



**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**  
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y FLUIDOMECÁNICA  
MÁSTER EN ENERGÍA: GENERACIÓN, GESTIÓN Y USO EFICIENTE



# **TRABAJO FIN DE MÁSTER**

## **CARACTERIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN QUEMADOR CON FLUJO ROTANTE**

VÍCTOR MANUEL MENDOZA GARCÍA

Valladolid, Junio 2012



**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**  
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y FLUIDOMECÁNICA  
MÁSTER EN ENERGÍA: GENERACIÓN, GESTIÓN Y USO EFICIENTE

**TRABAJO FIN DE MÁSTER**

**CARACTERIZACIÓN AERODINÁMICA DE  
UN QUEMADOR CON FLUJO ROTANTE**

Defendido por:  
VÍCTOR MANUEL MENDOZA GARCÍA

Directora:  
MARÍA TERESA PARRA SANTOS

Valladolid, Junio 2012



## **Autorización de defensa**

MARÍA TERESA PARRA SANTOS, profesora titular del Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, INFORMA:

Que D. VÍCTOR MANUEL MENDOZA GARCÍA ha realizado bajo su dirección el Trabajo Fin de Máster de Energía: Generación, Gestión y Uso Eficiente, titulado CARACTERIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN QUEMADOR CON FLUJO ROTANTE y que, éste está en disposición de ser defendido.

Valladolid, 25 de Junio de 2012

Fdo. MARÍA TERESA PARRA SANTOS

Fdo. VÍCTOR MANUEL MENDOZA GARCÍA

## Agradecimientos

A mis padres, mis hermanos y mis sobrinos, que a pesar de los miles de kilómetros de distancia nunca me soltaron la mano para ser ajenos a mis logros y caídas durante todo este ciclo fuera de casa.

Al resto de mi familia en Chile y en el extranjero, quienes a través de cualquier medio siempre han mostrado una constante preocupación y cariño hacia mi persona.

A mis amigos en Chile, por haberme mostrado que a pesar del tiempo y la distancia siempre pude contar con ellos como si estuviese en mi propia casa.

A todas las personas maravillosas que conocí en esta nueva etapa y que velaron permanentemente por mi felicidad y salud mental.

A Goedele Verburgh, por su inagotable fuente de cariño, alegría y preocupación conmigo, lo cual que te hace sentir la persona más afortunada del mundo.

A Teresa Parra, por su buena voluntad, gran disposición y admirable cualidad de entregar muchos conocimientos y de gran calidad de la manera más amena y desinteresada, gracias por el apoyo.

A mis queridísimos compañeros de piso: Dayann, Sonia, Ilaria y Guillaume, por hacer de nuestro hogar más que una amistad basada en valores positivos, un estilo de vida.

A mis compañeros del Máster: Carmen Peralvo, Carmen Vega, Jérica Calvo y Juan del Arco, por su perseverancia en las batallas más duras, son grandes héroes.

## Resumen

Se reproduce el caso test de Roback & Johnson a través de un modelo numérico construido con la aplicación de código abierto de CFD: OpenFOAM. Dicho modelo consiste en un quemador con dos chorros: uno axial para el flujo primario y otro anular para el flujo secundario, este último se enfrenta a una corona de palas la cual provee al fluido de una componente azimutal caracterizada por un número de swirl aproximado de 0.9.

Para ello, en una primera etapa del estudio, se construye el dominio computacional con la herramienta Diseño Asistido por Computador (CAD) SALOME, se evalúan dos configuraciones distintas de la malla; en la primera el dominio se particiona en tres zonas y en la segunda en cinco zonas. La segunda configuración muestra resultados más favorables y una optimización de recursos computacionales, consecuencia de una mejor distribución de las celdas para las zonas de mayor interés en el estudio: el generador de swirl y la primera etapa de la cámara de combustión.

Se emplea para la resolución el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  *standard* y el algoritmo SIMPLE, la resolución temporal viene condicionada por el criterio de Courant. El análisis de  $y^+$  muestra que los valores están fuera del rango deseado, pero para este trabajo en particular se van a considerar aceptables ya que en las zonas de interés para el estudio no se encuentran en las cercanías de las paredes.

Se usa la aplicación ParaView en la visualización y análisis de los resultados numéricos. Éstos se comparan con los resultados experimentales de las velocidades axiales sobre un eje en diversas secciones de la cámara de combustión. La diferencia entre ambos resultados no es considerable por lo que la simulación responde satisfactoriamente con un máximo error relativo estimado de 42%. El comportamiento del flujo tampoco difiere mucho.

Respecto al patrón de flujo, se logran identificar los fenómenos más relevantes del estudio. En el generador de swirl, se muestra el comportamiento de las presiones sobre las placas de la corona y también el torbellino de vórtice forzado generado a la salida de ésta. Por otra parte, en la cámara de combustión se logra reconocer y caracterizar dos zonas de recirculación: una posicionada en el eje central, la que aparece debido al flujo rotante (swirl), y otra en el ensanchamiento brusco de la cámara de combustión.

Por último, se obtienen los campos de presión, energía cinética turbulenta, disipación turbulenta y la vorticidad dentro de la cámara de combustión, para así poder localizar cualitativamente: los vórtices de las zonas de recirculación, la zona de mezcla, la disipación de energía cinética turbulenta y la expansión de los chorros respectivamente. Se muestra la irregularidad de la trayectoria de una partícula a través de líneas de corrientes aleatorias en conducto anular y axial.

Debido a las características de los resultados obtenidos, queda justificado el desarrollo de modelos numérico con las herramientas de código abierto usadas en este trabajo y se plantean nuevos desafíos para trabajos posteriores (proyecciones).

## Lista de símbolos

$Co$	Número de Courant [-]
$\varepsilon$	Disipación de la energía cinética turbulenta [ $m^2/s^3$ ]
$I$	Intensidad turbulenta [%]
$k$	Energía cinética turbulenta [ $m^2/s^2$ ]
$L$	Largo de la cámara de combustión [mm]
$S$	Distancia desde el origen hasta la salida de la corona de palas [mm]
$R_{i1}$	Radio del conducto axial [mm]
$R_{i2}$	Radio interior del conducto anular [mm]
$R_a$	Radio exterior del conducto anular [mm]
$R_0$	Radio de la cámara de combustión [mm]
$S_{number}$	Número de swirl [-]
$\Delta t$	Duración del paso temporal ( <i>time step</i> )
$U'$	Componente fluctuante de la velocidad [m/s]
$U$	Velocidad media [m/s]
$\Delta x$	Mínimo tamaño de la celda en dirección de la velocidad [m]

## Lista de acrónimos

CAD:	Diseño Asistido por Computador ( <i>Computer Aided Design</i> )
CFD:	Dinámica de Fluidos Computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
$D_{CRZ}$ :	Distancia Vertical Entre las Zonas de Recirculación ( <i>Vertical Distance Between Recirculation Zones Centres</i> )
$D_{VR}$ :	Diámetro del Anillo Vórtice ( <i>Vortex Ring Diameter</i> )
ERZ:	Zona de Recirculación Externa ( <i>External Recirculation Zone</i> )
IRZ:	Zona de Recirculación Interna ( <i>Internal Recirculation Zone</i> )
$L_B$ :	Largo Longitudinal de la Zona de Recirculación ( <i>Bubble Longitudinal Length</i> )
OpenFOAM:	<i>Open Source Field Operation And Manipulation</i>
$X_{CRZ}$ :	Distancia Longitudinal del Centro de la Zona de Recirculación desde la Entrada de la Cámara ( <i>Longitudinal Distance of the Recirculation Zone Centre from Exit Mouth</i> )



# Índice de contenido

Autorización de defensa.....	i
Agradecimientos.....	ii
Resumen.....	iii
Lista de símbolos.....	iv
Lista de acrónimos.....	iv
1.-Introducción.....	1
1.1.-Antecedentes.....	1
1.2.-Objetivos.....	2
1.3.-Estructura de la memoria.....	3
2.-Modelado numérico.....	4
2.1.-Modelo físico .....	4
2.1.1.-Geometría.....	4
2.1.2.-Condiciones de contorno.....	8
2.2.-Dominio computacional.....	8
2.2.1.-Análisis de sensibilidad de la malla.....	9
2.2.2.-Coste computacional.....	13
2.3.-Modelado Numérico.....	14
2.3.1.-Modelado de turbulencia.....	14
2.3.2.-Análisis de $y^+$ : Distancia adimensional de la pared.....	15
2.4.-Algoritmo numérico.....	18
2.4.1.-Proceso de resolución y algoritmo de control.....	19
2.4.2.-Resolución temporal.....	20
2.5.-Validación del modelo computacional .....	20
3.-Patrón de flujo.....	26
3.1.-Generador de swirl.....	26
3.1.1.-Tipo de torbellino.....	27
3.2.-Cámara de combustión.....	29
4.-Conclusiones.....	33
4.1.-Alcances:.....	33
4.2.-Restricciones.....	34
4.3.-Linux y código abierto.....	34
4.4.-Proyecciones.....	34
5.-Referencias.....	35

# 1.- Introducción

## 1.1.- Antecedentes

Se define la combustión como un mecanismo de reacciones químicas entre el oxígeno y un material oxidable, acompañado de desprendimiento de energía. Se estima que el hombre la ha sabido dominar desde hace aproximadamente ochocientos mil años, atribuyéndose este hecho al *homo erectus*. A través de restos arqueológicos se piensa que éste prendía antorchas para generar calor e iluminación, por lo tanto, la combustión ha cumplido un rol fundamental en desarrollo de la especie humana [1].

Con el pasar del tiempo el hombre domina la combustión y tiene un amplio control sobre ésta, desarrollando diversos procesos de producción como cocción de porcelana, generación de potencia, industria cementera, calderas de biomasa, etc.

En el presente, los quemadores son los dispositivos utilizados para quemar combustibles líquidos, gaseosos y sólidos para producir calor mediante una llama. En función de su tamaño pueden haberlos desde uno pequeño como un mechero para encender cigarrillos como uno gigantesco capaz de producir 30 [MW] o más en procesos industriales.

La actual tendencia en tecnologías de quemadores es lograr alta eficiencia mientras se mantienen bajos los niveles de óxidos nitrosos (Figura 1.1). Sin embargo, estas características son difíciles de lograr simultáneamente. Aunque la combustión de mezclas pobres permite un ahorro de combustible y una reducción de las emisiones de escape, la llama resultante suele ser inestable. Es frecuente la combustión en flujos rotatorios en motores y quemadores industriales por ayudar a la estabilidad de la llama [2]. El comportamiento de la llama en gases rotantes está afectado por mecanismos aerodinámicos debido a fuerzas centrífugas y de Coriolis. Además, la turbulencia de chorros rotantes mejora la mezcla en la zona de la llama, por ello es importante conocer el comportamiento de la llama sometida a fuerzas centrífugas. El mecanismo a analizar en el presente trabajo es el uso de dos chorros, uno axial de combustible más aire y otro anular de aire dotado de una componente azimutal, de esa manera se suministra un flujo caracterizado por el número de swirl. La expansión del flujo al entrar en la cámara de combustión, lo decelera. Si la deceleración es suficientemente grande, el flujo se hace reverso formando una zona de recirculación de gases de combustión calientes en el eje de la cámara. La entrefase entre la zona de recirculación y el flujo externo tiene baja velocidad, altos esfuerzos cortantes y es allí donde se mezclan los gases de combustión con la mezcla fresca. No sólo es importante conocer la posición de la zona de recirculación, también, su tamaño, el cual está afectado por el número de swirl y la geometría del difusor. Se debe mencionar que también existen otras configuraciones de quemadores con flujo rotante, la más parecida a la del presente estudio es con dos conductos (axial y anular) pero con el flujo azimutal en el conducto axial y confinado por el combustible inyectado en la periferia a través del conducto anular [3].

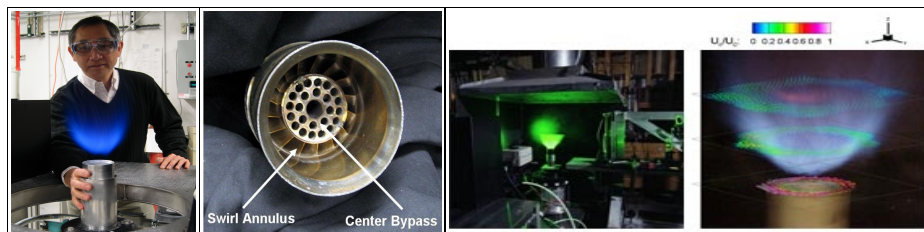


Figura 1.1. El Dr. Robert K. Cheng experto internacional en quemadores rotatorios de bajo swirl (*low swirl combustion LSC*) con baja producción de NOx. [<http://energy.lbl.gov/aet/combustion/LSC-Info/>]

Aunque existe literatura asociada a la extinción de las llamas sometidas a elevadas fuerzas centrífugas, aún no se conocen en detalle los fenómenos implicados y no hay una teoría fiable sobre la estabilidad de la llama. Este trabajo forma parte de la primera etapa de un proyecto de investigación iniciada en el 2009 en el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, el cual busca establecer el número de swirl óptimo para un quemador específico que suministre el mejor mezclado de chorros, así como el mínimo rango de emisiones de NOx generadas. En esta primera parte, el trabajo realizado se limita al análisis del modelo isoterma para reproducir el trabajo experimental (caso test) de Roback & Johnson, bien documentado en la bibliografía existente [4].

Las normativas energéticas internacionales, cada vez más rigurosas, exigen prácticas energéticamente eficientes y amistosas con el medio ambiente, lo que justifica con creces este tipo de estudios.

Para poder realizar esta tarea se utilizará la técnica simulación de mecánica de fluidos computacional CFD en la aplicación de código abierto de propósito general OpenFOAM.

## 1.2.-Objetivos

### Objetivo general

Se busca como resultado final el modelo numérico que mejor se adapte a los resultados experimentales de Roback & Johnson [4], el estudio se basa en el caso isoterma, en ausencia de combustión. Este modelo podrá ser utilizado para estudios posteriores del proyecto.

### Objetivos prioritarios

- Realizar el análisis del comportamiento aerodinámico de un generador de swirl de placas planas.
- Obtener el patrón de flujo en la cámara del quemador para un número de swirl igual a 0.9.

### Objetivos específicos

- Comparación de los resultados obtenidos con los datos experimentales del caso test de Roback & Johnson [4].
- Definición de parámetros y metodologías relevantes a considerar para estudios posteriores.

- Familiarización con software libre para cálculo y post-proceso de flujos rotatorios.

Como se menciona en el apartado 1.1., el objetivo principal de esta investigación consiste en la reproducción del caso test a través de la simulación numérica.

## Filosofía

La filosofía en el desarrollo del trabajo consiste en realizar todos los procedimientos con la utilización de aplicaciones informáticas de código abierto (software libre). Por esta característica todo el estudio queda libre de restricciones por licencias, facilitando, además de su desarrollo en sí, el poder compartir los resultados e incluso poder intervenir en el mismo código para trabajos posteriores, agregando librerías o complementos propios en caso de verse la necesidad.

