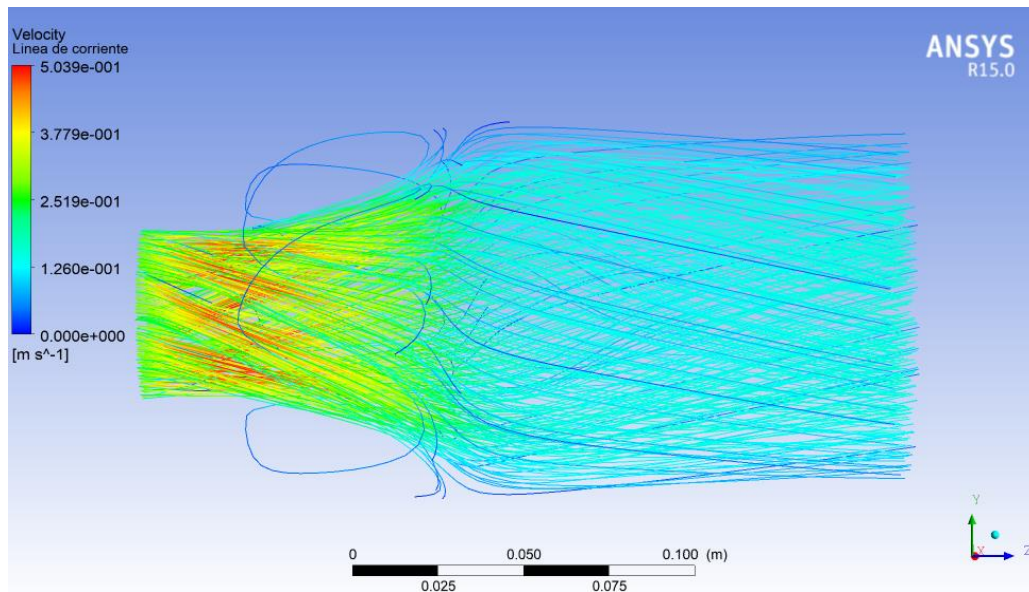


Figura 4.2 Líneas de Corriente de velocidad absoluta para la geometría con generador de vórtices con entradas con ángulo de 60° .

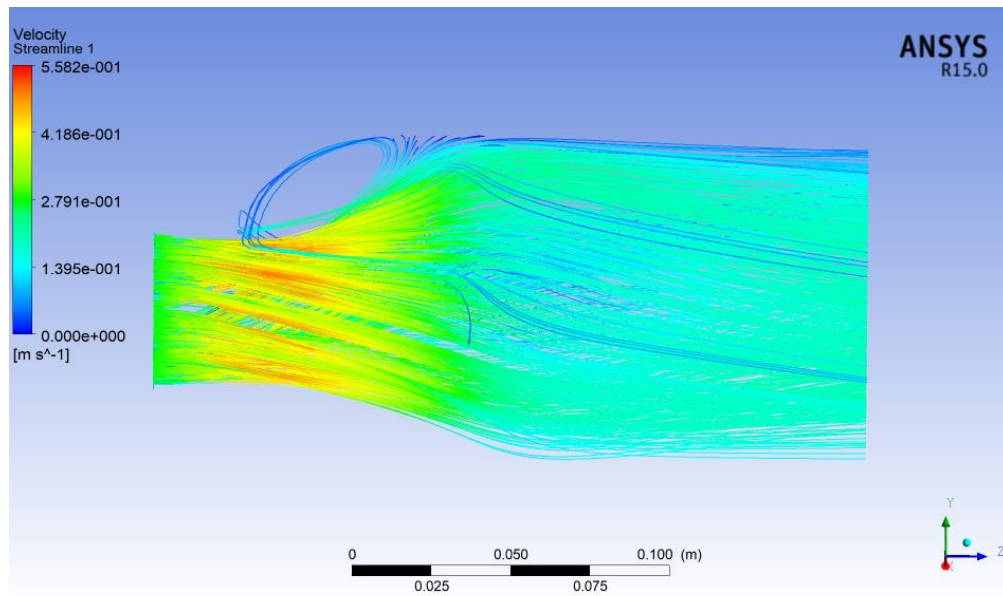


Figura 4.3 Líneas de Corriente de velocidad absoluta para la geometría con generador de vórtices con entradas ángulo de 90°.

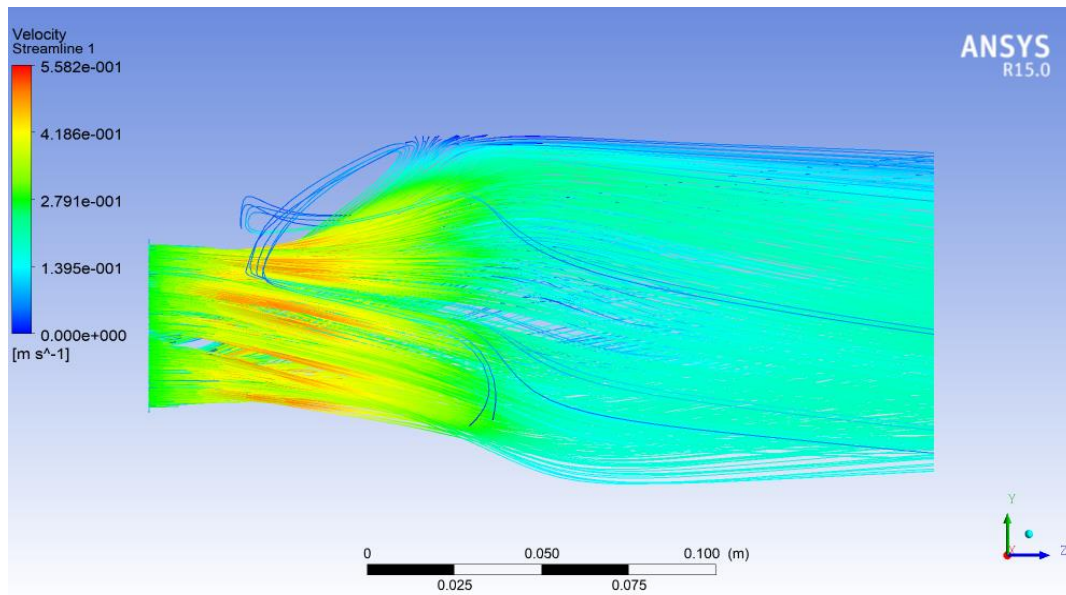


Figura 4.4 Líneas de Corriente de velocidad absoluta para la geometría con generador de vórtices con entradas ángulo de 120°.

Como lo muestra la figura 4.2, la geometría con entradas tangenciales de 60°

es la de menor velocidad alcanzada (0.0503 m/s) y la de mayor recirculación dentro de la cámara en las zonas entre las líneas R1 y R2; mientras que la geometría de 120° (figura 4.4), alcanza, al igual que la geometría de 90°, una velocidad máxima de 0.0583 m/s pero con una mayor recirculación de flujo. La geometría de 90° (figura 4.3) muestra una velocidad (0.0583 m/s) y una mejor circulación de flujo durante el todo el dominio, incluso, se aprecia que no hay una recirculación como en las otras 2 geometrías en las áreas ya mencionadas dentro de la cámara de combustión.

4.1.1.2 Vectores de Velocidad

Un factor importante a determinar dentro de la investigación son los vectores de velocidad, estos nos indican la dirección del flujo de una partícula y su comportamiento dentro de la cámara de combustión. Para efectuar el análisis del comportamiento de los vectores de velocidad, se tomaron planos transversales que pasan por las líneas R1, R2 y R3 descritas en el plano 2 (figura 4.1), estas líneas se encuentran ubicadas a una distancia de 0.05m, 0.10m y 0.15m respectivamente a la entrada de la cámara de combustión.

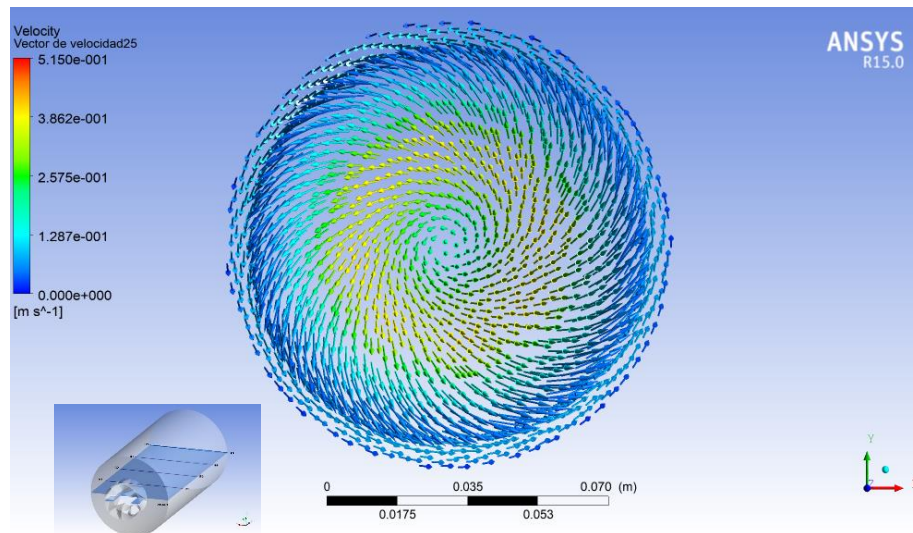


Figura 4.5 Vectores de velocidad en la trayectoria R1 a 0.05m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría con entradas

inclinadas a 60°.

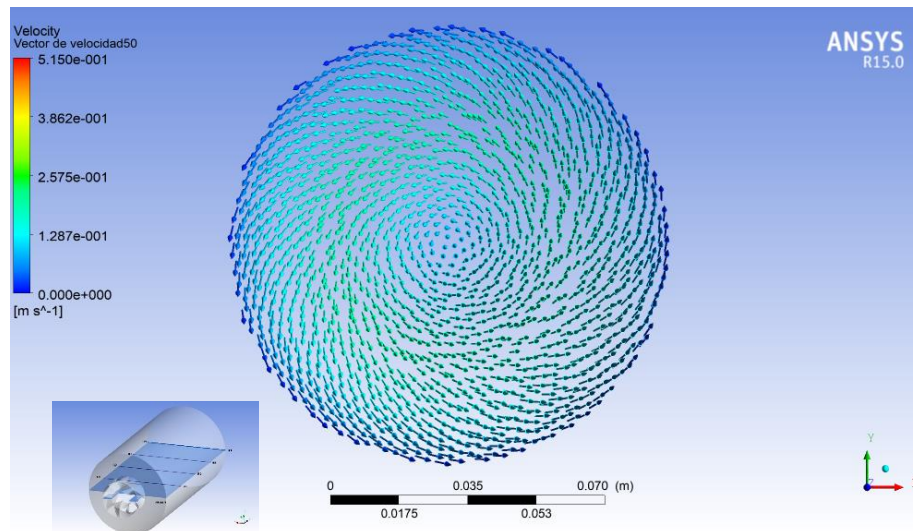


Figura 4.6 Vectores de velocidad en la trayectoria R2 a 0.1m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría con entradas inclinadas de 60°.

