

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

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

DOCUMENTO 3- CÁLCULOS

Alumno/Alumna: Díaz Castillo, Alexander

Director/Directora: Romero Antón, Naiara

Curso: 2018-2019

Fecha: Bilbao, 11 de junio de 2019

Índice

1. Cálculo del número de tubos.....	ii
2. Cálculo de las condiciones de contorno	3
3. Cálculo de los diámetros hidráulicos	4
4. Resultados de las simulaciones	6
4.1. Comparación de los modelos de turbulencia.....	7
4.1.1. Caso 1 (Turbulencia: K-épsilon Standard)	8
4.1.2. Caso 2 (Turbulencia: K-épsilon Standard corregido).....	10
4.1.3. Caso 3 (Turbulencia: K-épsilon Realizable)	12
4.2. Comparación de los modelos de radiación	14
4.2.1. Caso 4 (Radiación: Discrete Ordinates)	15
4.3. Comparación del intercambio de calor al ambiente	17
5. Referencias	22

Índice de figuras

Figura 1. Superficie de intercambio de calor	1
Figura 2. Agujeros del quemador	4
Figura 3. Dimensiones de los agujeros laterales del quemador	5
Figura 4. Planos de corte para mostrar los resultados de las simulaciones	7
Figura 5. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 1	8
Figura 6. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 1	9
Figura 7. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 1.....	9
Figura 8. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 1.....	10
Figura 9. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 2	10
Figura 10. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 2	11
Figura 11. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 2	11
Figura 12. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 2	12
Figura 13. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 3.....	12
Figura 14. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 3	13
Figura 15. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 3	13
Figura 16. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 3	14
Figura 17. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 4.....	15
Figura 18. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 4.....	15
Figura 19. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 4.....	16
Figura 20. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 4.....	16
Figura 21. Perfil de temperatura en el hogar para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes.....	18
Figura 22. Perfil de temperatura en la primera línea de tubos para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes.....	18
Figura 23. Perfil de velocidad en el hogar para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes	19
Figura 24. Perfil de velocidad en la primera línea de tubos para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes.....	19
Figura 25. Perfil de temperatura en el hogar para el caso sin intercambio de calor al ambiente.....	20
Figura 26. Perfil de temperatura en la primera línea de tubos para el caso sin intercambio de calor al ambiente	20
Figura 27. Perfil de velocidad en el hogar para el caso sin intercambio de calor al ambiente	21

Figura 28. Perfil de velocidad en la primera línea de tubos para el caso sin intercambio de calor al ambiente..... 21

1. Cálculo del número de tubos

Como ya se ha comentado en la memoria del trabajo el fabricante de la caldera no especifica en el manual de la caldera el número de tubos de la parte del intercambiador de calor ni su diámetro, con lo que este dato tuvo que ser estimado a partir del dato de superficie de intercambio de calor. Para ello se realizará un proceso iterativo hasta encontrar la solución que más se aproxime al dato del fabricante.

A continuación, se detalla el cálculo del área. El área se compone por 4 partes; la superficie del hogar en contacto con el agua, la de la cámara de inversión, la de la cámara frontal de la caldera y la de los tubos. Seguidamente se muestra una figura para aclarar cuál es cada una (Figura 1):

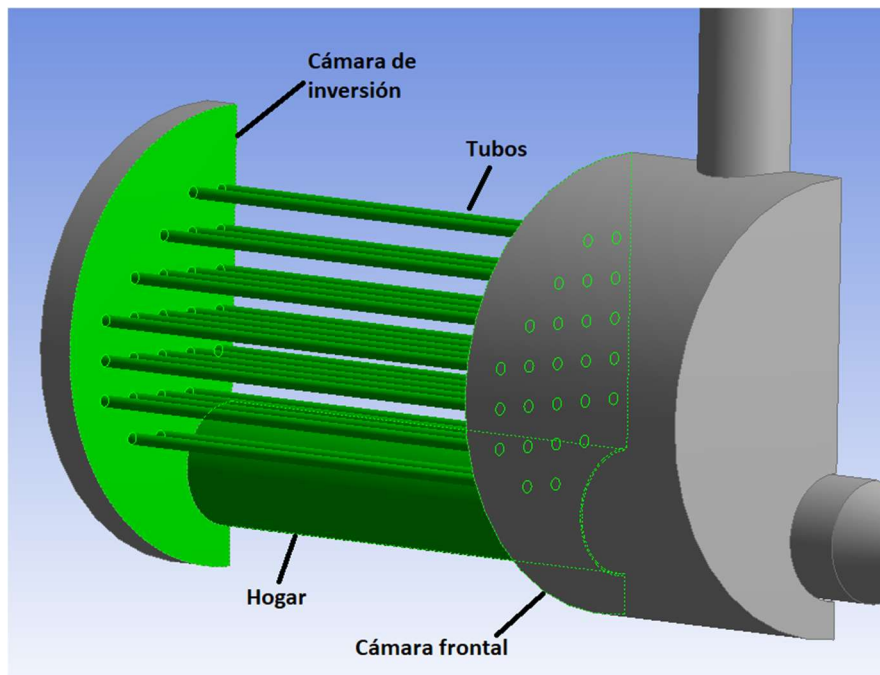


Figura 1. Superficie de intercambio de calor

- **Superficie del hogar:** Se calcula como la superficie de un cilindro de diámetro ϕ_{hog} = 31 mm y longitud L = 137,81 mm (separación entre la cámara frontal y la de inversión):

$$Superficie\ hogar = \pi \cdot \phi_{hog} \cdot L \quad [1]$$

- **Superficie de la cámara de inversión:** Se trata de la superficie de un círculo de diámetro $\phi_{cámara}$ = 115 mm al que se le debe restar la sección de los tubos ($N_{tubos} \cdot S_{tubo}$) y la del hogar (S_{hogar}):

$$\begin{aligned}
 Superficie\ cámara\ inversión &= \\
 &= \frac{\pi \cdot \phi_{cámara}^2}{4} - N_{tubos} \cdot S_{tubo} - S_{hogar} \quad [2]
 \end{aligned}$$

- **Superficie de la cámara frontal:** Su valor es idéntico al de la superficie de la cámara de inversión y se calcula de igual manera.
- **Superficie de los tubos:** Al igual que el hogar se calcula como la superficie de un cilindro con la misma longitud que en el caso de este ($L = 137,81$ mm) y con un diámetro \varnothing_{tubo} a determinar. Para obtener la superficie total se multiplica la superficie unitaria por el número de tubos N_{tubos} .

$$Superficie\ tubos = N_{tubos} \cdot \pi \cdot \varnothing_{tubos} \cdot L \quad [3]$$

Tras realizar los cálculos se llega al resultado de 50 tubos de 3 mm de diámetro, para el cual la superficie de intercambio total es de 969,2 cm² muy similar al dato del fabricante, que era de 970 cm². A continuación, se muestran en una tabla las superficies obtenidas (Tabla 1):

Tabla 1. Superficies de intercambio de calor

Superficies	
Cámara de inversión	92,78 [cm ²]
Cámara frontal	92,78 [cm ²]
Hogar	134,21 [cm ²]
Tubos total	649,41 [cm ²]
Total	969,2 [cm²]

Cabe destacar que se probaron otras combinaciones de número de tubos y diámetro las cuales también se aproximaban a la superficie indicada en el manual de la caldera. Sin embargo, durante las simulaciones se observó que, con la configuración propuesta en el presente trabajo, la transferencia de calor al agua resultaba máxima siendo la temperatura de salida de los gases de los tubos del intercambiador alrededor de 1°C superior a la temperatura de saturación del agua.

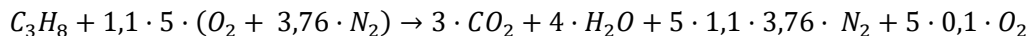
1. Cálculo de las condiciones de contorno

A continuación, se presenta en detalle el cálculo de las condiciones de contorno del modelo. En primer lugar, se realizará el cálculo de los caudales máscicos, para este cálculo se disponen de los siguientes datos medidos durante la operación de la caldera (Tabla 2):

Tabla 2. Datos de partida para el cálculo de las condiciones de contorno

Propano	
Presión manométrica	0 [bar]
Temperatura	20 [°C]
Caudal volumétrico	50 [L/h]
Aire	
Exceso	10 [%]

Además, se tiene que la reacción de la combustión para el exceso indicado es la siguiente:



Con estos datos se puede calcular el caudal máscico de propano y posteriormente el caudal de aire mediante el uso de la reacción química. A continuación, se explica el proceso de cálculo.