En detalle, las aplicaciones utilizadas para el estudio son:

- SALOME en el Diseño Asistido por Computador (CAD) utilizada para el desarrollo del modelo geométrico y la malla en la etapa de preproceso.
- OpenFOAM como código de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) usado para construir el modelo numérico y realizar los cálculos.
- ParaView como herramienta de visualización de resultados en la etapa del post-proceso.

El empleo de códigos abierto supone un reto personal y una carga de esfuerzo adicional al no existir soporte técnico y estar limitado por la reducida documentación formal de los códigos.

## 1.3.-Estructura de la memoria

El presente trabajo se estructura de la siguiente manera:

Debido a que uno de los objetivos fundamentales de esta investigación es predecir el comportamiento aerodinámico de los chorros en un quemador con flujo rotatorio, el *segundo capítulo* describe el modelo simulado usando como herramienta el código de propósito general OpenFOAM y sus principales consideraciones.

En el *tercer capítulo* se analizan los resultados numéricos del flujo dentro del quemador. Se destacan las zonas de mayor interés y junto con éstas, los parámetros más relevantes, y así relacionar dichos parámetros con los fenómenos del flujo. Para una mejor comprensión de los resultados el análisis se realiza por zonas separadas.

En el *cuarto capítulo* se describen las conclusiones del estudio en función de los resultados obtenidos y los objetivos planteados, destacando por separado los alcances realizados, las restricciones, la utilización de códigos abiertos dentro de la filosofía de la memoria, y por último, las proyecciones para futuros trabajos.

## 2.- Modelado numérico

En el *segundo capítulo* se describe el modelo físico a simular, el del caso test de Roback & Johnson [4]. Se muestra la geometría del dominio y las diversas partes que lo componen. También se detallan las condiciones de contorno que caracterizan a este modelo; las propiedades físicas del fluido utilizado y sus características en las entradas. Posteriormente, se presenta el modelado numérico con el cual se va a simular el caso experimental, para ello, se especifica el dominio computacional a través del mallado utilizado y sus características principales; las diversas configuraciones utilizadas para la optimización de recursos computacionales basadas en la distribución adecuada de celdas en función del grado de interés de las diversas zonas que componen el dominio completo. Luego, se muestra el modelo de turbulencia utilizado seguido del análisis correspondiente del parámetro adimensional  $y^+$ . Continuando, se describen los algoritmos numéricos disponibles en la aplicación OpenFOAM que fueron utilizados para la resolución hasta la convergencia de la solución. Se especifican también los algoritmos de control utilizados para detener las iteraciones y la resolución temporal utilizada definida por el número de Courant. Por último, se realiza la validación de los resultados del modelo numérico comparando a los resultados experimentales del caso test [4] y además se corrobora la simetría axial.

### 2.1.-Modelo físico

#### 2.1.1.- Geometría

El modelo físico consta de un quemador utilizando dos chorros; uno axial (primario) y otro anular (secundario), este último está dotado de una componente azimutal y es caracterizado por el número de swirl otorgado por una corona de palas guía. En detalle, el flujo anular entra a la tobera por dos entradas opuestas de 20 [mm] de diámetro en el conducto anular, y posteriormente se enfrenta a ocho placas planas de 25 [mm] de cuerda con una inclinación de  $61^\circ$  (tangencial/radial), tal como es mostrado en la Figura 2.1.

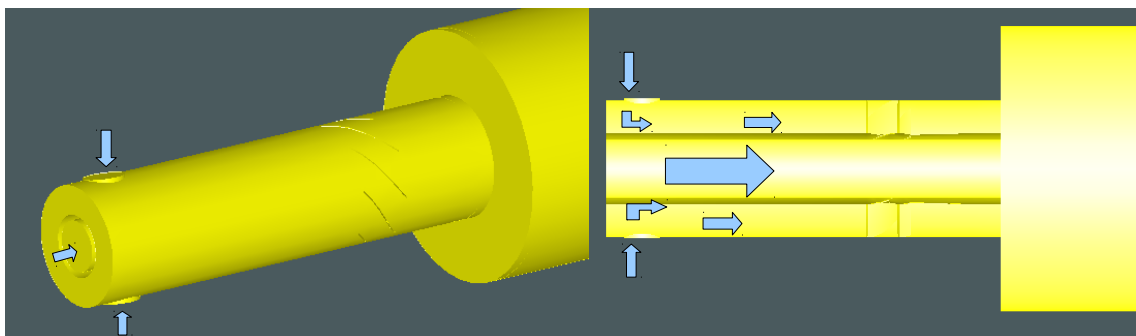


Figura 2.1. Dibujo ilustrativo de la entrada de flujos en el quemador.

El origen, para efectos de caracterizar el espacio, está posicionado en la entrada de la cámara de

combustión. El eje “x” representa la dirección axial del dominio, el eje “y” es la dirección radial normal a las entradas radiales en el conducto anular. Para una mejor visualización del dominio antes de la cámara de combustión, a continuación, la Figura 2.2., muestra la ubicación del origen, y los cortes en los planos donde comienza la corona de palas y el centro de las entradas radiales.

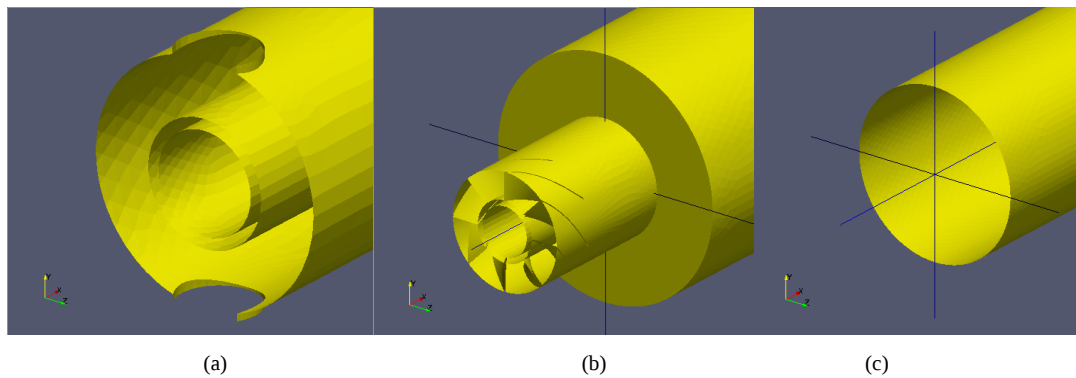


Figura 2.2. Dibujo ilustrativo de la posición del origen y cortes en el plano normal a: (a)  $x = -0.205$  [m] en el centro de las entradas radiales, (b)  $x = -0.075$  [m] en el comienzo de la corona de palas y (c)  $x = 0$  [m] en el origen

Por otra parte, la Figura 2.3. en conjunto con la Tabla 2.1. muestran detalles de la geometría que caracteriza la zona de la entrada en la cámara de combustión.

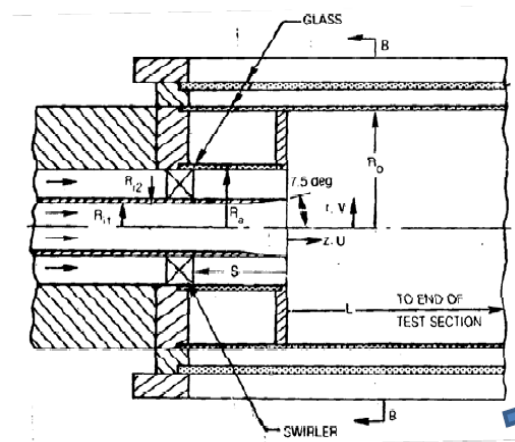


Figura 2.3. Esquema de las toberas y entrada a la cámara de combustión [4].

Tabla 2.1. Dimensiones de la geometría mostrada en la Figura 2.3.

$R_{11}$ [mm]	$R_{12}$ [mm]	$R_1$ [mm]	$R_2$ [mm]	$R_0$ [mm]	$S$ [mm]	$L$ [mm]
12.5	15.3	29.5	61	50	1016	

Cabe destacar que las dimensiones de las toberas y la cámara de combustión vienen dadas por el modelo de Roback & Johnson [4]. El generador de swirl ha sido simplificado respecto a este modelo por no tener ningún tipo de torsión. Se ha elegido como primer modelo de generador de swirl las placas planas por su sencillez constructiva en el caso de que se llegue a realizar una instalación experimental. En realidad, este elemento siempre está compuesto por álabes con una cierta torsión que buscan un torbellino con equilibrio de presiones en dirección radial (torbellino libre). Otra modificación que difiere entre el modelo del presente trabajo y el modelo de Roback &

Johnson es que en este último las entradas de los flujos son normales a la dirección del eje, tanto en el flujo primario como en el secundario.

El modelo de Roback & Johnson posee una cantidad considerable de resultados experimentales y numéricos, por lo que es un caso test clásico que permite la validación.

La geometría del quemador se divide en cuatro partes fundamentales:

- Tobera axial
- Tobera anular
- Cámara de combustión
- Generador de swirl (corona de palas guía)

Las cuales se describen detalladamente a continuación.

### Tobera axial

El diseño de la geometría para la entrada axial consiste en un cilindro de 220[mm] de longitud. En una de sus caras es por donde ingresa el flujo primario para salir, por la otra cara, hacia la cámara de combustión donde posteriormente se encontrará con el fluido secundario proveniente del conducto anular (Figura 2.4.). Su radio desde el eje central mide 12.5[mm].

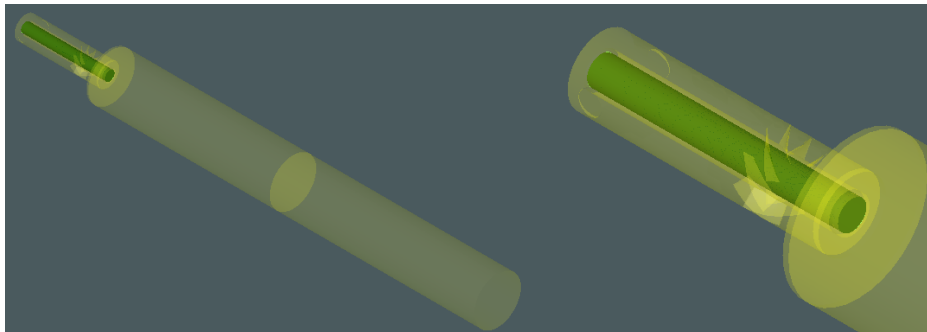


Figura 2.4. Dibujo ilustrativo del conducto axial.

### Tobera anular

La tobera anular como su nombre lo indica es un conducto anular, es decir, con una cavidad coaxial en la tobera axial. Este conducto posee dos entradas para el fluido en direcciones opuestas, el centro de estas entradas, se encuentran ubicados sobre un plano normal a  $x=-205$ [mm] y poseen un diámetro de 20[mm]. También, en un plano normal a  $x=-75$ [mm] está posicionada la corona de álabes (Figura 2.5.), responsables de generar la componente azimutal del flujo. Su radio interior mide 15.3[mm] y el exterior 29.5[mm]. Para esta parte del quemador, la diferencia fundamental con el modelo de Roback & Johnson [4], es que en este último, la tobera anular sólo se alimenta de un depósito con una entrada axial. El hecho de utilizar dos entradas radiales y opuestas es para buscar simetría axial. Estudios previos muestran que una sola entrada no produce simetría.

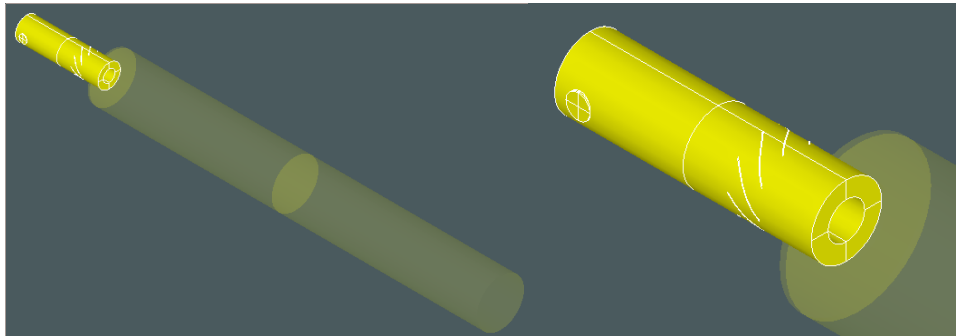


Figura 2.5. Dibujo ilustrativo del conducto anular.

### Cámara de combustión

La cámara de combustión está definida por un cilindro 1016[mm] de longitud y posee un radio de 61[mm]. Una de las caras es la unión con los conductos axial y anular por donde entran a la cámara el chorro axial y el rotatorio, y la otra es la salida del fluido (Figura 2.6.). Es en esta zona donde se producen los fenómenos más representativos a estudiar como mezclado, zonas de recirculación y combustión.

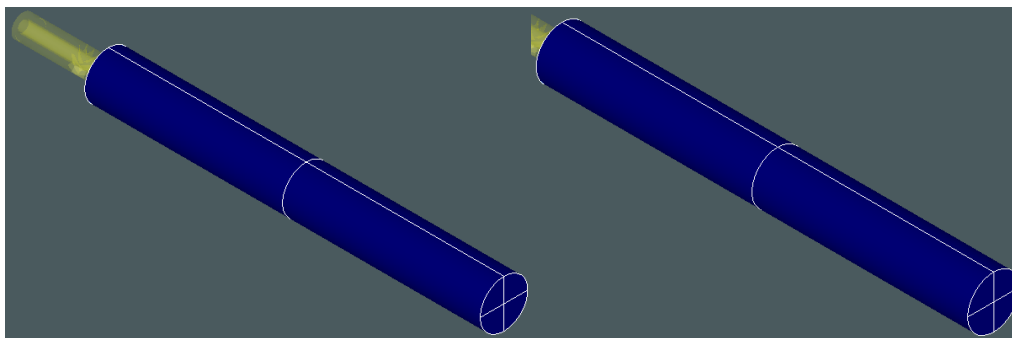


Figura 2.6. Dibujo ilustrativo de la cámara de combustión.

### Generador de swirl

La corona de palas se encuentra dentro del conducto anular, y es el dispositivo encargado de dar la componente azimutal al chorro dentro de este conducto. Cuenta de ocho placas planas de 25[mm] de cuerda con un ángulo entre las direcciones tangencial y radial de  $61^\circ$ . Las placas se encuentran angularmente equidistantes y, por ende al ser un número par, están distribuidas por pares opuestos en referencia al eje central. La distancia desde el origen hasta el comienzo de la corona es de 75[mm] (Figura 2.7. y 2.8.).



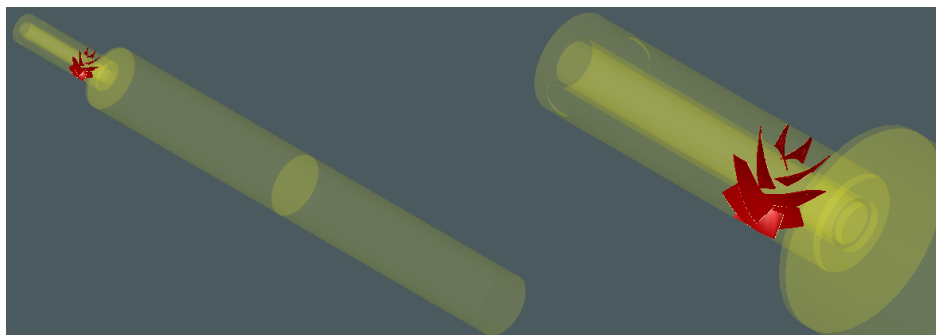


Figura 2.7. Dibujo ilustrativo de la posición y distribución de la corona de palas.

