

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***SIMULACIÓN DE LA COMBUSTIÓN EN UNA
CALDERA PIROTUBULAR POR CFD***

DOCUMENTO 2- MEMORIA

Alumno/Alumna: Díaz Castillo, Alexander

Director/Directora: Romero Antón, Naiara

Curso: 2018-2019

Fecha: Bilbao, 11 de junio de 2019

Índice

Índice de figuras	iii
Índice de tablas	iv
1. Introducción	1
2. Contexto.....	2
2.1. Introducción a las calderas.....	2
2.2. Caldera objeto del proyecto	5
2.3. Mecánica de fluidos computacional.....	7
2.3.1. Funcionamiento general de un software de CFD	7
2.4. Definiciones	8
3. Objetivos y alcance del trabajo	8
4. Beneficios	9
5. Alternativas	9
6. Alternativa seleccionada.....	11
6.1. Arquitectura de funcionamiento	11
6.2. Modelos matemáticos	12
6.2.1. Modelos básicos de un flujo	12
6.2.1.1. Modelos de continuidad, momento y energía	12
6.2.1.2. Ecuación de transporte de una variable	13
6.2.2. Modelos de turbulencia.....	13
6.2.2.1. Modelo K-épsilon Standard	14
6.2.2.1.1. Ecuaciones de transporte	14
6.2.2.2. Modelo K-épsilon Realizable	14
6.2.2.2.1. Ecuaciones de transporte	15
6.2.3. Modelos de radiación	16
6.2.3.1. Modelo P-1.....	16
6.2.3.2. Modelo Discrete Ordinates.....	16
6.2.4. Modelos de mezcla de especies y reacciones químicas	17
6.2.4.1. Finite-rate/no TCI	17
6.2.4.2. Eddy-Dissipation Model	18
6.2.4.3. Eddy-Dissipation-Concept	18
7. Descripción de una caldera pirotubular	19
7.1. Especificaciones de la caldera objeto del proyecto	20
8. Parámetros de diseño de la caldera	21
8.1. Datos de partida	21
8.1.1. Medidas geométricas.....	22

8.1.2. Medidas de las condiciones de operación	22
8.2. Condiciones ambientales	23
9. Simulaciones y resultados	25
9.1. Geometría	25
9.2. Mallado	27
9.2.1. Mallado mixto	28
9.2.2. Mallado con tetraedros	30
9.2.3. Elección de la malla	31
9.3. Condiciones de contorno	32
9.4. Comparación de los modelos	36
9.4.1. Modelos de turbulencia.....	37
9.4.2. Modelos de radiación	38
9.4.3. Modelos de combustión.....	39
9.5. Estudio paramétrico de la transferencia de calor con el ambiente	39
10. Conclusiones y Recomendaciones	40
11. Cronograma	41
12. Bibliografía.....	43

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de una caldera acuotubular	3
Figura 2. Esquema de una caldera pirotubular	3
Figura 3. Caldera objeto del proyecto	5
Figura 4. Pistón para la generación de energía de la caldera	5
Figura 5. Esquema de la instalación de vapor	6
Figura 6. Disciplinas comprendidas por CFD.....	7
Figura 7. Entorno de trabajo de ANSYS Fluent.....	11
Figura 8. Esquema de una caldera pirotubular	19
Figura 9. Esquema de la caldera objeto del proyecto	20
Figura 10. Datos geométricos obtenidos de la caldera	22
Figura 11. Geometría simplificada del quemador	25
Figura 12. Geometría simplificada de la entrada al hogar.....	26
Figura 13. Geometría del modelo.....	26
Figura 14. Partición de la geometría para el método mixto de mallado	28
Figura 15. Ejemplo del mallado mixto	29
Figura 16. Cara de aplicación del inflation en la malla	29
Figura 17. Ejemplo del mallado con tetraedros	30
Figura 18. Variación de la velocidad a la salida de la caldera en función de la malla	31
Figura 19. Representación del error asociado a la malla en función del número de elementos de esta	32
Figura 20. Entrada de aire	32
Figura 21. Entrada de combustible	33
Figura 22. Salida de gases	34
Figura 23. Intercambio de calor con el ambiente	34
Figura 24. Intercambio de calor con el agua	35
Figura 25. Cara de simetría	36
Figura 26. Puntos para la comparación de los modelos	37
Figura 27. Diagrama de Gantt del proyecto.....	42

Índice de tablas

Tabla 1. Especificaciones de funcionamiento de la caldera	21
Tabla 2. Datos de operación medidos de la caldera	23
Tabla 3. Condiciones ambientales de la caldera	24
Tabla 4. Condiciones de contorno para las simulaciones de independencia de la malla .	27
Tabla 5. Resultados de las simulaciones del mallado mixto	30
Tabla 6. Resultados de las simulaciones del mallado con tetraedros	31
Tabla 7. Comparación de los modelos de turbulencia.....	37
Tabla 8. Comparación de los modelos de radiación.....	38
Tabla 9. Comparación de las maneras de modelar el intercambio de calor con el ambiente	40

1. Introducción

Este documento compone la memoria del presente trabajo. La idea de realizar este trabajo surgió tras la inclusión del autor en el proyecto docente BiSKY Team, cuyo objetivo es diseñar y construir cohetes de propulsión híbrida. Debido al interés del autor por la mecánica de fluidos computacional y a la necesidad de BiSKY Team de tener un miembro con conocimientos en esta misma materia el autor se decidió por la realización de un trabajo sobre este tema que finalmente acabo estando centrado en la simulación de la combustión en una caldera pirotubular.

En este trabajo se presenta un estudio de una caldera mediante mecánica de fluidos computacional. En él se tomará una caldera existente sobre la que se harán mediciones y ensayos experimentales. Tras la primera fase de medición se realizarán simulaciones en un software de mecánica de fluidos computacional en el que además de modelar geometría se modelará el proceso de combustión que ocurre en el hogar de la caldera.

En primer lugar, se contextualizará el trabajo mediante una introducción a las calderas y su clasificación. Además, se realizará una breve introducción de la caldera que se analizará y la instalación a la que pertenece y una introducción a la mecánica de fluidos computacional, en la cual se comentará la trayectoria de esta disciplina en la industria y se dará una idea general del funcionamiento de un software de este tipo.

A continuación, se expondrá el objetivo concreto del trabajo y su alcance, así como los beneficios de este estudio.

Posteriormente se presentará el estudio de alternativas de los softwares comerciales con las que se pudo realizar este trabajo donde se analizarán los principales softwares disponibles y sus ventajas y desventajas con el fin de justificar la opción elegida. Así mismo también se expondrá más en detalle la opción seleccionada y se realizará la definición de los modelos matemáticos disponibles en la misma que son relevantes para la realización del proyecto.

Seguidamente se expondrá la esencia del trabajo, donde se mostrará detalladamente el proceso seguido para el modelado de la caldera incluyendo las mediciones que se pudieron realizar, tanto de la geometría como de las condiciones de operación, el mallado, el cálculo de las condiciones de contorno, las simplificaciones realizadas y la elección de los modelos.

Por último, se expondrán las conclusiones de la realización del proyecto y se presentarán aspectos adicionales del proyecto como son el estudio económico y el cronograma de la realización.

2. Contexto

2.1. Introducción a las calderas

Actualmente la generación de vapor es la manera más habitual de generación de energía mecánica a partir de energía calorífica que bien puede estar inicialmente almacenada en compuestos químicos (transformación a calor mediante reacción química), o proveniente de otras fuentes naturales de calor como, por ejemplo, radiación solar (energía termosolar), descomposición de isótopos radioactivos (energía nuclear), o extracción del calor interno de la tierra (energía geotérmica). Sin embargo, el método más habitual para la generación de vapor son las calderas. Desde la invención del motor de vapor las calderas se han usado para generar potencia mecánica, que, en sus inicios, era usada como principal fuente de energía para transporte terrestre y marítimo, así como otras aplicaciones industriales que requerían de este tipo de potencia, siendo de suma importancia en el desarrollo de la revolución industrial.

Tras la invención y mejora de los motores de combustión interna en conjunto con los eléctricos los motores de vapor fueron dejándose de lado en aplicaciones de transporte. Debido a esto actualmente las calderas se usan principalmente para la generación de energía eléctrica en plantas de ciclo de potencia de vapor. Además, también son ampliamente empleadas para procesos industriales, así como para abastecer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) en aplicaciones industriales, hoteles y hospitales

Existen diferentes criterios según los cuales se pueden clasificar las calderas, los más relevantes son los siguientes:

❖ Según la disposición de los fluidos

- Calderas de tubos de agua (acuotubulares): Este tipo de calderas se caracteriza por transportar el fluido de trabajo a través de tubos durante su calentamiento. A continuación, se muestra un esquema genérico de una caldera acuotubular (Figura 1).

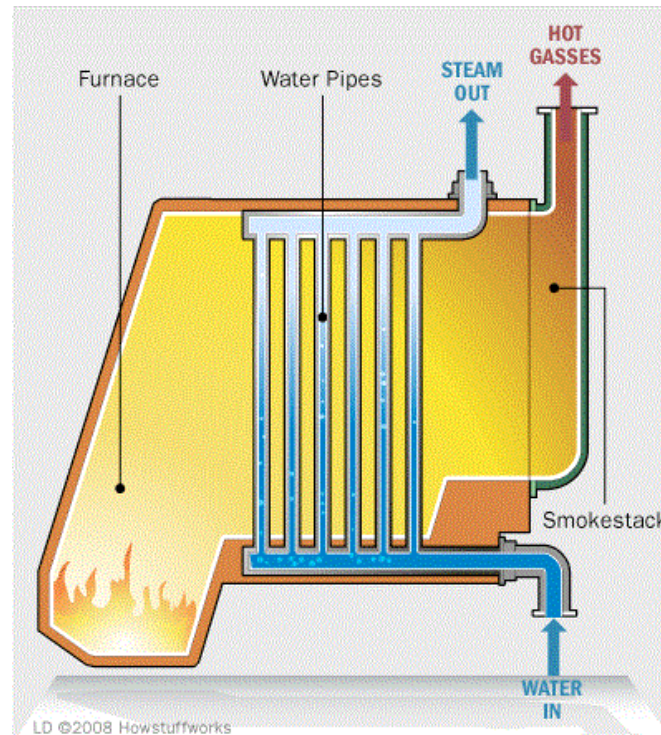


Figura 1. Esquema de una caldera acuotubular

- Calderas de tubos de humo (pirotubulares): En contraposición al anterior en este tipo de calderas son los gases calientes de la combustión los que se desplazan a través de tubos. Estos tubos atraviesan el recipiente del fluido de trabajo calentándolo. A continuación, se muestra un esquema genérico de una caldera pirotubular (Figura 2).

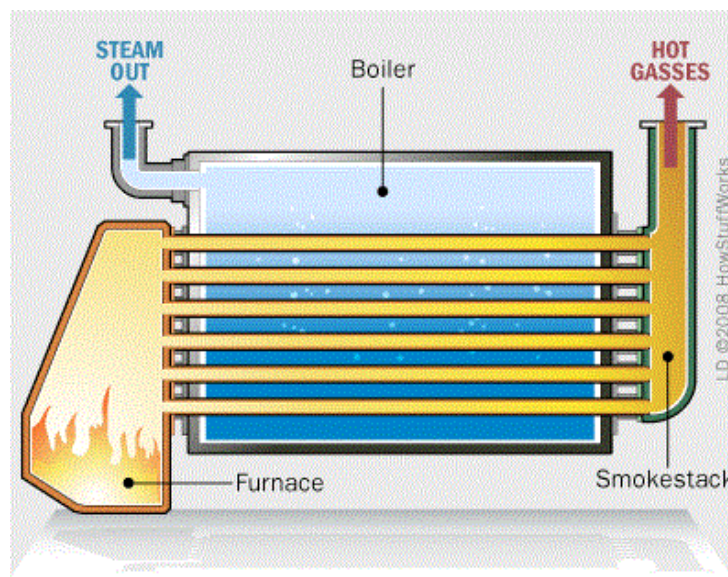


Figura 2. Esquema de una caldera pirotubular

- ❖ Según el sistema de transmisión de calor
 - Calderas de convección
 - Calderas de radiación

- Calderas de convección y radiación

- ❖ **Según el combustible utilizado**
 - Calderas de carbón
 - Calderas de combustibles líquidos
 - Calderas de combustibles gaseosos
 - Calderas para combustibles especiales: Calderas diseñadas para trabajar con combustibles como materiales de biomasa.
 - Calderas de recuperación de calor de gases

- ❖ **Según el tiro**
 - Calderas de hogar presurizado: En este tipo de calderas la presión en el hogar es superior a la presión atmosférica. El aire necesario para la combustión se introduce mediante un ventilador.
 - Calderas de hogar equilibrado: Se considera una caldera de hogar equilibrado cuando la presión en el hogar es igual a la atmosférica o ligeramente inferior
 - Calderas de hogar en depresión: Las calderas con hogar en depresión se caracterizan por tener el hogar en condiciones de funcionamiento por debajo de la presión atmosférica. Estas calderas presentan un tiro natural o un ventilador al final de la caldera que aspira los gases de escape.

- ❖ **Según la presión de trabajo**
 - De baja presión: Calderas cuyo fluido de trabajo está a una presión menor o igual a 20 bar.
 - De media presión: Calderas en las que el fluido de trabajo está entre 20 y 64 bar.
 - De alta presión: Calderas operan con un fluido de trabajo a una presión mayor o igual a 64 bar.

- ❖ **Medio de transporte del calor**
 - Calderas de vapor: Producen vapor saturado.
 - Calderas de agua caliente: Calientan el agua de trabajo sin llegar a la temperatura de saturación.
 - Calderas de vapor sobrecalentado: Producen vapor por encima de la temperatura de saturación.
 - Calderas de fluido térmico: Estas calderas trabajan con un fluido de trabajo, diferente del agua, con propiedades térmicas favorables.

2.2. Caldera objeto del proyecto

Concretamente los análisis de este proyecto se basarán en una caldera del laboratorio de máquinas térmicas de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, situado en el edificio C (Aula S1C16L). Se trata de una caldera pirotubular que funciona con propano y aire. El hogar de la caldera funciona a presión atmosférica al estar abierta al ambiente a la entrada, con lo que se clasifica como equilibrado. A continuación, se muestra una foto de la caldera (Figura 3):



Figura 3. Caldera objeto del proyecto

Siguiendo el primer principio de la termodinámica la energía química almacenada en el combustible se transforma en calor mediante la reacción de combustión el cual se utiliza en la caldera para generar vapor saturado. Este vapor a su vez es utilizado para mover un pistón (Figura 4) transformando su energía térmica en energía mecánica. Finalmente mediante un generador conectado al pistón se transforma la energía mecánica en energía eléctrica que puede ser usada para encender una serie de bombillas.