En primer lugar, con la ayuda del software EES se calcula la densidad del propano en las condiciones de presión y temperatura expuestas en la Tabla 2. El valor de densidad obtenido es de 1,894 [kg/m³], así se calcula que el valor del flujo máscico de propano es de 2,631 · 10⁻⁵ [kg/s]. A continuación, y para calcular el caudal máscico de aire mediante el uso de la reacción, se pasa el caudal máscico a caudal molar dividiendo entre la masa molecular del propano, con esto se calculan mediante los coeficientes estequiométricos los caudales molares de nitrógeno y oxígeno.

$$\dot{m}ol_{C_3H_8} = \frac{2,631 \cdot 10^{-5} \left[\frac{kg}{s} \right]}{44 \left[\frac{kg}{kmol} \right]} = 5,979 \cdot 10^{-7} \left[\frac{kmol}{s} \right] \quad [4]$$

$$\begin{aligned} \dot{m}ol_{O_2} &= 5,979 \cdot 10^{-7} \left[\frac{kmol C_3H_8}{s} \right] \cdot \frac{1,1 \cdot 5 \left[kmol O_2 \right]}{1 \left[kmol C_3H_8 \right]} = \\ &= 3,288 \cdot 10^{-6} \left[\frac{kmol O_2}{s} \right] \end{aligned} \quad [5]$$

$$\begin{aligned} \dot{m}ol_{N_2} &= 5,979 \cdot 10^{-7} \left[\frac{kmol C_3H_8}{s} \right] \cdot \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 3,76 \left[kmol N_2 \right]}{1 \left[kmol C_3H_8 \right]} = \\ &= 1,236 \cdot 10^{-5} \left[\frac{kmol N_2}{s} \right] \end{aligned} \quad [6]$$

Posteriormente se pasan los caudales molares de nitrógeno y oxígeno a caudales másicos multiplicando por la masa molecular de cada uno y por último se suman para obtener el caudal total de aire.

$$\dot{m}_{O_2} = 3,288 \cdot 10^{-6} \left[\frac{kmol}{s} \right] \cdot 44 \left[\frac{kg}{kmol} \right] = 1,052 \cdot 10^{-4} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad [7]$$

$$\dot{m}_{N_2} = 1,236 \cdot 10^{-5} \left[\frac{kmol}{s} \right] \cdot 28 \left[\frac{kg}{kmol} \right] = 3,462 \cdot 10^{-4} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad [8]$$

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{N_2} = 4,514 \cdot 10^{-4} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad [9]$$

2. Cálculo de los diámetros hidráulicos

En cuanto a los diámetros hidráulicos de las entradas de aire y propano como ya se ha comentado en la memoria el único que se debe calcular es el de aire ya que el de propano es directamente el diámetro estimado de su entrada. Para realizar este cálculo en primer lugar se debe calcular el diámetro mayor del tronco de cono que forma la entrada de aire simplificada, lo cual se hace igualando su área al área de los agujeros laterales de la geometría original del inyector (Figura 2), siendo el diámetro interior menor igual al diámetro de entrada del propano (0,5 mm).

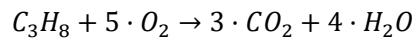


Figura 2. Agujeros del quemador

3. Resultados de las simulaciones

En este apartado se presentan los resultados en capturas de pantalla de las simulaciones. Estos se presentarán en grupos con el fin de hacer comparaciones de los modelos según categoría, las cuales se realizan en el documento de memoria.

Antes de comenzar caben destacar aspectos de la configuración comunes a todas las simulaciones. En primer lugar, para el material del fluido de trabajo se coge de la biblioteca de materiales de ANSYS Fluent Propane-air, se trata de un material de tipo mezcla que incluye las especies químicas de nitrógeno, oxígeno, propano, agua y dióxido de carbono. Además, incluye también datos de la reacción química la cual es tenida en cuenta como de un solo paso y que para la relación estequiométrica de combustible y comburente se tiene en cuenta como la siguiente:



Por otra parte, otro aspecto común a todas las simulaciones ha sido considerar en todas las ecuaciones de gobierno el método de “second order upwind”.

En cuanto a las condiciones de contorno de las simulaciones de comparación de modelos son las expuestas en el apartado “9.3. Condiciones de contorno” del documento de memoria, se resumen en la siguiente tabla (Tabla 3):

Tabla 3. Condiciones de contorno para las simulaciones de comparación de modelos

Entrada de aire		
Flujo másico		2,257 · 10 ⁻⁴ [kg/s]
Diámetro hidráulico		20,08 [mm]
Temperatura		298,15 [K]
Fracciones molares	O ₂	0,21 [-]
	N ₂	0,79 [-]
Entrada de propano		
Flujo másico		1,3155 · 10 ⁻⁵ [kg/s]
Diámetro hidráulico		0,5 [mm]
Temperatura		298,15 [K]
Fracciones molares	C ₃ H ₈	1 [-]
Outlet		
Presión manométrica		0 [bar]

Paredes en contacto con el agua	
Temperatura	126,4 [°C]
Paredes en contacto con el ambiente	
Temperatura	20 [°C]
Resto de paredes	
Adiabáticas	

Es importante notar que para presentar los resultados de las simulaciones se mostrarán los perfiles de temperatura y velocidad en dos cortes longitudinales diferentes de la caldera, por un lado, en el plano de simetría y en la primera fila de tubos como se muestra en la siguiente figura (Figura 4):

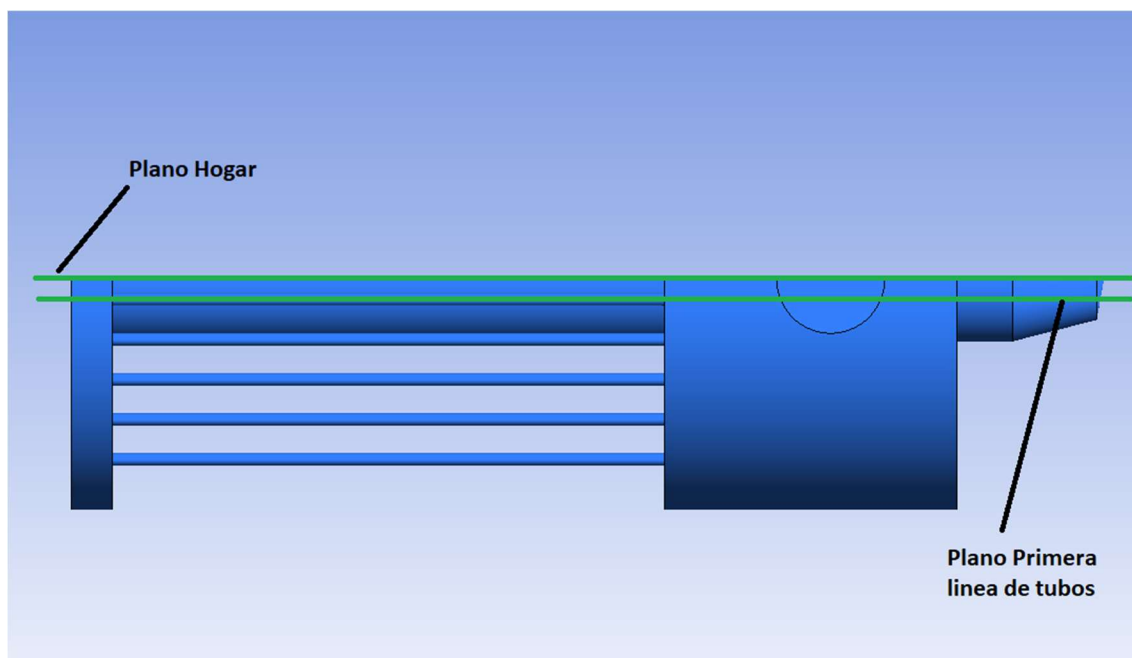


Figura 4. Planos de corte para mostrar los resultados de las simulaciones

Solo se mostrarán los resultados de velocidad y temperatura ya que son las variables más relevantes para la comparación de los modelos y que más dependen directamente de la elección de estos. Además, aunque solamente se muestran las condiciones en una de las líneas de tubos cabe destacar que estas condiciones son muy similares en las demás.

Por último, como se verá, el valor máximo de velocidad en los resultados está limitado a 15 m/s para que se puedan apreciar los valores en el resto de la caldera que son mucho menores que el valor máximo de velocidad real.

3.1. Comparación de los modelos de turbulencia

A continuación, se presentan los resultados de las simulaciones realizadas con el objetivo de comparar los modelos de turbulencia, para ello se realizarán con los mismos

modelos de radiación y combustión, concretamente se usarán los modelos de P-1 y Eddy-Dissipation respectivamente.

Cabe aclarar que, si bien en la memoria se concluyó que el modelo Discrete Ordinates de radiación es mejor para este caso, cronológicamente estas simulaciones se realizaron antes de la comparación de los modelos de radiación, con lo que se decidió realizarlas con el modelo P-1 para ahorrar coste computacional. Esto no supone un factor importante ya que al usarse el mismo modelo para las tres simulaciones que se quieren comparar se podrá observar perfectamente la influencia de los modelos de turbulencia.