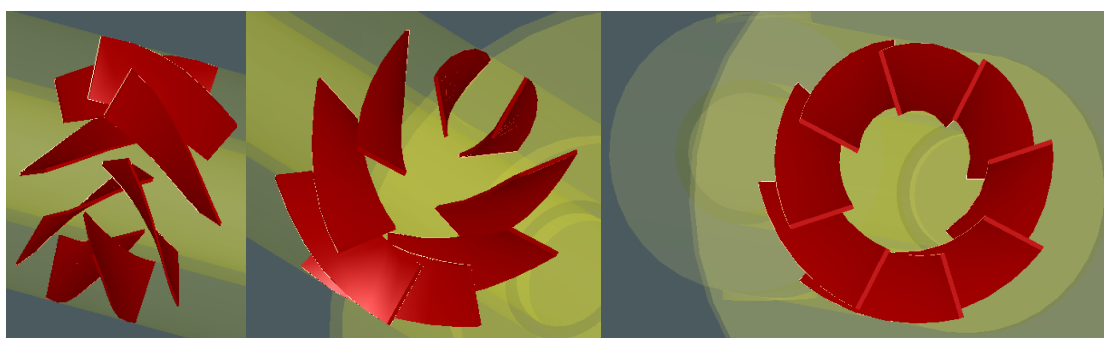


Figura 2.8. Zoom de la corona de palas visualizado desde diferentes vistas

### 2.1.2.- Condiciones de contorno

Las condiciones reales de funcionamiento del caso test de Roback & Johnson [4] deben ser convertidas en condiciones de contorno como requisito para establecer el modelo. Entonces, se definen las condiciones del fluido y del flujo a la entrada del quemador, tanto en la entrada axial como en las entradas radiales (al conducto anular). La Tabla 2.2. muestra las propiedades de los fluidos en las entradas del quemador.

Tabla 2.2. Propiedades físicas de los fluidos entrantes en el quemador

	Entrada axial	Entradas radiales
Velocidad [m/s]	0.66 (en dirección axial)	4.835 (en dirección radial)
Densidad [ $\text{kg/m}^3$ ] (aire)	1.225	1.225
Viscosidad [kg/ms]	$1.7894 \cdot 10^{-5}$	$1.7894 \cdot 10^{-5}$
Intensidad turbulenta %	12	7.5
Escala característica [m]	0.008	0.0045

Los valores, tanto de la intensidad turbulenta como de las escalas características están basados sobre los datos entregados en el caso test de Roback & Johnson.

## 2.2.-Dominio computacional

La precisión de la solución obtenida en la simulación numérica está directamente relacionada con la cantidad de celdas utilizadas y la calidad de la malla (la distribución de las celdas); se podría pensar que es favorable la simulación de un modelo con la mayor cantidad de nodos posibles en el

dominio, pero esto es conveniente sólo hasta cierto punto, ya que cuando se refina la malla existe un límite en el cual la variación en el porcentaje de error entre una malla y otra refinada, no varía de manera significativa en comparación con la cantidad de recursos y coste computacional que se invierten al seguir aumentando la cantidad de celdas del dominio. Es necesario mantener una relación de compromiso entre la precisión en la solución del modelo (el cual es una aproximación matemática a la realidad) y el tiempo de cálculo necesario para obtenerla. También, se debe considerar que un mallado no uniforme es una forma de optimizar los recursos para entregar mejores resultados, para esto se debe refinar aquellas zonas del dominio en donde el fluido tiene un comportamiento más complejo y es la zona de interés del estudio a realizar, es decir que es allí donde se deben focalizar los recursos computacionales.

Un gran porcentaje del tiempo empleado en una simulación se utiliza en la elaboración de la geometría del dominio y del mallado, como parte de la etapa del preproceso. Para llevar esta tarea a cabo, se ha utilizado la aplicación computacional SALOME que siguiendo con la filosofía de este proyecto, es un software libre.

### 2.2.1.- Análisis de sensibilidad de la malla

Como se menciona en la sección anterior, el compromiso entre la cantidad de celdas y los recursos disponibles, detiene el refinamiento cuando un aumento de éste en la malla no mejora la convergencia, ni la validación de la solución. Para poder aceptar los resultados de una simulación como válidos, se hace indispensable tener la certeza de que éstos no varían al seguir refinando la malla (discretización espacial). Para el presente estudio se consideran dos configuraciones de malla.

#### Primera configuración

Se utiliza **una malla tetraédrica muy fina de 762860 celdas**, la cual a la vez está dividida en tres submallas; una submalla fina que comprende las toberas en el quemador hasta la entrada de la cámara de combustión. Una segunda submalla, abarca desde la entrada de la cámara de combustión hasta la mitad y la última submalla comprende desde la mitad de la cámara hasta la salida de ésta.

#### Segunda configuración

Buscando mejorar la calidad de la malla, distribuyendo las celdas de manera más eficiente, se considera **una segunda malla tetraédrica de 709782 celdas**. Para esta nueva configuración la malla se divide en cinco submallas con diferente grado de interés (Figura 2.9.):

- Tobera anular y generador de swirl
- Tobera axial
- Expansión brusca
- Primera etapa de la cámara de combustión
- Segunda etapa de la cámara de combustión

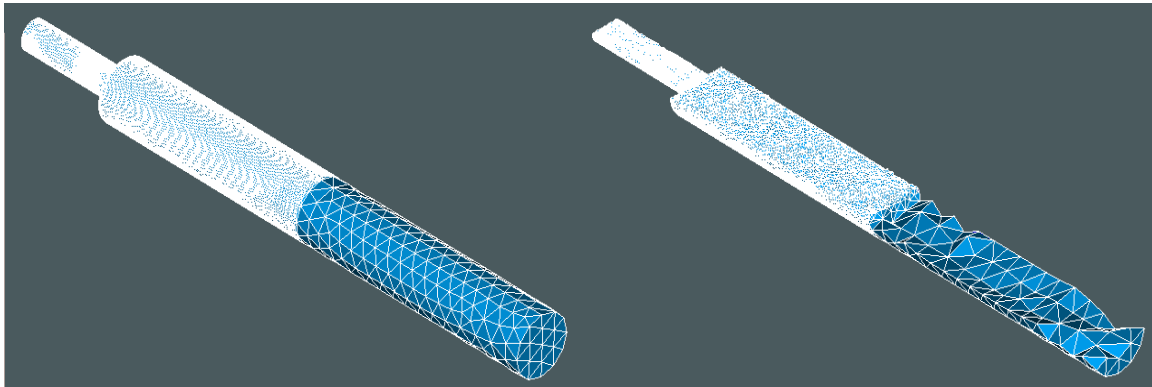


Figura 2.9. Vista general de la malla de 709782 celdas. A la derecha, la misma vista con un corte

A continuación se describe el refinado para cada submalla del dominio:

### Tobera anular y generador de swirl

Esta submalla está compuesta de 411668 de celdas. Se le asigna una cantidad de recursos computacionales considerable (la cantidad de celdas es superior al 55% del total en el dominio), ya que en esta región el flujo secundario se encuentra con la corona de palas y es de gran interés obtener la información más precisa posible sin perder detalles. Es en el generador de swirl en donde se le asigna al fluido la componente azimutal que va a ser un factor determinante en el estudio del comportamiento dentro de la cámara de combustión (Figura 2.10.).

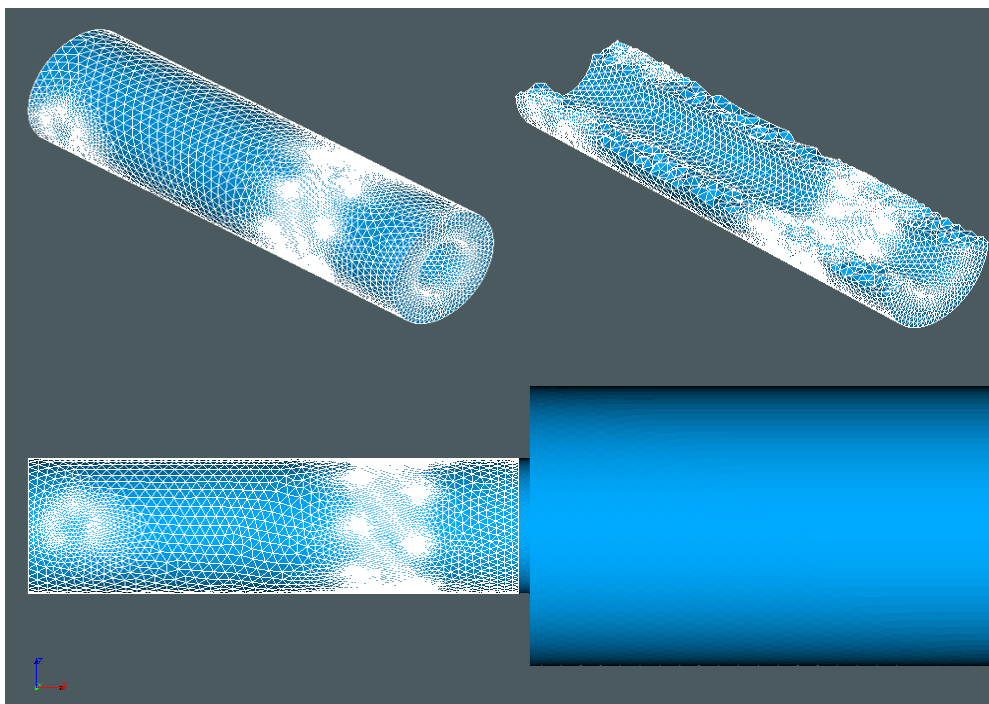


Figura 2.10. Vista general de la submalla en el conducto anular. A la derecha, la misma vista con un corte

## Conducto axial

En esta submalla es donde el primario se desarrolla a lo largo de la tobera. Está compuesta de 23327 celdas, una cantidad bastante despreciable comparada con el total del dominio (aproximadamente 3%) o con la tobera anular debido al comportamiento regular que el fluido tiene en esta zona (Figura 2.11.).

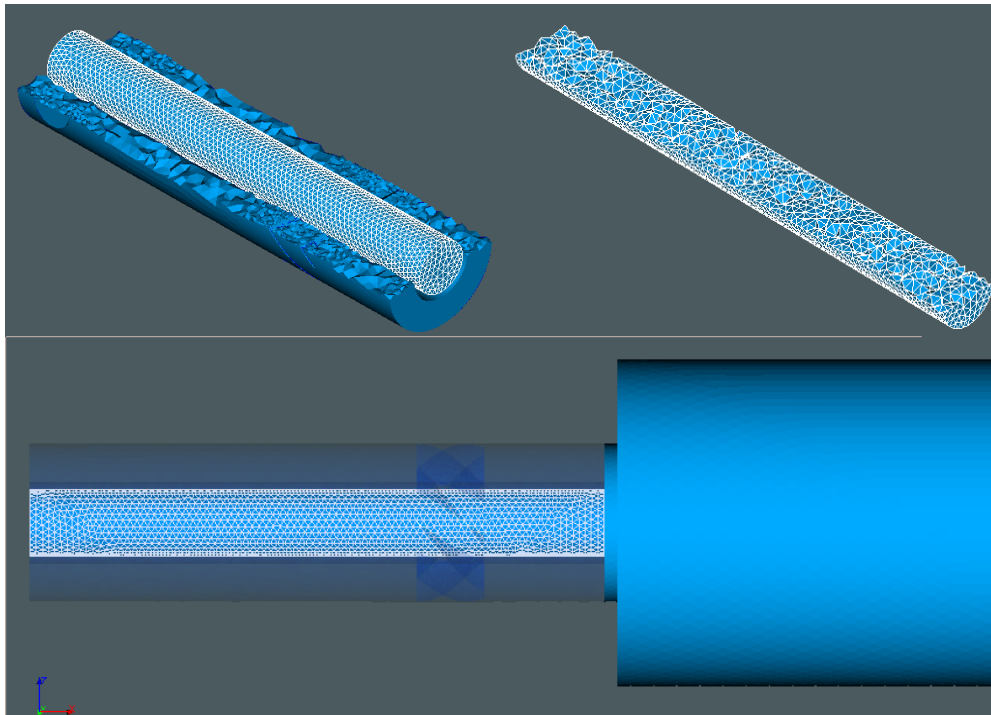


Figura 2.11. Vista general de la submalla en el conducto axial. A la derecha, la misma vista con un corte

## Expansión brusca

Esta zona comprende justo la salida de los conductos axial y anular y el comienzo en la cámara de combustión donde hay una expansión brusca que incluso en ausencia de swirl genera un desprendimiento de capa límite. Se hace un refinado con 47340 celdas en esta pequeña parte del dominio con el fin de poder obtener la información correspondiente a las paredes de esta zona que tienen relativa influencia en el campo del flujo dentro de la cámara, sus dimensiones abarcan desde un plano normal a  $x=-5.131[\text{mm}]$  hasta  $x=5.131[\text{mm}]$  (Figura 2.12.).

## Primera etapa de la cámara de combustión

Esta zona comprende la primera mitad de la cámara de combustión, es decir desde el comienzo de la cámara de combustión hasta aproximadamente la mitad de ésta, en detalle, esta zona comprende desde un plano normal a  $x=5.131[\text{mm}]$  hasta  $x=480[\text{mm}]$  y está caracterizada por 226475 celdas. Es la región de mayor interés para el estudio del modelo; aquí es donde se producen los fenómenos más relevantes del flujo como zonas de recirculación, grandes gradientes de presión, esfuerzos cortantes, etc (Figura 2.13.).