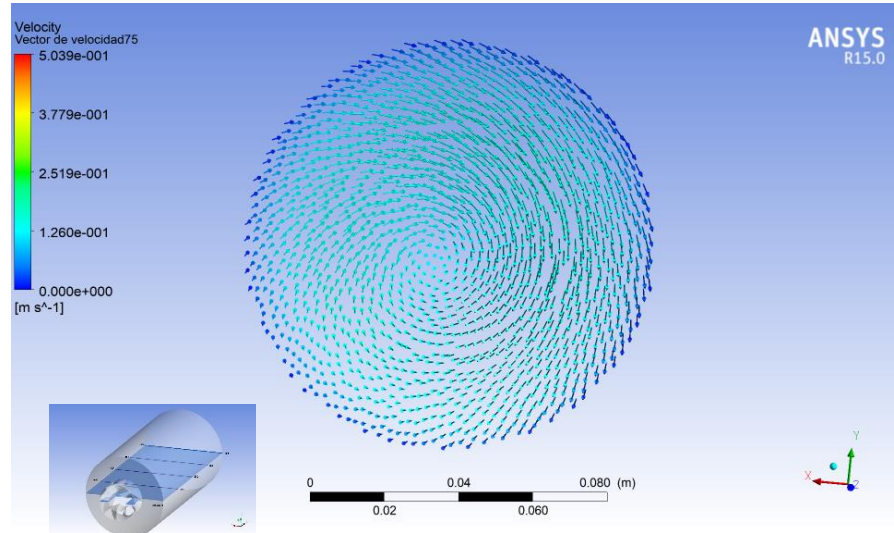


Figura 4.7 Vectores de velocidad en la trayectoria R3 a 0.15 m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría con entradas inclinadas de 60°.

Con respecto a los vectores en los planos transversales ya mencionados, se observa que en la geometría de cámara de combustión con entradas con el

ángulo de 60° se genera el vórtice (remolino) justo en el centro (figura 4.5), este a su vez genera velocidades tangenciales con desplazamientos hacia las paredes de la cámara de combustión. Conforme avanza en la cámara, el vórtice que se concentra en el centro se va desplazando y disminuyendo la magnitud de su velocidad. Este comportamiento también se muestra en los planos transversales de las figuras 4.6 y 4.7.

Las figuras 4.8, 4.69 y 4.10 muestran los vectores de velocidad para la geometría de cámara de combustión con entradas con ángulo de 90° en los álabes fijos, se muestra que la dirección de los vectores de velocidad, en comparación con los vectores de la geometría de 60° , no provocan recirculación hacia la entrada de la cámara de combustión a partir de R1. La velocidad disminuye considerablemente conforme avanza el fluido en la cámara.

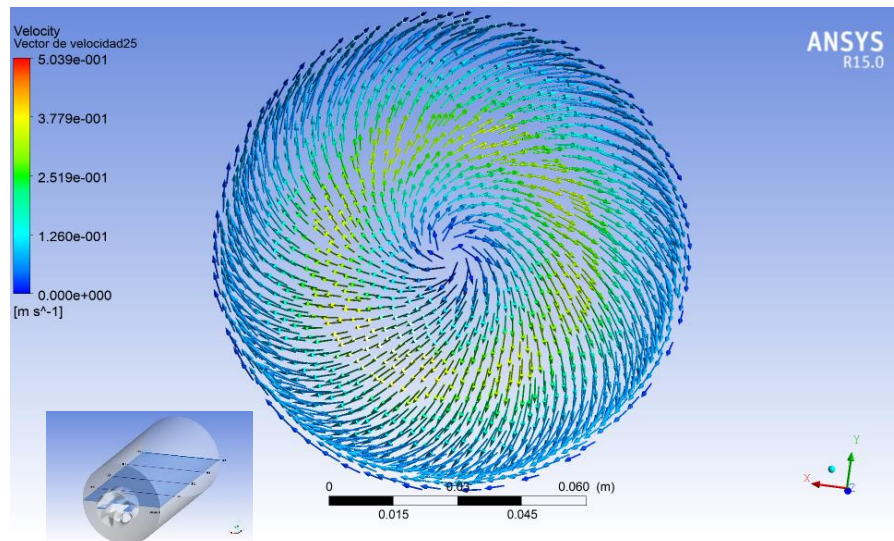


Figura 4.8 Vectores de velocidad en la trayectoria R1 a 0.05m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría de 90° .

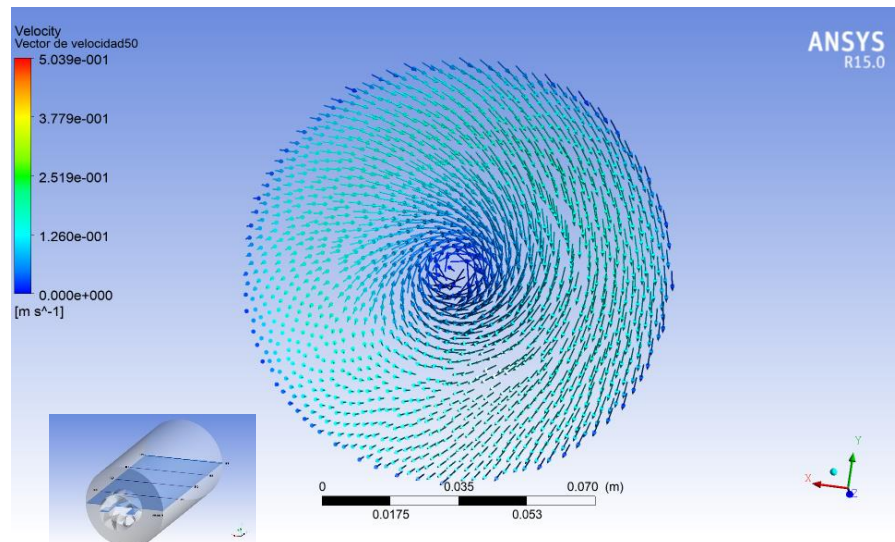


Figura 4.9 Vectores de velocidad en la trayectoria R2 a 0.1m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría de 90°.

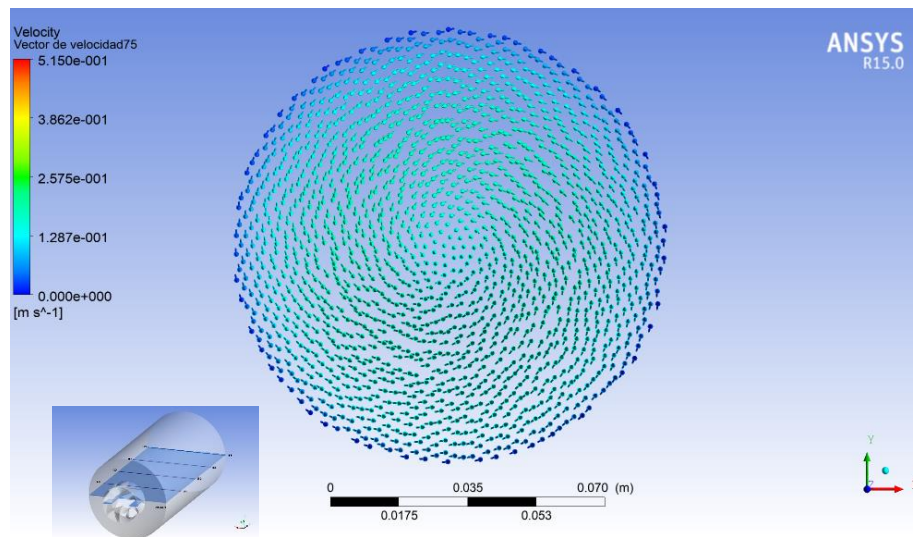


Figura 4.10 Vectores de velocidad en la trayectoria R3 a 0.15m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para la geometría de 90°.

Por último, en las figuras 4.11, 4.12 y 4.13 se presentan los vectores de velocidad para la geometría de la cámara de combustión con entradas con inclinación de 120°, en la figura 4.11 se muestra los vectores de velocidad. La distribución del mapa de velocidades en la cámara de combustión es un parámetro importante ya que puede afectar el proceso químico de la reacción

de combustión.

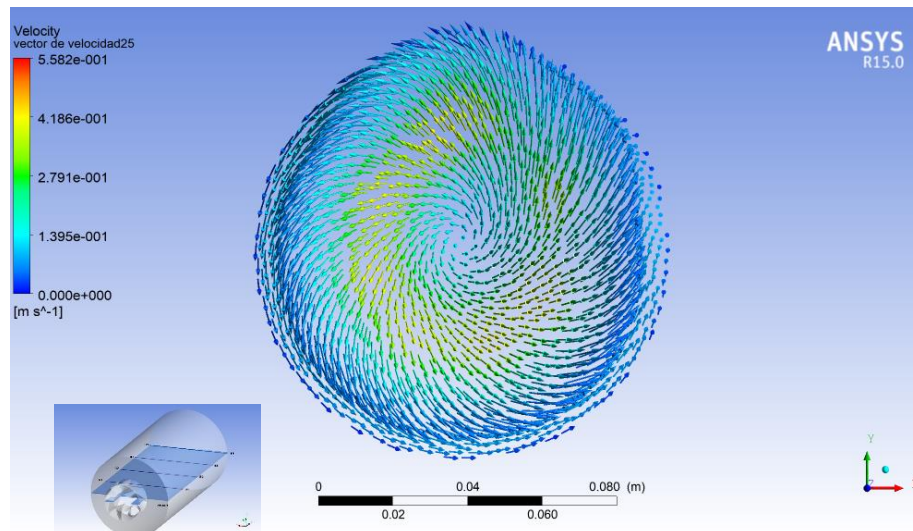


Figura 4.11 Vectores de velocidad en la trayectoria R1 a 0.05m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para geometría de 120° .

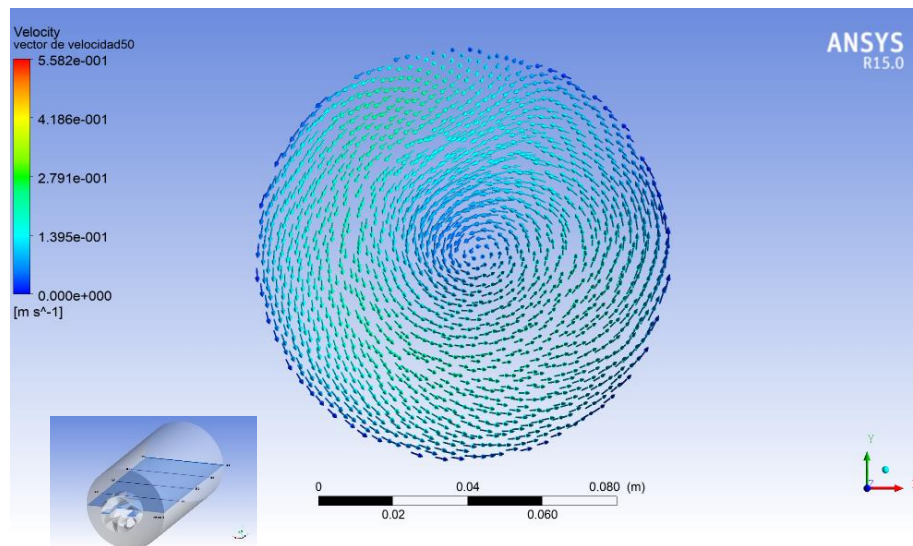


Figura 4.12 Vectores de velocidad en la trayectoria R2 a 0.1m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para geometría de 120° .