Los modelos de turbulencia que se compararán son:

- K-épsilon Standard
- K-épsilon Standard corregido: Se trata del modelo k-épsilon standard aplicando la corrección expuesta en el apartado “6.2.2.1. Modelo K-épsilon Standard” del documento de memoria.
- K-épsilon Realizable

3.1.1. Caso 1 (Turbulencia: K-épsilon Standard)

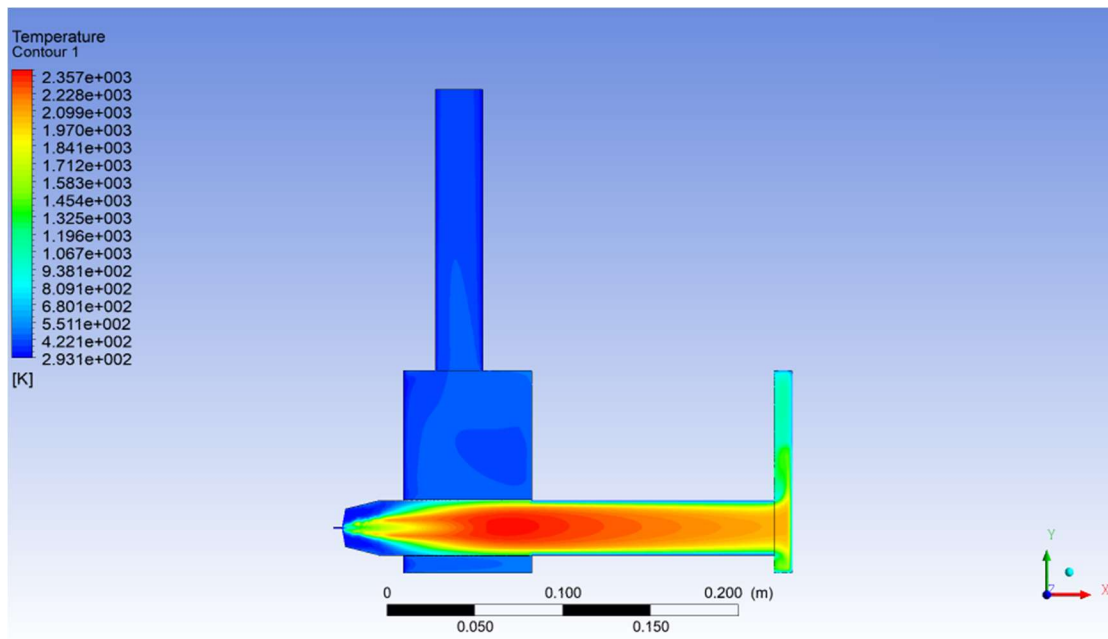


Figura 5. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 1

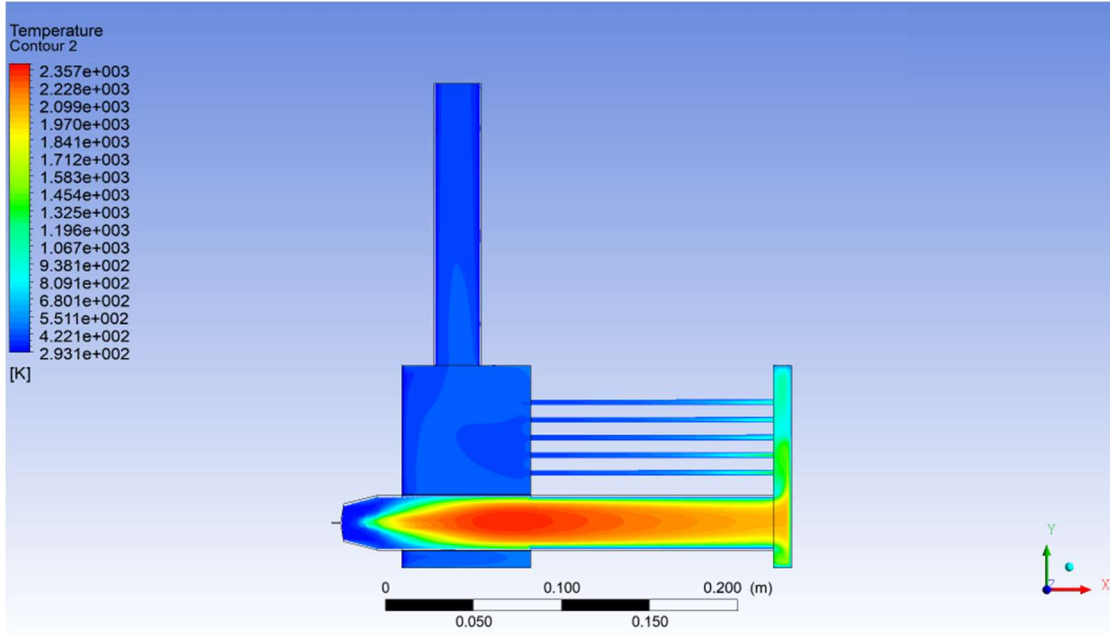


Figura 6. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 1

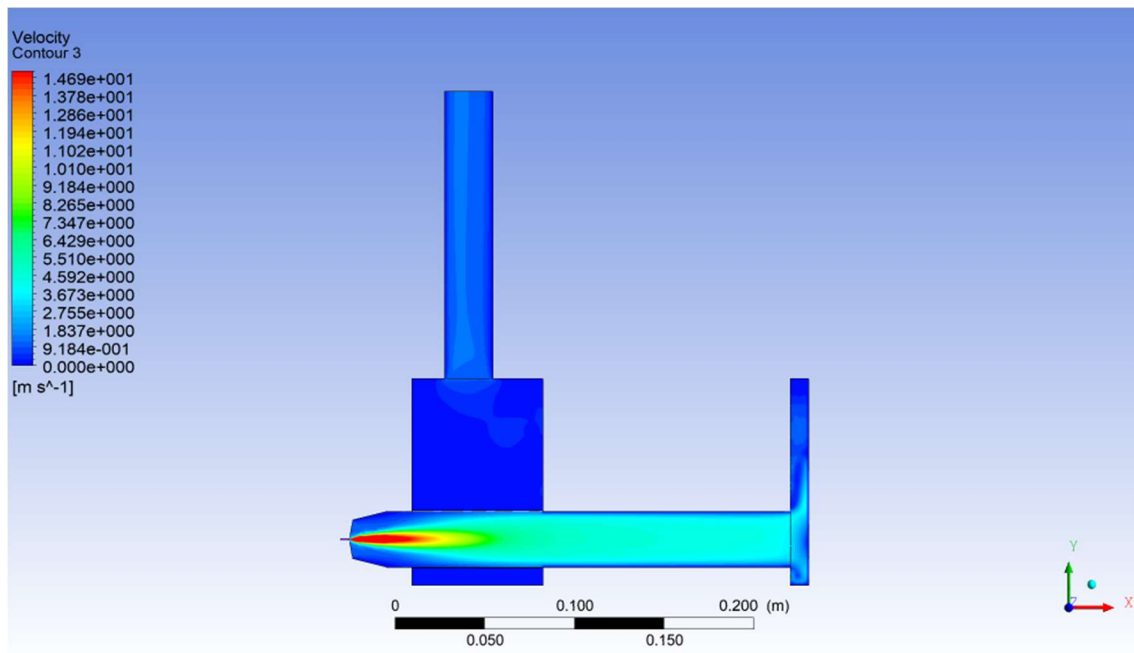


Figura 7. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 1

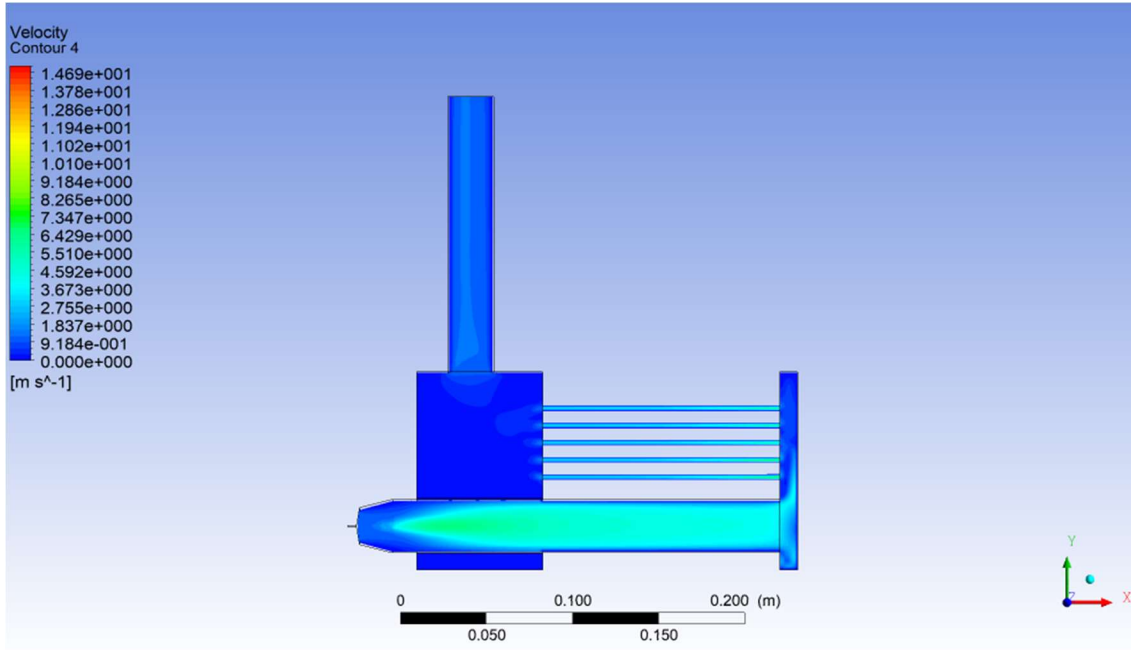


Figura 8. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 1

3.1.2. Caso 2 (Turbulencia: K-épsilon Standard corregido)

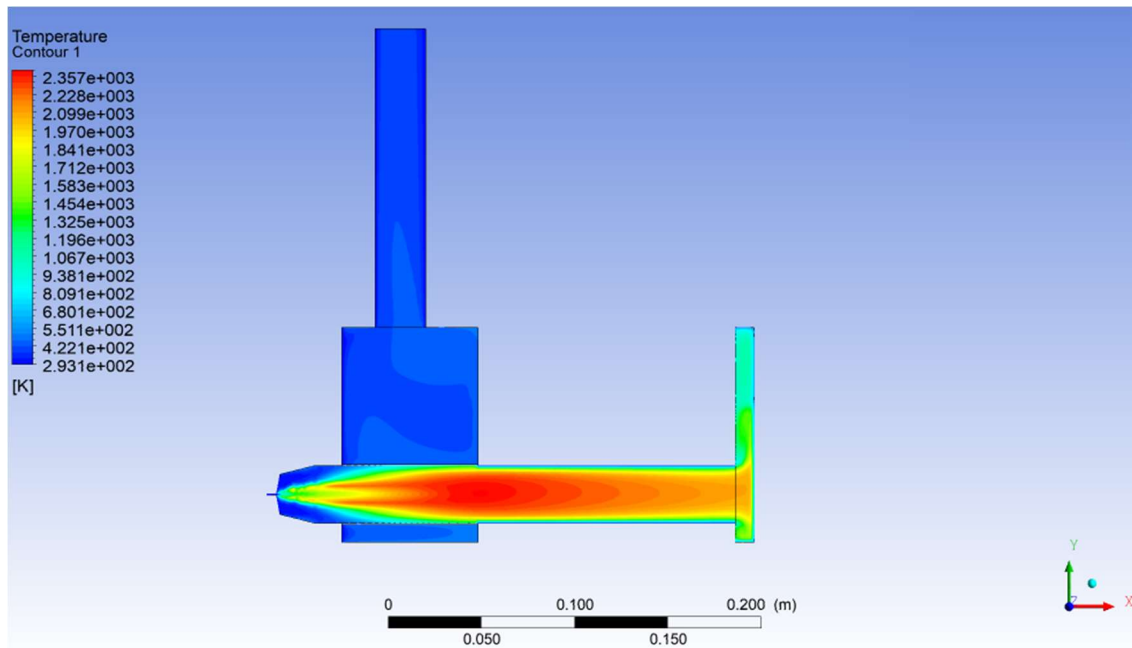


Figura 9. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 2

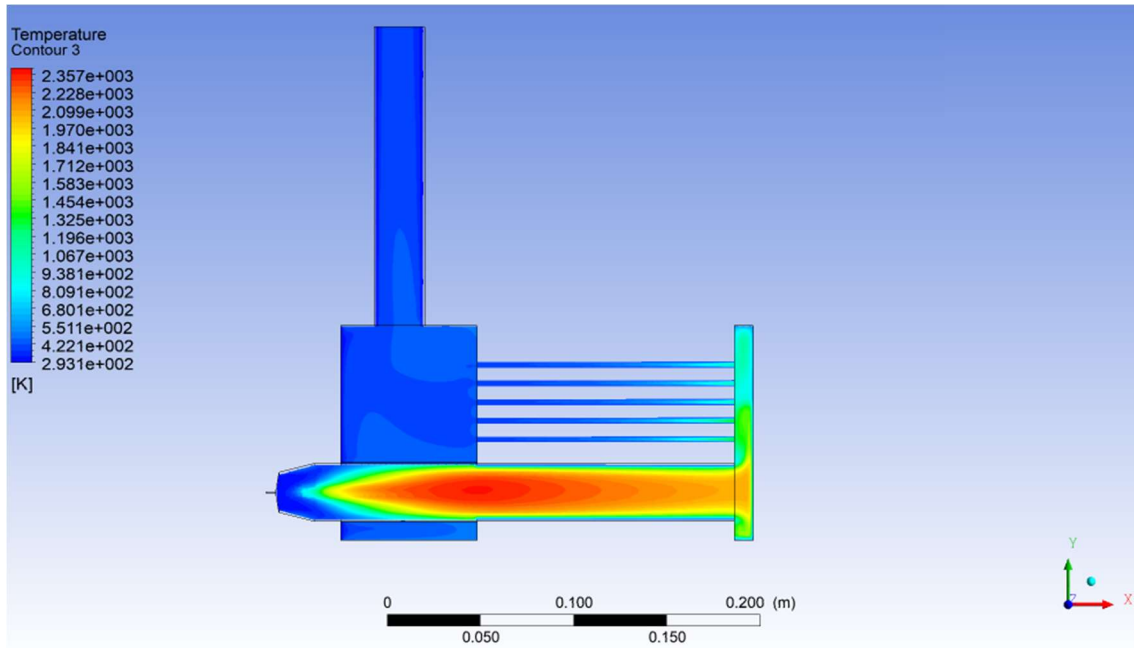


Figura 10. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 2