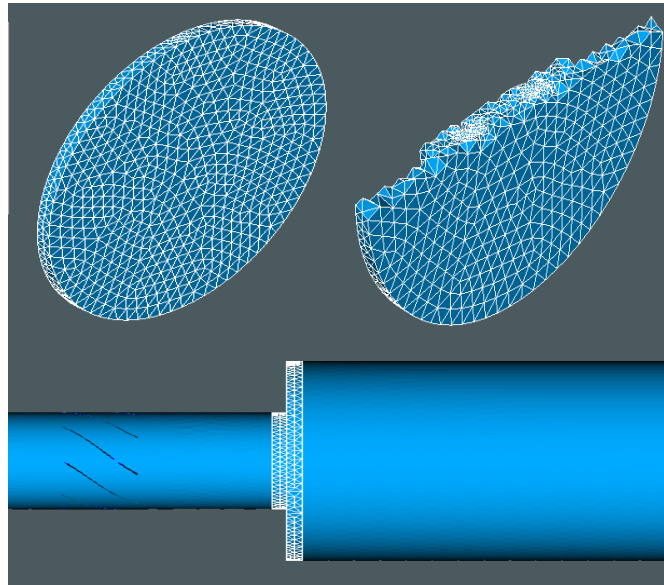


Figura 2.12. Vista general de la submalla a la entrada de la cámara de combustión

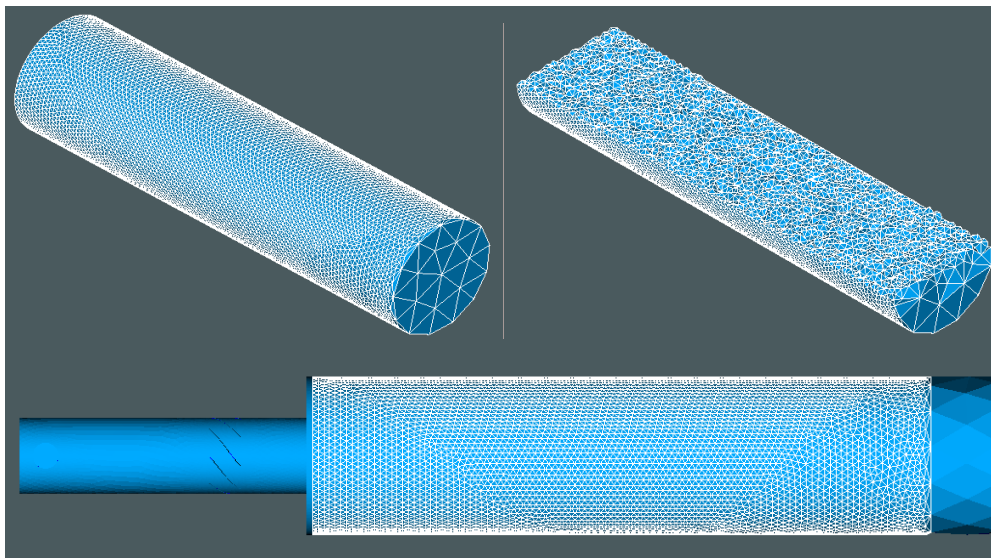


Figura 2.13. Vista general de la submalla en la primera etapa de la cámara de combustión

### Segunda etapa de la cámara de combustión

Esta es la zona con menor interés para el estudio, ya que es en donde el flujo ya está desarrollado para salir de la cámara y no se produce ningún fenómeno relevante; no tiene recirculaciones, con lo que no es objeto de validación ya que el comportamiento del flujo es de naturaleza parabólica. Incluso podría omitirse esta zona en el dominio y no afectaría de manera considerable en el flujo aguas arriba. Consta de tan solo 972 celdas y abarca desde un plano normal a  $x=480$ [mm] hasta la salida de la cámara (ver Figura 2.14.).

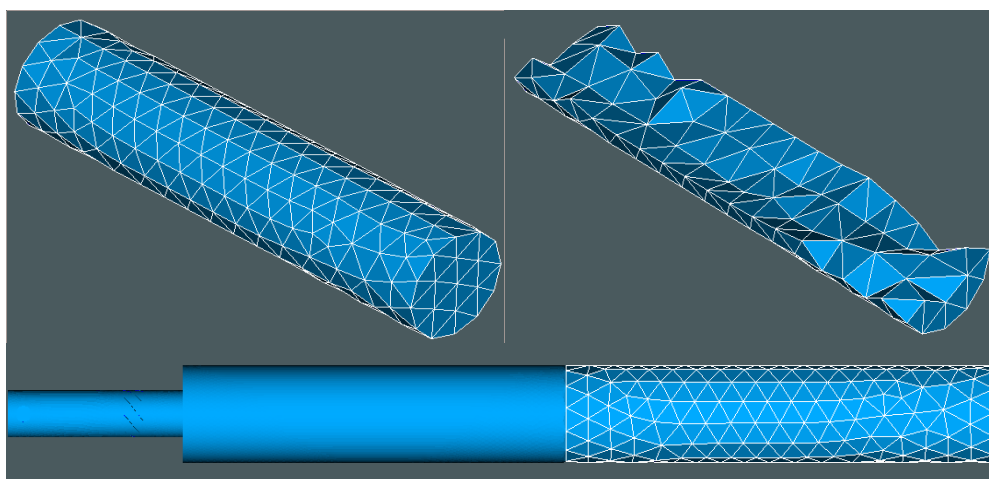


Figura 2.14. Vista general de la submalla en la segunda etapa de la cámara de combustión

Los resultados obtenidos para validar el modelo (apartado 2.5) muestran una mejora considerable en la segunda configuración de la malla, por lo que se utiliza ésta para los refinamiento posteriores. A continuación, la Tabla 2.3. muestra un resumen de todos los modelos utilizados en el estudio, mostrando la cantidad de celdas utilizadas para cada zona del dominio y el porcentaje del total que éstas abarcan en cada modelo.

Tabla 2.3. Tabla comparativa entre los distintos dominios computacionales utilizados para el estudio

	Distribución de las celdas	Tobera anular y generador de swirl	Tobera axial	Expansión brusca	Primera etapa de la cámara de combustión	Segunda etapa de la cámara de combustión	Total
		Cantidad de celdas y porcentaje respecto del total					
Modelo 1	Primera configuración	485542 (63.64%)			233837 (30.65%)	43481 (5.7%)	762860
Modelo 2	Segunda configuración	411668 (58%)	23327 (3.28%)	47340 (6.67%)	226475 (31.9%)	972 (0.14%)	709782
Modelo 3		404606 (38.66%)	22992 (2.19%)	10728 (1.02%)	607065 (58.01%)	972 (0.092%)	1046363
Modelo 4		409015 (38.6%)	23521 (2.22%)	11037 (1.04%)	614939 (58.04%)	972 (0.091%)	1059484
Modelo 5		406572 (31%)	23163 (1.76%)	11623 (0.88%)	869222 (66.27%)	972 (0.074%)	1311552

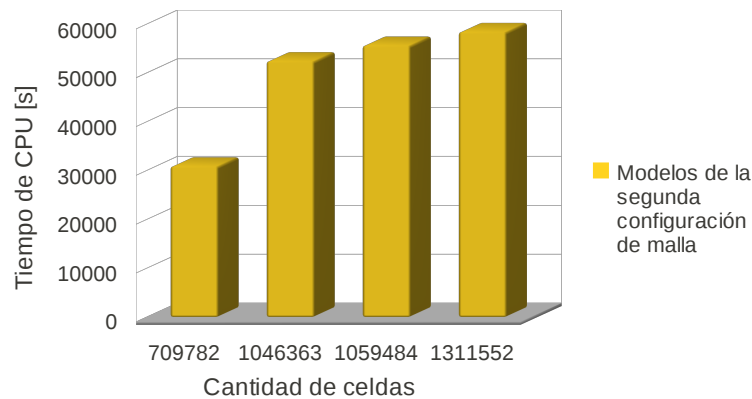
En todos los modelos la mayor cantidad de celdas están ubicadas en las zonas del generador de swirl y en la primera etapa de la cámara de combustión, como ya se ha mencionado, por la relevancia de los fenómenos que allí ocurren.

## 2.2.2.- Coste computacional

Para señalar la relación directa entre la cantidad de celdas y el tiempo de cálculo, la Tabla 2.4. y la Figura 2.15. muestran el tiempo total demorado por el ordenador (coste computacional) en alcanzar un paso de tiempo de referencia en común ( $t = 6[s]$ ) para cada modelo de la segunda configuración de la malla.

Tabla 2.4. Tiempo de cálculo en alcanzar el paso temporal  $t=6[s]$  para los diversos modelos de la segunda configuración de malla

Modelo	Cantidad de celdas	Tiempo de CPU [s]
2	709782	30834.1
3	1046363	52370.5
4	1059484	55563
5	1311552	58342

Figura 2.15. Tiempo de cálculo en alcanzar el paso temporal  $t=6[s]$  para los diversos modelos de la segunda configuración de malla

Se aprecia que al aumentar la cantidad de celdas en el dominio computacional también se incrementa el coste computacional para la convergencia demorando cada vez un tiempo de CPU mayor para alcanzar el mismo paso temporal.

## 2.3.-Modelado Numérico

### 2.3.1.- Modelado de turbulencia

Debido a los altos números de Reynolds presentes en el modelo físico, se utilizan las ecuaciones promediadas *RANS* (*Reynolds Averaged Navier Stokes*). Dentro de la gama de modelos que *OpenFOAM* dispone para el usuario, se utiliza para la resolución el modelo de turbulencia  $\kappa$ - $\epsilon$  *standard*.

Para el tratamiento cerca de las paredes se utilizan las *standard wall functions*. Se debe definir los valores de contorno en las entradas para  $\epsilon$  y  $\kappa$ . Éstos, son establecidos usando una estimación de la componente fluctuante de la velocidad  $U'$  y una longitud de escala de turbulencia,  $l$ :

$$\kappa = \frac{1}{2} \overline{U' \cdot U'} \quad (2.1)$$

$$\epsilon = \frac{C_\mu^{0.75} \kappa^{1.5}}{l} \quad (2.2)$$

donde  $c_\mu$  es una constante del modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  equivalente a 0.09. Para las coordenadas cartesianas, la ecuación (2.1) se transforma en:

$$\kappa = \frac{1}{2} (\overline{U_x'^2} + \overline{U_y'^2} + \overline{U_z'^2}) \quad (2.3)$$

donde  $U_x'$ ,  $U_y'$  y  $U_z'$  son las componentes fluctuantes de la velocidad en las direcciones x, y y z respectivamente. Se asume que la intensidad turbulenta es del 12% en la entrada axial y 7.5% en las entradas radiales. Según la guía del usuario de OpenFOAM [12] el término  $l$  es una longitud característica, y es una buena consideración definirlo como el 20% del diámetro de las entradas al quemador (0.2 multiplicado por el diámetro). La intensidad turbulenta se define como la relación que hay entre la estimación de la velocidad fluctuante y la velocidad media:

$$I = \frac{\sqrt{\overline{U'^2}}}{U} \cdot 100 \quad (2.4)$$

Los resultados de los parámetros del modelo de turbulencia se ven en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Parámetros característicos para el desarrollo de los términos  $\kappa$ - $\epsilon$

	v [m/s]	I [%]	Diámetro en la entrada [m]	$\kappa$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	$\epsilon$ [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
Entrada axial	0.66000	12	0.025	0.00310	0.00567
Entradas radiales	4.83500	7.5	0.02	0.06600	0.6925

Es necesario resaltar que para este tipo de estudio el modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  tiene buenas prestaciones, pero se debe ser bastante cuidadoso en caso de cambiar las geometrías del quemador. Este modelo es considerablemente sensible al cambio de geometrías, perjudicando los resultados a medida que los espacios se vuelven menos confinados, que para el caso extremo de caracterizar un flujo libre funciona muy mal.

### 2.3.2.- **Análisis de $y^+$ : Distancia adimensional de la pared**

A posteriori de los cálculos, en el post-proceso se analiza el comportamiento de  $y^+$  en las proximidades de las paredes. La ley de la pared (*standard wall functions*), es válida para las capas límites en equilibrio y totalmente desarrolladas, y establece los límites superior e inferior de la distancia aceptable entre las celdas cercanas a la pared y la pared. La distancia es usualmente medida con el parámetro adimensional de pared  $y^+$ . Para las *wall functions* cada centroide de la celda en contacto con una pared debiese estar ubicado entre los valores  $30 < y^+ < 300$ , es más deseable para garantizar que la celda está en la zona logarítmica de la capa límite.

Aunque las *wall functions* convencionales pueden ser utilizadas con refinamiento cercano a la pared de  $y^+ < 11.2$  idealmente esto debe ser evitado debido a que las *wall functions* son mucho menos precisas en esta región y los modelos de turbulencia empleados para  $y^+ \leq 5$  podrían ser incapaces de tomar en cuenta los efectos para bajos números de Reynolds. Ambos factores mencionados, pueden reducir considerablemente la exactitud del cálculo.

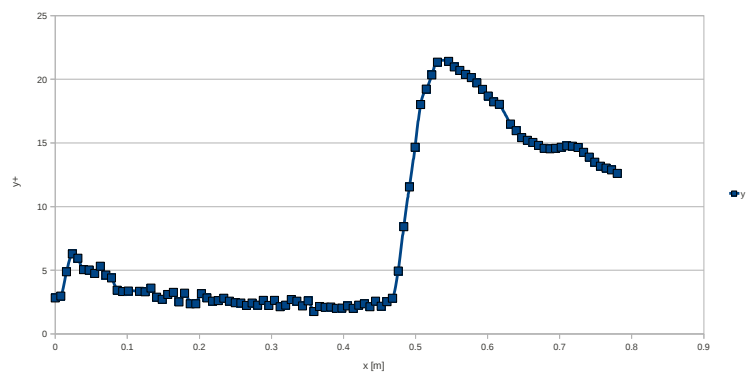


A continuación, desde la Figura 2.16.(a) hasta 2.19.(b), se muestran los diversos valores de  $y^+$  para las cercanías a las paredes del dominio en diferentes zonas de éste. Para realizar esto con la aplicación utilizada en el post-proceso (*paraView*), se dibuja una línea en la zona sobre la cual se busca obtener la información de los valores de  $y^+$ .

- **En la cámara de combustión**



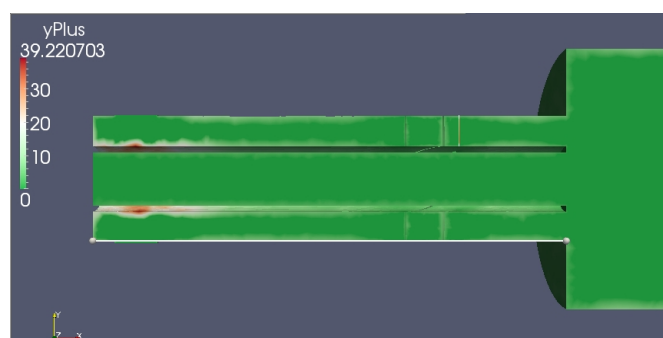
(a)



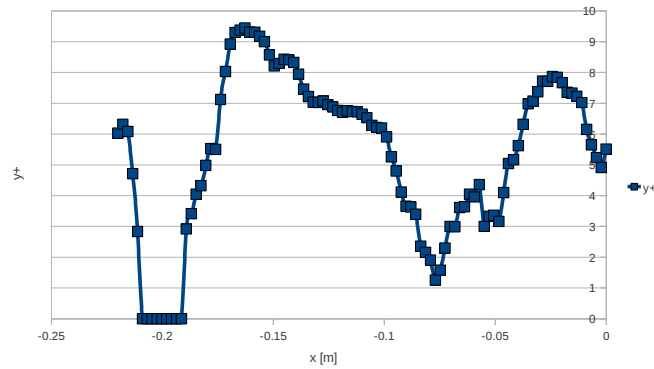
(b)

Figura 2.16. Valores de  $y^+$  sobre la pared de la cámara de combustión para  $r = 60$  [mm] y  $x \in (0;0.8)$ :  
(a) dibujo ilustrativo para línea de información (b) gráfica de resultados

- **En la tobera anular**

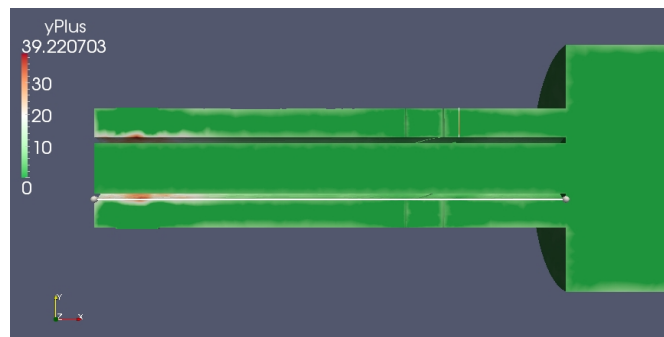


(a)