Figura 4. Pistón para la generación de energía de la caldera

A continuación, se muestra un esquema de la instalación completa (Figura 5):

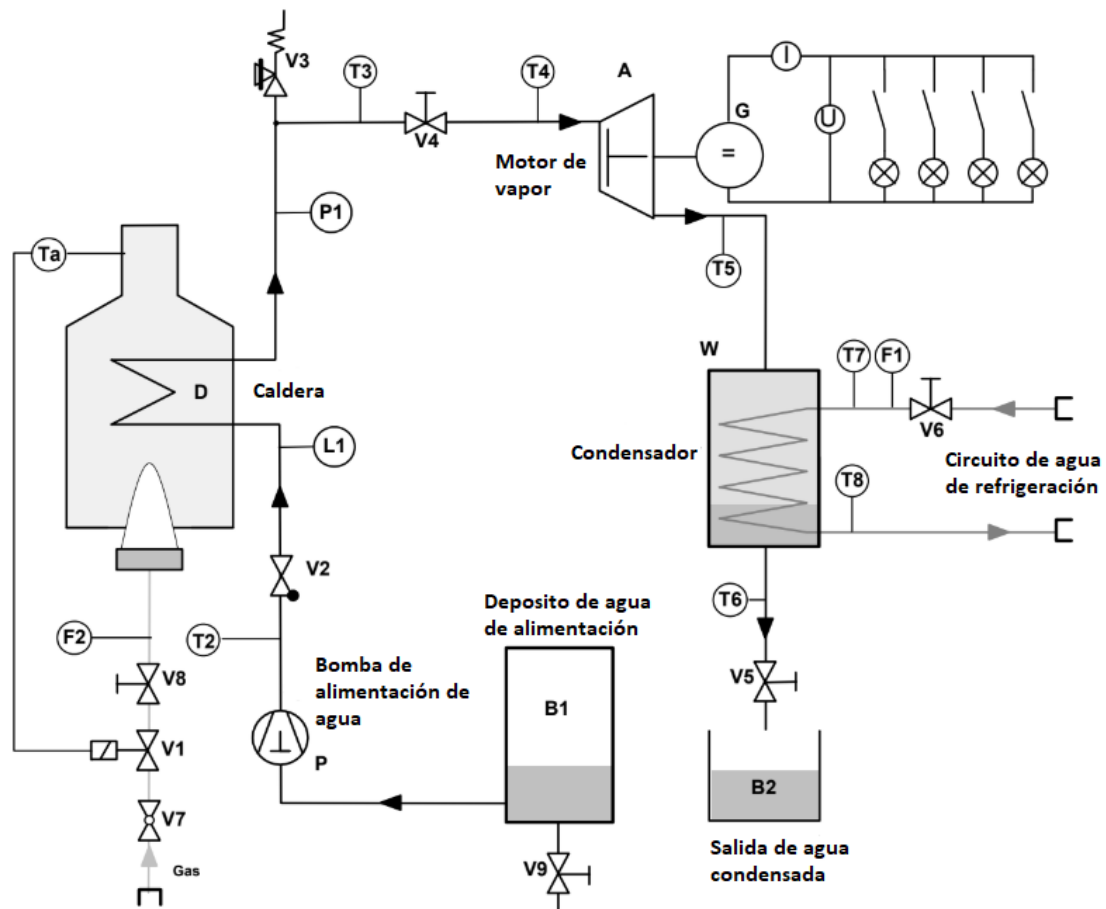


Figura 5. Esquema de la instalación de vapor

La instalación se puede dividir en el circuito de combustible y el circuito de agua de alimentación. El circuito de combustible consta simplemente de una válvula manual todo-nada (V7), una válvula manual regulable que permite ajustar el caudal de combustible (V8) y una válvula solenoidal (V1) que actúa como sistema de seguridad cerrando el paso cuando la temperatura de los gases de salida baja de un valor de consigna evitando que pueda salir gas cuando no se está produciendo combustión. Para salvar esta condición durante la puesta en marcha de la caldera esta válvula debe accionarse manualmente con un botón.

En cuanto al circuito de agua se trata de un circuito abierto, es decir, el agua no se recicla tras pasar por todo el sistema. El agua comienza en un depósito (B1) desde el que se traslada al depósito propio de la caldera cuando el nivel de este último está bajo. Tras pasar por la caldera y convertirse en vapor el agua circula hasta el pistón ya presentado (Figura 4) haciéndolo girar generando así potencia mecánica. Después del pistón el vapor pasa a un condensador donde vuelve a estado líquido, el líquido se va acumulando en el condensador durante la operación de la caldera pudiendo ser extraído mediante la válvula manual V5.

2.3. Mecánica de fluidos computacional

La mecánica de fluidos computacional, más conocida por sus siglas en inglés CFD (Computational Fluid Dynamics), es una rama de la mecánica de fluidos en la que se utilizan los métodos numéricos, implementados en programas de ordenador, para resolver problemas de flujos y aspectos relacionados con ellos, como, por ejemplo, transferencia de calor o reacciones químicas. Debido a la complejidad matemática y a la necesidad de implementarse en softwares de ordenador se trata de una rama que engloba tanto mecánica de fluidos como matemáticas e informática.

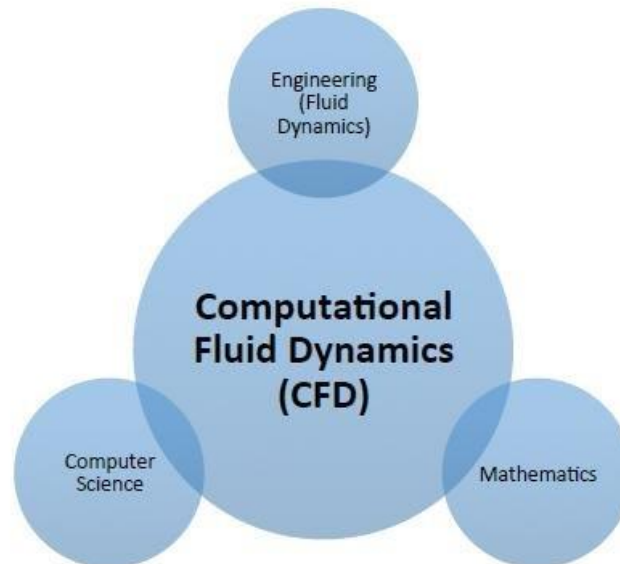


Figura 6. Disciplinas comprendidas por CFD

Esta rama supone una herramienta muy potente capaz de resolver problemas muy complejos que de otra manera serían muy costosos de resolver. Por esta razón la mecánica de fluidos computacional se ha popularizado en la industria para aplicaciones como estudios aerodinámicos de aviones y otros vehículos o estudios de las combustiones en motores de combustión interna entre otros. Hoy en día, gracias a la accesibilidad a ordenadores con cada vez más potencia a un precio asequible y a el desarrollo de softwares de CFD con interfaces gráficas sencillas para el usuario, estos se han popularizado aún más en la industria. Estos softwares han supuesto una importante reducción de la cantidad de ensayos experimentales necesarios para realizar diseños.

2.3.1. Funcionamiento general de un software de CFD

Todos los softwares de CFD tienen en común la resolución mediante métodos numéricos de las ecuaciones de gobierno que describen el movimiento de un fluido viscoso, las ecuaciones de Navier-Stokes. Partiendo de los modelos matemáticos se debe elegir un método de discretización adecuado para la resolución de las ecuaciones, los métodos disponibles son; diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos. El método más habitual en los softwares comerciales es el de volúmenes finitos. Así mismo el dominio en el cual se quiere resolver el análisis debe definirse de manera discreta dividiéndose en elementos que forman lo que se conoce como malla.

A nivel de usuario los softwares de CFD comerciales están divididos en tres apartados principales para definir el modelo, resolver el análisis y visualizar los resultados, estos

apartados se conocen como preprocesador, procesador y post procesador respectivamente. A continuación, se explica en detalle cada uno de ellos:

- ❖ **Preprocesador:** Consiste en definir el problema en el software, esto implica:
 - Definir la geometría de la región que interesa analizar, dominio.
 - Generación de la malla, discretización del dominio en volúmenes de control.
 - Selección de las propiedades del fluido que compone el dominio a analizar.
 - Selección de los modelos físicos que el software debe modelar para resolver el problema.
 - Definición de las condiciones de contorno del dominio.

- ❖ **Procesador:** Al contrario que en el preprocesador en este apartado el usuario no tiene, por lo general, mucha participación ya que consiste en la resolución de las ecuaciones por el ordenador mediante el método de discretización seleccionado, en el caso del método de volúmenes finitos el procedimiento es el siguiente:
 - Integración de las ecuaciones de gobierno en todos los volúmenes de control del dominio.
 - Discretización de la integral resultante, convirtiéndola en un sistema de ecuaciones algebraico.
 - Solución del sistema de ecuaciones por un método iterativo.

- ❖ **Postprocesador:** La función del post procesador es la de permitir al usuario visualizar los resultados de los análisis, para ello se suelen disponer de varias opciones como visualización de contornos, líneas de flujo o gráficos de vectores.

2.4. Definiciones

A continuación, se presentan definiciones de términos específicos que aparecerán más adelante en el proyecto y que son necesarios para comprender completamente el trabajo:

- Y+: Se trata de un parámetro adimensional que identifica las diferentes subcapas de la capa límite de un fluido en la zona próxima a la pared. Siendo cuanto menor el valor de este la subcapa más próxima a la pared.
- Wall Y+: En mecánica de fluidos computacional es un parámetro que indica el valor de Y+ en el centroide de los elementos más próximos a la pared de la geometría.

3. Objetivos y alcance del trabajo

El objetivo de este trabajo es el de seleccionar los mejores modelos para realizar la simulación del caso de estudio de manera que se consigan los resultados con la mayor precisión posible, pero tratando de hacerlo además con un coste computacional lo más bajo posible, encontrando la relación óptima entre estos dos parámetros. Para esto en primer lugar se realizará un estudio del mallado en el que se pretenderá encontrar una malla que aporte resultados aceptables pero lo justo para que no tenga un número demasiado elevado de elementos.

Como ya se ha comentado, se realizará además una comparativa entre diferentes modelos disponibles en el software de CFD seleccionado. Los modelos que se compararán ordenados en cada categoría de mayor a menor coste computacional serán los siguientes:

- ❖ **Modelos de turbulencia**
 - K-épsilon standard
 - K-épsilon realizable

- ❖ **Modelos de radiación**
 - P-1
 - Discrete Ordinates

- ❖ **Modelos de reacción química**
 - Finite-rate
 - Eddy-Dissipation
 - Finite-rate/ Eddy-Dissipation
 - Eddy-Dissipation concept

En cuanto al alcance, en este trabajo se tratará de reproducir de manera más precisa posible la caldera de base y sus condiciones de operación en el software de CFD, procurando obtener resultados próximos a los datos experimentales obtenidos.

4. Beneficios

Mediante este trabajo se van a seleccionar los modelos más convenientes para simular la caldera del laboratorio del departamento de máquinas y motores térmicos.

Además de los resultados de simulación se podrán observar y estudiar otros parámetros que no pueden ser medidos experimentalmente.

Los resultados obtenidos se podrán extrapolar a calderas pirotubulares industriales reduciendo los ensayos experimentales necesarios para el diseño de estos equipos. Además, ofrecen la posibilidad de mejorar el diseño de estos, por ejemplo, la distribución de tubos interna, ya que la herramienta CFD aporta datos difícilmente observables en ensayos experimentales o en calderas en marcha. Esto lleva a la reducción de ensayos experimentales en el proceso de diseño de las calderas lo cual supone un menor coste de estas y por lo tanto un menor coste de la energía que generan.

5. Alternativas

En este apartado se presentarán las diferentes alternativas para el software de cálculo que se han considerado. Actualmente, y más con la proliferación de los softwares de código abierto, existe una gran variedad de alternativas para realizar simulaciones de mecánica de fluidos computacional, sin embargo, existen 5 que destacan como los principales y los más extendidos, son los siguientes:

- ❖ **OpenFOAM:** Es un software de código abierto lanzado en el año 2.004 y programado en C++. Entre los softwares de código abierto es uno de los más utilizados y con mayor comunidad de desarrollo, además cuenta con gran variedad de aplicaciones y modelos listos para usar y su código fuente está completamente documentado. Pese a sus ventajas presenta también múltiples inconvenientes como la carencia de una

interfaz gráfica para el usuario y además carece de ciertos modelos para simular turbulencia y combustión entre otros.

- ❖ **PHOENICS:** Es un software de CFD de propósito general de pago comenzado a desarrollar en 1.978 por la empresa CHAM, siendo el primer software de CFD de propósito general del mundo. Cuenta con una interfaz gráfica para el pre y post procesado de los análisis y gran cantidad de modelos físicos que permiten analizar todo tipo de casos. Sin embargo, no es un programa tan extendido en la industria como otros.
- ❖ **StarCCM+:** Es un software de pago originalmente lanzado en 2.004 por CD-adapco, actualmente propiedad de Siemens. Cuenta con más modelos que OpenFOAM, incluyendo más modelos para simular turbulencia y combustión. Además, tiene una interfaz gráfica y módulos integrados de CAD y post-procesado de los resultados. Como desventajas cabe mencionar que su interfaz gráfica es poco intuitiva y puede resultar confusa, por otra parte, no es un programa tan utilizado como otros.
- ❖ **ANSYS Fluent:** Es un software de pago que se incluye entre los múltiples productos de ANSYS en el ámbito del cálculo con métodos numéricos. Posee una variedad de modelos similar a los disponibles en StarCCM+. A diferencia de StarCCM+ la interfaz gráfica es intuitiva y está organizada por apartados según el flujo de trabajo (pre-procesado, procesado y post-procesado)
- ❖ **ANSYS CFX:** CFX es un software similar en cuanto a prestaciones a ANSYS Fluent y a StarCCM+ pero más orientado a la resolución de análisis relacionados con turbomáquinas. Así, si bien cuenta con modelos específicos para simular con precisión este tipo de máquinas, carece de otros modelos, como, por ejemplo, ciertos modelos de combustión.

Finalmente, la alternativa seleccionada para realizar el estudio objeto de este trabajo ha sido ANSYS Fluent, los factores determinantes para tomar esta decisión han sido los siguientes:

- Facilidad de uso: Como ya se ha comentado ANSYS Fluent además de contar con una interfaz gráfica, cuenta con una que es más intuitiva y ordenada facilitando su uso al usuario.
- Presencia de modelos necesarios: Dado que el objeto del proyecto es simular una combustión, es necesario que el programa seleccionado para llevarlo a cabo cuente con los modelos necesarios. Este se cumple con ANSYS Fluent.
- Accesibilidad a licencias: Es importante notar que se disponen en la escuela de ingeniería de licencias de ANSYS, lo cual es también un factor para tener en cuenta.
- Facilidad de autoaprendizaje: Gracias a la existencia de gran cantidad de recursos en internet que facilitan el autoaprendizaje, así como una importante comunidad de usuarios en foros de ayuda independientes de los desarrolladores.