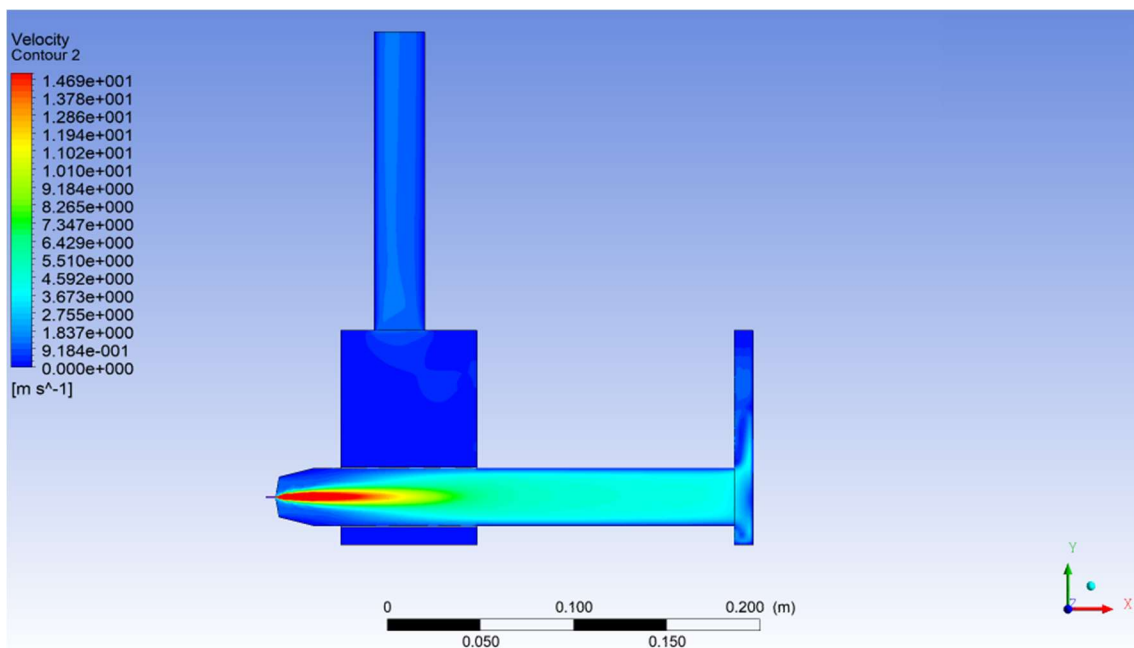


Figura 11. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 2

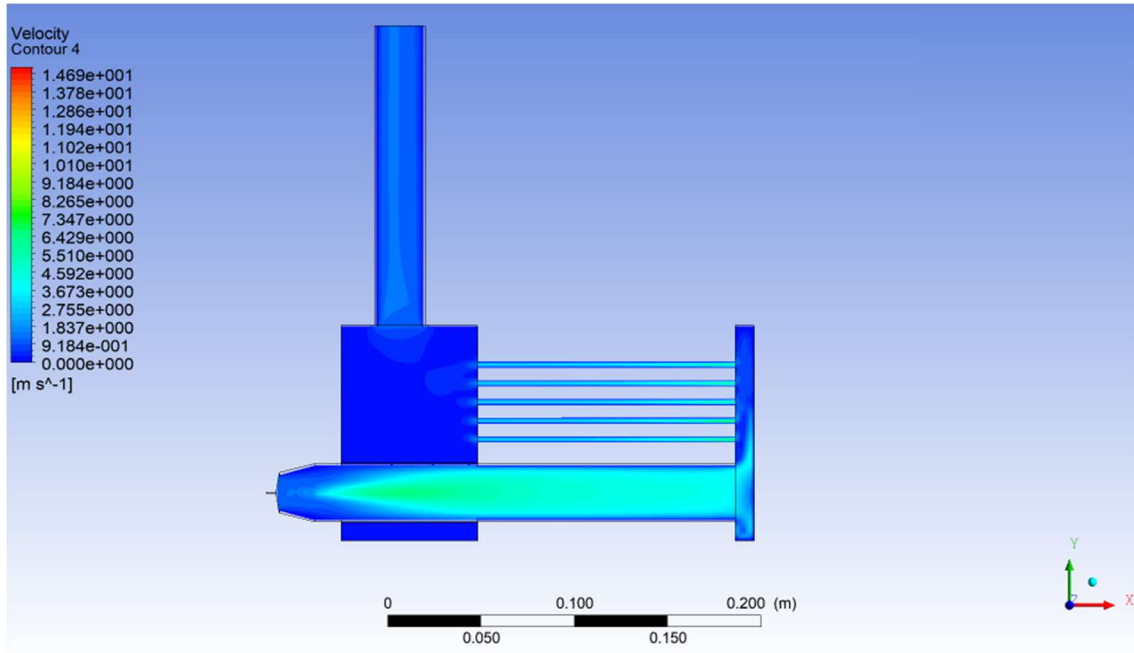


Figura 12. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 2

3.1.3. Caso 3 (Turbulencia: K-épsilon Realizable)

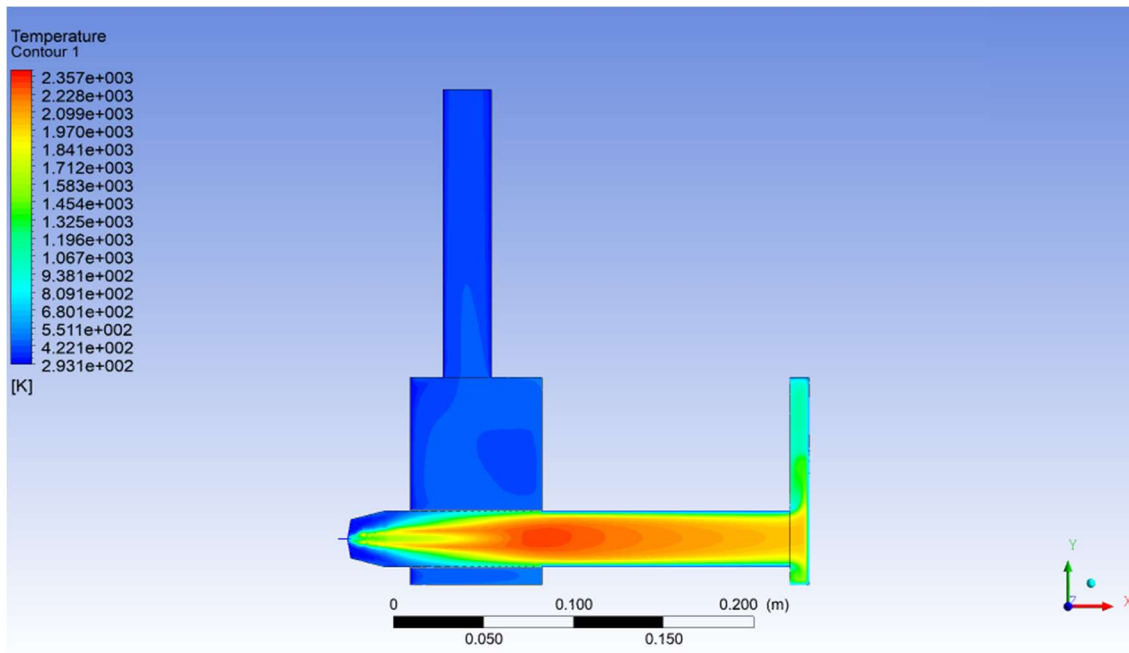


Figura 13. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 3

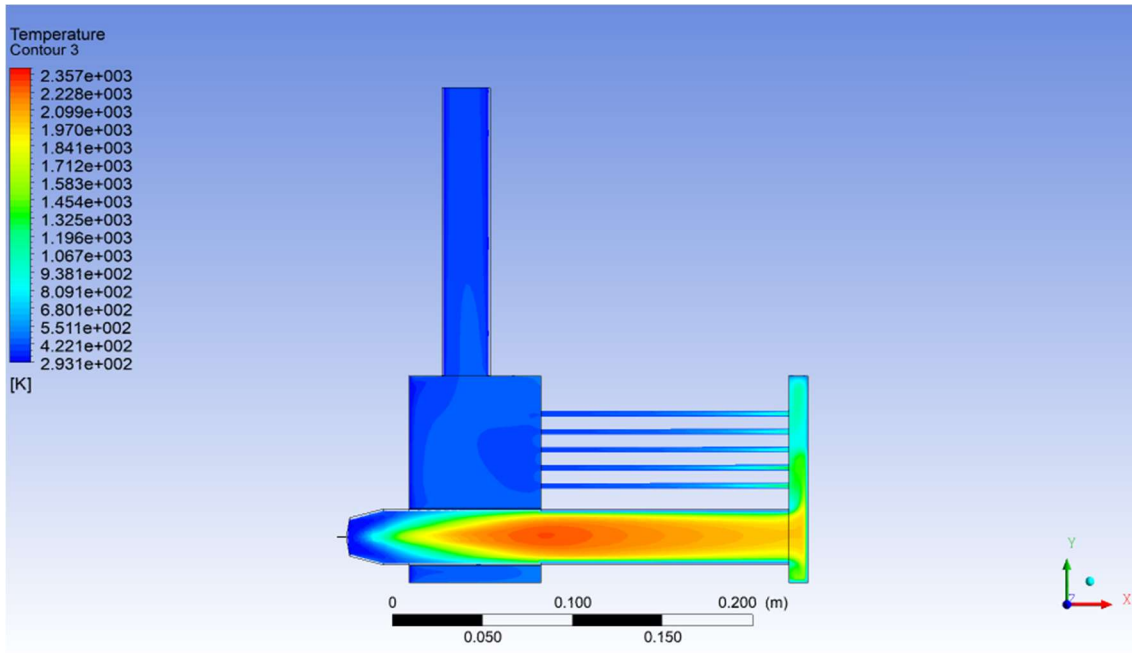


Figura 14. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 3

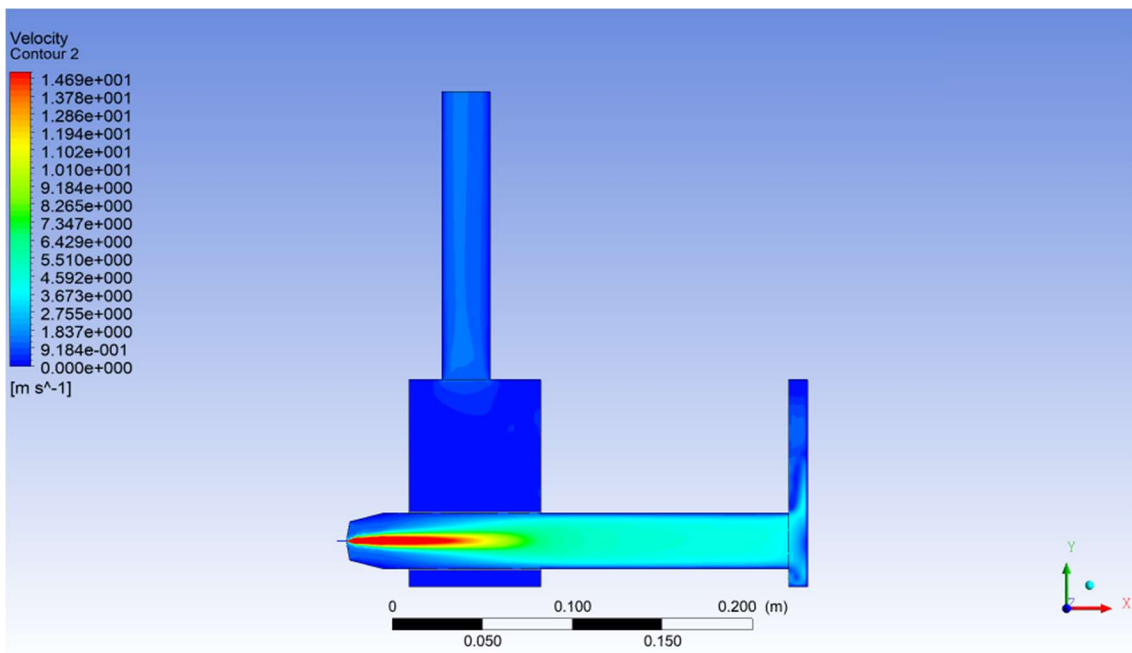


Figura 15. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 3

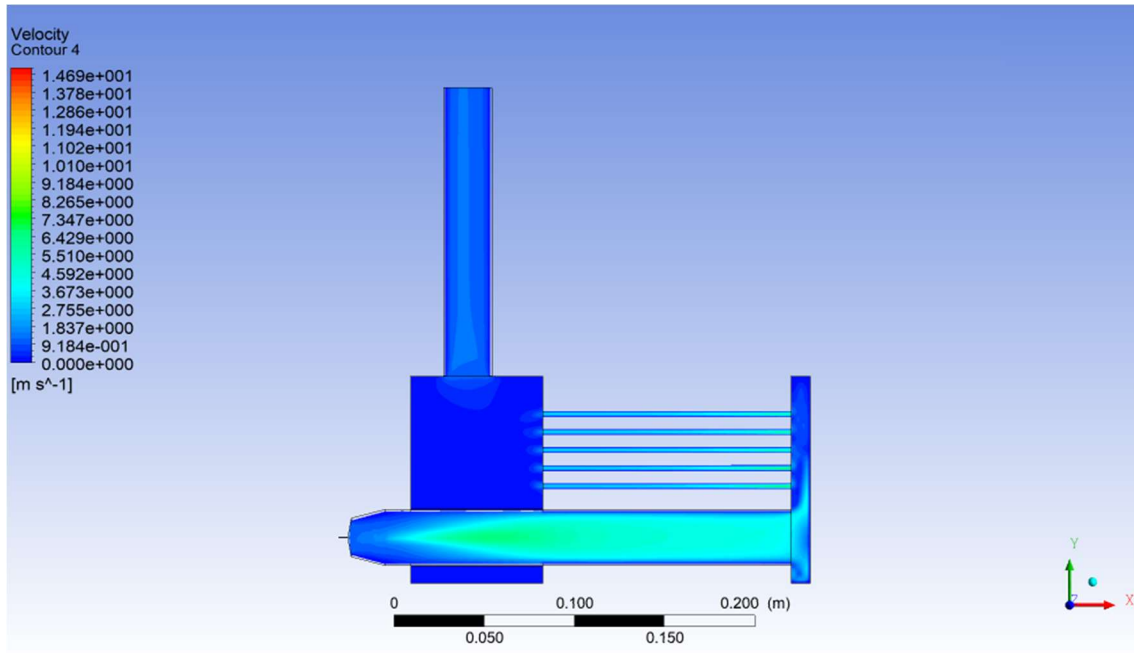


Figura 16. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 3

Como se puede ver existen diferencias notables en los valores de las variables comparadas según el modelo empleado tanto temperatura como velocidad. Sin embargo, en cuanto a las zonas donde se dan los valores máximos y mínimos y los gradientes de estas variables los cambios de un modelo a otro son más sutiles.

Cabe destacar que al compararse modelos de turbulencia la principal variable que cambia de un modelo a otro es la velocidad del flujo. No obstante, la temperatura también cambia al cambiar el mezclado de los reactivos de la combustión.

3.2. Comparación de los modelos de radiación

De igual manera que en el apartado anterior en este se presentarán los resultados de las simulaciones realizadas con el fin de comparar los modelos de radiación. Para esto se realizarán las simulaciones con modelos comunes de turbulencia y reacción, que serán K-épsilon Realizable y Eddy-Dissipation respectivamente. Como ya se comentó en el documento de memoria los modelos de radiación que se van a comparar son:

- P-1
- Discrete Ordinates

A continuación, se presentará únicamente la simulación correspondiente al modelo de Discrete Ordinates ya que se comparará con los resultados del caso 3 del apartado anterior cuya configuración es idéntica a la de este caso, pero con el modelo de radiación P-1.