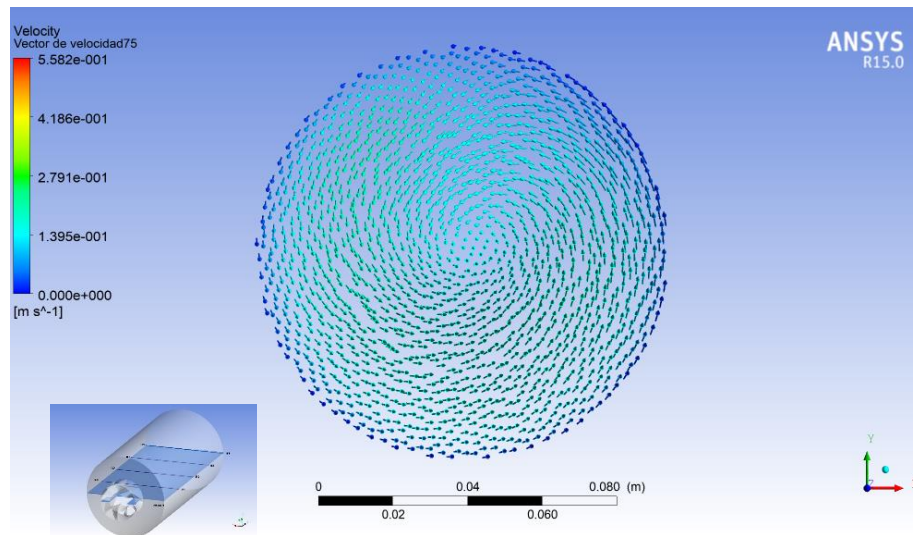


Figura 4.13 Vectores de velocidad en la trayectoria R3 a 0.15m de distancia de la entrada de la cámara de combustión para geometría de 120°.

4.1.1.3 Contornos y perfiles de Velocidad

Para describir el comportamiento de la velocidad a través de la dirección axial, se utiliza el plano 1 (figura 4.1). En los 3 casos geométricos de cámara de combustión (figuras 4.14, 4.15 y 4.16) se observa que la velocidad disminuye considerablemente a lo largo de la cámara. Estas figuras de contornos de velocidad en el plano axial, muestran que el ángulo de entrada afecta al campo de velocidad y en particular la figura 4.15, muestra que la cámara para el caso de entradas de 90° , tiene mayores magnitudes de velocidad en esa zona.

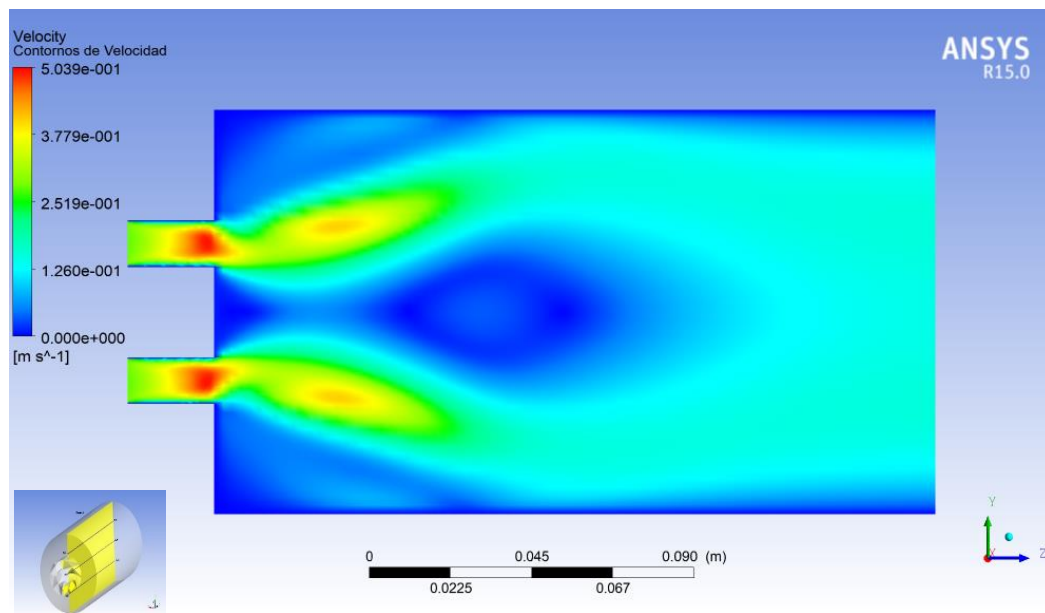


Figura 4.14 Contornos de Velocidad en el plano 1 para la geometría de 60°.

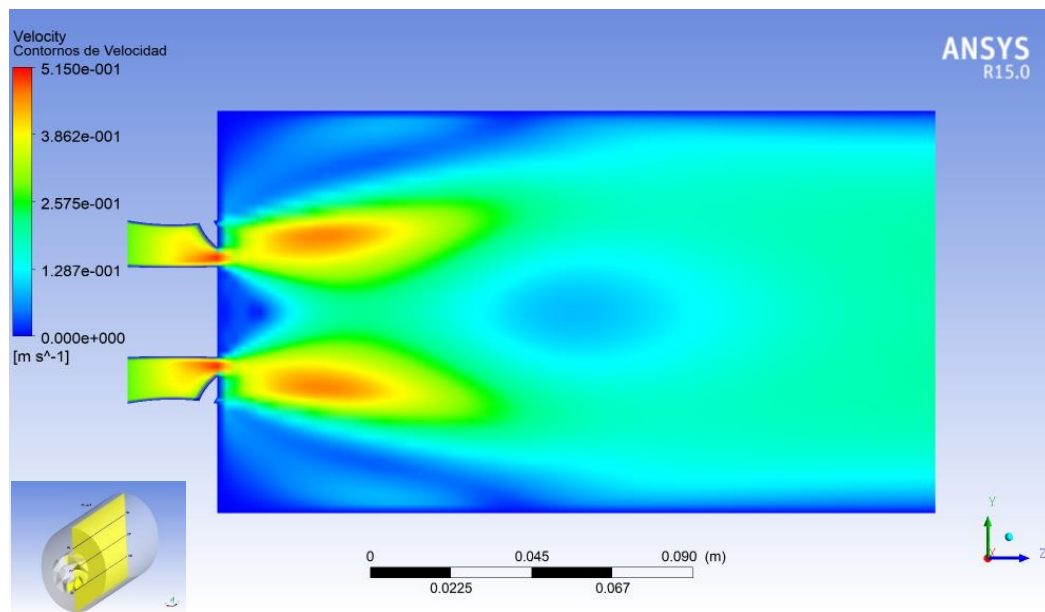


Figura 4.15 Contornos de Velocidad en el plano 1 para la geometría de 90°.

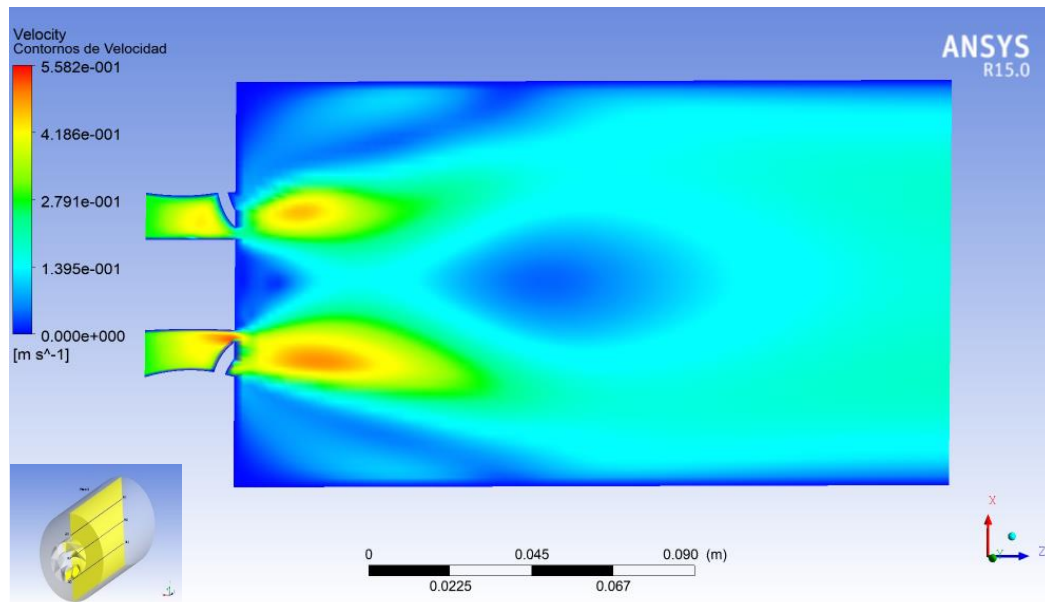


Figura 4.16 Contornos de Velocidad en el plano 1 para la geometría de 120°.

Para los perfiles de velocidad en los 3 casos de geometrías, la manera de distribución de la velocidad es similar; ya que como se puede observar en las figuras 4.15-416 el generador de vórtices de 8 álabes hace que la distribución de velocidad en el centro sea mucho menor. A partir de R1 y hacia la salida de la cámara de combustión, la velocidad presenta un notorio decremento.

Las figuras 4.17, 4.19 y 4.21 muestran la distribución de la velocidad en las líneas transversales (R1, R2, R3 y R4) para los casos de las geometrías de 60°, 90° y 120° respectivamente. Estos perfiles de velocidad indican que en las zonas que sigue a la entrada el perfil de velocidad tiene dos crestas y un valle, esto es característico para un flujo que ocurre en un ducto cilíndrico con entradas tangenciales. La amplitud de las picos y valles cambia con el ángulo de inclinación de las entradas tangenciales del generador de vórtices.

El comportamiento de la velocidad en la dirección axial se muestra en las líneas A1, A2 y A3, como perfiles de velocidad en las figuras 4.18, 4.20 y 4.22.

En todos los casos el perfil central tiene una menor velocidad que los perfiles laterales. Los perfiles lateral son simétricos, excepto para el caso de la geometría con entrada tangencial inclinada 120 .