6. Alternativa seleccionada

Como ya se ha comentado en el apartado anterior ANSYS Fluent es un programa de pago de CFD, y la alternativa seleccionada para realizar este trabajo. El entorno de trabajo es el siguiente (Figura 7):

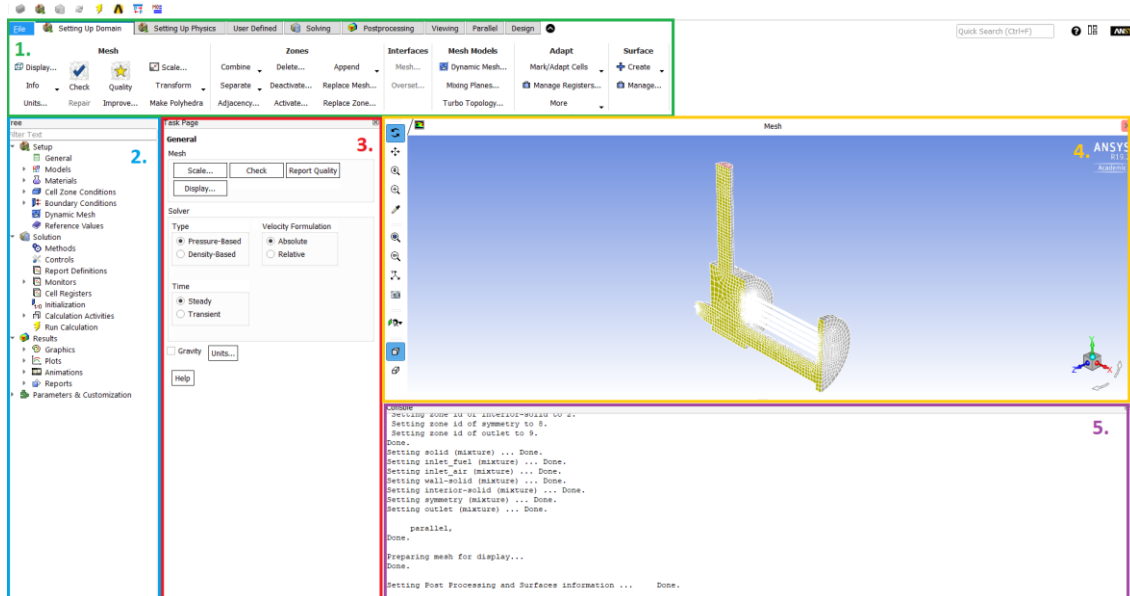


Figura 7. Entorno de trabajo de ANSYS Fluent

Tiene las siguientes partes bien diferenciadas:

1. Parte superior: Representa de forma visual mediante pestañas los pasos a seguir para realizar la configuración del software. Las pestañas están ordenadas de izquierda a derecha según el orden cronológico en el que debe configurarse cada parte del programa, y en conjunto contienen el total de pasos a tomar, aunque no todos tienen porque tomarse.
2. Árbol de operaciones: Representa las acciones que se pueden tomar de configuración por orden de arriba abajo según un orden lógico. Presenta la misma función que la parte superior pero representado de manera más esquemática.
3. Ventana de tareas: En esta ventana se mostrará una vista de los detalles a configurar de la opción seleccionada en el árbol de operaciones.
4. Ventana gráfica: Sirve para visualizar diversas cosas, entre las cuales están; la malla, los residuales de las iteraciones contornos de resultados o gráficos en XY de valores de interés.
5. Ventana de comandos: Sirve para realizar la configuración del software mediante comandos, esto resulta ventajoso a la hora de automatizar simulaciones repetitivas. Todos los comandos disponibles se corresponden con alguna opción del resto de la interfaz, con lo que utilizarlos es opcional. Adicionalmente en esta ventana se muestran las acciones internas del programa, así como mensajes de error.

6.1. Arquitectura de funcionamiento

ANSYS Fluent sigue la misma arquitectura de funcionamiento general de un software general de CFD explicada en el apartado “2.3.1. Funcionamiento general de un software de CFD”, ya que además utiliza el método de volúmenes finitos. Sin embargo, al contrario

que en otros softwares no existe la posibilidad de realizar las etapas de preprocesado de definición de la geometría y mallado desde el propio Fluent, si bien al estar este incluido en un paquete de programas de ANSYS se ofrecen opciones para realizarlas desde su entorno de trabajo. El postprocesado a su vez se puede realizar a través de Fluent, sin embargo, existe una opción más completa para realizarlo en el entorno de trabajo de ANSYS.

6.2. Modelos matemáticos

En este apartado se procederá a definir los modelos matemáticos que se emplearán en el software de CFD para realizar las simulaciones.

6.2.1. Modelos básicos de un flujo

6.2.1.1. Modelos de continuidad, momento y energía

Para todos los flujos ANSYS Fluent resuelve las ecuaciones de conservación de masa y momentos. Si el flujo presenta fenómenos de transferencia de calor o compresibilidad, como es el caso, adicionalmente se resuelve una ecuación de conservación de energía. Además, y como las simulaciones de este trabajo implican gases formados por una mezcla de diferentes especies químicas se resolverán también ecuaciones de conservación de estas especies. Cuando se hace uso un modelo de combustión sin premezcla también se introduce una ecuación adicional de conservación de las fracciones de la mezcla y su variación. En flujos turbulentos se resuelven también ecuaciones de transporte adicionales.

Las ecuaciones a continuación presentadas son válidas para flujos laminares en un marco de referencia no inercial (sin aceleración).

- ❖ Ecuación de la conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = S_m \quad [1]$$

Esta es la ecuación general de la conservación de la masa donde ρ es la densidad, \vec{v} la velocidad y S_m el término fuente que representa la masa añadida a la fase continua desde la fase secundaria dispersa, debido a, por ejemplo, vaporización de gotas de líquido. En el caso de estudio de este trabajo el termino fuente de masa es nulo.

- ❖ Ecuación de la conservación de momento:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \vec{v}) + \nabla (\rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \cdot \vec{g} + \vec{F} \quad [2]$$

Esta es la ecuación de conservación del momento en un marco de referencia no inercial, donde p es la presión estática, $\rho \cdot \vec{g}$ es la fuerza externa producida por la gravedad, \vec{F} es el termino fuente de fuerzas externas al cuerpo y $\bar{\tau}$ es el tensor de tensiones que se obtiene como:

$$\bar{\tau} = \mu \cdot \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \cdot \nabla \vec{v} I \right] \quad [3]$$

Donde μ es la viscosidad molecular e I es el tensor unitario. El segundo término $(\frac{2}{3} \cdot \nabla \vec{v} I)$ es debido al efecto de la dilatación volumétrica.

❖ Ecuación de la conservación de la energía interna:

La ecuación de conservación de la energía interna es la siguiente (Ecuación [4]):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot i) + \nabla(\rho \cdot i \cdot \vec{v}) = -p\nabla\vec{v} + \nabla(k \cdot \nabla T) + \phi + S_i \quad [4]$$

Donde; i es la energía interna del fluido, ϕ es la función de disipación, k es la conductividad térmica del fluido y T es la temperatura de este.

6.2.1.2. Ecuación de transporte de una variable

La ecuación de conservación para una variable cualquiera (ϕ) que utiliza ANSYS Fluent para flujos con una sola fase se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \phi) + \nabla(\rho \cdot \phi \cdot \vec{v}) = \nabla(\Gamma \cdot \nabla \phi) + S_\phi \quad [5]$$

Donde Γ es el coeficiente de difusión.

Como se puede observar existen similitudes entre esta ecuación y las presentadas en el subapartado anterior, ya que sustituyendo ϕ por 1, \vec{v} o i y eligiendo un coeficiente de difusión adecuado se pueden obtener las mismas ecuaciones (conservación de la masa, momento y energía interna respectivamente).

6.2.2. Modelos de turbulencia

La turbulencia es un fenómeno que se da en un flujo cuando su número de Reynolds supera cierto valor. Cuando se produce el fenómeno de turbulencia normalmente se sobrepone al resto de fenómenos del flujo, esto resulta en un aumento de la disipación de la energía, las fuerzas de arrastre y la transferencia de calor.

Al contrario que en flujos laminares la resolución numérica de un flujo turbulento no puede realizarse únicamente discretizando las ecuaciones de gobierno. Para resolver un flujo turbulento se debe recurrir a aproximaciones, una muy habitual, y la utilizada por el modelo de turbulencia seleccionado para este proyecto es la conocida como Promedio de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes más conocida por sus siglas en inglés RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) esta aproximación consiste en descomponer las variables de flujo en una componente media y una fluctuante debido a la turbulencia.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad [6]$$

Donde \bar{u}_i es el valor medio de la variable u_i y u'_i el valor fluctuante.

Las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven para los valores promedio de las variables que son comúnmente los más representativos.

Los modelos de turbulencia más usados en ingeniería y que además hacen uso de la aproximación RANS son K-épsilon y K-omega, ambos usan dos ecuaciones para modelar la turbulencia al contrario que otros modelos usados con menor frecuencia, como por ejemplo el modelo Spalart-Almaras. La diferencia esencial entre ambos es que K-épsilon aporta resultados más precisos en puntos alejados de las paredes que limitan el flujo y K-omega, al contrario, aporta resultados más precisos en puntos cerca de las mismas, por esta razón el primero es más usado para la resolución de flujos internos y el último para flujos externos. Como en este trabajo se va a analizar un flujo interno se ha decidido utilizar el modelo K-épsilon de turbulencia. Este modelo presenta 2 enfoques principales, uno de

ellos es el concebido inicialmente (K-épsilon Standard) y el otro es una mejora sobre este (K-épsilon Realizable), dado que en este proyecto se va a realizar una comparativa entre ambos a continuación se expone cada uno por separado.

6.2.2.1. Modelo K-épsilon Standard

El modelo de turbulencia K-épsilon Standard es uno de los más usados en la industria, debido a su robustez, coste computacional y los resultados relativamente precisos para una amplia variedad de flujos turbulentos. Cabe destacar además que se trata de un modelo semi empírico. Este modelo se basa en el modelado de las ecuaciones de transporte de la energía cinética turbulenta (k) y su tasa de disipación (ε). En la derivación de las ecuaciones del modelo se asume que el flujo es completamente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables.

6.2.2.1.1. Ecuaciones de transporte

Las ecuaciones de transporte del modelo citadas anteriormente son las siguientes:

- k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \cdot \varepsilon - Y_M + S_k \quad [7]$$

- ε

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad [8]$$

Donde; G_k es la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de la velocidad media, G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a flotabilidad, Y_M es la contribución a la disipación de la turbulencia debido a la fluctuación en la dilatación de turbulencia compresible, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y $C_{3\varepsilon}$ son constantes del modelo, σ_ε y σ_k son los números de Prandtl para ε y k y S_ε y S_k son los términos fuente de ambos parámetros.

La viscosidad turbulenta μ_t en este modelo se define como:

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [9]$$

Donde C_μ es una constante del modelo.

Cabe destacar que para este modelo se probará una corrección propuesta en [1] y que es aplicable a modelos en los que secciones circulares se cortan por un plano de simetría. En el caso de usar el modelo k-épsilon Standard, consiste en aumentar el parámetro $C_{1\varepsilon}$ de su valor por defecto de 1,44 a 1,6.

6.2.2.2. Modelo k-épsilon Realizable

El modelo k-épsilon Realizable es un modelo desarrollado para mejorar la predicción de la realidad respecto de las demás variantes de K-épsilon Standard. Se diferencia del Standard en dos aspectos fundamentales:

- El cálculo de la viscosidad turbulenta (μ_t) se realiza mediante la variable C_μ que deja de ser una constante del modelo y se calcula con la ecuación 15.

- La ecuación de transporte de la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (ε) se modifica basándose en la ecuación exacta de la media cuadrática de las fluctuaciones de velocidad.

Se ha demostrado experimentalmente que este modelo trae consigo mejoras significativas al analizar flujos con cambios de dirección importantes, vórtices y rotación, así como un mejor desempeño a la hora de analizar casos con separación de flujo.

Una limitación de este modelo es que se obtienen valores de viscosidad turbulenta incorrectos en casos que presentan a la vez zonas con flujo estático y zonas con flujo en rotación.

6.2.2.2.1. Ecuaciones de transporte

A continuación, se presenta únicamente la ecuación de transporte de tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (ε), dado que la ecuación de transporte de la energía cinética turbulenta (k) es idéntica a la presentada anteriormente en el apartado dedicado al modelo k-epsilon Standard (apartado “6.2.2.1.1. Ecuaciones de transporte”):

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho \cdot C_1 \cdot S \cdot \varepsilon - C_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \cdot \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot C_{3\varepsilon} \cdot G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad [10]$$

Donde; C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad [11]$$

$$\eta = S \cdot \frac{k}{\varepsilon} \quad [12]$$

$$S = \sqrt{2 \cdot S_{ij} S_{ij}} \quad [13]$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad [14]$$

En cuanto a la viscosidad turbulenta, la ecuación general es idéntica a la presentada en el apartado del modelo k-epsilon Standard, sin embargo, como ya se ha comentado, en este modelo el parámetro C_μ no es constante y se calcula como:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k \cdot U^*}{\varepsilon}} \quad [15]$$

Donde:

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij} \widetilde{\Omega}_{ij}} \quad [16]$$

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \cdot \varepsilon_{ijk} \cdot \omega_k \quad [17]$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk} \cdot \omega_k \quad [18]$$

Donde $\overline{\Omega}_{ij}$ es la media del tensor de la tasa de rotación relativo a un marco de referencia con velocidad ω_k y A_0 y A_s son constantes dadas por:

$$A_0 = 4,04 \quad [19]$$

$$A_s = \sqrt{6} \cdot \cos(\varphi) \quad [20]$$

Donde:

$$\varphi = \frac{1}{3} \cdot \cos^{-1}(\sqrt{6} \cdot W) \quad [21]$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad [22]$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad [23]$$

6.2.3. Modelos de radiación

ANSYS Fluent dispone de 6 modelos de radiación, en este trabajo se hará una comparación entre los dos modelos más comunes y completos, estos son P-1 y Discrete Ordinates.

6.2.3.1. Modelo P-1

El modelo P-1 es el caso más simple del más general P-N. Este modelo consiste en la expansión de la intensidad de la radiación en una serie de armónicos esféricos. Así mismo es un modelo que funciona con precisión en casos de combustión en los que la profundidad óptica es elevada.

El flujo de calor por radiación en este modelo se calcula como:

$$q_r = - \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad [24]$$

Donde, a es el coeficiente de absorción, σ_s es el coeficiente de dispersión, G es la radiación incidente y C es el coeficiente de la función lineal anisotrópica de fase.

6.2.3.2. Modelo Discrete Ordinates

El modelo Discrete Ordinates es más completo que el anterior, siendo capaz de resolver problemas con precisión que implican un mayor rango de profundidades ópticas.