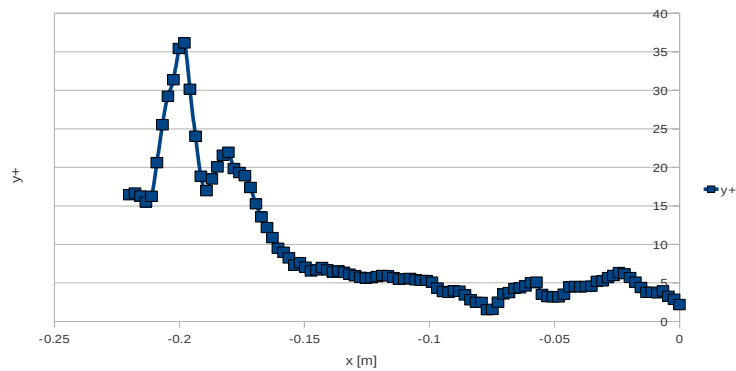


(b)

Figura 2.17. Valores de  $y^+$  sobre la pared exterior de la tobera anular para  $r = 29.5$  [mm] y  $x \in (-0.22;0)$ :  
(a) dibujo ilustrativo para línea de información (b) gráfica de resultados



(a)



(b)

Figura 2.18. Valores de  $y^+$  sobre la pared interior de la tobera anular para  $r = 15.3$  [mm] y  $x \in (-0.22;0)$ :  
(a) dibujo ilustrativo para línea de información (b) gráfica de resultados

- **En el conducto axial**

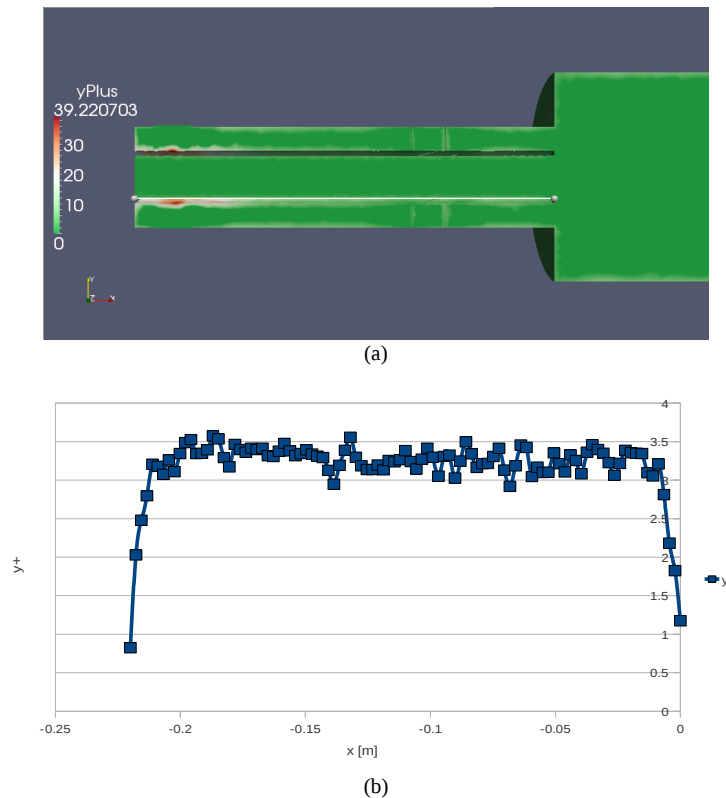


Figura 2.19. Valores de  $y^+$  sobre la pared de la tobera axial para  $r = 12.5$  [mm] y  $x \in (-0.22; 0)$ :  
(a) dibujo ilustrativo para línea de información (b) gráfica de resultados

Se puede apreciar que en todas las zonas estudiadas los valores de  $y^+$  están bajo el rango deseado ( $y^+ > 30$ ), por lo que habría que hacer modificaciones en la malla. Para este trabajo, en particular, se pueden considerar estos valores como aceptables ya que las principales consideraciones del estudio no se encuentran en las proximidades de la pared. Más aún, como se verá en el apartado siguiente, los esfuerzos y recursos se van a centrar a la entrada de la cámara de combustión para poder identificar y caracterizar las zonas de recirculación. Asimismo, las Figuras 2.16.(a) y (b) muestran que los valores de  $y^+$  se incrementan a la salida de la cámara de combustión, esto es debido a que la malla utilizada en esa zona es más grosera en comparación con la malla a en la entrada, lo cual favorece un valor de  $y^+$  mayor.

## 2.4.-Algoritmo numérico

La aplicación utilizada OpenFOAM, usa diversos esquemas de discretización (algoritmos numéricos) para cada término de las ecuaciones gobernantes:

- Términos temporales  $\frac{\partial}{\partial t}, \frac{\partial^2}{\partial t^2}$  : Se utiliza el esquema *steadyState*. Donde el tiempo es una variable virtual hasta alcanzar el equilibrio.
- Términos de gradientes  $\nabla$  : Se utiliza el esquema de *Gauss* lineal, el cual es de segundo orden y usa la integración de Gauss.
- Términos de divergencia  $\nabla \cdot$  : Se utilizan los esquemas de *Gauss* lineal y de Gauss

upwind, los cuales son de segundo orden en celdas que no están en contacto con el contorno del dominio y de primer orden en celdas del contorno del dominio.

- Términos de laplacianos  $\nabla^2$  : Se utiliza el esquema Gauss lineal corregido, el cual es de segundo orden en el interior del dominio y es conservativo, es decir, no genera máximos o mínimos locales para garantizar solución monótonamente positiva.

### 2.4.1.- Proceso de resolución y algoritmo de control

A continuación se describen los parámetros de entrada requeridos para el *solver* utilizado en el modelo; *simpleFoam*. Éste es el *solver* que se utiliza para flujos incompresibles y turbulentos en estado estacionario.

**Linear-solver (solver):** especifica el método de resolución para la ecuación gobernante discretizada. Todas las variables a calcular (velocidad, presión, etc.) son resueltas con el *solver* PCG y PbiCG (*Preconditioned bi- conjugate gradient*)

**Tolerancia (tolerance):** si el residual de todas las variables cae por debajo de ésta, el *solver* se detiene, se ha incluido una tolerancia del orden de  $10^{-9}$ . La idea es que nunca se alcance y el usuario detenga la simulación cuando los residuales se estabilicen indicando que es la mejor solución para la malla y modelo seleccionado.

**Tolerancia relativa (relTol):** si la relación entre la tolerancia actual (en el ciclo iterativo) y la previa es menor que ésta, el *solver* se detiene.

**Precondicionador (preconditioner):** se presentan opciones para precondicionado de matrices en los *solvers* de gradiente conjugado ya indicados (PCG y PbiCG). Los precondicionadores utilizados por OpenFOAM son DIC (*diagonal incomplete Cholesky – symmetric*) y DILU (*diagonal incomplete LU – asymmetric*).

**Factores de relajación (relaxationFactors):** trabaja limitando la cantidad que una variable cambia de una iteración a la siguiente, se utiliza para mejorar la estabilidad del cálculo, principalmente en problemas estacionarios. Siempre es menor que la unidad.

La Tabla 2.6. resume los parámetros característicos utilizados y descritos anteriormente.

Tabla 2.6. Parámetros característicos de entrada requeridos para el *solver* utilizado (*simpleFOAM*)

	p	U[m/s], k[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ], epsilon[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ], R[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ], nuTilda[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
Linear solver	PCG	PBiCG
preconditioner	DIC (diagonal incomplete Cholesky - simétrico)	DILU (diagonal incomplete LU - asimétrico)
tolerance	$1.00 \cdot 10^{-9}$	$1.00 \cdot 10^{-9}$
relTol	0.01	0.1
relaxationFactors	0.3	0.7

El algoritmo utilizado para resolver el acoplamiento entre los campos de presión y velocidad es **SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations)**. Este algoritmo es un procedimiento iterativo para resolver las ecuaciones de cantidad de movimiento y corrección de la presión usado en estado estacionario.

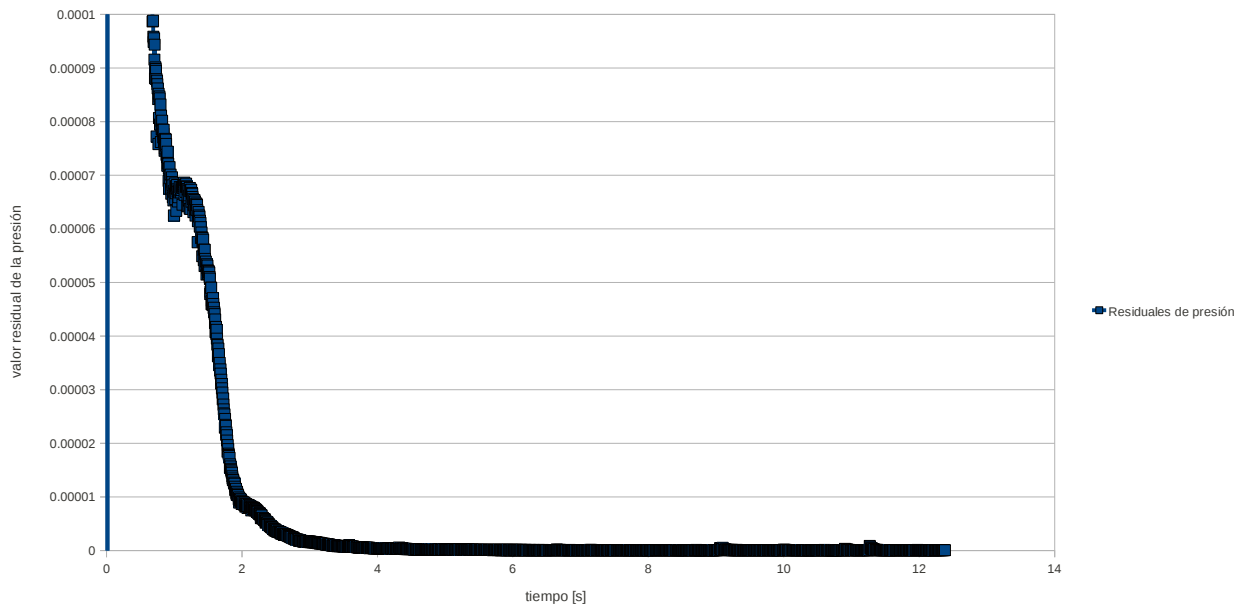


Figura 2.20. Residuales de presión frente al tiempo, modelo de 709782 celdas

La Figura 2.20. muestra el comportamiento de los residuales de presión a lo largo de la simulación. Como se aprecia se podría haber detenido la simulación a partir del tiempo  $t=6[s]$  aproximadamente.

## 2.4.2.- Resolución temporal

En modelos estacionarios, el tiempo es una variable virtual hasta lograr la solución de equilibrio. La resolución temporal explícita viene condicionada por el número de Courant, para lograr estabilidad numérica es condición necesaria, aunque no suficiente, que el número de Courant sea menor a la unidad con objeto de que la información no avance más de una celda durante cada paso de tiempo. Este número viene definido por:

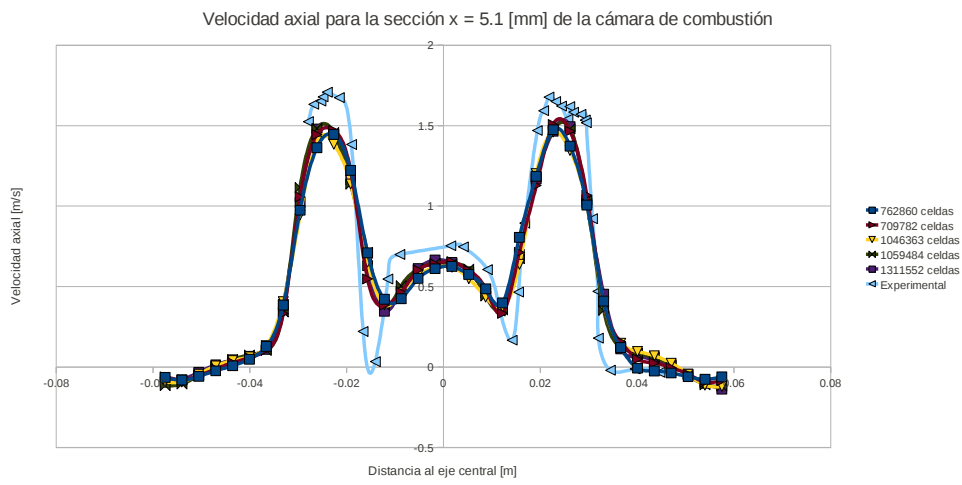
$$Co = \frac{\Delta t |U|}{\Delta x} \quad \text{donde } \Delta t \text{ es la duración del paso temporal (time step), } |U| \text{ es la máxima}$$

magnitud de la velocidad a través de la celda y  $\Delta x$  es el mínimo tamaño de la celda en dirección de la velocidad. Dado que la velocidad representativa en el centro de la cámara de combustión es de  $0.3 \text{ [m/s]}$  y el tamaño promedio de la celda es de  $0.0038 \text{ [m]}$ , se obtiene una estimación aproximada del paso de tiempo aproximado de  $0.013 \text{ [s]}$ .