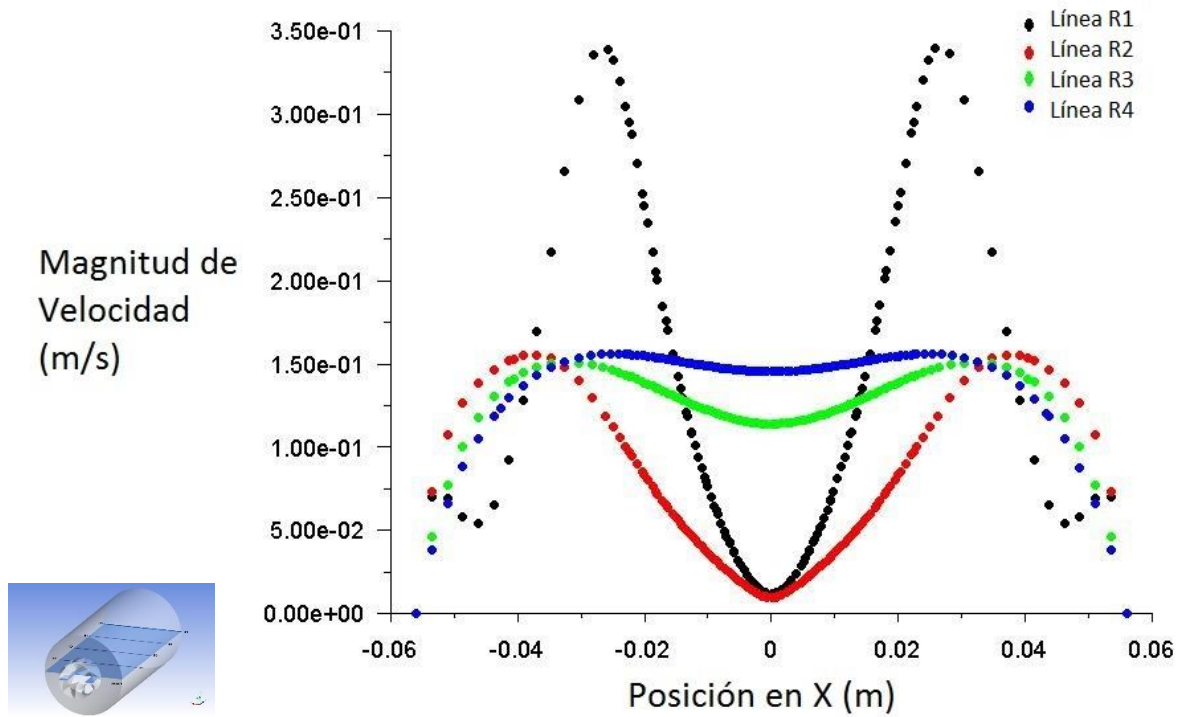


Figura 4.17 Perfiles de Velocidad para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 60°.

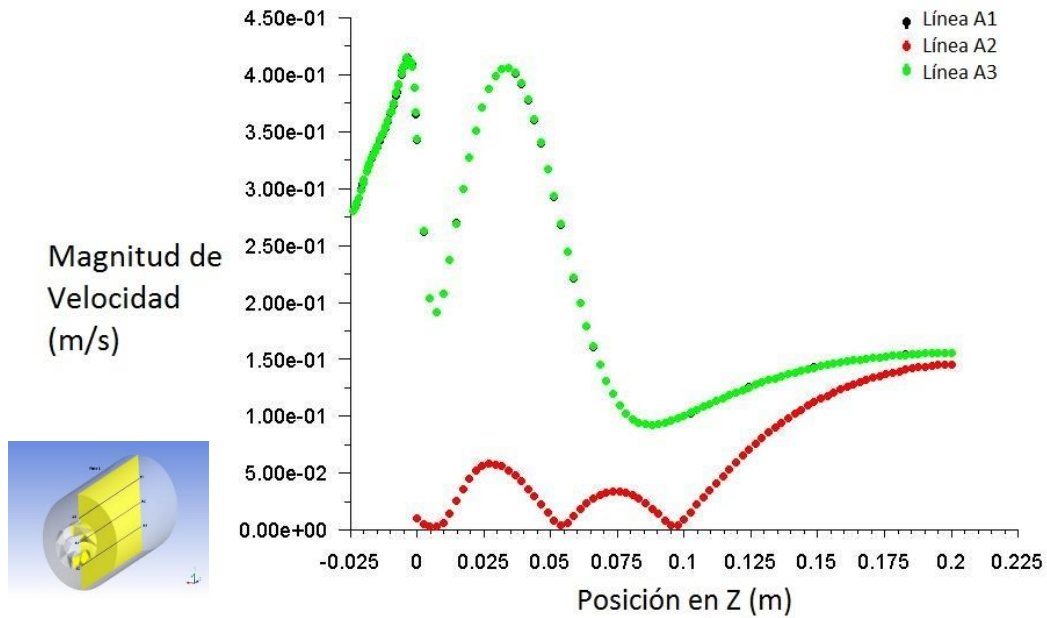


Figura 4.18 Perfiles de Velocidad para A1, A2, A3 en el plano 1 con respecto a Z, para la geometría de 60°.

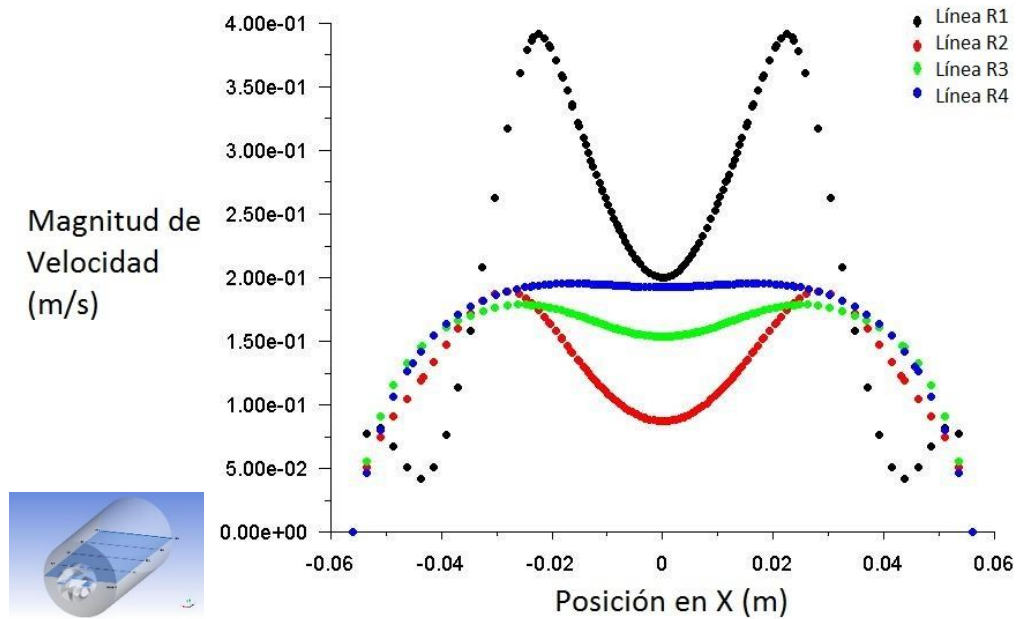


Figura 4.19 Perfiles de Velocidad para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 90°.

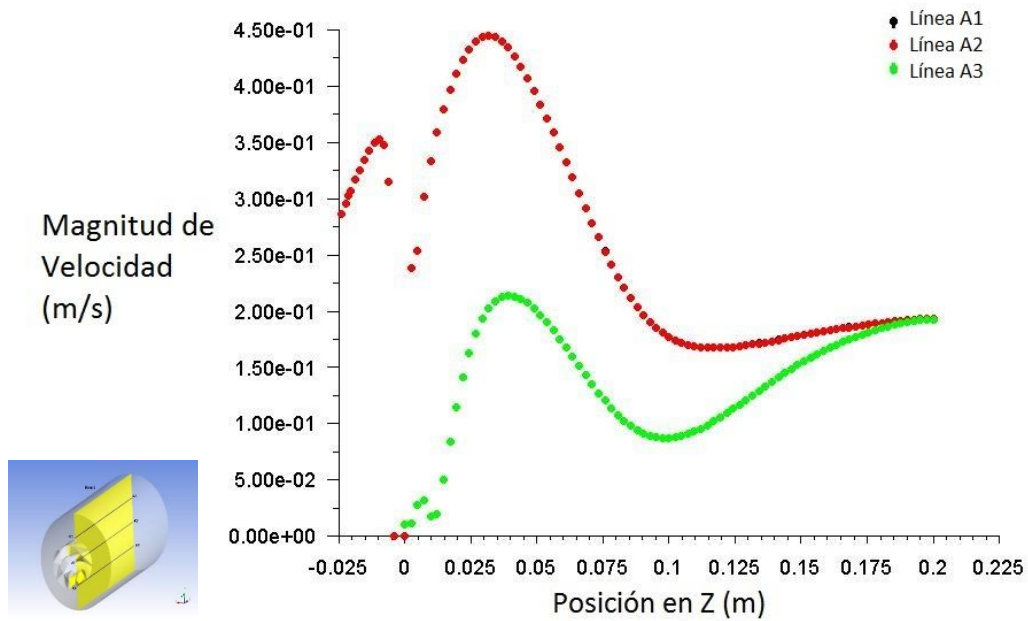


Figura 4.20 Perfiles de Velocidad para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 90°.

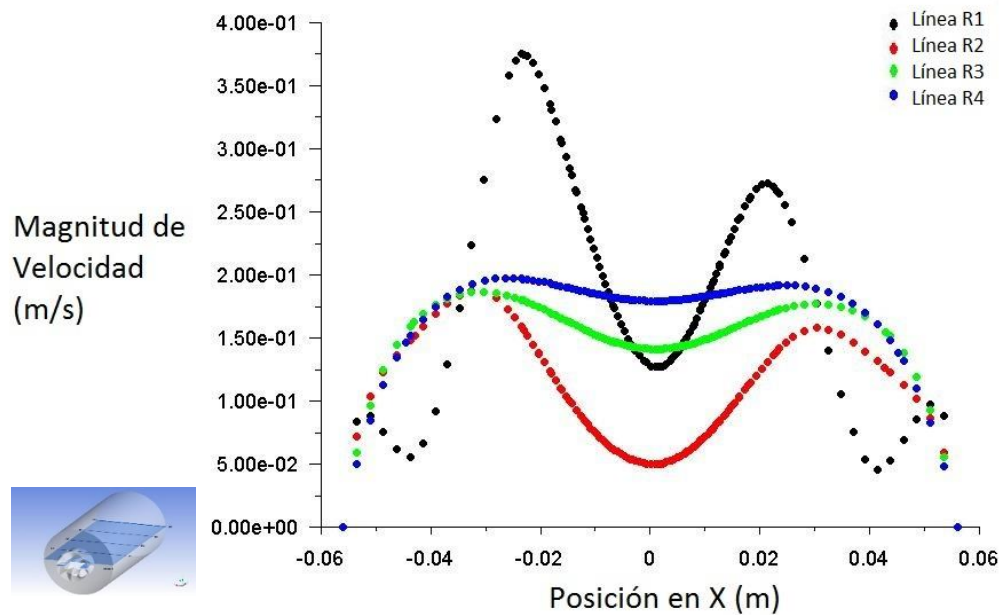


Figura 4.21 Perfiles de Velocidad para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 120°.