Este modelo resuelve la ecuación de transferencia de radiación para un número concreto de direcciones \vec{s} , el usuario especifica la cantidad de direcciones en las que se discretiza el espacio según la precisión deseada. Este modelo además transforma la citada ecuación en una ecuación de transporte de la intensidad de la radiación y la resuelve para cada una de las direcciones \vec{s} . La ecuación original en cuestión es la siguiente:

$$\frac{dI}{ds} + (a + \sigma_s)I = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad [25]$$

Donde I es la intensidad de la radiación, que es función de \vec{r} y de \vec{s} que son los vectores de posición y de dirección respectivamente, \vec{s}' es la dirección de dispersión, s la distancia que se recorre, n es el índice de refracción, σ es la constante de Stefan-Boltzman, T es la temperatura local, Φ es la función de fase y Ω' es el ángulo de \vec{s} .

6.2.4. Modelos de mezcla de especies y reacciones químicas

Para simular flujos formados por una mezcla de diversas especies químicas ANSYS Fluent presenta incorporados modelos que resuelven ecuaciones de conservación de convección, difusión y posible reacción química para cada una de las especies participantes.

La fracción másica de cada especie se resuelve de la siguiente ecuación de convección-difusión:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad [26]$$

Donde R_i es la tasa neta de producción de la especie en cuestión debido a reacciones químicas, S_i es la tasa de creación por adición desde la fase dispersa o por cualquier otra fuente definida por el usuario y \vec{J}_i es el flujo de difusión de la especie i , que para flujos turbulentos toma la siguiente expresión:

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad [27]$$

Donde $D_{i,m}$ es el coeficiente de difusión másica de la especie i y $D_{T,i}$ el de difusión térmica.

En cuanto a la resolución de reacciones químicas, se cuenta con variedad de modelos, en este trabajo se realizará una comparación entre los incluidos en el bloque de species-transport.

6.2.4.1. Finite-rate/no TCI

Este modelo se caracteriza por despreciar el efecto de la turbulencia en la cinética de la reacción, por lo que se le conoce como “no TCI” (no turbulence-chemistry interaction). Debido a esta circunstancia este modelo es recomendado para flujos laminares, o para flujos turbulentos en los que se estime que el efecto de la turbulencia se puede despreciar.

El termino fuente de cada especie i debido a las N_R reacciones químicas se modela como:

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_R} \hat{R}_{i,r} \quad [28]$$

Donde $M_{w,i}$ es la masa molar de la especie i y $\hat{R}_{i,r}$ es la tasa de creación o destrucción de la especie i en la reacción r , que, para una reacción irreversible, viene dada por la siguiente expresión:

$$\hat{R}_{i,r} = \Gamma(v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{(\eta'_{j,r} - \eta''_{j,r})} \right) \quad [29]$$

Donde $v''_{i,r}$ y $v'_{i,r}$ son los coeficientes estequiométricos de la especie i en la reacción r como producto y como reactivo respectivamente, $k_{f,r}$ es la tasa de reacción, $C_{j,r}$ es la

concentración molar de la especie j en la reacción r , $\eta''_{j,r}$ y $\eta'_{j,r}$ son la tasa exponencial de la especie j como producto y como reactivo respectivamente y Γ representa el efecto de terceros cuerpos en la reacción, para el caso de este trabajo tendrá un valor de 1.

6.2.4.2. Eddy-Dissipation Model

La característica principal de este modelo es que asume que la combustión se da bajo condiciones de turbulencia en la mezcla de los reactivos, dejando de lado los cálculos complejos de cinética de las reacciones. Con esta consideración la combustión comienza siempre que haya turbulencia, con lo que no es necesaria una fuente de ignición.

En este modelo la tasa de producción de una especie $R_{i,r}$ se calcula como el valor mínimo de entre las dos expresiones siguientes:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_{\mathcal{R}} \left(\frac{Y_{\mathcal{R}}}{Y'_{\mathcal{R}} M_{w,\mathcal{R}}} \right) \quad [30]$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j^N v'_{j,r} M_{w,j}} \quad [31]$$

Donde Y_P es la fracción másica de una de las especies de los productos, $Y_{\mathcal{R}}$ es la fracción másica de una de las especies de los reactivos y A y B son constantes empíricas que valen 4 y 0,5 respectivamente.

Cabe destacar que existe un modelo de reacción (Finite-rate/ Eddy-Dissipation Model) que combina este modelo y el anterior para solucionar la circunstancia de este modelo que hace que la combustión comience solo con la mezcla de los reactivos. En este modelo combinado ANSYS calcula las tasas de reacción según los modelos Finite-rate/no TCI y Eddy-Dissipation Model y asume como el correcto el menor de los dos.

6.2.4.3. Eddy-Dissipation-Concept

El modelo Eddy-Dissipation-Concept es una ampliación de Eddy-Dissipation Model que incluye mecánicas químicas más detalladas. Este modelo se caracteriza por asumir que las reacciones se producen en las estructuras turbulentas pequeñas, concretamente la fracción de longitud de estas estructuras se modela como:

$$\xi^* = C_{\xi} \left(\frac{\nu \varepsilon}{k^2} \right)^{1/4} \quad [32]$$

Donde C_{ξ} es una constante que vale 2,1337 y ν es la viscosidad cinemática del fluido. Adicionalmente las reacciones se producen en una escala de tiempo, que se calcula como:

$$\tau^* = C_{\tau} \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad [33]$$

Donde C_{τ} es una constante que vale 0,4082.

Calculados estos dos parámetros se procede a calcular la tasa de producción de una especie R_i mediante:

$$R_i = \frac{\rho (\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i) \quad [34]$$

Donde Y_i^* es la fracción másica de la especie i pasado un tiempo de reacción τ^* .

Nótese que de los modelos de reacción presentados este resulta el más complejo y, por lo tanto, el más costoso computacionalmente, con lo que es recomendable usarlo solo cuando las asunciones de los otros no son válidas.

7. Descripción de una caldera pirotubular

En este apartado se llevará a cabo una descripción de una caldera pirotubular, así como de la caldera objeto del proyecto. Como ya se ha comentado anteriormente una caldera pirotubular es aquella en la que el fluido a calentar se encuentra en un recipiente que es atravesado por un determinado número de tubos de un diámetro relativamente pequeño. Estos tubos son por los que pasan los gases calientes provenientes de la combustión que al estar en contacto con el fluido de trabajo se enfrían calentando a su vez este último. Relacionado con esto último, una característica importante de las calderas pirotubulares es cuántas veces los gases calientes atraviesan el depósito de agua llamándose cada una de esas veces paso, así, las calderas pueden ser de 2 pasos, 3 pasos, etc.

Las calderas pirotubulares presentan unas partes bien diferenciadas. A continuación, se muestra un esquema en el que se pueden apreciar (Figura 8):

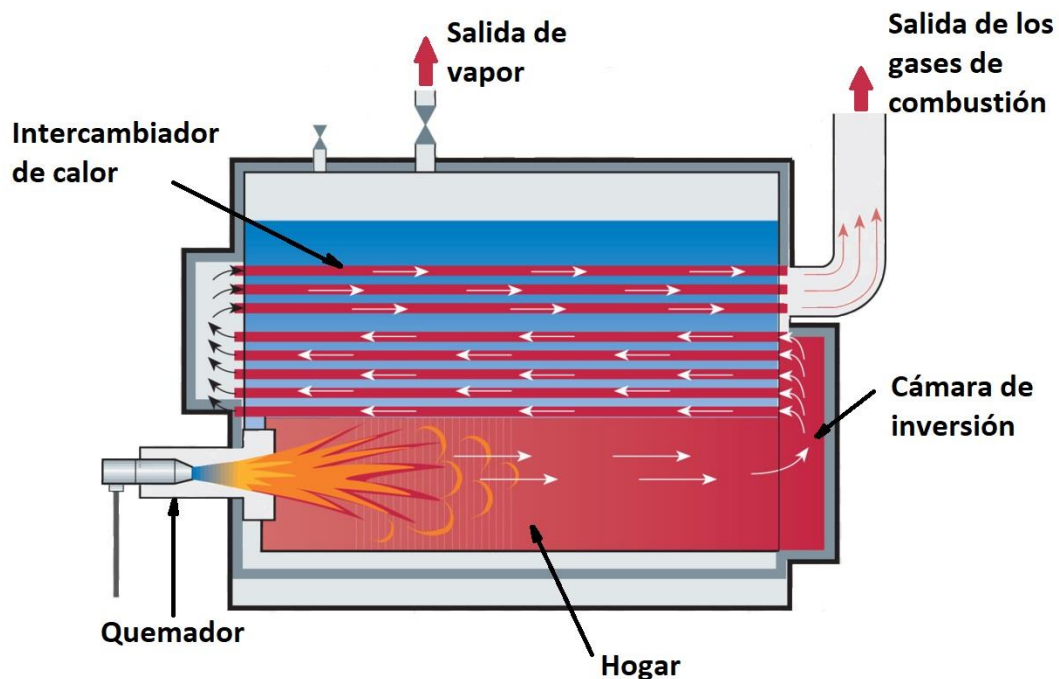


Figura 8. Esquema de una caldera pirotubular

- **Quemador:** Es el equipo encargado de realizar la combustión. Esto se consigue mediante la inyección de combustible y posterior mezcla con aire en las cantidades adecuadas para conseguir una llama estable, esta mezcla se puede realizar de manera natural, es decir, el combustible se libera directamente al ambiente, o forzada cuando el aire se introduce mediante un ventilador.
- **Hogar:** Es el espacio en el que se realiza la combustión y por el cual los gases avanzan hacia el intercambiador de calor. Por lo general las paredes del hogar también están en contacto con el fluido de trabajo contribuyendo así al calentamiento de este.

- **Cámara de inversión:** Es una cámara situada después de cada paso de los gases de la combustión por el recipiente del fluido a calentar en la cual los gases dan la vuelta para realizar un siguiente paso por este, es decir, es un espacio que comunica entre si dos pasos consecutivos de los gases de combustión por el recipiente del fluido de trabajo.
- **Intercambiador de calor:** Es el conjunto de tubos que atraviesan el recipiente del fluido a calentar por la caldera. Como ya se ha comentado los gases calientes de la combustión atraviesan estos tubos cediendo calor al fluido en contacto con los mismos. El propósito de estos tubos es el de maximizar la superficie de intercambio de calor, por lo que suele haber un número elevado de ellos y con un diámetro relativamente pequeño para minimizar la cantidad de calor que queda en el flujo que circula por el centro de estos.
- **Salida de los gases de la combustión:** Tras haber cumplido su función los gases de combustión se expulsan de la caldera.
- **Salida de vapor:** El fluido calentado en la caldera se extrae de la misma y se transporta a donde haya de cumplir la función por la cual ha sido calentado.

7.1. Especificaciones de la caldera objeto del proyecto

A continuación, se presenta un esquema de la caldera que se analizará en este proyecto, extraído del manual del fabricante, donde se puede apreciar la disposición interna de la misma (Figura 9):

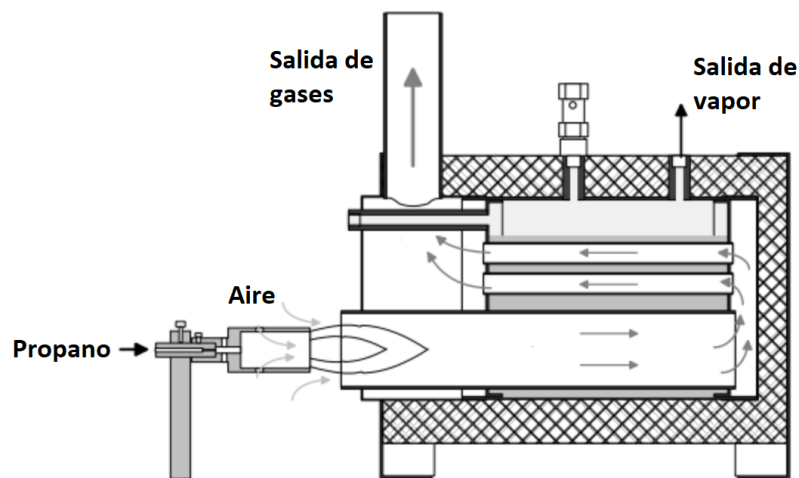


Figura 9. Esquema de la caldera objeto del proyecto

En este esquema se pueden apreciar todas las características comunes a todas las calderas pirotubulares expuestas anteriormente en este apartado, cabe destacar que esta caldera al contrario que las más comunes de la industria presenta un único paso de los gases por el depósito de agua en la zona del intercambiador de calor.

Las especificaciones que da el fabricante de la caldera sobre la misma son las siguientes (Tabla 1):

Tabla 1. Especificaciones de funcionamiento de la caldera

Especificaciones de la caldera	
Superficie de intercambio de calor	970 cm ²
Presión de servicio	< 4 bar
Temperatura máxima de los gases de escape	200 °C

Como se puede ver los datos de la caldera que se pueden extraer del catálogo son escasos para realizar un modelado correcto de la misma en el software de cálculo, especialmente a nivel de la geometría de esta, esto llevó a la necesidad de realizar medidas sobre la misma que se expondrán más adelante en el apartado “8.1.1. Medidas geométricas”.

8. Parámetros de diseño de la caldera

8.1. Datos de partida

Como datos de partida para realizar el modelado en ANSYS Fluent de la caldera y como input para el modelo, se necesitaron tomar medidas sobre la caldera disponible, estas medidas se dividen en dos grupos:

- Medidas geométricas: se incluyen las medidas de la geometría de la caldera que se pudieron realizar por métodos convencionales de medición y sin desmontar el equipo.
- Medidas de las condiciones de operación: Se realizó además un ensayo experimental en el que se tomaron datos de las condiciones de operación de la caldera.

A continuación, en este apartado se procederá a explicar en detalle las mediciones realizadas.

8.1.1. Medidas geométricas

Como ya se ha comentado en el catálogo de la caldera no se dispone de ningún dato de la geometría interna de la caldera a excepción de la superficie del intercambiador de calor. Debido a esta circunstancia se procedió a realizar mediciones a mano sobre la caldera, en la siguiente figura se presentan los datos que se pudieron obtener (Figura 10):

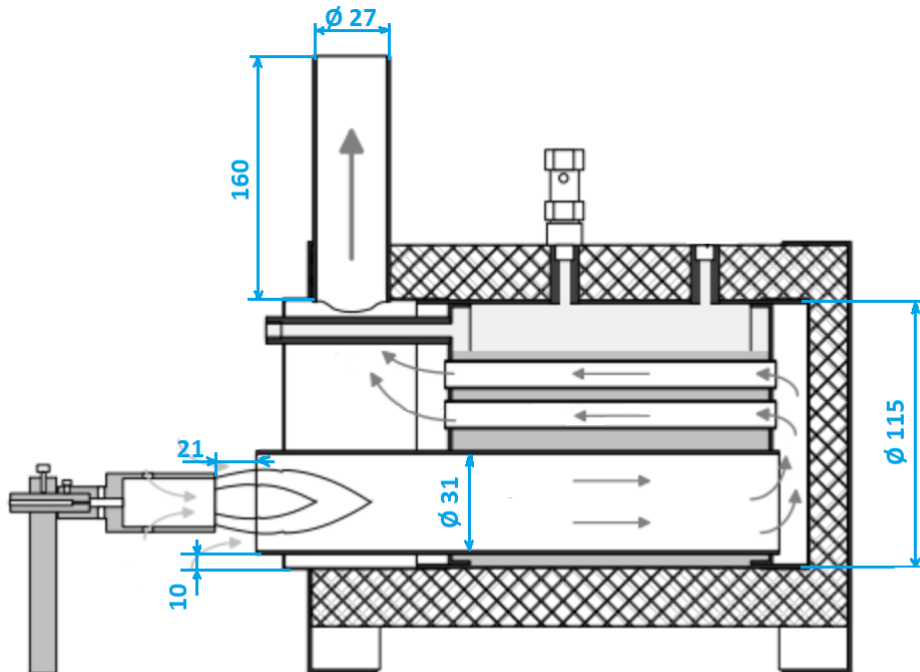


Figura 10. Datos geométricos obtenidos de la caldera

Estas medidas fueron bastante útiles para realizar el CAD de la geometría, sin embargo, seguían siendo insuficientes para modelizar la caldera. Debido a la imposibilidad de tomar más datos geométricos se procedió a estimar los restantes por proporcionalidad sobre el esquema del catálogo del fabricante.