3.2.1. Caso 4 (Radiación: Discrete Ordinates)

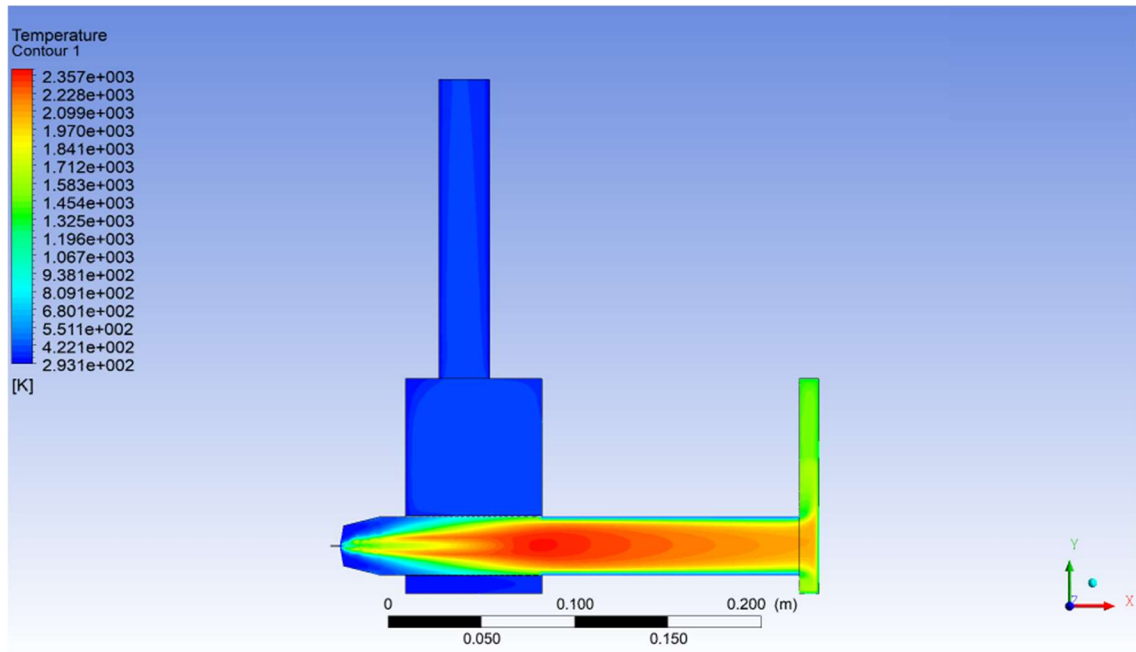


Figura 17. Perfil de temperaturas en el hogar para el caso 4

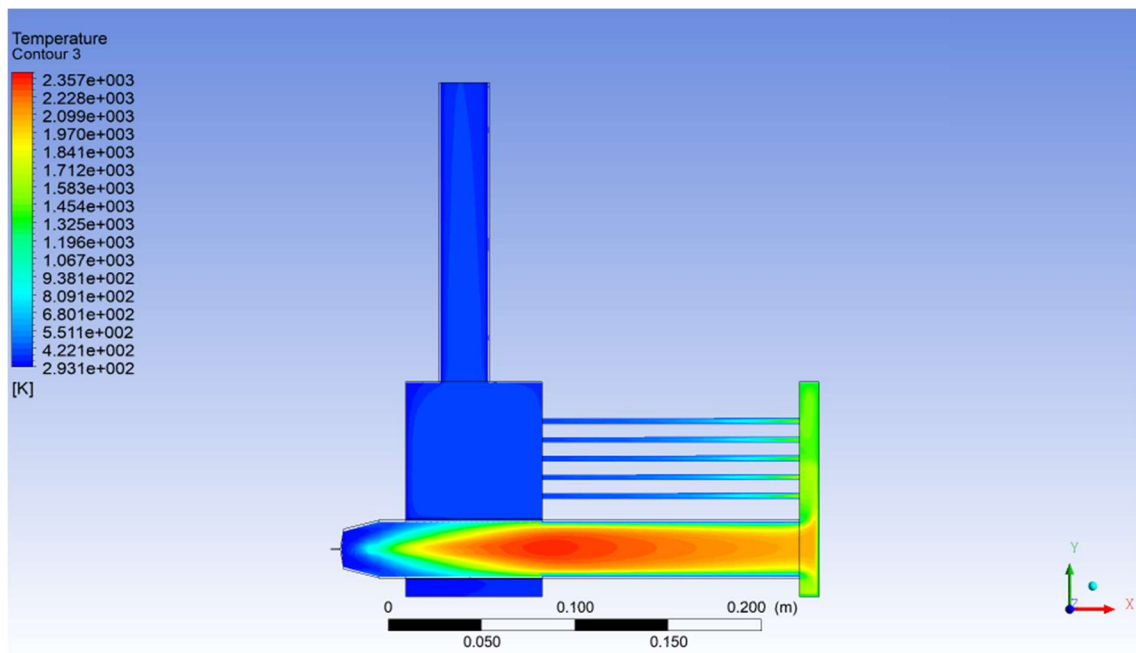


Figura 18. Perfil de temperaturas en la primera línea de tubos para el caso 4

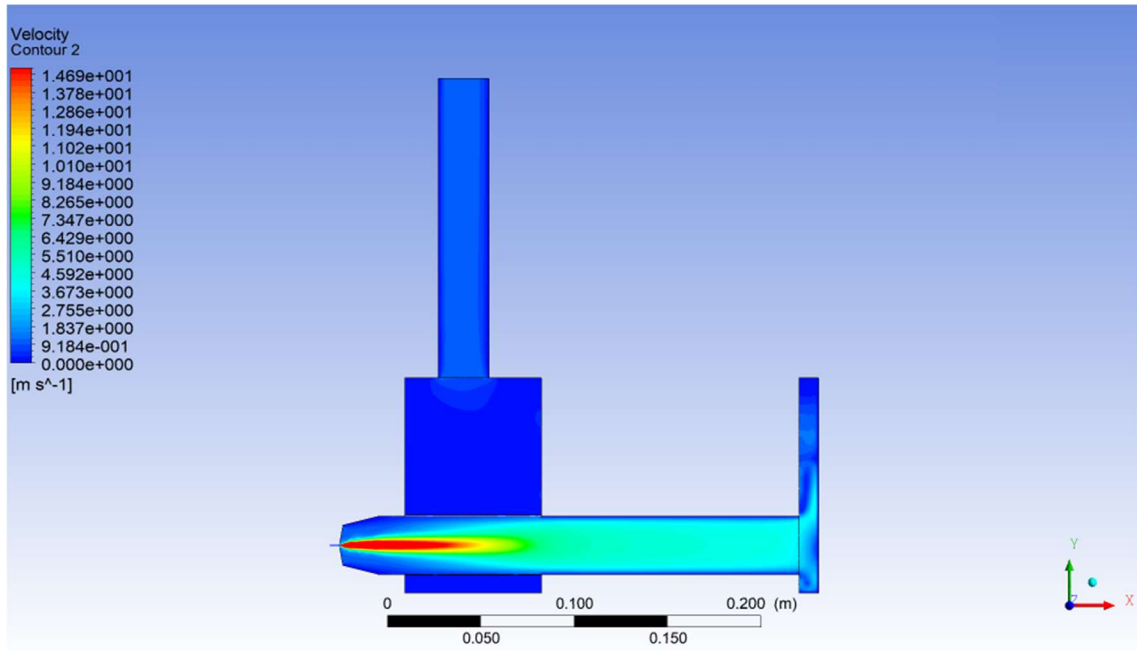


Figura 19. Perfil de velocidades en el hogar para el caso 4

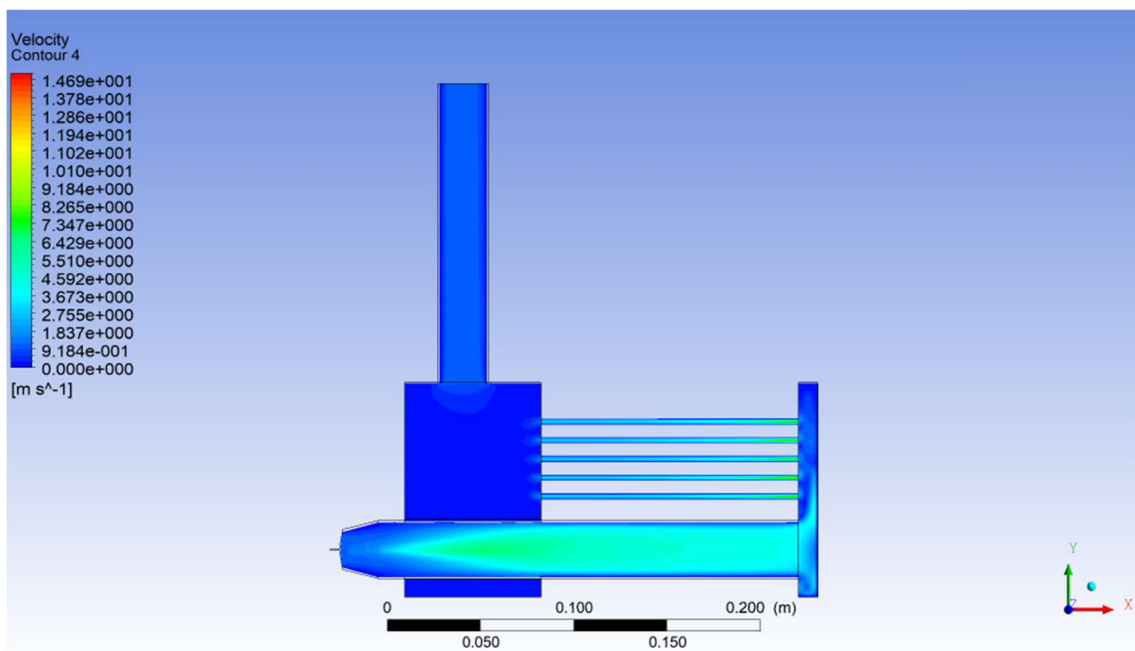


Figura 20. Perfil de velocidades en la primera línea de tubos para el caso 4

De nuevo sucede lo mismo que en el caso anterior y entre un modelo y otro el cambio es principalmente en los valores máximos y mínimos siendo las zonas donde se dan las mismas.

Al contrario que en el caso de los modelos de turbulencia los modelos de radiación en lugar de afectar principalmente a la velocidad afectan principalmente a la temperatura. Sin embargo, en este caso también ambas variables están relacionadas al afectar la

temperatura a la densidad de los gases como se explicó en el apartado “9.4.1. Modelos de turbulencia” del documento de memoria.

3.3. Comparación del intercambio de calor al ambiente

Como ya se ha comentado en el documento de memoria, además de la comparación de los modelos, se compararán diferentes maneras para simular la transferencia de calor al ambiente, son las siguientes:

- La primera es como se han realizado las simulaciones hasta este punto y como se indica en la Tabla 3, es decir, aplicar la temperatura ambiente (20 °C) en las paredes.
- Otra manera será introducir como condición de contorno en las paredes expuestas al ambiente los coeficientes de intercambio de calor por convección y radiación como se expondrá a continuación.