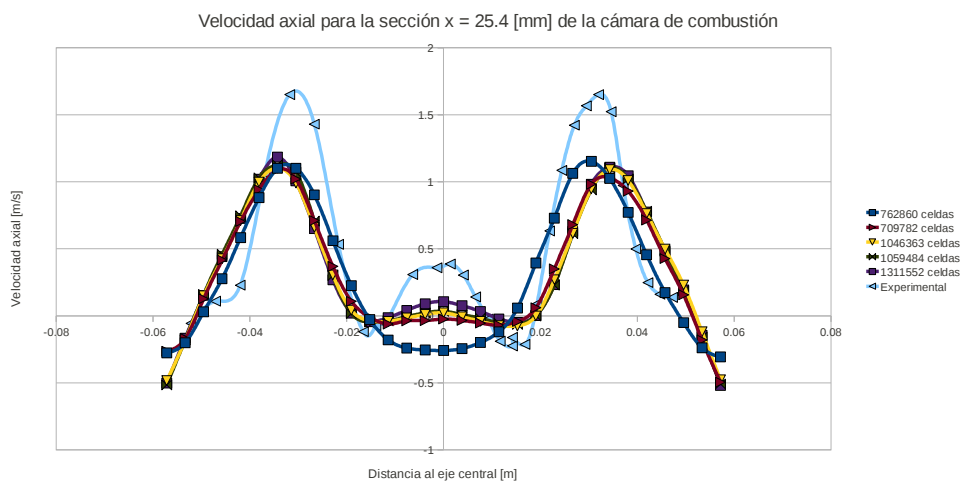
## 2.5.-Validación del modelo computacional

Para realizar la validación del modelo se deben comparar los resultados obtenidos con los resultados experimentales de la investigación [4] o numéricos de otras fuentes; la diferencia del error entre éstos da una idea del grado de certeza de la predicción numérica. Es una práctica común para este tipo de estudios, obtener el perfil de velocidades (axial, radial y/o tangencial) en una sección determinada de la cámara de combustión, para luego validar con los resultados de modelos numéricos experimentales [6][7]. A continuación, en la Figura 2.21.(a) hasta (h), se muestran dichas

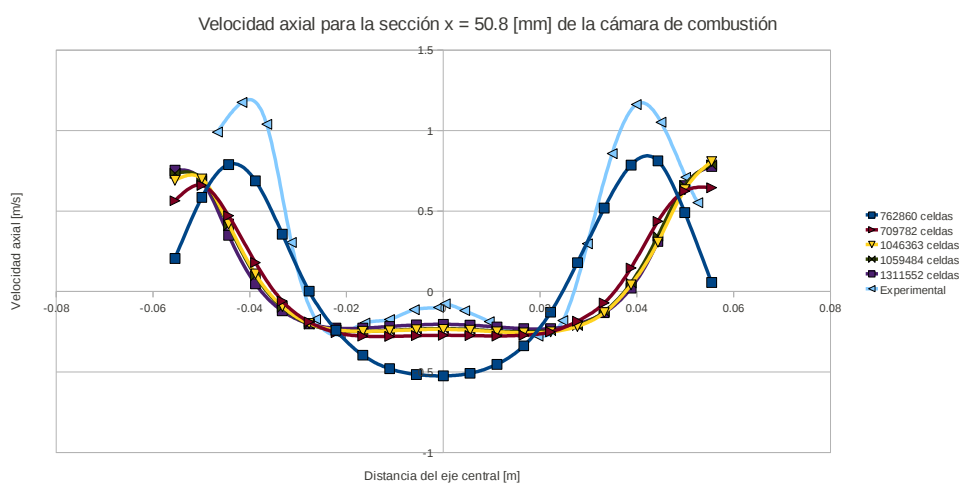
comparaciones para distintas secciones de la cámara de combustión.



(a)

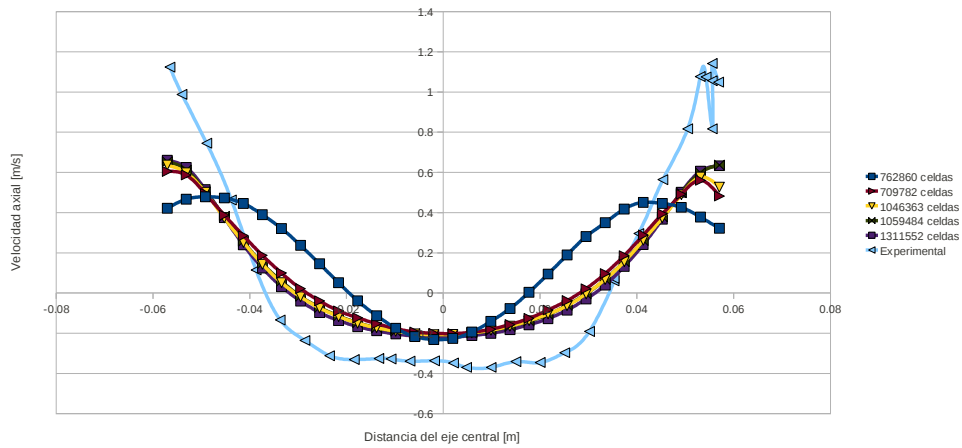


(b)



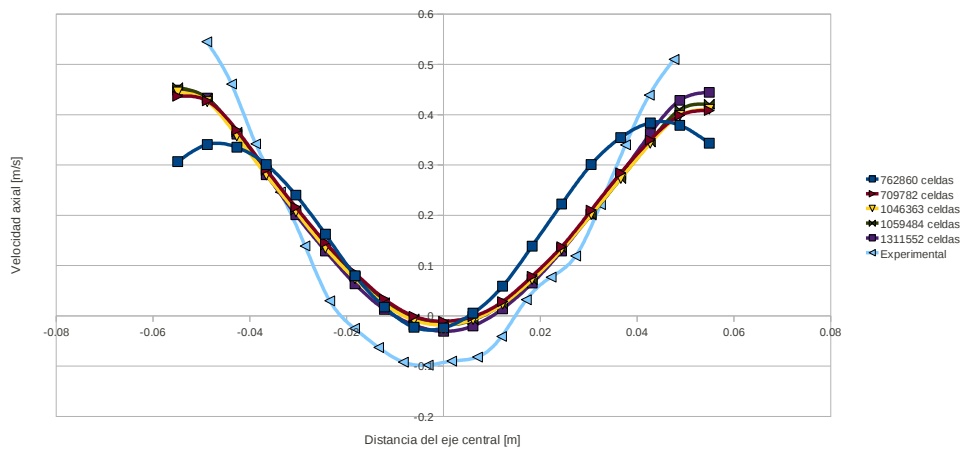
(c)

Velocidad axial para la sección  $x = 101.6$  [mm] de la cámara de combustión



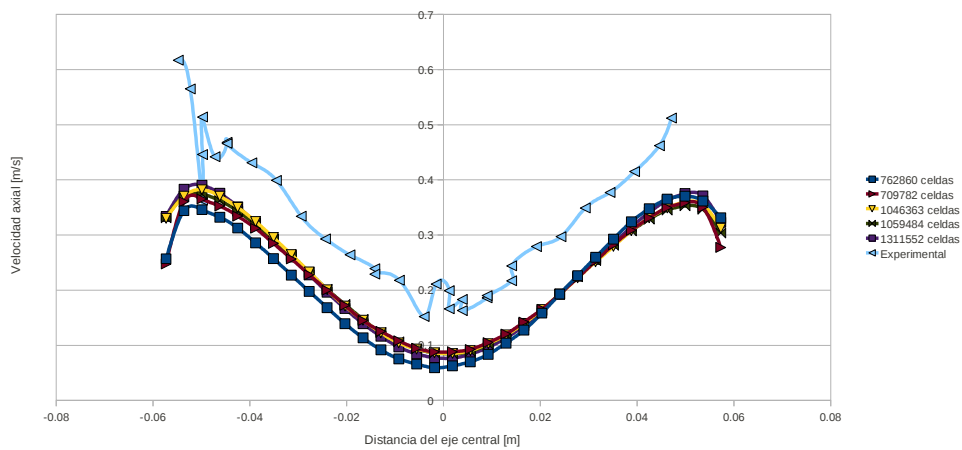
(d)

Velocidad axial para la sección  $x = 152.4$  [mm] de la cámara de combustión

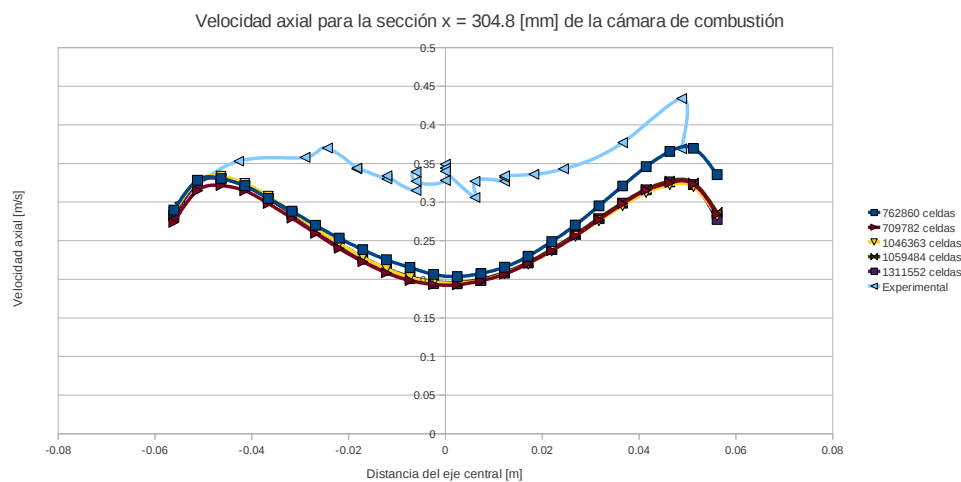


(e)

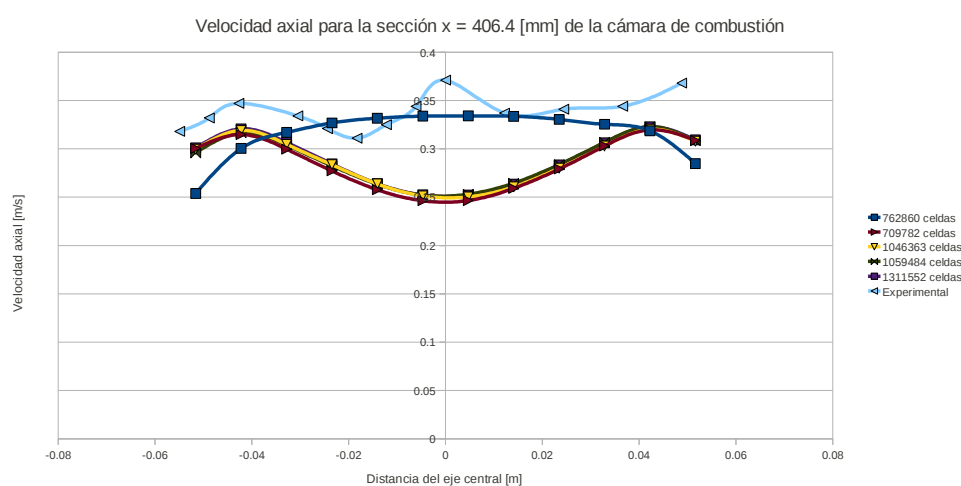
Velocidad axial para la sección  $x = 203.2$  [mm] de la cámara de combustión



(f)



(g)



(h)

Figura 2.21. Velocidad axial para diferentes secciones de la cámara de combustión: (a)  $x = 5.1$  [mm], (b)  $x = 25.4$  [mm], (c)  $x = 50.8$  [mm], (d)  $x = 101.6$  [mm], (e)  $x = 152.4$  [mm], (f)  $x = 203.2$  [mm], (g)  $x = 304.8$  [mm] y (h)  $x = 406.4$  [mm]

En la Figura 2.21. (a) se aprecia que el modelo no pudo reconocer de manera adecuada la información de la velocidad en la pared que separa los conductos axiales y anulares; en las cercanías a 15[mm] en el eje de las abscisas, el modelo experimental muestra velocidades axiales cercanas a cero mientras que el numérico no las obtiene.

La Figura 2.21. (b) muestra que el modelo, en esta sección, responde relativamente bien al comportamiento del flujo, pero no logra reproducir las máximas velocidades axiales que se dan en el eje ni en la periferia.

Analizando los resultados numéricos de la Figura 2.21. (e) se observa que la zona de recirculación en el centro está terminada ya que la velocidad axial es igual a cero, pero los resultados experimentales indican que la recirculación continúa por lo que el modelo con OpenFOAM aminora el tamaño de la zona de recirculación en el eje.

En el modelo numérico, el comportamiento del flujo cerca de las paredes en la sección de la Figura 2.21. (f) dista mucho de los experimentales, mostrando una mejoría a medida que se acerca al eje.

La Figura 2.21 (h) indican que el comportamiento del flujo experimental difiere de manera



considerable con el flujo simulado, aunque el error estimado se mantiene bajo, en comparación con el resto de las secciones. Ésta es la única sección en donde la primera configuración de la malla (762860 celdas) responde notablemente mejor que la segunda.

En general, haciendo la comparación entre los resultados numéricos obtenidos y los resultados experimentales, se aprecia que la simulación responde satisfactoriamente. Los valores numéricos no muestran diferencias considerables con los experimentales, ni tampoco difieren mucho con el comportamiento del flujo.

También, se aprecia una mejoría para la segunda configuración de la malla; a pesar de que el modelo de 709782 celdas ocupa menos recursos que el de 762860, los resultados se muestran favorable para el primero en el comportamiento en el eje de la Figura 2.21. (b) y (c), el cual utiliza la segunda configuración de malla.

Por otra parte, se observa que el refinamiento también favorece la validación. Utilizando la segunda configuración de malla, a medida que se incrementa la cantidad de celdas en el modelo, los resultados obtenidos se acercan más a los experimentales, especialmente en Figura 2.21. (a) y (b).

La Tabla 2.7. muestra una estimación y localización del máximo error (absoluto) de la velocidad axial para cada sección analizada en la Figura 2.21. desde (a) hasta (h).

Tabla 2.7. Estimación y localización del máximo error absoluto de la velocidad axial para diversas secciones de la cámara de combustión

Plano	Distancia al eje central [m]	Error absoluto [m/s]	Error relativo [%]
x = 5.1 [mm]	-0.025	0.2	12
x = 25.4 [mm]	-0.035	0.5	30
x = 50.8 [mm]	-0.04	0.5	42
x = 101.6 [mm]	-0.055	0.45	41
x = 152.4 [mm]	-0.05	0.1	18
x = 203.2 [mm]	-0.055	0.2	33
x = 304.8 [mm]	0	0.15	42
x = 406.4 [mm]	0	0.12	32

Los errores estimados más considerables se encuentran ubicados en las secciones cercanas a la expansión brusca para  $x < 152.4$ [mm], y éstos no están localizados en las cercanías del eje.

### Simetría axial

Se demuestra la simetría axial del modelo elegido, para ello se traza en una zona de flujo compleja una línea para distintas inclinaciones, en la cual se obtendrá la información de la velocidad axial. Los resultados muestran una variación relativamente despreciable. A continuación, la Figura 2.22. muestra la fluctuación de la velocidad axial para diversas inclinaciones de la línea.

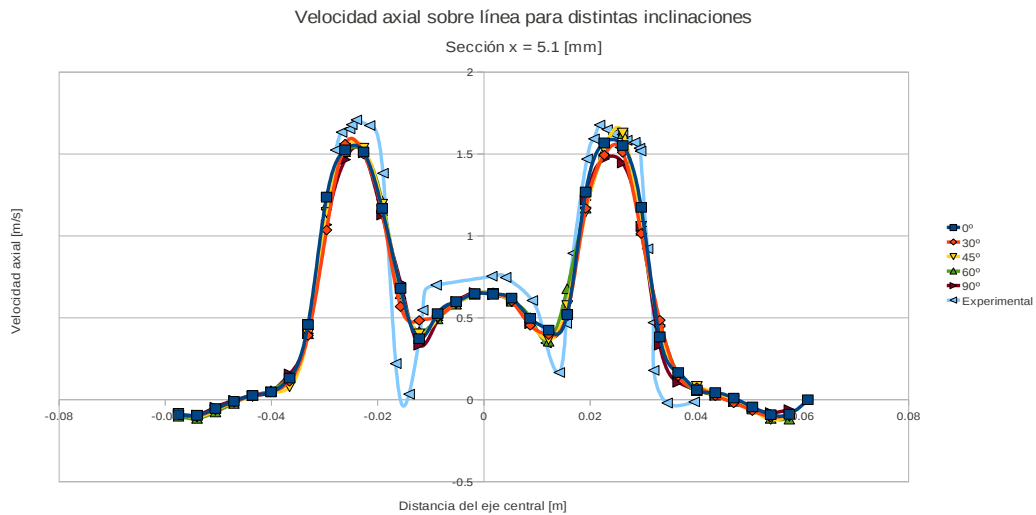


Figura 2.22. Velocidad axial en una línea para diferentes inclinaciones con respecto al eje Z en la sección  $x = 5.1$  [mm], modelo de 709782 celdas

La Figura 2.22. muestra que los resultados para una línea que pasa por el eje central con diversas inclinaciones, en una sección determinada, difieren de manera despreciable, con lo que se puede acreditar la existencia de simetría axial en el modelo utilizado.