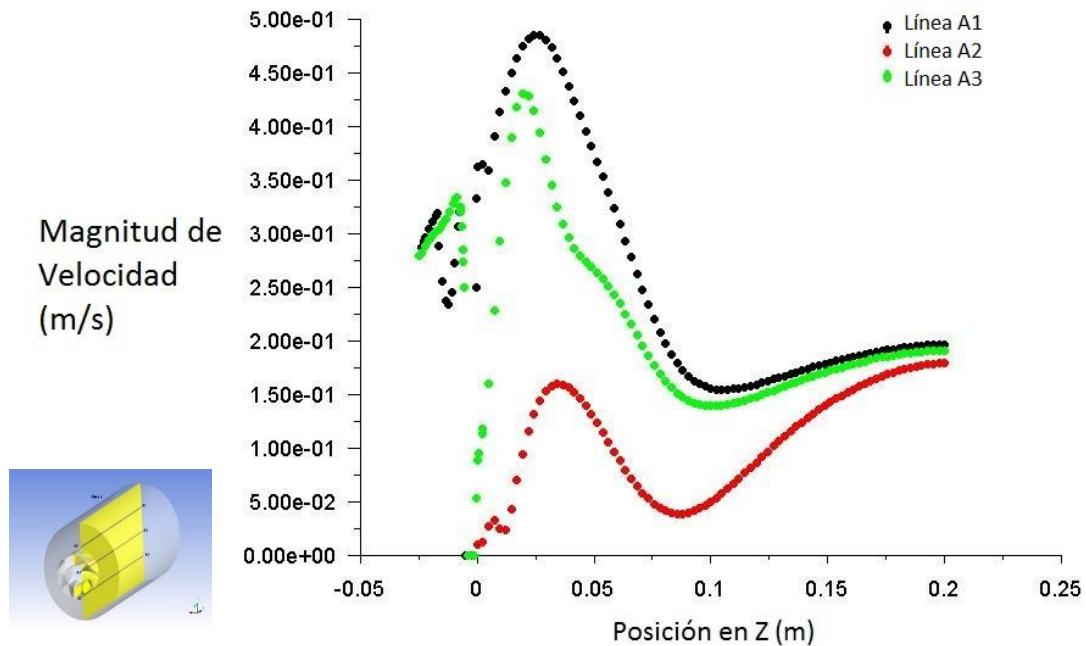


Figura 4.22 Perfiles de Velocidad para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 120°.

4.1.2 Análisis de temperatura

La determinación de la temperatura juega un papel importante dentro de las cámaras de combustión para de turbinas de gas, dependiendo del comportamiento de la temperatura, obtendremos los resultados óptimos para la generación de una correcta combustión.

En las figuras 4.23, 4.24 y 4.25 se muestra la distribución de temperatura dentro de la cámara de combustión para los tres diferentes casos. La combustión ocurre en las zonas donde se registran altas temperaturas en el centro de la cámara de combustión, lugar donde se genera el vórtice principal debido a la distribución de velocidad. La magnitud de la temperatura disminuye hacia los costados de la cámara de combustión debido a que el vórtice central

confina el desarrollo de la combustión en esa zona. En la salida de la cámara de combustión la temperatura promedio es de 1010 K, con una temperatura máxima de salida de 1845 K.

Como se observa en las figuras 4.23, 4.24 y 4.25, el campo de temperaturas es diferente para cada modelo geométrico. Con la finalidad de usar los gases de la cámara de combustión en una microturbina de gas, la mejor distribución de temperatura se obtiene en la cámara con entradas tangenciales con un ángulo de 90° , ya que la temperatura en la salida no es menor que en los otros casos. Lo anterior también permite que las emisiones de NOx sean menores.

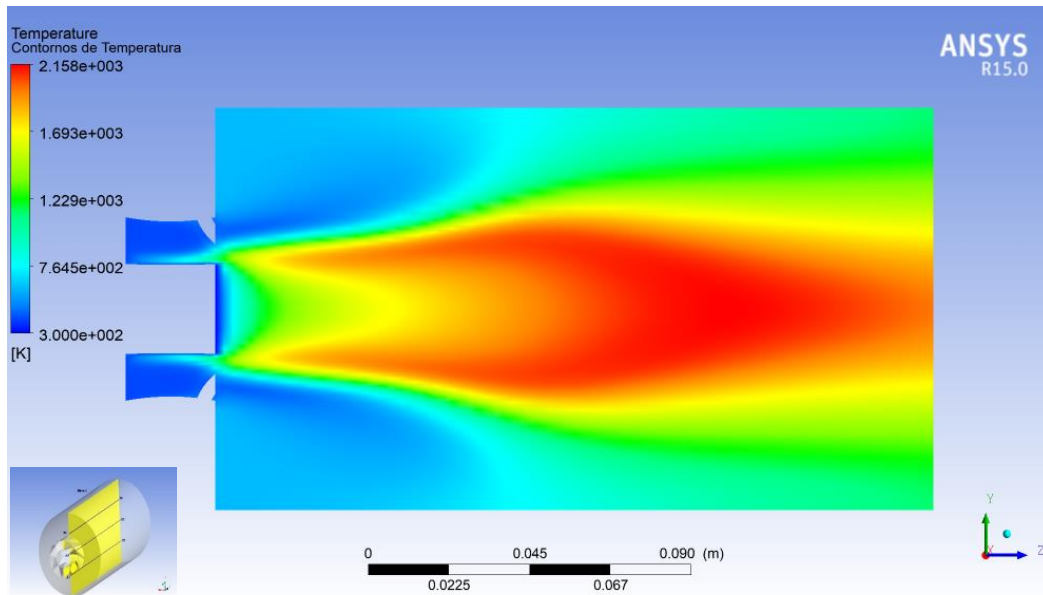


Figura 4.23 Contornos de temperatura para la geometría de 60° .

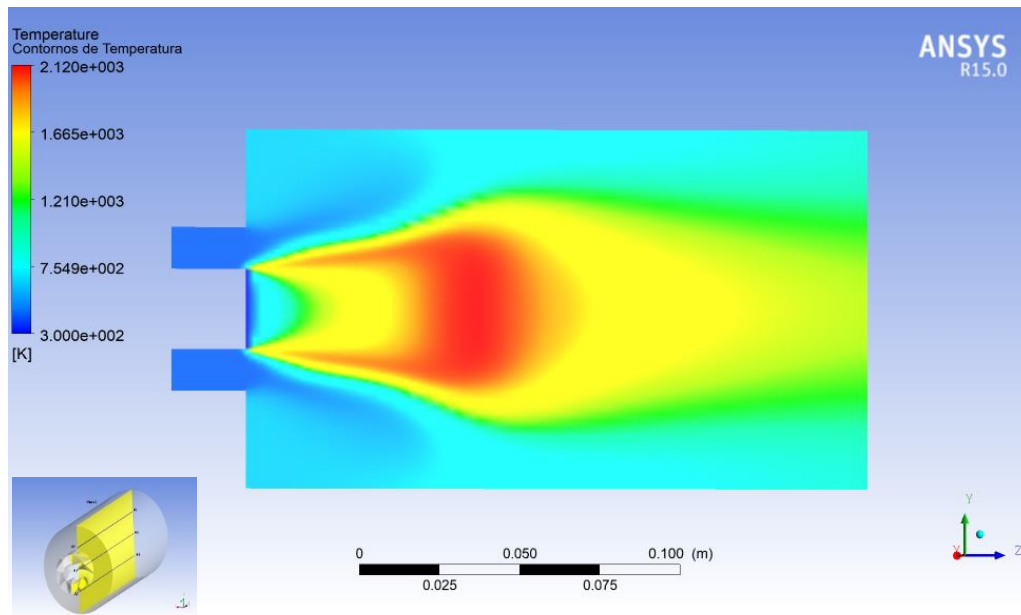


Figura 4.24 Contornos de temperatura para la geometría de 90°.

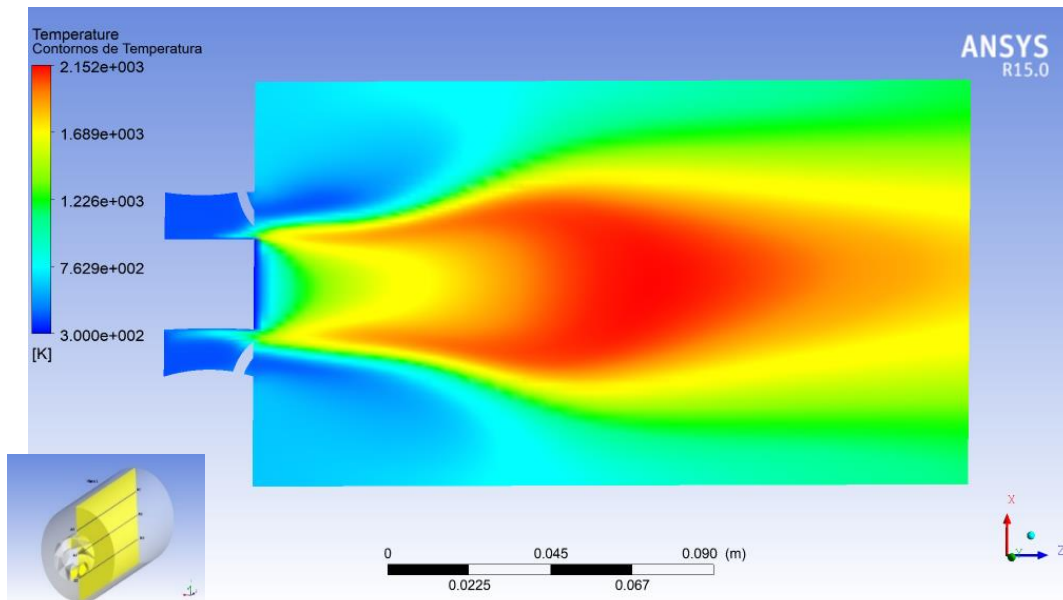


Figura 4.25 Contornos de temperatura para la geometría de 120°.

En las figuras 4.26, 4.28 y 4.30 se muestra el comportamiento de la temperatura en las líneas transversales R1, R2, R3 y R4 del plano 2. Estos perfiles muestran que el incremento de la temperatura es en la zona centro de

la cámara, y en cuanto se va alejando hacia las paredes, la temperatura baja notablemente.