En cuanto al número de tubos en el intercambiador de calor y su diámetro este se estimó mediante el dato de la superficie del intercambiador de calor proporcionado en el manual, el resultado adoptado que más se aproxima a la superficie que da como dato el fabricante son 50 tubos con un diámetro de 3 mm. El cálculo detallado se encuentra en el apartado “1. Cálculo del número de tubos” del documento de cálculos.

8.1.2. Medidas de las condiciones de operación

Para poder completar el modelizado de la caldera en ANSYS Fluent, y más concretamente para completar los datos necesarios para calcular las condiciones de contorno se realizó un ensayo de puesta en marcha y toma de datos en el laboratorio. En este ensayo además de la instrumentación propia del equipo se utilizó un analizador de emisiones *testo 350* para conocer el exceso de aire de la combustión y la temperatura de salida de los gases.

Para este ensayo se fijó el caudal de combustible a 50 [L/h] mediante la válvula disponible en el caudalímetro de este. Además, tras la puesta en marcha y el calentamiento del agua, se fijó la válvula de salida del vapor hasta que la presión manométrica en el

depósito de la caldera fuera de 1,2 [bar]. Los datos recopilados se muestran en la siguiente tabla (Tabla 2):

Tabla 2. Datos de operación medidos de la caldera

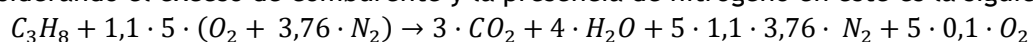
Condiciones de operación	
Temperatura de salida de los gases	90 [°C]
Presión del agua (manométrica)	1,2 [bar]
Temperatura del agua	126,4 [°C]
Exceso de comburente	10 [%]
Caudal de combustible	50 [L/h]
Temperatura ambiente	20 [°C]

Con estos datos ya es posible calcular las condiciones de contorno del modelo y realizar las simulaciones. Cabe destacar que se estima cierto error en la medida de la temperatura de salida de los gases al ser esta baja, las posibles causas se comentarán en el apartado “10. Conclusiones y Recomendaciones”.

Por otra parte, se ha comprobado si la temperatura del agua se corresponde con la temperatura de saturación a la presión a la que se encuentra. Mediante EES se calculó esta temperatura y se obtuvo un valor de 123,3 °C lo cual supone una variación del 2,45 %, esto se puede deber a imprecisiones de los instrumentos de medida y la imprecisión al tomar la medida en el manómetro analógico. Dado que, por esto último, se estima un mayor error en la medida de la presión se tomará la temperatura medida como la correcta.

8.2. Condiciones ambientales

El primer paso antes de realizar cualquier otro cálculo es el de las condiciones ambientales, en primer lugar, se realizará el cálculo de los caudales máxicos de propano y de aire. Este cálculo se realiza en función de los datos medidos durante la operación de la caldera de caudal de combustible y exceso de comburente además de sus condiciones de presión y temperatura (Tabla 2). Será necesaria de igual manera la reacción de combustión para conocer las proporciones en las que deben estar los reactivos, esta reacción considerando el exceso de comburente y la presencia de nitrógeno en este es la siguiente:



Con estos datos, y siguiendo el procedimiento detallado en el apartado “2. Cálculo de las condiciones de contorno” del documento de cálculos se llegan a los siguientes valores:

$$\dot{m}_{aire} = 4,514 \cdot 10^{-4} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{C_3H_8} = 2,631 \cdot 10^{-5} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Por otra parte, se introducirán como condiciones de contorno la temperatura del agua en todas las caras de los tubos que atraviesan el recipiente, es decir, en los tubos del intercambiador de calor y en el hogar. Esta temperatura se corresponde con la temperatura medida en el ensayo experimental explicado anteriormente en el apartado “8.1.2. Medidas de las condiciones de operación” y resulta ser 126,4 °C.

A continuación, se resume en la siguiente tabla (Tabla 3) las condiciones ambientales calculadas:

Tabla 3. Condiciones ambientales de la caldera

Entrada de aire		
Flujo másico		4,514 · 10 ⁻⁴ [kg/s]
Temperatura		20 [°C]
Fracciones molares	N2	0,79 [-]
	O2	0,21 [-]
Entrada de propano		
Flujo másico		2,631 · 10 ⁻⁵ [kg/s]
Temperatura		20 [°C]
Fracciones molares	C3H8	1 [-]
Outlet		
Presión manométrica		0 [bar]
Paredes del hogar y los tubos		
Temperatura		126,4 [°C]

9. Simulaciones y resultados

9.1. Geometría

En este apartado se presentarán las simplificaciones realizadas sobre la geometría original. Como se puede ver en la Figura 9 presentada anteriormente la geometría puede relativamente compleja para un análisis de este tipo. Como para este trabajo solamente interesa el comportamiento de los gases de combustión en el interior de la caldera no se modelará ningún elemento sólido como aislantes, paredes de los tubos, etc. Así mismo tampoco se modelará el agua ni por lo tanto ningún elemento relativo a su depósito (entrada de agua, salida de vapor y válvula de seguridad). La geometría del quemador también se simplificará como dos círculos concéntricos como se muestra en la siguiente figura (Figura 11):

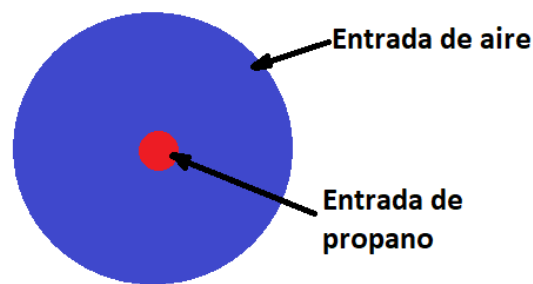


Figura 11. Geometría simplificada del quemador

Cabe destacar además que para mejorar la mezcla entre combustible y comburente se decidió dar un ángulo a la entrada de aire de 10° para que al entrar el flujo perpendicular a la superficie quede dirigido hacia el eje central del hogar, donde mayor concentración de propano habrá. Las dimensiones de esta entrada simplificada se calculan en el apartado “3. Cálculo de los diámetros hidráulicos” del documento de cálculos.

La separación entre el quemador y el hogar, que en el sistema real está abierta al ambiente, se modelara como un tronco de cono entre el diámetro exterior de la entrada de aire y el diámetro del propio hogar. A continuación, se muestra en una figura como queda la zona del quemador tras aplicar las simplificaciones (Figura 12).

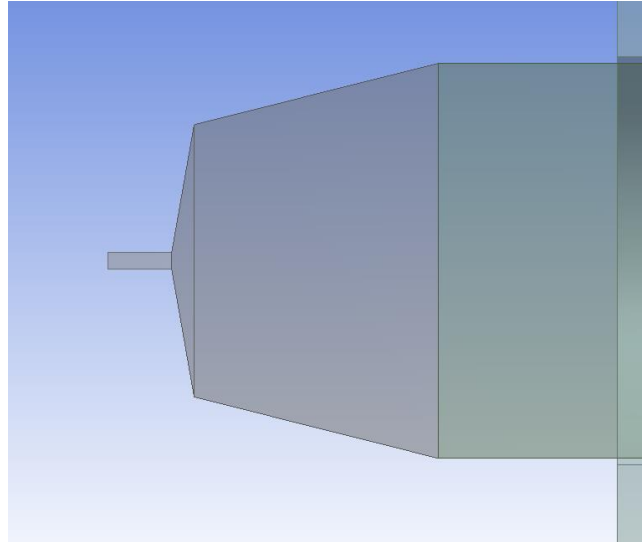


Figura 12. Geometría simplificada de la entrada al hogar

Para reducir el número de elementos del modelo a la mitad solo se modelará la mitad de la geometría de la caldera indicando posteriormente la cara de simetría. La geometría final que se introducirá al software de cálculo es la siguiente (Figura 13):

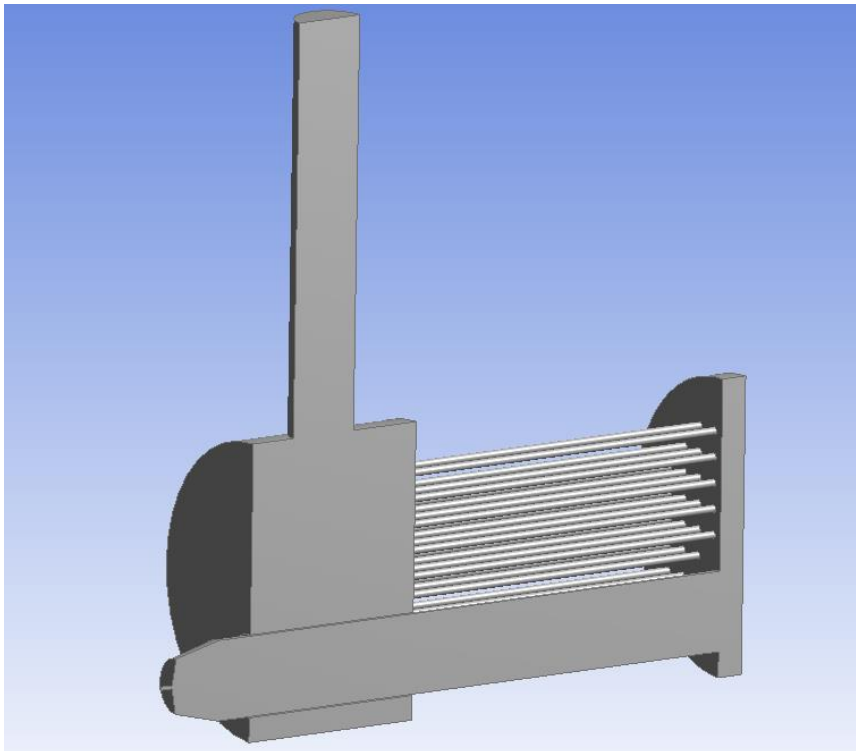


Figura 13. Geometría del modelo

Más adelante en el documento de planos se adjunta un plano de la geometría.

9.2. Mallado

En cuanto al mallado del modelo se llevó a cabo un estudio de independencia de la malla con el fin de encontrar una solución lo más eficiente posible, es decir, encontrar una malla con la mejor relación entre coste computacional y precisión de los resultados. Con este fin se probaron dos técnicas de mallado diferentes y para ambas se compararon los resultados obtenidos a medida que se refinaba el tamaño de los elementos. Se realizaron simulaciones sencillas con condiciones de contorno similares a las que se darán en el modelo final, pero sin simular la combustión con el fin de simplificar y ahorrar tiempo. Las condiciones de contorno que se aplicaron fueron las siguientes (Tabla 4):

Tabla 4. Condiciones de contorno para las simulaciones de independencia de la malla

Entrada de aire	
Flujo másico	$2,257 \cdot 10^{-4}$ [kg/s]
Diámetro hidráulico	20,08 [mm]
Temperatura	298,15 [K]
Entrada de propano	
Flujo másico	$1,3155 \cdot 10^{-5}$ [kg/s]
Diámetro hidráulico	0,5 [mm]
Temperatura	298,15 [K]
Outlet	
Presión manométrica	0 [bar]
Paredes	
Adiabáticas	

Nótese que, aunque se mantienen los nombres de las entradas de flujo en la tabla (entrada de propano y entrada de aire), es solo con el fin de diferenciarlas ya que estas simulaciones se realizaron únicamente con aire como fluido de trabajo. Como la geometría de la caldera es la misma se indican los mismos diámetros hidráulicos que en el modelo final, calculados en el apartado “3. Cálculo de los diámetros hidráulicos” del documento de cálculos.

Para comparar los casos entre si se decidió tomar la medida de la velocidad en un punto concreto previo a la salida de los gases. Por otra parte, para estimar el error asociado a la malla se realizó en primer lugar una simulación con un gran número de elementos y el resultado de su simulación se tomó como el más preciso y se usó como referencia para las demás. A continuación, en este apartado se presentarán los resultados obtenidos.