## 3.- Patrón de flujo

El *tercer capítulo* se muestra el patrón de flujos; los fenómenos más relevantes para las zonas con mayor interés. Para el generador de swirl se muestra el tipo de torbellino que se genera a la salida de la corona de palas, también se muestra el comportamiento de la presión sobre las placas de la corona. Por otra parte, en el análisis de los resultados en la cámara de combustión, se identifican y caracterizan las zonas de recirculación que aparecen. Finalmente, se analiza el campo fluido dentro de la cámara, dando la interpretación física de los resultados numéricos.

### 3.1.-Generador de swirl

Como se menciona en el apartado 2.1.1., la corona de placas es un dispositivo de interés considerable en el estudio del quemador. Ésta provee al chorro anular entrante con una componente azimutal responsable de la recirculación en el eje dentro de la cámara de combustión.

Respecto a la presión en la cara de las placas aguas arriba, se puede apreciar según muestra la Figura 3.1. que a medida que el flujo se enfrenta a la corona la presión va cayendo. La pérdida de presión global entre la entrada y la salida es representativa de la pérdida de carga debida al choque y fricción con las placas. También, la variación de la presión en la dirección radial, muestra que las mayores presiones se encuentran en las distancias más lejanas al eje central.

Por otra parte, en la cara posterior de las placas (donde no se enfrenta con el fluido), el comportamiento de la presión es el mismo que en la cara descrita anteriormente, sólo difiere en que las magnitudes de la presión son siempre menores (Figura 3.2. (a) y (b)) hasta un punto de la corona en el cual éstas se igualan con las de la cara frontal.

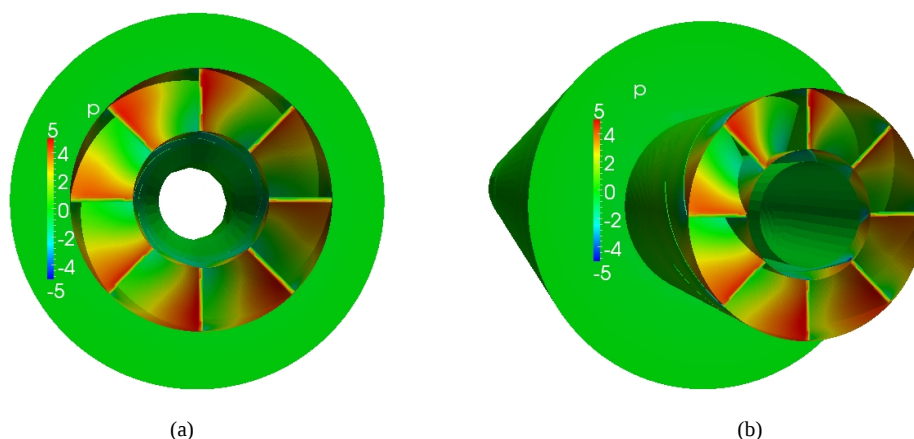


Figura 3.1. Vista de la corona de palas (en dirección hacia la cámara) y las presiones [Pa] sobre ésta, plano normal a  $x = -0.075$  [m]: (a) vista frontal y (b) vista frontal e inclinada

Por otra parte, en la vista trasera de la corona la presión a medida que el flujo avanza va cayendo, pero siempre la magnitud de ésta es mucho menor que en la parte frontal hasta que se igualan flujo aguas abajo, tal como muestra la Figura 3.2. (a) y (b).

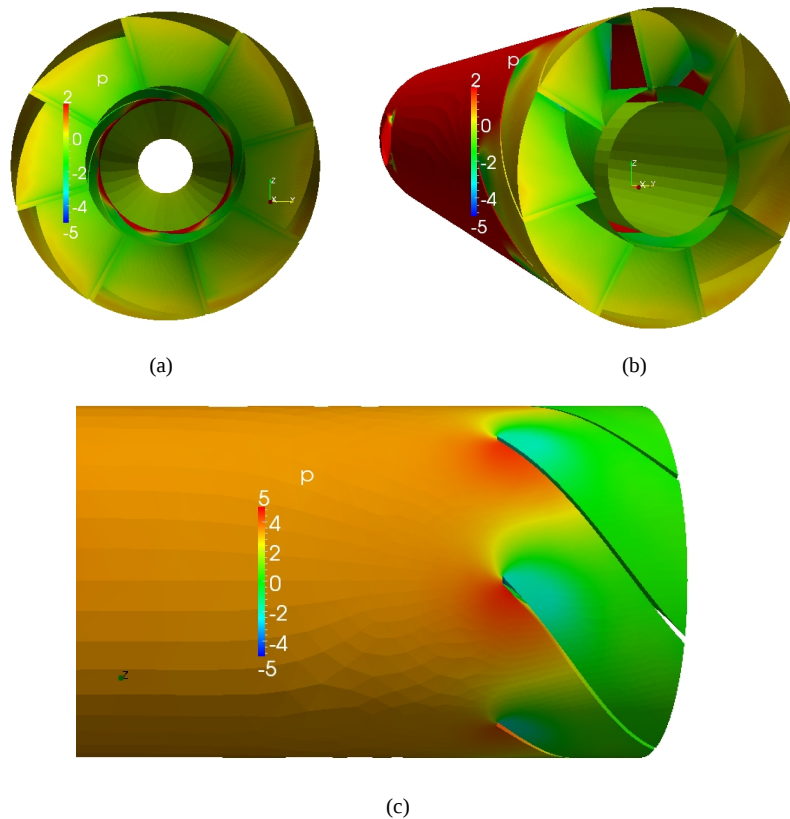


Figura 3.2. Vista de la corona de palas y las presiones [Pa] sobre ésta, plano normal a  $x = -0.05$  [m]: (a) vista trasera, (b) vista trasera e inclinada y (c) vista lateral

En la Figura 3.2 (c) se puede distinguir con mayor claridad el comportamiento de las presiones entre las caras de las palas. Se puede ver en la dirección aguas arriba la cara de alta presión y en dirección aguas abajo la cara de baja presión.

### 3.1.1.- Tipo de torbellino

Es relevante conocer el tipo de torbellino a la salida de la corona de palas. La vorticidad de los torbellinos dan una idea de su velocidad angular. Existe una cantidad relevante de tipos de torbellinos, pero para el interés del estudio se van a considerar sólo tres tipos básicos de torbellinos: vórtices forzados, libres y de Rankine. Para poder definir el tipo de vórtice se analiza el comportamiento de la velocidad tangencial en función del radio a la salida de la corona de palas. Según muestra la Figura 3.3. la velocidad tangencial aumenta con la distancia al centro de giro (dirección radial), a excepción de las proximidades de las paredes donde las velocidades son cercanas a cero por la condición de adherencia. En este tipo de torbellino no existe conservación del momento cinético, es decir, el producto entre la velocidad tangencial y el radio no tiene un valor constante. Los vórtices forzados consumen energía y en éstos aparecen corrientes secundarias, por no existir equilibrio de presiones en la dirección radial.

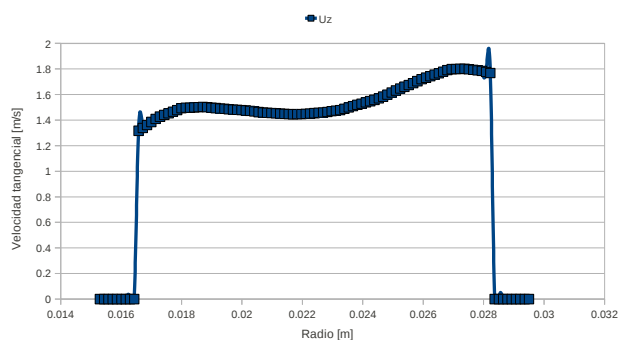


Figura 3.3. Velocidad tangencial a la salida de la corona de palas en función de la distancia radial, línea  $x = -0.05$  [m] :  $z = 0.0$  [m]

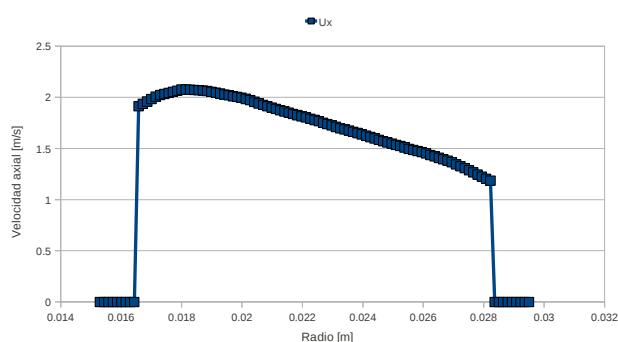


Figura 3.4. Velocidad axial a la salida de la corona de palas en función de la distancia radial, línea  $x = -0.05$  [m] :  $z = 0.0$  [m]

La definición del número de swirl viene dada por la expresión:

$$S_{number} = \frac{\int \rho v_{\theta} v_x 2\pi r^2 dr}{R \int \rho v_x^2 2\pi r dr} \quad (3.1)$$

Para el presente estudio se va a utilizar una aproximación del número de swirl que consiste en la relación entre los valores promedios de la velocidad tangencial (Figura 3.3.) y de la velocidad axial (Figura 3.4.) cuyo resultado corresponde a 0.9

$$S_{number} \simeq \frac{v_{\theta}}{v_x} \quad (3.2)$$

La Tabla 3.1. muestra los valores promedios de las velocidades involucradas en el cálculo del número de swirl a la salida de la corona de palas.

Tabla 3.1. Velocidades promediadas a la salida de la corona de palas

Velocidad axial [m/s]	Velocidad tangencial [m/s]	swirl
1.551	1.736	0.8934 $\approx$ 0.9

### 3.2.-Cámara de combustión

En la cámara de combustión es donde se producen los fenómenos más relevantes del estudio: las zonas de recirculación. La expansión brusca produce una zona de recirculación central posicionada en el eje y una zona de recirculación periférica. No sólo es relevante resaltar la posición de las zonas de recirculación sino también su tamaño, el cual está afectado directamente por el número de swirl y la geometría del difusor [2][8][9].

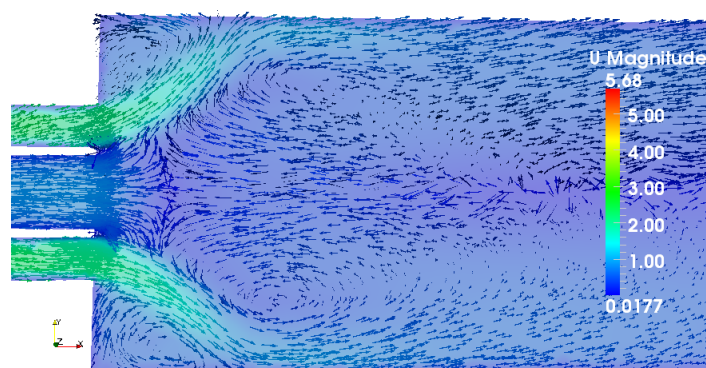


Figura 3.5. Campo de vectores velocidad y contornos de velocidad para un plano  $z = 0$  [m], modelo de 709782 celdas

La Figura 3.5. muestra la aparición de dos zonas de recirculación fácilmente reconocibles. La primera se ubica en el eje central y es denominada **zona de recirculación interna (IRZ)**. La otra zona de recirculación se encuentra en la expansión brusca, a la entrada de la cámara y es denominada **zona de recirculación externa (ERZ)** [10]. A continuación, se analizan y detallan las características de ambas zonas:

#### Zona de recirculación interna (IRZ):

A través de la Figura 3.6. se describen los diferentes parámetros característicos de la zona de recirculación interna (IRZ). Esta zona se produce debido a los efectos del flujo rotante y no aparece para números de swirl bajos.

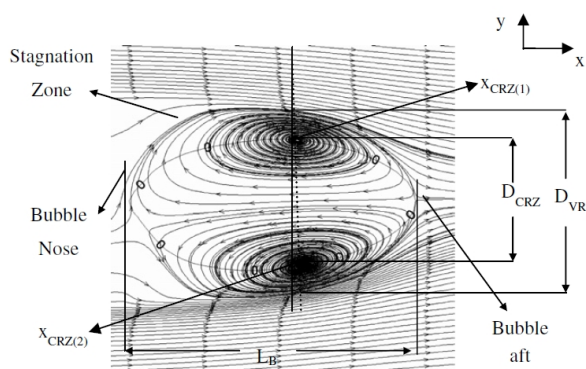


Figura 3.6. Topología para la zona de recirculación interna (IRZ) [11]

Los valores para los parámetros característicos obtenidos con OpenFOAM para el presente estudio son:

- $D_{VR}$  *transverse bubble length (vortex ring diameter)* = 0.0777[m], correspondiente al diámetro del anillo vórtice
- $D_{CRZ}$  *vertical distance between recirculation zones centres* = 0.0732[m], que es la distancia vertical entre los centros de las zonas de recirculación
- $X_{CRZ}$  *longitudinal distance of the recirculation zone centre from the exit mouth* = 0.08178[m], la cual representa la distancia longitudinal (en el eje x) del centro de la zona de recirculación desde la entrada de la cámara, y por último
- $L_B$  *bubble longitudinal length* = 0.12214[m], siendo el largo longitudinal (en el eje x) de la zona de recirculación

### Zona de recirculación externa (ERZ):

La zona de recirculación externa se encuentra ubicada en el ensanchamiento brusco de la cámara de combustión, en la esquina. La longitud de la zona de recirculación se mide en las cercanías de la pared y abarca desde la cara posterior de la cámara hasta donde el flujo cambia su dirección axial al producirse la de-adherencia de la capa límite, tal como muestra la flecha en la Figura 3.7. y mide 0.055[m].

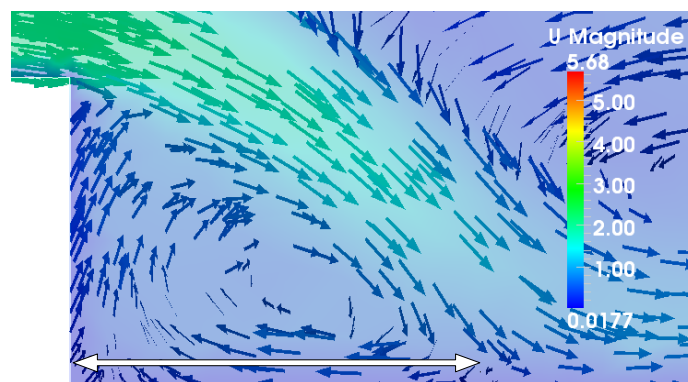


Figura 3.7. Zona de recirculación interna (IRZ) para un plano  $z = 0$  [m], modelo de 709782 celdas

A continuación, las Figuras 3.8., 3.9., 3.10. y 3.11 muestran los valores de la presión, la energía cinética turbulenta  $k$ , la disipación  $\epsilon$  y la vorticidad respectivamente a la entrada de la cámara de combustión.