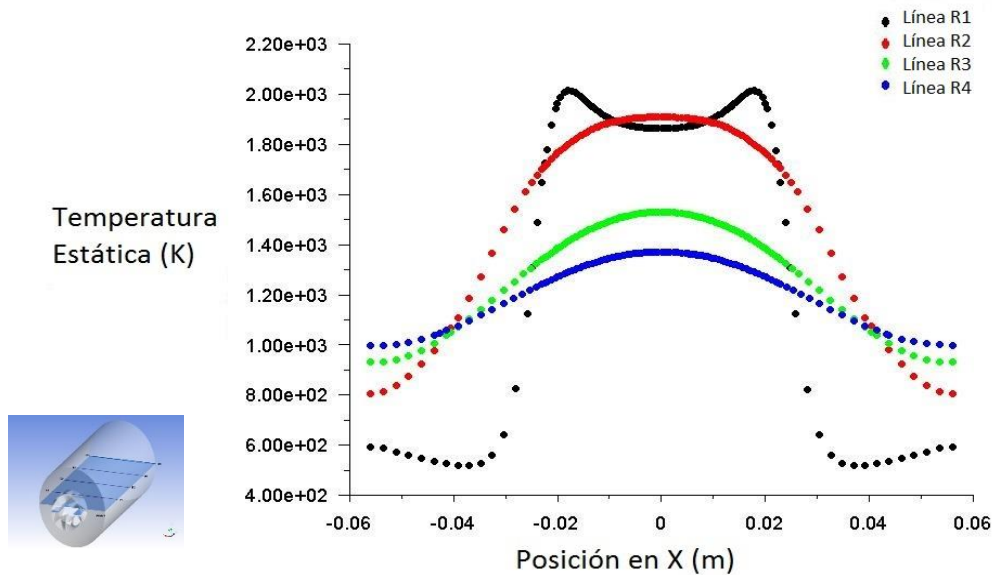


Figura 4.26 Perfiles de Temperatura para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 60°.

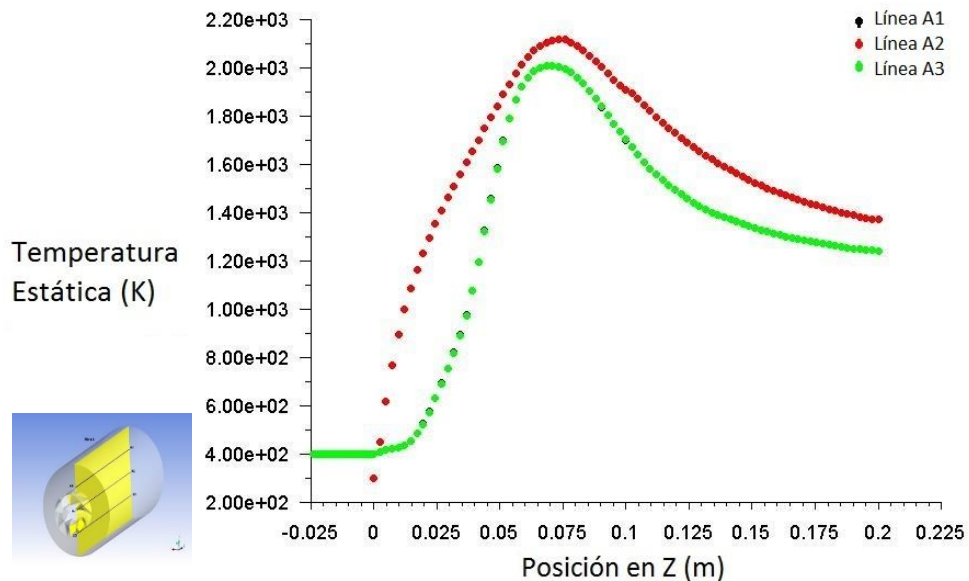


Figura 4.27 Perfiles de Temperatura para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 90°.

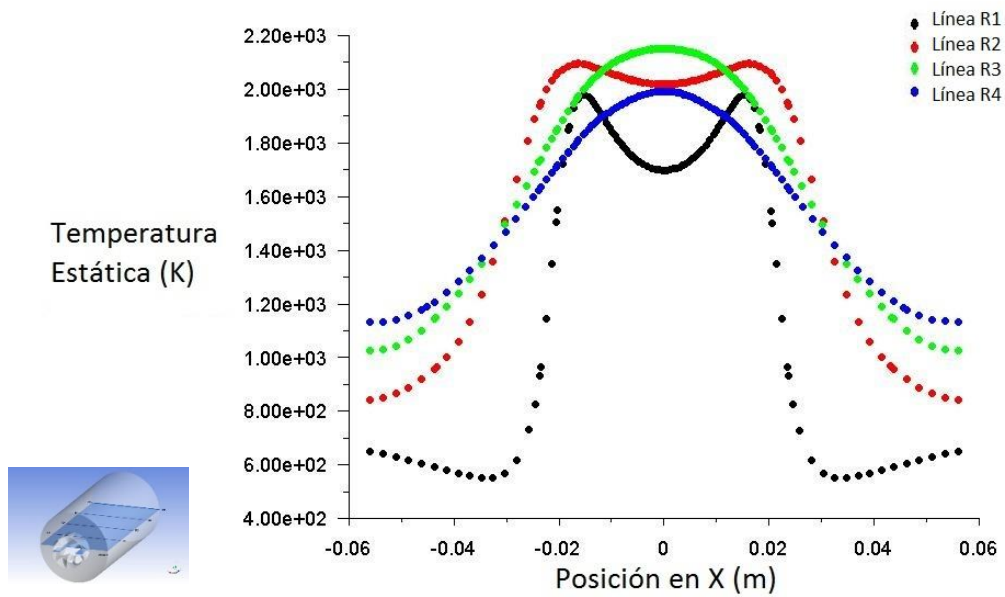


Figura 4.28 Perfiles de Temperatura para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X, para la geometría de 90°

Las figuras 4.27, 4.29 y 4.31 muestran la magnitud de la temperatura en las líneas axiales A1, A2 y A3 en el plano 1. Los perfiles de las líneas A1 y A3 están superpuestos debido a que se mantiene una simetría del campo de flujo.

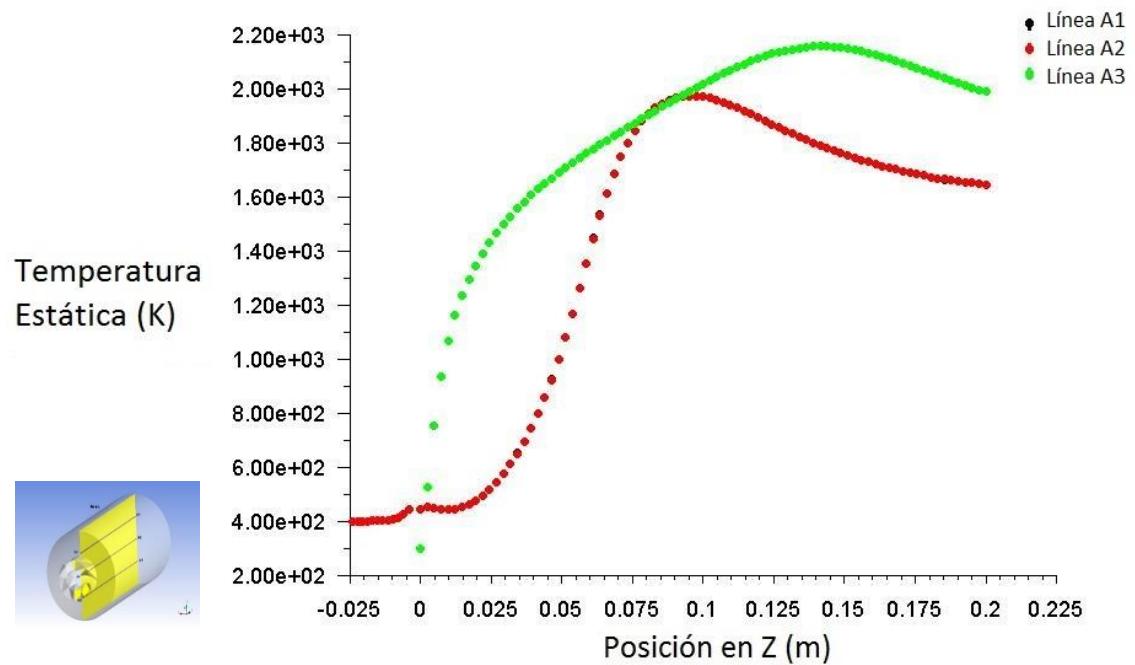


Figura 4.29 Perfiles de Temperatura para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 120°.

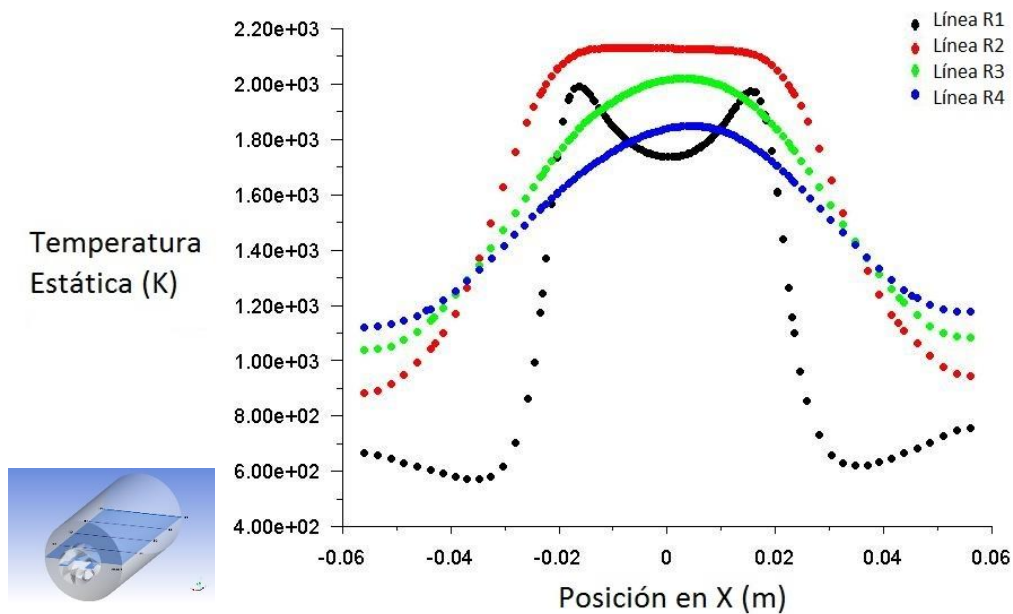


Figura 4.30 Perfiles de Temperatura para R1, R2, R3 y R4 con respecto a X,

para la geometría de 120°.

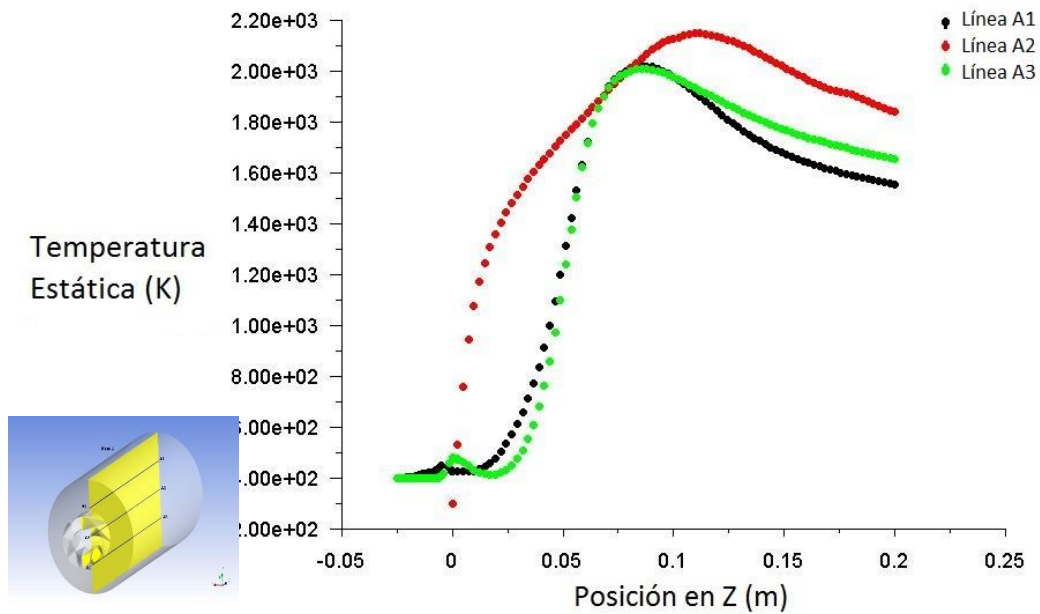


Figura 4.31 Perfiles de Temperatura para A1, A2, A3 con respecto a Z, para la geometría de 120°.