9.2.1. Mallado mixto

La primera técnica de mallado que se utilizó fue un método relativamente complejo, el objetivo de este era el de maximizar la cantidad de elementos de tipo hexaedro en la malla, para conseguir esto se seccionó la geometría en diferentes trozos como se muestra en la siguiente figura (Figura 14):

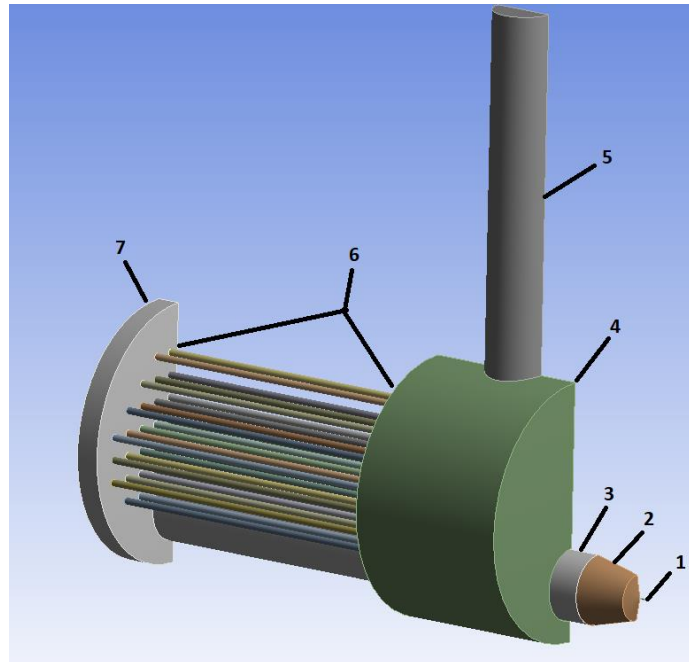


Figura 14. Partición de la geometría para el método mixto de mallado

Los métodos de mallado de ANSYS aplicados son los siguientes:

- Método Sweep: se aplica a los cuerpos 1, 3 y 6
- Método MultiZone: Se aplica en los cuerpos 4, 5 y 7
- Método tetraedros: Se aplica en el cuerpo 2

Con esta configuración el mallado resultante es similar al mostrado en la figura siguiente (Figura 15):

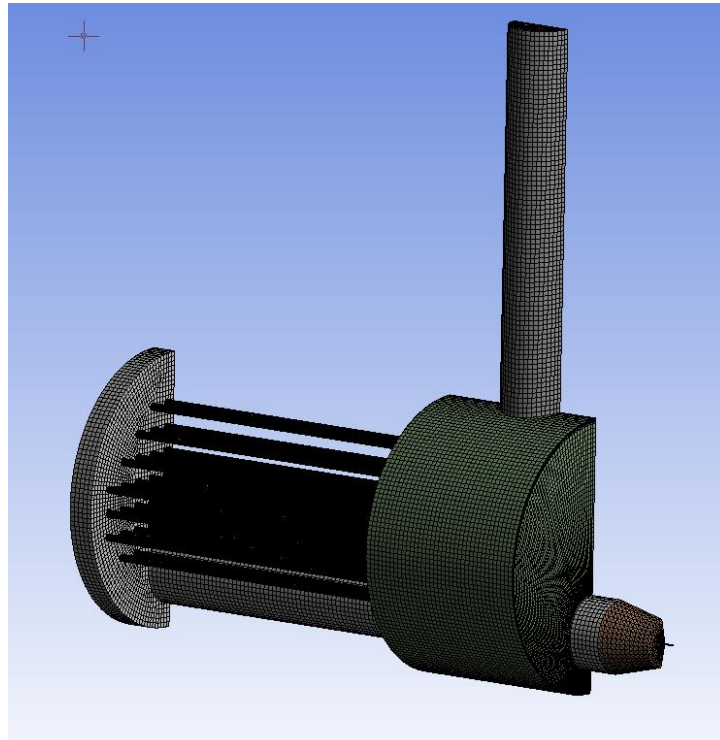


Figura 15. Ejemplo del mallado mixto

Cabe destacar que en las simulaciones se observaron valores bastante elevados del parámetro Wall Y+ en la parte frontal de la caldera (Figura 16), con lo que se aplicaron cinco capas de inflation con los parámetros por defecto del programa de mallado de ANSYS lo cual supuso una mejora notable.

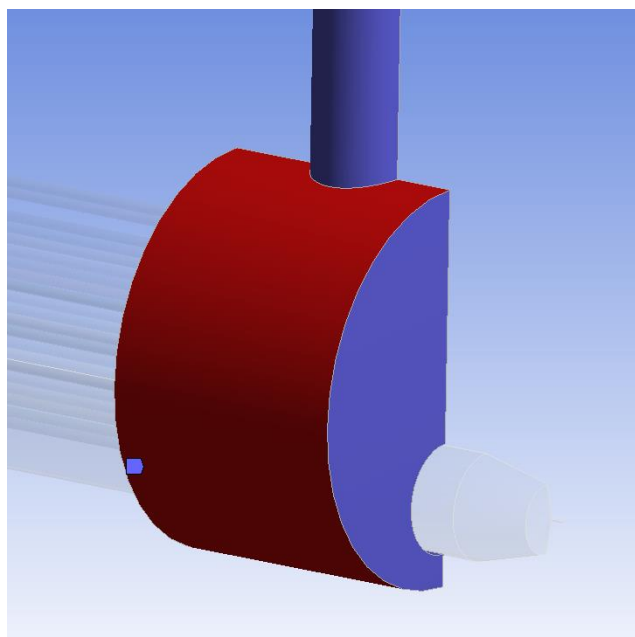


Figura 16. Cara de aplicación del inflation en la malla

Con estas condiciones de mallado se procede a realizar las simulaciones, en la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos (Tabla 5):

Tabla 5. Resultados de las simulaciones del mallado mixto

caso	método	nodos	elementos	velocidad outlet	error
1.1	mixto	661.916	588.270	0,8808 m/s	3,94%
2.1	mixto	848.257	768.896	0,9248 m/s	0,86%
3.1	mixto	1.108.540	1.025.727	0,9207 m/s	0,42%
4.1	mixto	1.389.804	1.305.525	0,9176 m/s	0,08%
5.1	mixto	2.006.706	1.923.015	0,9169 m/s	0,00%

9.2.2. Mallado con tetraedros

Para la segunda técnica de mallado se escogió realizar el mallado con el método por defecto de ANSYS, que es el mallado con tetraedros, sin embargo, esta técnica presentaba problemas de calidad en el mallado en la zona de los tubos del intercambiador de calor de la caldera que afectaban a la convergencia de la simulación. Para solucionar este problema se decidió partir la geometría y mantener los tubos como partes independientes a las que se les aplicó otro método de mallado, el método Sweep. En la siguiente figura se muestra un ejemplo de este mallado (Figura 17):

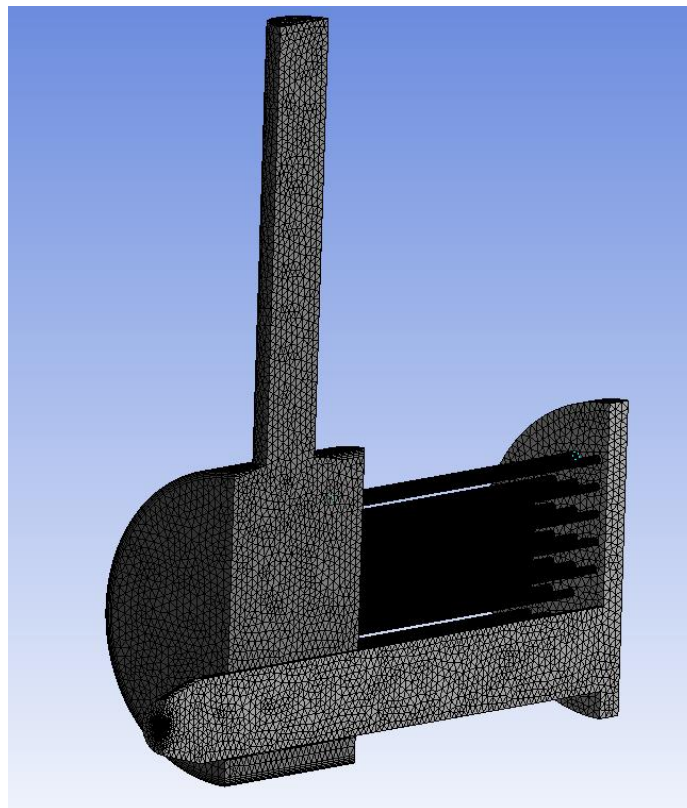


Figura 17. Ejemplo del mallado con tetraedros

Con estas condiciones de mallado se procede a realizar las simulaciones, en la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos (Tabla 6):

Tabla 6. Resultados de las simulaciones del mallado con tetraedros

caso	método	nodos	elementos	velocidad outlet	error
1.2	Tetraedros	605.062	553.309	0,8786 m/s	4,18%
2.2	Tetraedros	641.680	719.934	0,9015 m/s	1,68%
3.2	Tetraedros	685.585	937.056	0,9129 m/s	0,43%
4.2	Tetraedros	755.478	1.296.883	0,9182 m/s	0,14%
5.1	mixto	2.006.706	1.923.015	0,9169 m/s	0,00%

9.2.3. Elección de la malla

Como se ha podido observar y se representa en las figuras siguientes (Figura 18 y Figura 19) ambas mallas presentan una tendencia muy similar en el error asociado a la malla y además este error es relativamente bajo para un número de elementos.

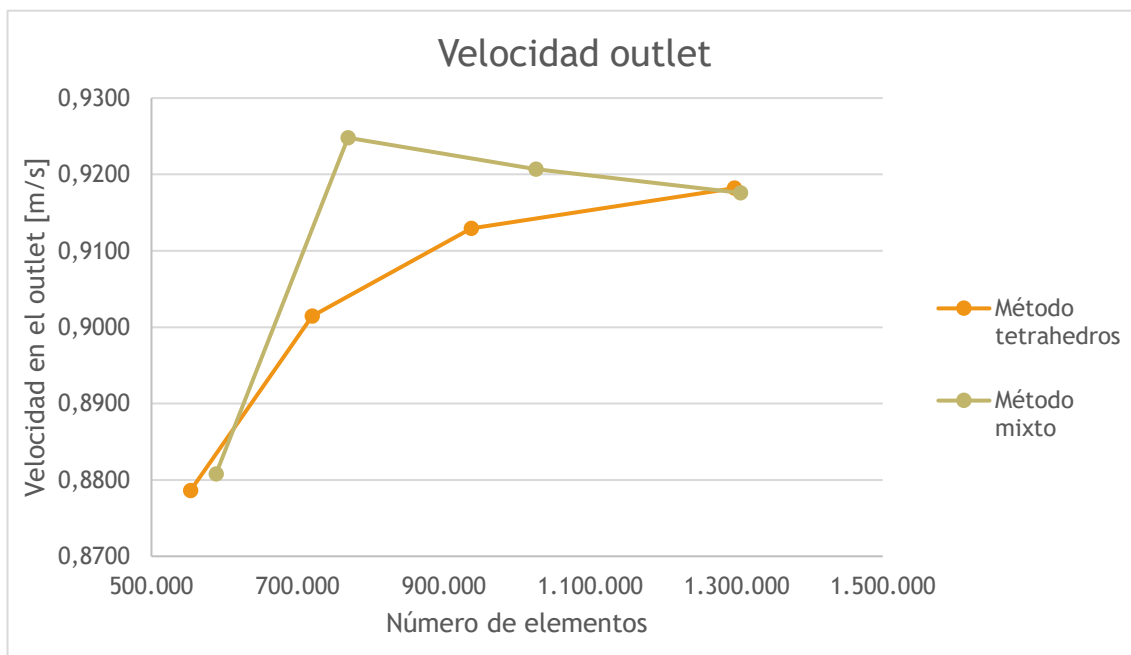


Figura 18. Variación de la velocidad a la salida de la caldera en función de la malla

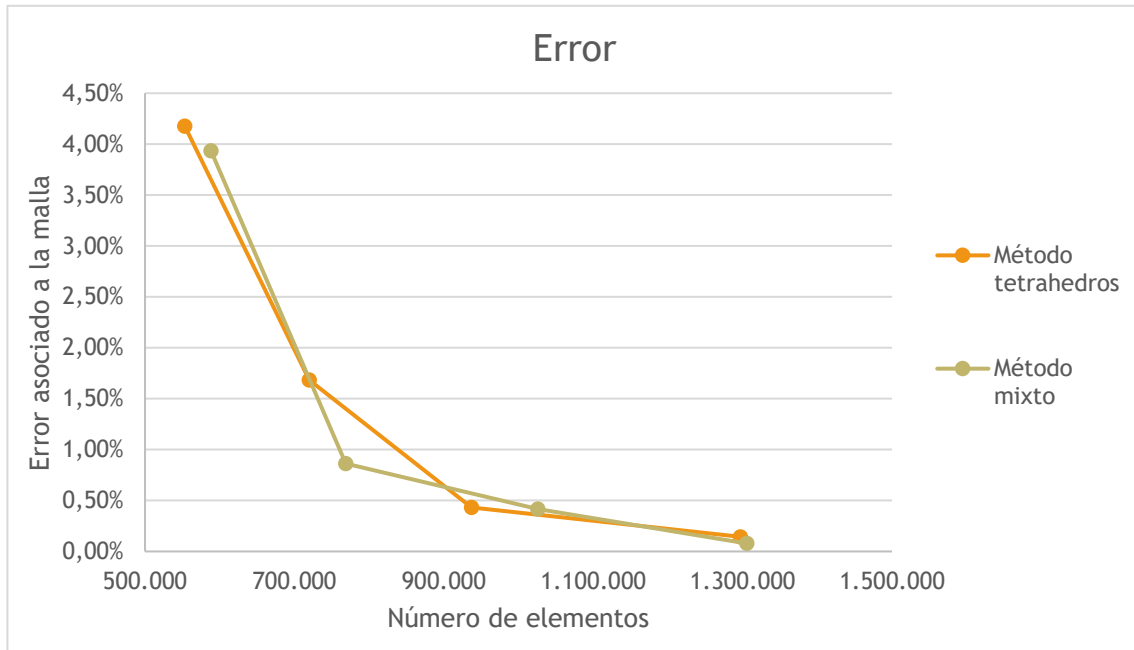


Figura 19. Representación del error asociado a la malla en función del número de elementos de esta

Pese a que la tendencia del error es similar para ambas técnicas de mallado se decidió usar la malla del caso 2.1 para las simulaciones del trabajo ya que presenta un error más bajo que su equivalente del método de tetraedros y además al ser una malla de mayor calidad la convergencia en las simulaciones se produce antes.

9.3. Condiciones de contorno

En este apartado se explicarán las condiciones de contorno aplicadas al modelo, estas, se extraen a partir de las condiciones ambientales ya expuestas en el apartado “8.2. Condiciones ambientales”, son las siguientes:

- Entrada de aire (Figura 20):

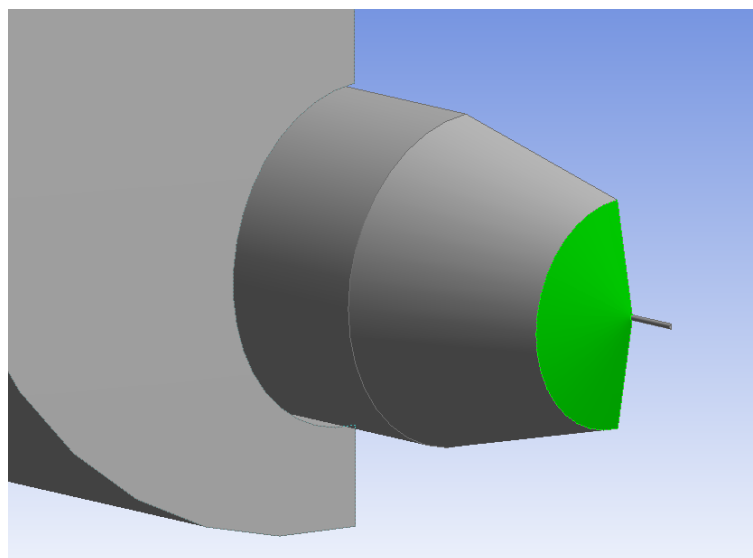


Figura 20. Entrada de aire

Se modela como una entrada de tipo “mass-flow Inlet” con un valor de flujo másico de $2,257 \cdot 10^{-4}$ kg/s, a su vez se indicará su diámetro hidráulico (calculado en la sección de anexos) y que tiene un valor de 20,08 mm. También se deberá indicar la temperatura de entrada, que en este caso es de 293,15 K y la composición de los gases que en fracciones molares será 0,21 de oxígeno y 0,79 de nitrógeno. Nótese que el valor del flujo másico de aire es la mitad del expuesto anteriormente (Tabla 3) ya que al modelarse sólo la mitad de la geometría se debe introducir la mitad de flujo másico.