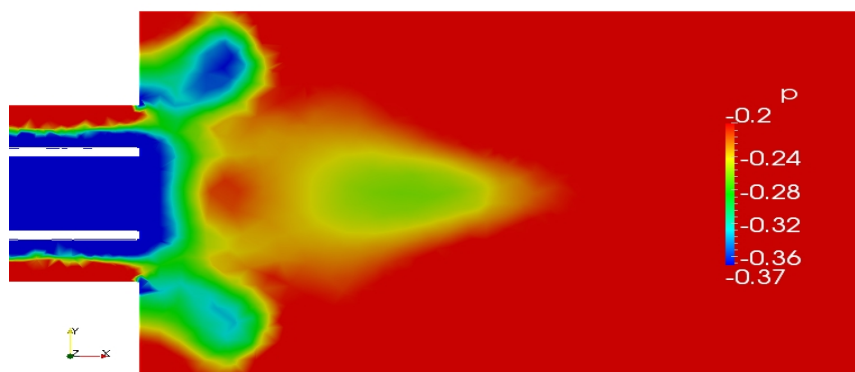


Figura 3.8. Campo de presión a la entrada de la cámara de combustión para un plano  $z = 0$  [m], modelo de 709782 celdas

Con los contornos de presión se localizan cualitativamente los vórtices de las zonas de recirculación. Según muestra la Figura 3.8. dichos vórtices son fácilmente reconocibles en el eje y en la periferia de la expansión brusca, son caracterizados por las presiones menores.

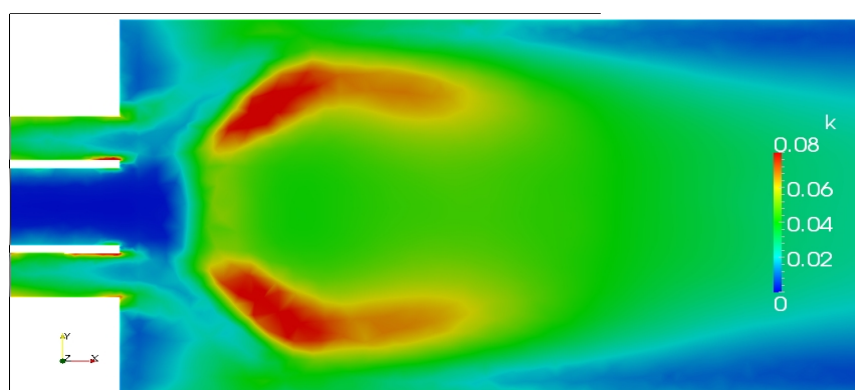


Figura 3.9. Campo de la energía cinética turbulenta para un plano  $z = 0$  [m], modelo de 709782 celdas

Los contornos del término k muestran la ubicación de la zona de mezcla entre las zonas de recirculación.

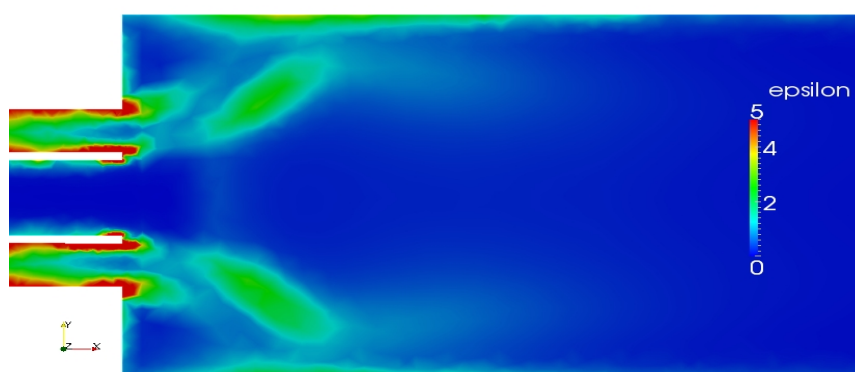


Figura 3.10. Campo de disipación turbulenta de la cámara de combustión para un plano  $z = 0$  [m], modelo de 709782 celdas

Los contornos de la disipación de energía cinética turbulenta caracterizan las zonas de mezcla.



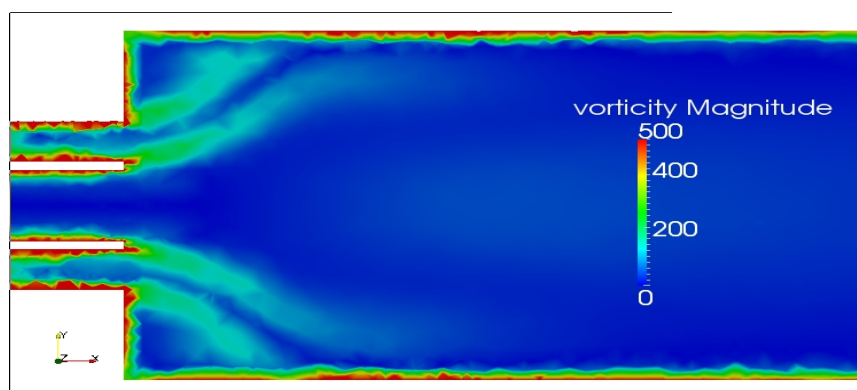


Figura 3.11. Vorticidad en la entrada de la cámara de combustión

La vorticidad, comúnmente se define como dos veces la velocidad angular, para el presente estudio, da una caracterización del doble de la magnitud de la velocidad angular de los torbellinos. Se observa la expansión de los chorros al entrar en la cámara de combustión.

Finalmente, las Figuras 3.12. y 3.13. muestran las líneas de corrientes para una partícula aleatoria en el conducto axial y otra en el anular respectivamente.

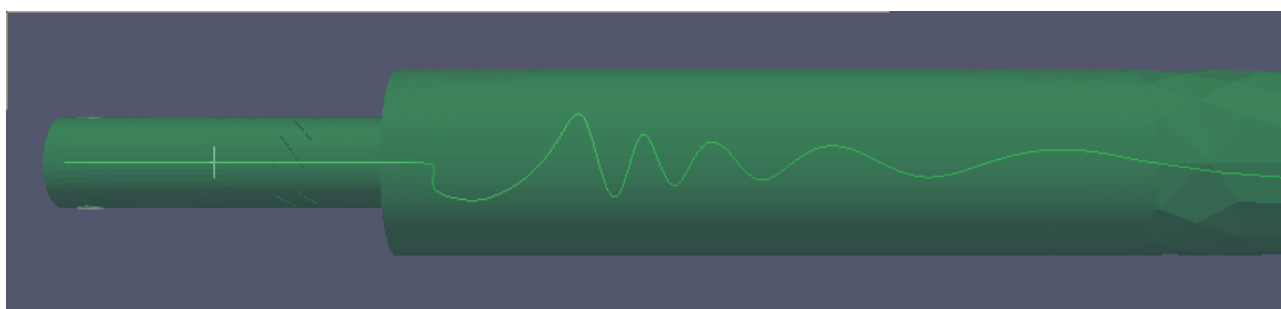


Figura 3.12. Línea de corriente de partícula en el conducto axial

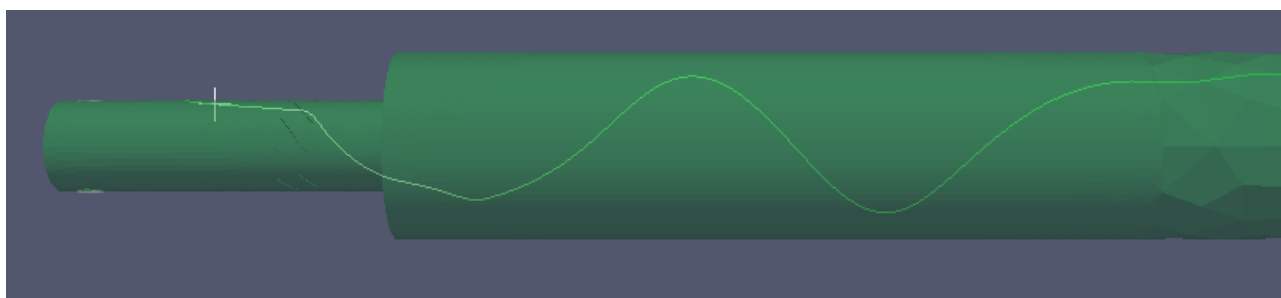


Figura 3.13. Línea de corriente en el conducto anular

Si bien las líneas de corrientes no entregan una información relevante, son útiles para visualizar lo irregular de la trayectoria de las partículas dentro de la cámara de combustión, y que ha sido caracterizada por los fenómenos anteriormente estudiados. En caso de la ausencia de la corona de palas, sólo se produciría la zona de recirculación periférica, ésta sería acreditada al desprendimiento de la capa límite producida por la expansión brusca. La trayectoria no sería tan irregular y los fenómenos producidos tampoco serían representativos para el estudio [12].

## 4.- Conclusiones

Desde que el hombre toma conciencia de su capacidad para adquirir y construir saberes y aplicarlos en beneficio de su vida personal, familiar y social, está planteando, implementando, ejecutando y evaluando todo tipo de proyectos: a corto y a largo plazo, de índole social, económico, cultural o científico, público o privado, etc.

En algunos casos los resultados superan toda expectativa, en otros, responden a ella y en el peor de los casos no son satisfactorios; pero todos tienen un factor común: la experiencia adquirida que permite, a través del ensayo y error, plantearse nuevos desafíos y generar nuevos proyectos.

En la base de todo proyecto está la motivación del autor por satisfacer una necesidad y aportar eficaz y eficientemente a la sociedad en la que está inserto.

Éste es el espíritu implícito en este trabajo: entregar un nuevo estudio de simulación numérica realizada con una aplicación de código abierto a la comunidad científica y dejar abierta la posibilidad para que el mismo autor u otros profesionales del área generen a partir de éste nuevos proyectos.

### 4.1.- Alcances:

- Se logra simular el modelo del quemador del caso test de Roback & Johnson [4] con resultados numéricos aceptables en comparación con los resultados experimentales.
- Se logra evaluar cualitativa y cuantitativamente los parámetros y fenómenos más relevantes en el flujo del dominio: campos de velocidad y presión, gradientes, zonas de recirculación, torbellinos, etc.
- Se ha construido un generador de swirl de geometría relativamente sencilla.
- Se identifican las zonas de recirculación, las cuales son probablemente los fenómenos más relevantes en el estudio. Es posible la ubicación específica de éstos, además de su dimensionamiento (tamaño).
- Uso de software libre para CFD. No existen antecedentes de estudios con el código OpenFOAM para este tipo de estudios en el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid.

## 4.2.-Restricciones

- Los resultados de los torbellinos a la salida de la corona de palas muestran la aparición de vórtices forzados, sería deseable que se generaran vórtices libres. Sin embargo, sólo el diseño del generador de swirl supone un trabajo que excede la escala temporal del presente estudio por lo que se propone como trabajo futuro.
- No se cumplen los rangos necesarios de los valores de  $y^+$  en las cercanías de las paredes. Afortunadamente para este estudio los fenómenos más relevantes y en los cuáles se centran los recursos computacionales suceden lejos de las paredes. Pero sería deseable profundizar otras aplicaciones de OpenFOAM en este aspecto.
- Por ser la primera vez que se modela un flujo rotatorio con aplicaciones de código abierto, la falta de documentación para llevar a cabo algunas etapas del proceso demandó mucho tiempo de pruebas de “ensayo y error”, el cuál podría haber sido invertido en mejorar el preproceso o proceso en sí (mayor número de iteraciones).

## 4.3.-Linux y código abierto

- Se dispone de una serie de herramientas gratuitas y de código abierto disponible en Internet [13], para estudios de alto nivel científico desarrollada por equipos de expertos multidisciplinares, con utilidades para: preproceso, cálculo y post-proceso.
- Se realiza un trabajo sin restricciones en términos de licencia, lo cual conlleva de manera directa ahorro de recursos monetarios el cuál puede ser invertido en otros materiales que el estudio por sí mismo pudiese demandar.

## 4.4.-Proyecciones

Dada las características de los resultados obtenidos, queda justificado el posterior desarrollo de simulaciones con las herramientas computacionales aplicadas en este trabajo. Incentivado por realizar nuevos aportes científicos.

Entre los trabajos futuros se pueden mencionar:

- Procesado en paralelo para aumentar resolución espacial del modelo computacional
- Posibles modelos de turbulencia alternativos al k-epsilon
- Tratamiento cerca de la pared
- Diseños alternativos del generador de swirl
- Influencia de difusores en vez de expansiones bruscas
- Modelado de la combustión

## 5.- Referencias

- [1] James, Steven R. : “Hominid Use of Fire in the Lower and Middle Pleistocene: A Review of the Evidence” *Current Anthropology*, Vol. 30, No. 1, Pages 1-26, February 1989.
- [2] A.E. German, T. Mahmud\*: “Modelling of non-premixed swirl burner flows using a Reynolds-stress turbulence closure” *Fuel*, Volume 84, Issue 5, Pages 583-594, March 2005.
- [3] S.A. Beltagui, A.M.A. Kenbar, N.R.L. Maccallum: “Comparison of measured isothermal and combusting confined swirling flows: Peripheral fuel injection” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 6, Issue 2, Pages 147-156, February 1993.
- [4] Roback, R. and B. V. Johnson: “Mass and Momentum Turbulent Transport Experiments with Confined Swirling Coaxial Jets” NASA Contractor Report CR-168252 (Interim Summary Report), August 1983.
- [5] OpenFOAM “The Open Source CFD Toolbox – User Guide”. Versión 2.0.0, 16th June 2011. <http://www.openfoam.org/docs/>
- [6] A.W. Hübner, M.J. Tummers, K. Hanjalić, Th.H. van der Meer: “Experiments on a rotating-pipe swirl burner” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 27, Issue 4, Pages 481-489, April 2003.
- [7] M. Sommerfeld, H.-H. Qiu: “Detailed measurements in a swirling particulate two-phase flow by a phase-Doppler anemometer” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 12, Issue 1, Pages 20-28, March 1991.
- [8] Andrea Olivani, Giulio Solero, Fabio Cozzi, Aldo Coghe: “Near field flow structure of isothermal swirling flows and reacting non-premixed swirling flames” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 31, Issue 5, Pages 427-436, April 2007.
- [9] M. Sommerfeld, H.-H. Qiu: “Characterization of particle-laden, confined swirling flows by phase-doppler anemometry and numerical calculation” *International Journal of Multiphase Flow*, Volume 19, Issue 6, Pages 1093-1127, December 1993.

[10] R. Weber, B. M. Visser, F. Boysan: "Assessment of turbulence modeling for engineering prediction of swirling vortices in the near burner zone" International Flame Research Foundation, The Netherlands, Flow Simulation Ltd., Sheffield, UK, January 1990.

[11] A. Giannadakis, K. Perrakis, Th. Panidis: "A swirling jet under the influence of a coaxial flow" Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 32, Issue 8, Pages 1548-1563, September 2008.

[12] Saad A. Ahmed: "Velocity measurements and turbulence statistics of a confined isothermal swirling flow" Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 17, Issue 3, Pages 256-264, July 1998.

[13] CAE Linux "Open Source powered engineering". <http://www.caelinux.com/CMS/>