4.1.3 Distribución de especies.

La composición de las especies para el estudio de la combustión está determinada por la mezcla de metano-aire que se usa en la entrada y en los productos de combustión. La tabla 4.1 muestra la cantidad de masa que se utilizó para cada especie (CH_4 , O_2 y N_2) a la entrada (Aire y Combustible) y la cantidad de las especies que son productos de la combustión (CH_4 , O_2 , N_2 , NO_x , H_2O y CO_2), considerando la fracción de masa y la fracción de moles para cada una de las 3 diferentes geometrías cuyos ángulos son de 60°, 90° y 120°.

	60 grados			90 grados			120 grados		
	Aire	Combustible	Salida	Aire	Combustible	Salida	Aire	Combustible	Salida
	Fracción de Masa								
CH4	0	1	0.0000643	0	1	0.00000194	0.000000123	1	0.00000609
O2	0.233	0	0.16396537	0.23126617	0	0.13403144	0.23119412	0	0.13060157
N2	0.7670002	0	0.75445944	0.76668	0	0.74901986	0.766666635	0	0.74828476
NOx	0	0	0.000332	0	0	0.000155657	0	0	0.000852721
H2O	0	0	0.037867874	0.000922166	0	0.052601889	0.000960432	0	0.054416807
CO2	0	0	0.046255564	0.00111809	0	0.064245827	0.001164714	0	0.065838285
Fracción de Moles									
CH4	0	1	0.0000943	0	1	0.00001094	0.000000108	1	0.00000955
O2	0.2100766	0.000306145	0.14747235	0.20837609	0	0.11561706	0.23129645	0	0.11871266
N2	0.78992343	0.11781958	0.74257129	0.78930122	0	0.75557321	0.76668531	0	0.75722635
NOx	0	0	0.000077093	0	0	0.008019529	0	0	0.000155666
H2O	0	0	0.079817001	0.001536293	0	0.085272089	0.001476896	0	0.082602471
CO2	0	0	0.029909559	0.000762643	0	0.042237289	0.000731921	0	0.041297942
Fracción de Mezcla	0	1	0.016867539	0	1	0.024436599	0	1	0.023447251

Tabla 4.1 Comparación de especies y NOx a la entrada y salida de la cámara de combustión para las geometrías de 60°, 90° y 120°.

La tabla 4.1 muestra que la concentración en la entrada de aire es del 21% de Oxígeno (O₂) y casi del 79% de Nitrógeno (N₂), mientras que para la entrada del combustible es del 100% de Metano (CH₄), estos reaccionan dentro de la cámara de combustión y nos dan un producto en salida del Metano de 0, logrando efectuar por completo la combustión, es decir, el Metano logra quemarse por completo dentro de la cámara de combustión.

El comportamiento de la combustión en las diferentes geometrías es ligeramente similar en cuanto a las cantidades generadas de Óxido Nitroso (NOx), teniendo como mejor resultado la geometría con el ángulo de 90° ya que es la de menor emisión del contaminante NOx a la salida de la cámara de combustión.

4.1.4 Distribución de NOx.

La producción del contaminante NOx durante la combustión se ve afectada de forma directa por el desarrollo de altas temperaturas (Razak, 2013), lo que está relacionado con el control de la flama. De acuerdo a los resultados de los contornos de la fracción de masa del contaminante NOx y a su comparación con los contornos de temperatura, se comprueba que hay una relación entre la distribución de temperaturas y la producción de NOx, ya que la mayor cantidad de concentración del NOx es proporcional a la posición con mayor temperatura dentro de la cámara de combustión. Para el estudio de la producción del contaminante NOx en las diferentes geometrías, se muestran los contornos de la fracción de masa del NOx en las figuras 4.32, 4.33 y 4.34.

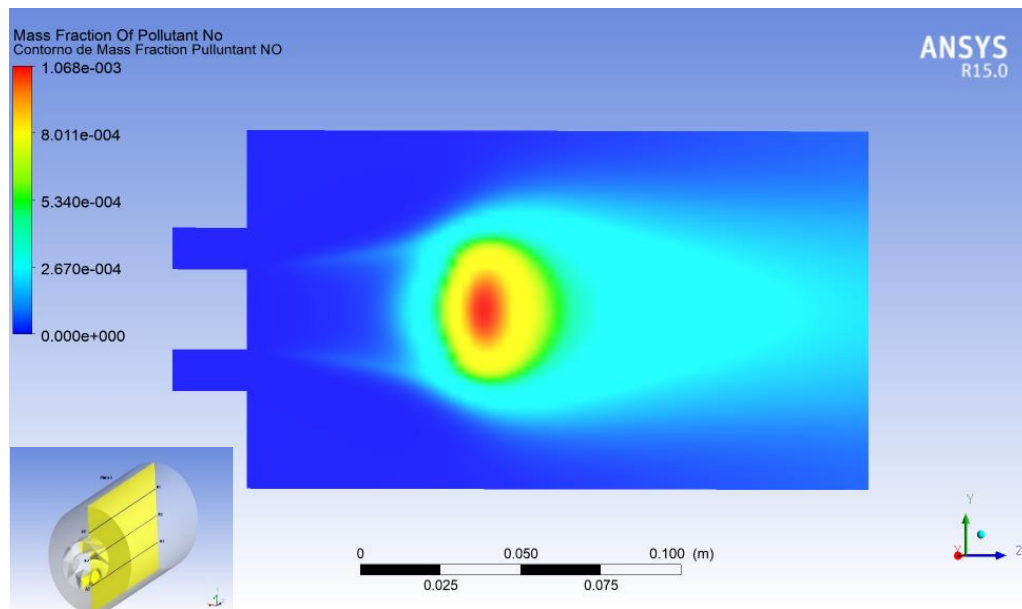


Figura 4.32 Contornos de Fracción de Masa en el plano 1 de las emisiones del contaminante de NO para la geometría de 60°.

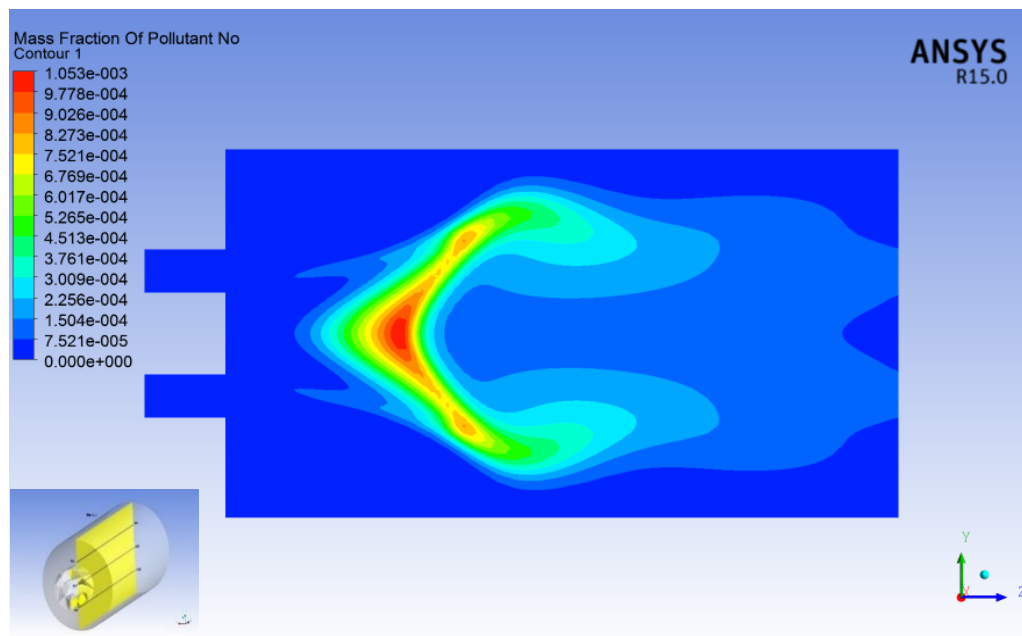


Figura 4.33 Contornos de Fracción de Masa en el plano 1 de las emisiones del contaminante de NO para la geometría de 90°.

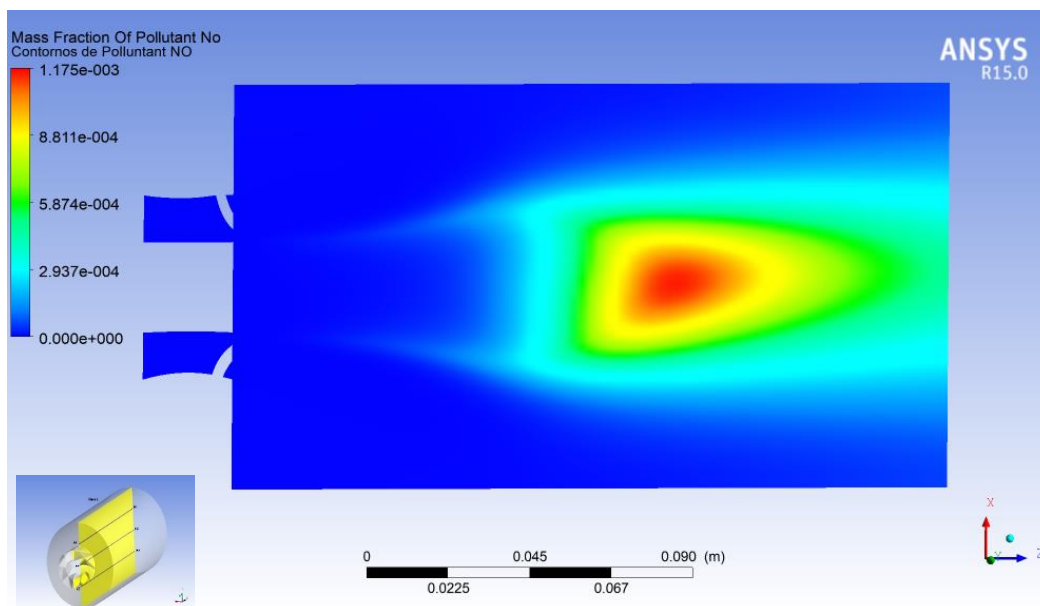


Figura 4.34 Contornos de Fracción de Masa en el plano 1 de las emisiones del contaminante de NO para la geometría de 120°.