- Entrada de combustible (Figura 21):

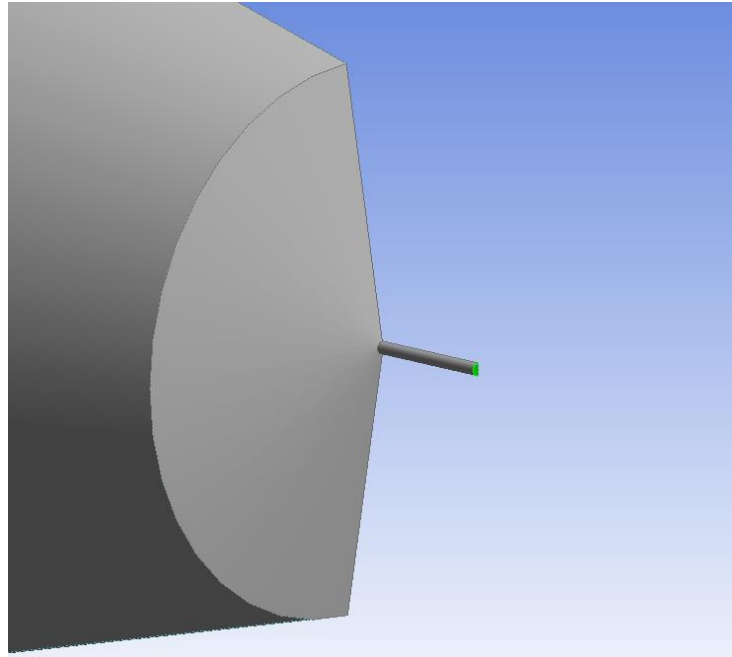


Figura 21. Entrada de combustible

Se configura de igual manera que la entrada de aire, esta vez con los siguientes datos:

- Flujo másico: $1,3155 \cdot 10^{-5}$ kg/s
- Diámetro hidráulico: 0,5 mm
- Temperatura: 293,15 K
- Composición: fracción molar de propano: 1

- Salida de gases (Figura 22):

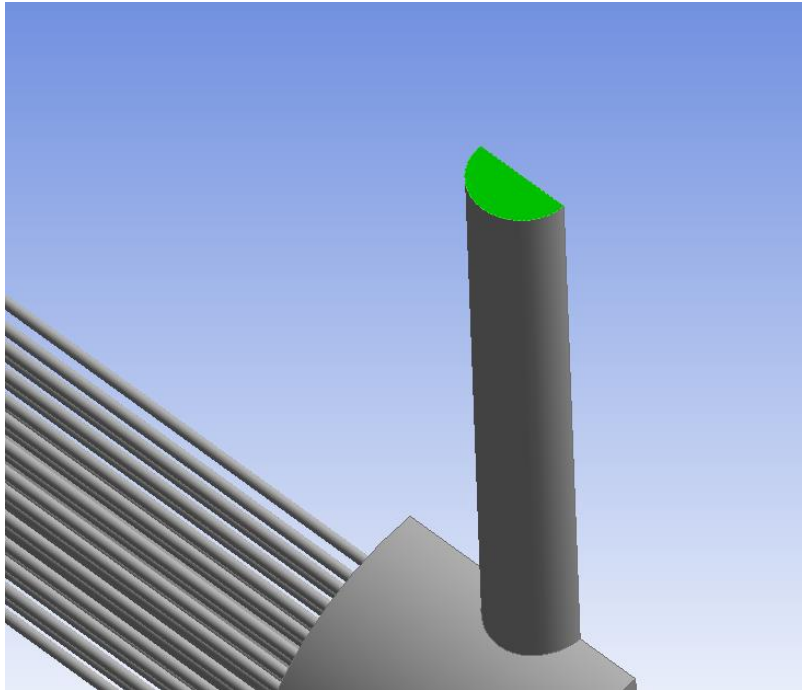


Figura 22. Salida de gases

Se configura como una salida a presión atmosférica.

- Intercambio de calor con el ambiente (Figura 23):

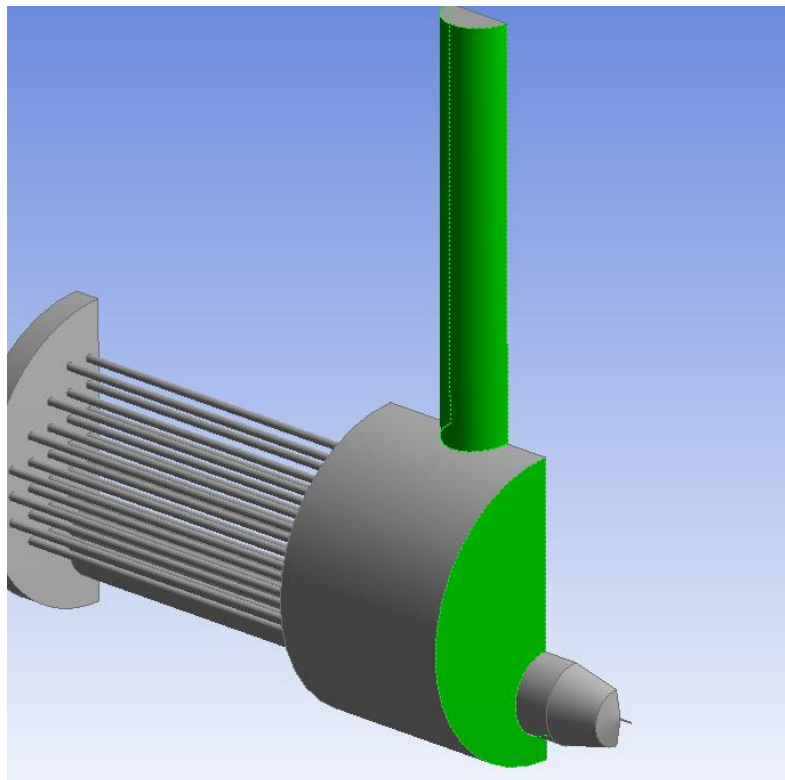


Figura 23. Intercambio de calor con el ambiente

Representa las caras de la caldera donde la pérdida de calor al ambiente no resulta despreciable, se compararán tres maneras diferentes para modelarlo que serán:

- Poner las caras a temperatura de 20 °C.
 - Introducir los coeficientes de pérdida de calor por convección y radiación al ambiente.
 - Como caso de referencia se analizará también lo que pasa al suponer las caras de contacto adiabáticas
- Intercambio de calor con el agua (Figura 24):

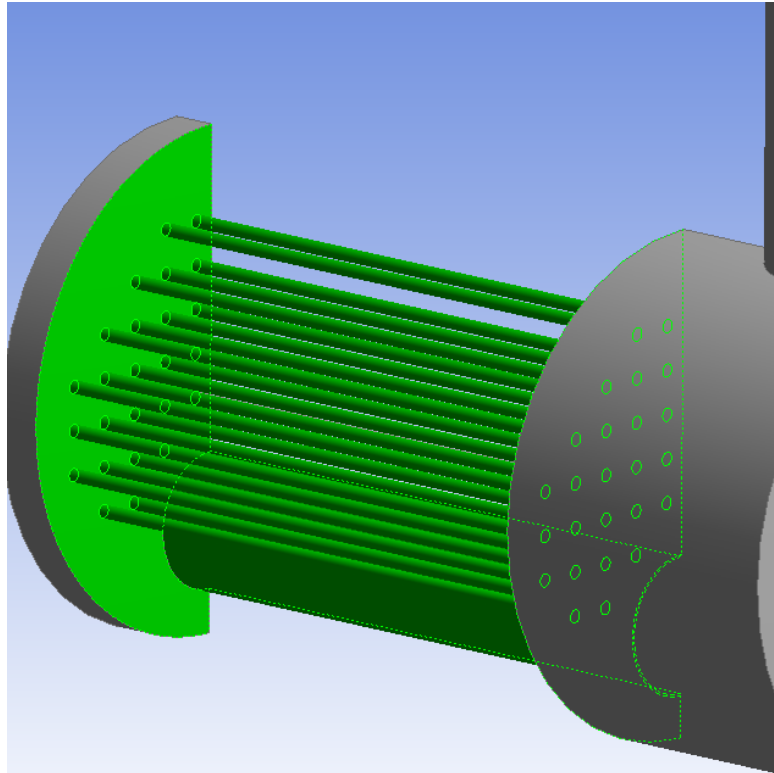


Figura 24. Intercambio de calor con el agua

Se compone de las caras de la caldera en contacto con el agua. En estas caras se aplicará como condición de contorno la temperatura del agua medida durante el ensayo experimental (se encuentra en la Tabla 2) cuyo valor es de 126,4 °C.

- Simetría (Figura 25):

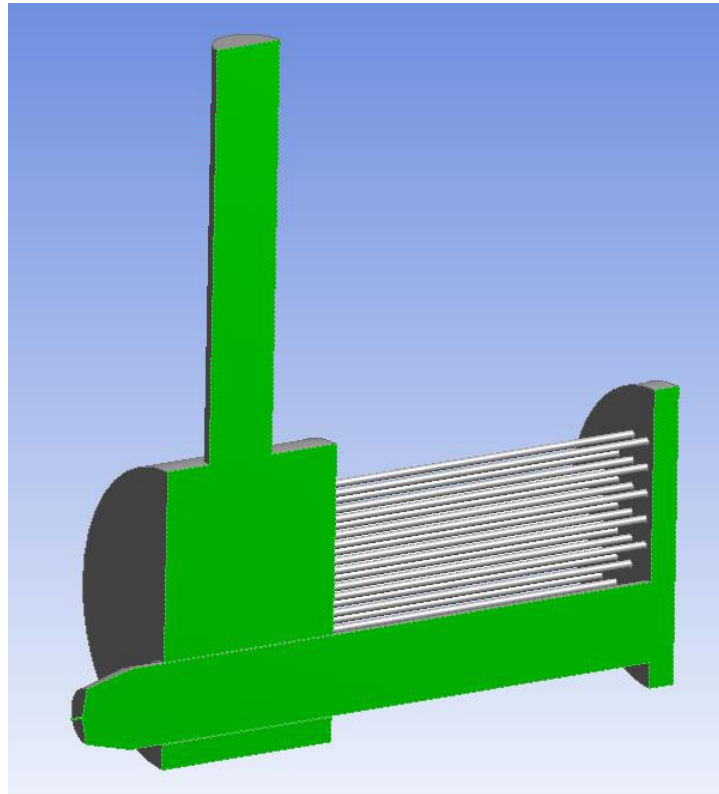


Figura 25. Cara de simetría

Se indicará en el software que se trata de una cara de simetría.

9.4. Comparación de los modelos

Para continuar se realizará la comparativa entre los modelos a la vista de los resultados de las simulaciones presentados en el apartado de cálculos.

Para realizar las comparaciones el procedimiento seguido ha sido escoger 3 puntos arbitrarios que se consideran puntos relevantes de los cuales se tomaron medidas de las variables a las que principalmente afecta cada modelo. A continuación, se muestra una figura (Figura 26) en la que se indica la localización de los 3 puntos escogidos:

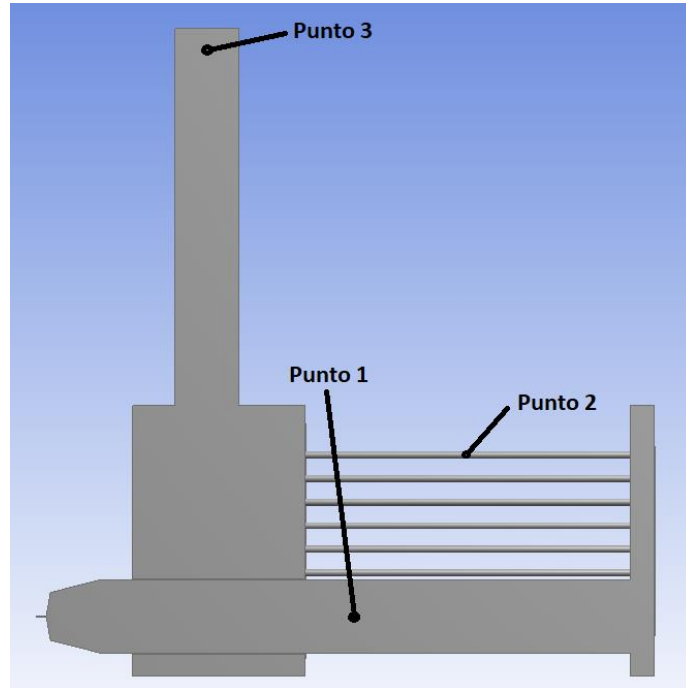


Figura 26. Puntos para la comparación de los modelos

9.4.1. Modelos de turbulencia

En cuanto a los modelos de turbulencia comparados se presentan los valores de temperatura y velocidad para cada uno de los tres puntos de comparación (Tabla 7):

Tabla 7. Comparación de los modelos de turbulencia

Punto	Modelo	Velocidad	Temperatura
1	k-épsilon standard	5,9131 m/s	2390,92 K
	k-épsilon standard (corrección)	7,45865 m/s	2371,7 K
	k-épsilon Realizable	8,08826 m/s	2264,42 K
2	k-épsilon standard	3,29788 m/s	474,983 K
	k-épsilon standard (corrección)	3,30513 m/s	475,959 K
	k-épsilon Realizable	3,30556 m/s	474,76 K
3	k-épsilon standard	1,2325 m/s	409,106 K
	k-épsilon standard (corrección)	1,23008 m/s	408,454 K
	k-épsilon Realizable	1,24274 m/s	408,963 K

Como se puede ver existen importantes diferencias en los valores obtenidos en el punto 1, especialmente entre el modelo K-épsilon Standard y los otros dos. Sobre los valores en el punto 1 en cuanto al modelo K-épsilon Standard se puede comentar que es el caso en el que mayor temperatura hay, pero a su vez es el de menor velocidad, esto no está dentro de lo esperado ya que para un mismo flujo másico cuanto mayor temperatura la velocidad debería ser mayor al reducirse la densidad del fluido como se puede ver en la siguiente fórmula (Ecuación 35):

$$v = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \quad [35]$$

Debido a esta circunstancia se ha decidido descartar la validez de este modelo. Por otra parte, sobre las otras dos opciones se observa relativamente poca variación entre ellos, con lo que cabe notar que la corrección propuesta en [1] es una buena opción para ahorrar en coste computacional y obtener resultados aceptables.

Nótese, que la opción k-epsilon realizable es más precisa ya que el coeficiente C_μ , utilizado para calcular la viscosidad turbulenta, es calculado en cada celda y no se considera constante como en el modelo k-epsilon standard como ya se explicó en el apartado “6.2.2. Modelos de turbulencia”. Por otra parte, el tiempo de computación es mayor en k-epsilon realizable que en su versión standard incluyendo la versión corregida. Para el caso de estudio, debido a que la geometría es sencilla y de un tamaño no muy grande el tiempo de computación requerido por el modelo k-epsilon realizable es aceptable y de hecho no aumenta tanto con respecto al modelo k-epsilon standard. Por esto se puede concluir la elección que cualquiera de los dos modelos es aceptable. No obstante, debido a la mayor precisión del modelo realizable es el modelo seleccionado para realizar las siguientes simulaciones.