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1 Conclusiones

En este capítulo se presentan tanto las conclusiones y recomendaciones acerca de los resultados que se obtuvieron con los cálculos numéricos realizados a lo largo de las simulaciones. En este proyecto de investigación se calculó de forma numérica el comportamiento del flujo y de la transferencia de calor en una cámara de combustión de una microturbina de gas.

Se utilizaron FLUENT y CFX (CFD-POST) como herramientas para llevar a cabo el análisis de CFD del proceso de combustión con los diseños de la cámara de combustión propuestos para una microturbina de gas.

Con los resultados mostrados a lo largo del capítulo 4 de este proyecto de tesis podemos determinar que los modelos geométricos de cámara de combustión son correctos para implementarse en una microturbina de gas, generando una correcta combustión del metano (CH_4) y una adecuada distribución de temperatura con respecto a la producción de NO_x . Para ser más específico, se tienen las siguientes conclusiones:

- Los ángulos de entrada de aire (ubicados en el generador de vórtices), permiten generar un vórtice central en la cámara de combustión en una zona propicia (entre R1 y R2), con esto se obtiene una mejor distribución de velocidades provocando que los patrones de flujo desarrollados por las geometrías presenten una dinámica correcta desde la entrada hasta la salida de la cámara de combustión.

- La forma del vórtice causa una distribución de temperatura adecuada en la cámara de combustión, ya que tanto en las paredes como en la salida disminuye la magnitud de la temperatura, mejorando el desempeño de la microturbina de gas sin utilizar sistema de enfriamiento.
- Con distribución correcta tanto de la velocidad y como de la temperatura se obtuvieron las condiciones apropiadas para llevar a cabo la combustión, realizando una mezcla de metano-aire en una zona R1-R2, esto propició una zona propicia para que las especies utilizadas hicieran una total combustión.
- Ya que se obtuvo una adecuada combustión, se encontró que la mayor concentración de NOx se obtenía en la región de mayor temperatura.
- La cámara de combustión con entradas tangenciales inclinadas 90, presento las mejores condiciones de dinámica de flujo, para obtener la menor cantidad de NOx en la salida.

5.2 Recomendaciones

Un análisis de combustión depende de varios resultados, uno de ellos es el de la temperatura generada y su distribución, así como de las velocidades y condiciones de frontera. Para futuros cálculos usando CFD, se recomienda mejorar la geometría para evitar la ligera recirculación del fluido, así como de elaborar simulaciones con un mallado estructurado y utilizando otro tipo de especies en el combustible, para observar el comportamiento de las emisiones de los contaminantes reactantes de

este combustible. Una sugerencia interesante es la de realizar la construcción del modelo físicamente y hacer los estudios correspondientes al experimento para validar los cálculos con PIV o LDA contra los resultados que arrojó este proyecto de investigación.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A. Andreini, M. Cerutti, B. Fachinni, A. Innocenti (2015). CFD Analysis of NOx emissions of a natural gas lean premixed burner for heavy duty gas turbine.

Ahmad, M., Schatz, M., & Casey, M. V. (2013). Experimental investigation of droplet size influence on low pressure steam turbine blade erosion. *Wear* 303(1), 83-86.

Capote, J., Alvear, D., Abreu, O., Lázarp, M., & Espina, P. (2008). Influencia del modelos de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño de Ingeniería* 24(3), 227-245.

Chemical Logic, C. (1999). ChemicalLogic SteamTab Companion. Woburn Massachusetts, U.S.A.

Cui, K., Chen, H. L., Song, Y. P., & Oyama, H. (2013). Research on wet steam spontaneous condensing flows considering phase transition and slip. *Journal of Thermal Science*, 22(4), 320-326.

Díaz Morcillo, A. (2000). *Métos de mallado y algoritmos adaptativos en dos y tres dimensiones para la resolución de problemas electromagnéticos cerrados mediante el método de los elementos finitos*. Valencia, España: Universidad Politécnica de Valencia.

Fernández Diez, P. (2000). *Trubinas de vapor*. Santander España: Escuelas de Ing. Industriales y de Ing. de Caminos de la Universidad de

Cantabria.

Fluent, I. (2005). *6.2 User's Guide*. Lebanon, NH: ANSYS Fluent Inc.

Norton, D. G., Vlachos, D. G. (2003). Combustion characteristics and flame stability at the microscale: A CFD study of premixed methane/air mixtures. *Chemical Engineering Science*, 58(21), 4871-4882.

García Castrejón, J. C. (2008). *Determinación de fuerzas inducidas por flujo de vapor en turbinas*. Cuernavaca: UAEM.

García-Garrido, S. (2014). *Turbinas de gas: montaje, puesta en marcha, operación y mantenimiento de turbinas de gas*. Madrid, España: Renovetec.

Hasini, H., Mohd Zamri, Y., & Malek, N. A. (2012). Numerical Modeling of Wet Steam Flow in Steam Turbine Channel. *INTECH Open Access Publisher*.

Ansys Fluent 15.0.0, User's Guide, 2013, Ansys Inc.

Hernández R., A., Mazur C., Z., Demeulenaere, A., & Jópez H., J. (2009). The effect of star-up cycle in ceramic coating used as thermal barrier for a gas turbine bucket. *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no.14-15, 3056-3065.

Ibañez, J. (2014). *Turbinas de vapor: tipos, características y clasificación*. Cartagena, España: INEVID.

- Ishazaki, K., Ikphagi, T., & Daiguji, H. (1995). A high-resolution numerical method for transonic non-equilibrium condensation flows through a steam turbine cascade. *In Proceedings of the 6th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, volume 1*, 479-484.
- Ju, F. M., Yan, P. G., & Han, W. J. (2012). Numerical investigation on wet steam non-equilibrium condensation flow in turbine cascade. *Journal of Thermal Science*, 21(6), 525-532.
- Juárez, H. (2012). *Métodos numéricos para fluidos*. Querétaro: XLV Congreso Nacional de la SMM.
- Kearon William, J. (1961). *Steam turbine theory and practice*. Londres: Sir Isaac Pitman & sons, Ltd.
- Kessler, M. (2016). *Dinámica de fluidos computacional: ¿Qué es? ESSS*.
- Martín Atienza, B. (2009). *Fluidos en movimiento*. Ensenada, Baja California: UABC.
- Martín Domingo, A. (2017). *Apuntes de Mecánica de Fluidos*.
- Mataix, C. (1975). *Turbomáquinas hidráulicas: turbinas, bombas, ventiladores*. Madrid: ICAI.
- McFarland, J. A. (2008). Conceptual Design and Instrumentation Study For a 2-D, Linear, Wet Steam Turbine Cascade Facility.
- Moreno-Salas, N., & Trejo, V. (2012). *Eficiencia*. Universidad Simón Bolívar.

- Moses, C. A., & Stein, G. D. (1978). On the Growth of steam droplets formed in a laval nozzle using both static pressure and light scattering measurements. *Journal of fluids engineering*, 311-321.
- Noh-Pat, F. (2004). *Estudio de diferentes modelos de turbulencia IC-E para aplicación en problemas de transferencia de calor*. Cuernavaca: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- Olmo, M., & Nave, R. (2014). Obtenido de HyperPhysics: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/seclaw.html#c4>
- Posadas-Razo, J. J. (2009). *Estudio del fenómeno de condensación asociado a corrosión mediante simulación matemática*. México, D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- Rodríguez-Pestaña, C. (2015). Simulación numérica de la estela tras un cuerpo de base roma a número de Reynolds altos: La influencia de los modelos de turbulencia. Madrid, España: Universidad Carlos III de Madrid.
- Romero, C., Vega, J., & Rubio, G. (2005). *Curso Fenómenos de Transporte*. San Cristobal, Táchira Venezuela.: Universidad Nacional Experimental del Táchira (UNET).
- Rueda-Martínez, F., Toledo-Velazquez, M., Carvajal-Mariscal, I., Abugaber-Francis, J., & Tolentino-Eslava, G. (2007). Estudio teórico de la erosión mecánica de un alabe rotor del último paso de la sección de baja presión de una turbina de vapor de 300MW. *Científica* 11(3), 135.
- Ryley, D. J. (1967). Condensation Fogs in low pressure steam turbines.

International Journal of Mechanical Sciences, 729-741.

Sánchez Vazquez, J. (2004). *Simulación numérica directa de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida*. Sevilla: Universidad de Sevilla.

Schnerr, G. H., & Winkler, G. (2002). Homogeneous/heterogeneous condensation in transonic steam turbine stages including rotor/stator interaction. *PAMM1(1)*, 363.

R Tuccillo, MC Cameretti (2005), Micro Gas Turbines, "RTO-MP-AVT-131

SENER. (2006). *SECRETARIA DE ENERGÍA*. Obtenido de <http://egob2.energia.gob.mx/portal/electricidad.html>

Spalart, P. R., Jou, W. H., Strelets, M., & Allmaras, S. R. (1997). *Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach*. Arlington, Tx: Advances in DNS/LES, 1,4-8.

Streeter, V., Wylie, B., & Bedford, K. (2000). *Mecánica de fluidos*. Bogota, Colombia: McGraw Hill.

Sun, L. X., Zheng, Q., & Liu, S. L. (2007). 2D-simulation of wet steam flow in a steam turbine with spontaneous condensation. *Journal of Marine Science and Application*, 6(2), 59-63.

Tenango-Pirin, O., García, J. C., Castro-Gómez, L., Rodríguez, J. A., Sierra, F., De Santiago, O., & Rodríguez-Lelis, J. M. (2016). Effect of the

modification of the star-up sequence on the thermal stresses for a microhas turbine. *Internatonial Journal of Rotating MAchinery*.

White, M. F. (2003). *Fluid Mechanics* . McGraw Hill.

Young, J. B. (1988). An equation of state for steam for turbomachinery and otger flow calculations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110:1-7.

Young, J. B. (1992). Two Dimensional, Nonequilibrium, Wet Steam Calculations for Nozzles and Turbine Cascades. *Journal of Turbomachinery*, 114, 569-579.

Zaleta-Aguilar, A., Correas-Uson, L., Kubiak-Szyszk, J., & Sierra-Espinosa, F. (2007). Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines. *Applied thermal engineering* 27(2), 457-466.

Maria, J., Sarrazin, V., Hern, E., & Barcelona, C. (2016). Mallado de geometrías complejas mediante cfd.

Razak, A. M. Y. (2013). Ultra-low nitrogen oxides (NOx) emissions combustion in gas turbine systems. In *Modern Gas Turbine Systems*. Woodhead Publishing Limited, 715-790.

Parra, T., Perez, R., Rodriguez, M. a., Castro, F., Szasz, R. Z., & Gutkowski, A. (2015). Numerical Simulation of Swirling Flows - Heat Transfer Enhancement. *Journal of Fluid Flow, Heat and Mass Transfer*, 2, 1–6.