9.4.2. Modelos de radiación

Por otra parte, sobre los modelos de radiación de igual manera que se ha hecho con los de turbulencia se presenta a continuación una tabla con los valores de temperatura en los tres puntos de comparación (Tabla 8):

Tabla 8. Comparación de los modelos de radiación

Punto	Modelo	Temperatura
1	P-1	2264,42 K
	Discrete Ordinates	2332,88 K
2	P-1	474,76 K
	Discrete Ordinates	535,276 K
3	P-1	408,963 K
	Discrete Ordinates	381,758 K

En este caso se puede ver que las diferencias no son tan significativas como en el caso de los modelos de turbulencia no existe tanta variación entre los valores en cada uno de los puntos, sin embargo, estas diferencias son suficientes para que no valga cualquiera de los dos. Para descartar uno de los dos no se disponen de datos de temperaturas en los puntos a excepción de en el punto 3 donde durante el ensayo experimental se midió una temperatura de 90 °C (363,15 K) tal y como se indicó en el apartado “8.1.2. Medidas de las condiciones de operación” con lo que en este sentido se puede indicar que el modelo que más se aproxima es el Discrete Ordinates por otra parte cabe destacar que según se explica en [2] el modelo P-1 es menos preciso que el Discrete Ordinates al simplificar la ecuación de transferencia de calor por radiación (Ecuación 25) a la ecuación 24 que considera la transferencia de calor por radiación mediante una serie de armónicos esféricos, mientras

que el modelo Discrete Ordinates resuelve esta ecuación para un número concreto de direcciones, como se explicó en el apartado “6.2.3.2. Modelo Discrete Ordinates”. Debido a esto se consideran los resultados de Discrete Ordinates como los más precisos, descartando así el modelo P-1.

9.4.3. Modelos de combustión

Elegidos los modelos más adecuados para la turbulencia y la radiación solo queda elegir el modelo de combustión. En este respecto no se consiguió que en las simulaciones realizadas con los otros tres modelos de reacción, a parte del ya usado Eddy-Dissipation, se iniciase la combustión, se realizaron diferentes pruebas realizadas con diferentes condiciones iniciales, como por ejemplo inicializar la temperatura del dominio de los gases a diferentes valores por encima de la temperatura de autoignición del propano en el aire o iniciar la simulación a partir del resultado de una de las simulaciones realizadas con el modelo Eddy-Dissipation.

Finalmente se descubrió el concepto de lift-off de una llama que es una situación en la que la llama de la combustión se aleja demasiado del quemador y se acaba extinguiendo. Esta distancia de separación, tal y como se explica en [3], depende linealmente de la velocidad de salida del combustible del inyector según la siguiente fórmula (Ecuación 36):

$$\frac{H_L}{D_f} = 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{U_f}{D_f}\right) \quad [36]$$

Donde H_L es la distancia de separación entre la llama y el quemador, D_f es el diámetro del inyector de combustible y U_f la velocidad de salida de este. Dado que el diámetro del inyector del modelo de simulación se estimó, ya que no se podía medir, con el diámetro adoptado la combustión se extingue debido a este fenómeno.

Cabe destacar que la razón por la que este problema no afecta al modelo Eddy-Dissipation es porque en este modelo la tasa de reacción está exclusivamente controlada por la turbulencia de la mezcla, como ya se explicó en el apartado “6.2.4.2. Eddy-Dissipation Model”, con lo que al darse esta condición la reacción se produce.

9.5. Estudio paramétrico de la transferencia de calor con el ambiente

Como ya se ha comentado al exponer las condiciones de contorno en el apartado “9.3. Condiciones de contorno” se va a analizar el impacto de la transferencia de calor al ambiente. Para esto se va a comparar la temperatura de los gases a la salida de la chimenea con los datos experimentales.

Por un lado, se considerará que tanto la chimenea como el frontal de la caldera no están asilados y que la pérdida de calor es máxima. Esto consiste en aplicar a las paredes la temperatura ambiente.

La segunda opción será considerar cierto nivel de aislamiento teniendo en cuenta el intercambio de calor al ambiente que se produce de manera natural introduciendo en el software los coeficientes de intercambio de calor por convección y radiación.

Finalmente se analizará también el caso en que el aislamiento es perfecto y la transferencia de calor al entorno sea nula.

Ambas maneras de modelar el intercambio se compararán mediante el valor de la temperatura inmediatamente antes de la salida de gases, los valores se presentan a continuación (Tabla 9):

Tabla 9. Comparación de las maneras de modelar el intercambio de calor con el ambiente

Método	Condición de contorno	Temperatura outlet	Temperatura medida: 90 °C
			Variación
Temperatura ambiente	Temperatura de 20 °C en las paredes	108,608 °C	17,14 %
Coefficientes de intercambio de calor	Introducción de los coeficientes de radiación y convección en las paredes	120,828 °C	25,51 %
Intercambio de calor nulo	Paredes adiabáticas	136,908 °C	34,26 %

Se puede observar como a pesar de que la situación donde se dan pérdidas de calor por radiación y convección natural es el caso más realista, el valor obtenido de la temperatura de los gases de combustión está más alejado del medido en el ensayo experimental que en el caso en el que se aplica la temperatura ambiente. De hecho, aún bajo la hipótesis de que el intercambio de calor es máximo la temperatura es mayor que la medida experimentalmente. Esto lleva a la conclusión de que esta medición no es del todo precisa.

10. Conclusiones y Recomendaciones

Como conclusiones de este proyecto en primer lugar se puede decir que se han encontrado los mejores modelos de turbulencia y radiación, aunque para confirmar la precisión de los modelos completamente sería necesario realizar mediciones de las condiciones de temperatura y velocidad durante el ensayo experimental de la calera en los mismos puntos que se usaron para comparar los modelos.

En cuanto a los modelos de turbulencia el modelo K-épsilon Standard se pudo descartar fácilmente, sin embargo, cabe destacar que este mismo modelo con la corrección expuesta en el apartado “6.2.2.1. Modelo K-épsilon Standard” aportó mucho mejores resultados aproximándose al modelo más complejo K-épsilon Realizable, con lo que es interesante si se quiere ahorrar coste computacional. En este caso la diferencia de tiempo de computación entre el modelo K-épsilon Standard corregido y el Realizable no es significativa con lo que se decidió utilizar el Realizable, aunque para modelos más complejos esta diferencia podría ser mayor.

Para el caso de los modelos de radiación se descartó el modelo P-1 en favor del Discrete Ordinates, que como ya se ha comentado, es un modelo más completo y preciso en general. Sin embargo, como se puede ver en la Tabla 8, el modelo P-1 muestra peor transferencia de calor por radiación, ya que partiendo de una temperatura menor en el hogar que con el modelo Discrete Ordinates, finalmente se obtiene una temperatura mayor a la salida de la chimenea de la caldera. Se podría interpretar que el modelo P1 es más conservador, ya que al calcular con menor eficiencia la transferencia de calor por radiación los equipos diseñados estarían sobredimensionados. Sin embargo, esto supondría un mayor coste mayor de los equipos para unas especificaciones de funcionamiento que, si bien

serían mejores, podrían mejores que las estrictamente necesarias por el cliente dejando de ser un coste competitivo en el mercado.

Sobre los modelos de reacción no se pudo realizar una comparación completa ante la dificultad de hacer funcionar los modelos de reacción a excepción del Eddy-Dissipation, esto sucedió debido a que no se conocía con precisión la geometría del quemador con lo que la geometría estimada no garantizaba su funcionamiento.

Cabe destacar que sobre la temperatura de salida de la caldera que se obtiene de las simulaciones, para los tres casos analizados ha sido mayor que la medida experimentalmente, como se expone en el apartado “9.5. Estudio paramétrico de la transferencia de calor con el ambiente”. Esto se puede deber a que la chimenea de la caldera no está preparada para la introducción de la sonda del testo 350 con lo que por un lado la sonda no coge los datos de la zona central del conducto, donde estaría la temperatura máxima y por otro lado no se pudo sumergir del todo siendo afectada su medida por la temperatura del ambiente colindante.

Las líneas futuras de trabajo de este estudio son:

- Realizar ensayos experimentales más completos con una mayor exhaustividad en la toma de medidas incluyendo mayor número de puntos y asegurando la precisión de estas.
- Realizar mayor cantidad de mediciones geométricas con el fin de definir completamente la geometría interna de caldera. Especialmente importante sería conocer la distribución y las dimensiones de los tubos internos de la caldera y la geometría del inyector.
- Otra opción en caso de no poder medir en detalle la geometría del inyector sería realizar un estudio variando el diámetro de este hasta encontrar el óptimo para que la reacción de combustión se produzca con cualquier modelo.

11. Cronograma

A continuación, en este apartado se presentará la planificación de la realización de este trabajo. Cabe destacar que se puede dividir en 6 etapas, son las siguientes:

- Estudio de alternativas: Es esta etapa se realizó el estudio de las alternativas disponibles para el software de cálculo (Presentado en el apartado 5. Alternativas)
- Etapas de aprendizaje: Consistió en el aprendizaje por parte del autor del uso del software de cálculo y de comprender su funcionamiento para tener cierto criterio a la hora de realizar el trabajo. Se subdivide en 2 subetapas:
 - Realización de los tutoriales de ANSYS Fluent
 - Lectura de la documentación
- Etapas previas a las simulaciones: Se compuso de todas las tareas necesarias previamente a la realización de las simulaciones en Fluent. Fueron las siguientes:
 - Realización del CAD de la geometría
 - Realización de los ensayos experimentales
 - Cálculo de las condiciones ambientales
 - Estudio de independencia de la malla
- Etapas de simulaciones: Parte fundamental del proyecto, en esta fase se eligieron los modelos y se realizaron las simulaciones

- **Redacción de la memoria:** En paralelo a las etapas relacionadas con las simulaciones se fue redactando la parte escrita del proyecto.
- **Revisión final:** Previamente a la fecha límite para la finalización del proyecto se realizó una revisión final.

A continuación, se muestra un diagrama de Gantt en el que se puede apreciar la sucesión de las tareas y su duración aproximada (Figura 27):

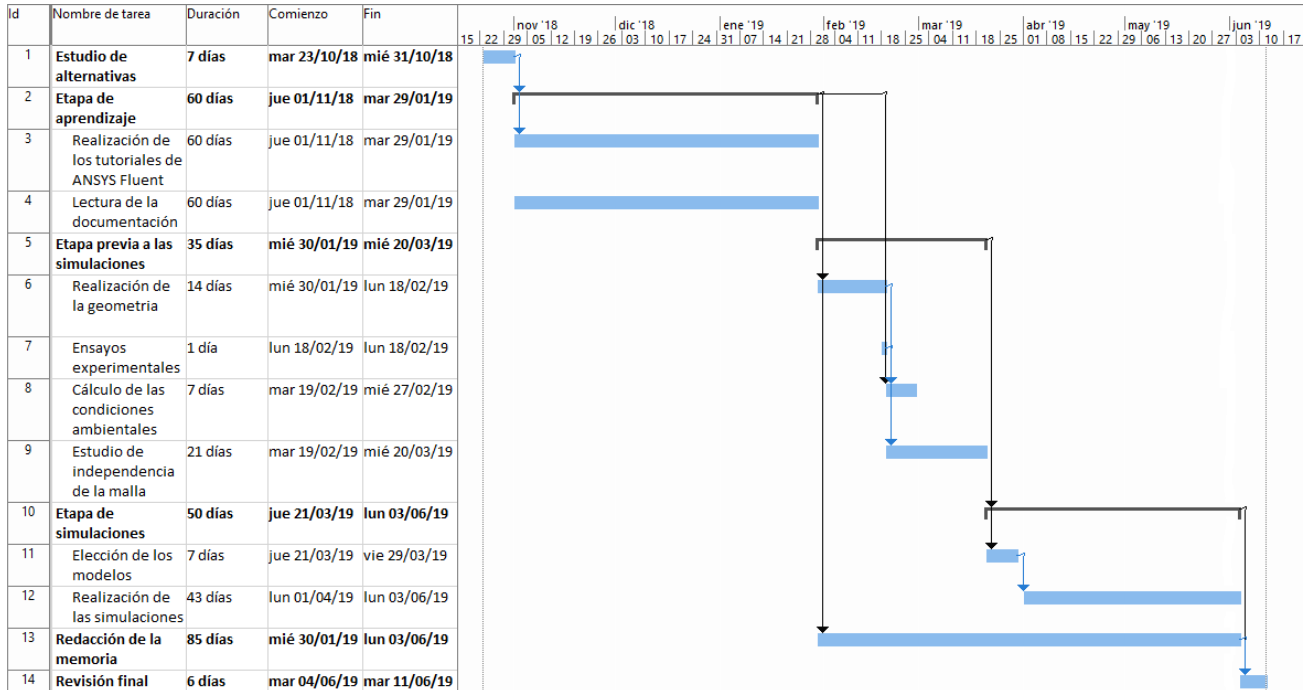


Figura 27. Diagrama de Gantt del proyecto

12. Bibliografía

- [1] S. B. Pope, «An explanation of the turbulent round-jet/plane-jet anomaly,» *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, vol. 16, nº 3, pp. 279-281, Marzo 1978.
- [2] I. ANSYS, ANSYS Fluent Theory Guide, Canonsburg, 2017.
- [3] D. Y. Kiran y D. P. Mishra, «Experimental studies of flame stability and emission characteristics,» *ScienceDirect*, vol. 86, nº 10-11, pp. 1545-1551, 2007.
- [4] moon, «SERVITEK calderas de vapor,» 22 Junio 2017. [En línea]. Available: <https://www.calderasvapor.com/2017/06/22/cual-es-la-clasificacion-de-las-calderas/>.
- [5] J. C. Sanchis, «Julio C. Sanchis CALDERAS INDUSTRIALES,» 20 abril 2018. [En línea]. Available: <https://www.calderasformacion.com/el-hogar-en-las-calderas-industriales/>.
- [6] G. Tryggvason, «University of Notre Dame,» 21 enero 2013. [En línea]. Available: <https://www3.nd.edu/~gtryggva/CFD-Course/NSEquations.pdf>.
- [7] V. Industrial, «VYC Industrial,» 24 julio 2017. [En línea]. Available: <https://vycindustrial.com/calderas-de-vapor-pirotubulares-y-acuotubulares/>.
- [8] M. de Mier Torrecilla, «Introduction to numerical simulation of fluid flows,» San Petersburgo (Rusia), 2004.
- [9] H. Versteeg y W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The finite volume method*, Essex (Inglaterra): Pearson Education Limited, 2007.
- [10] J. Sánchez Vázquez, «Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida. Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas,» Universidad de Sevilla. Escuela Técnica Superior de Ingenieros. Departamento de Ingeniería de Diseño, Sevilla, 2004.