- Finalmente se analizará también el caso en el que no hay intercambio de calor.

Para el coeficiente de radiación su valor se obtuvo de [1] que para una superficie de acero pintada de negro resultó ser 0,935. Por otra parte, para el coeficiente de intercambio se calculó mediante la herramienta online [2] en la cual se introdujeron los siguientes datos:

- Placa frontal de la caldera:
 - Tipo de superficie: Plano vertical
 - Altura del plano: 115 mm
 - Temperatura superficial: 63,35 °C
 - Temperatura ambiente: 20 °C
 - Medio ambiente: aire
- Chimenea:
 - Tipo de superficie: Plano vertical
 - Altura del plano: 160 mm
 - Temperatura superficial: 63,35 °C
 - Temperatura ambiente: 20 °C
 - Medio ambiente: aire

Nótese que, aunque la chimenea es un cilindro en posición vertical para el cálculo del coeficiente de convección se aproxima a un plano vertical. También cabe destacar que la temperatura de superficie se obtuvo mediante un proceso iterativo ya que depende del coeficiente de convección que es desconocido. En primer lugar, se supuso el valor medio entre la temperatura ambiente y la temperatura de los gases de combustión en la chimenea. Realizando simulaciones se obtiene una nueva temperatura y con ella se recalculó de nuevo el coeficiente de convección. Este proceso se repitió varias veces hasta que la temperatura de las simulaciones tenía un error de menos de un 1% respecto a la del paso anterior. De esta manera se obtuvieron los siguientes valores:

- Placa frontal de la caldera: 6 W/(m²·K)
- Chimenea: 5,5 W/(m²·K)

Los resultados con esta configuración son los siguientes:

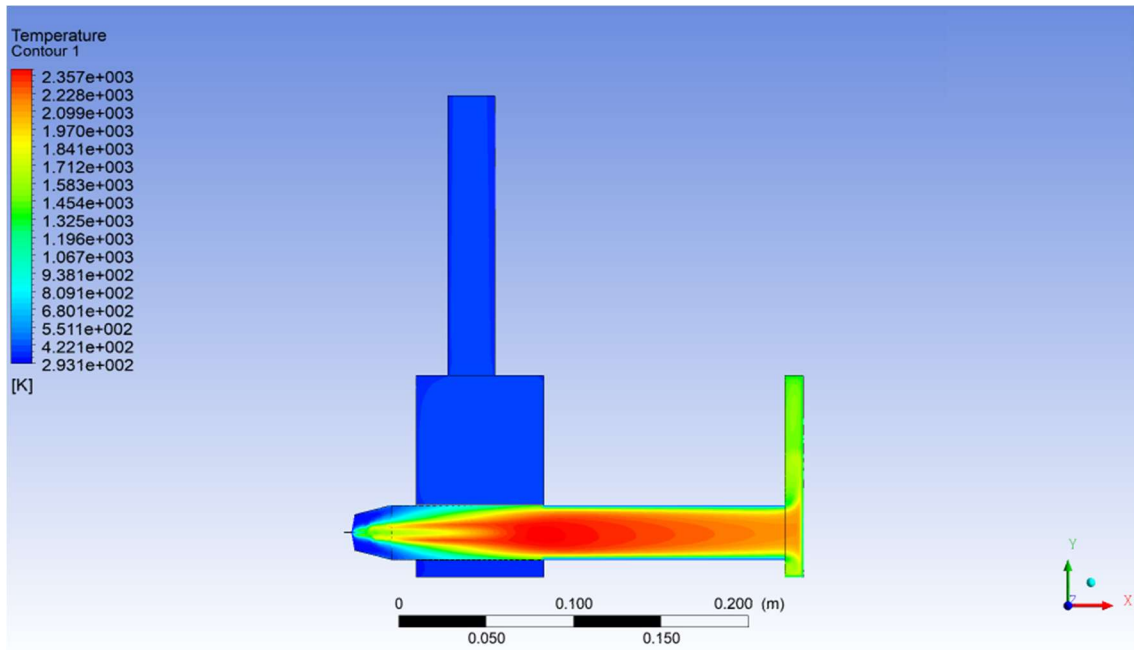


Figura 21. Perfil de temperatura en el hogar para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes

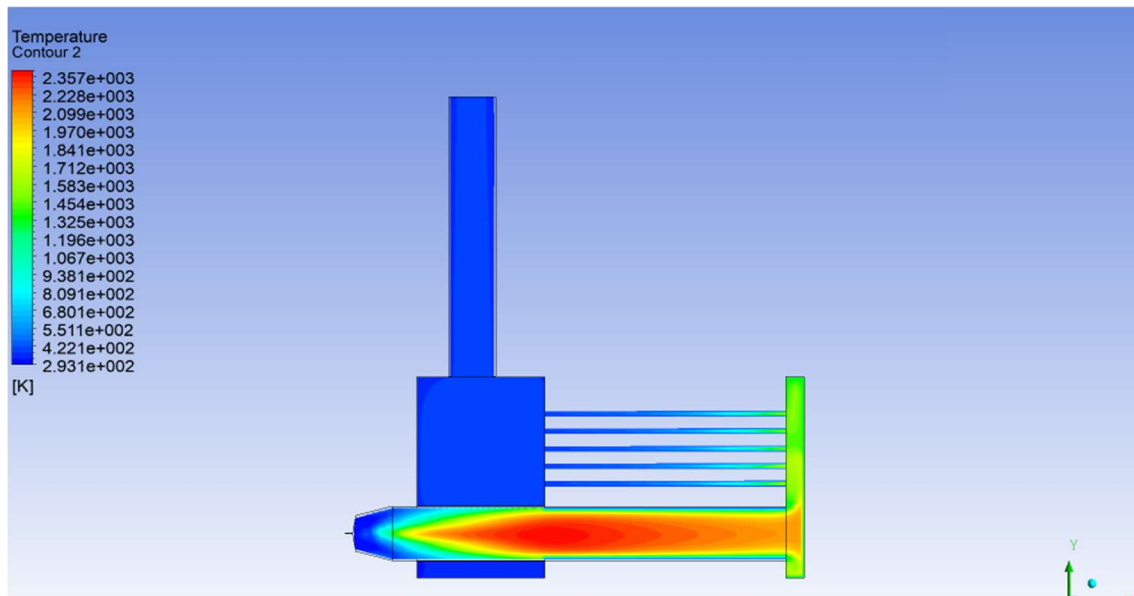


Figura 22. Perfil de temperatura en la primera línea de tubos para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes

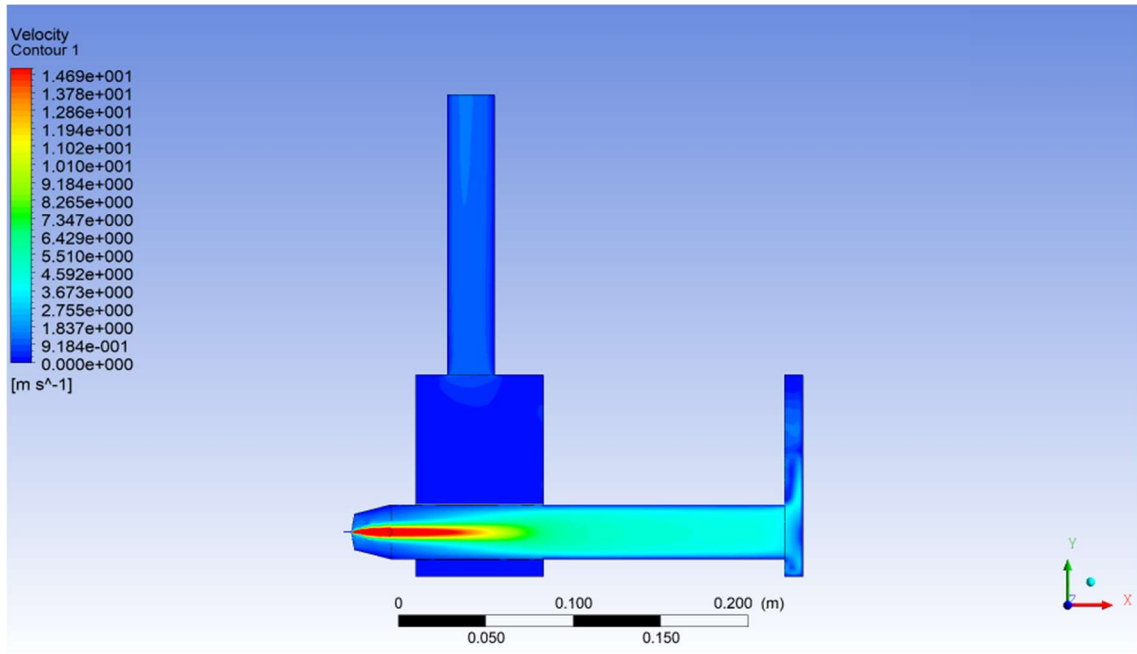


Figura 23. Perfil de velocidad en el hogar para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes

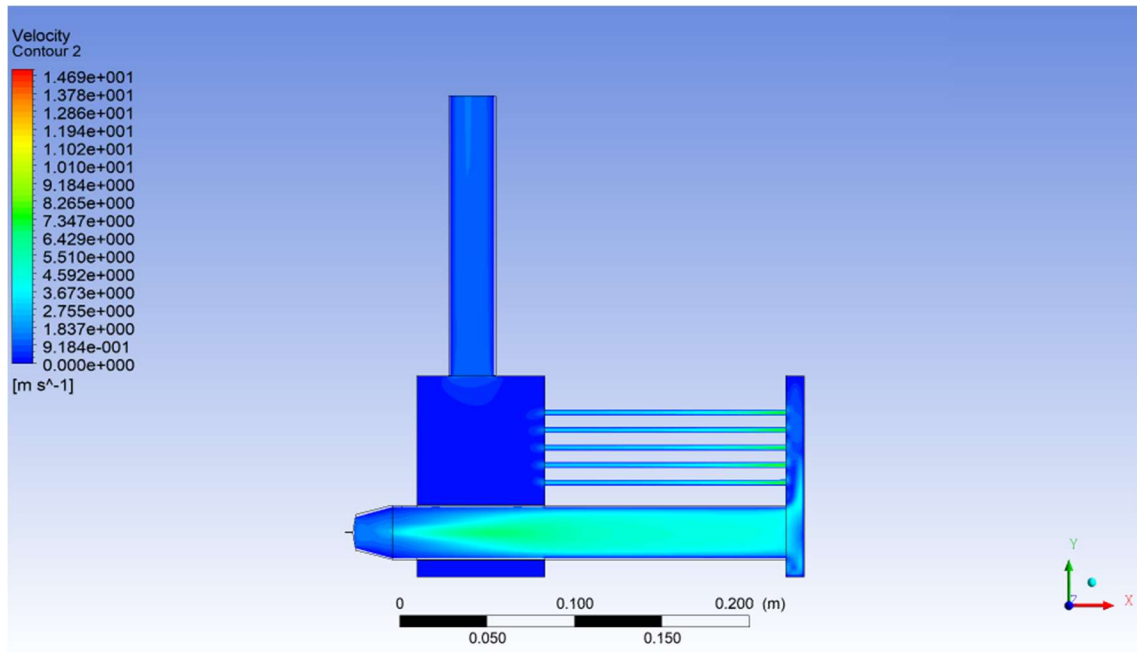


Figura 24. Perfil de velocidad en la primera línea de tubos para el caso de intercambio de calor al ambiente con los coeficientes

En cuanto a los resultados de la simulación sin intercambio de calor al ambiente son los siguientes:

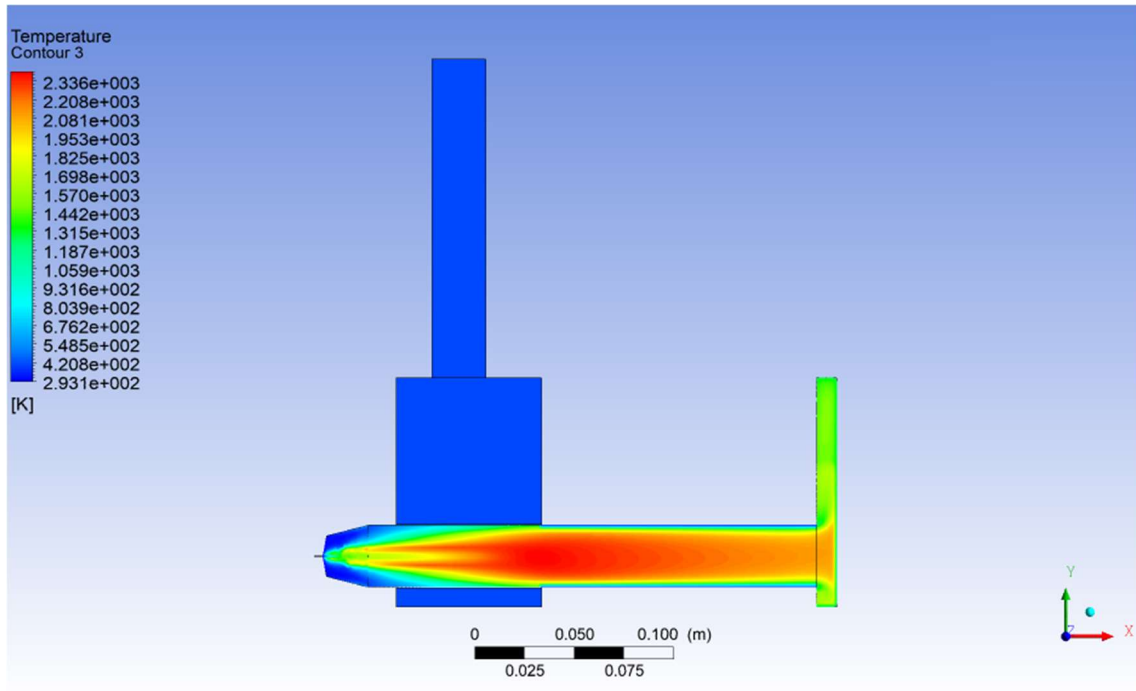


Figura 25. Perfil de temperatura en el hogar para el caso sin intercambio de calor al ambiente

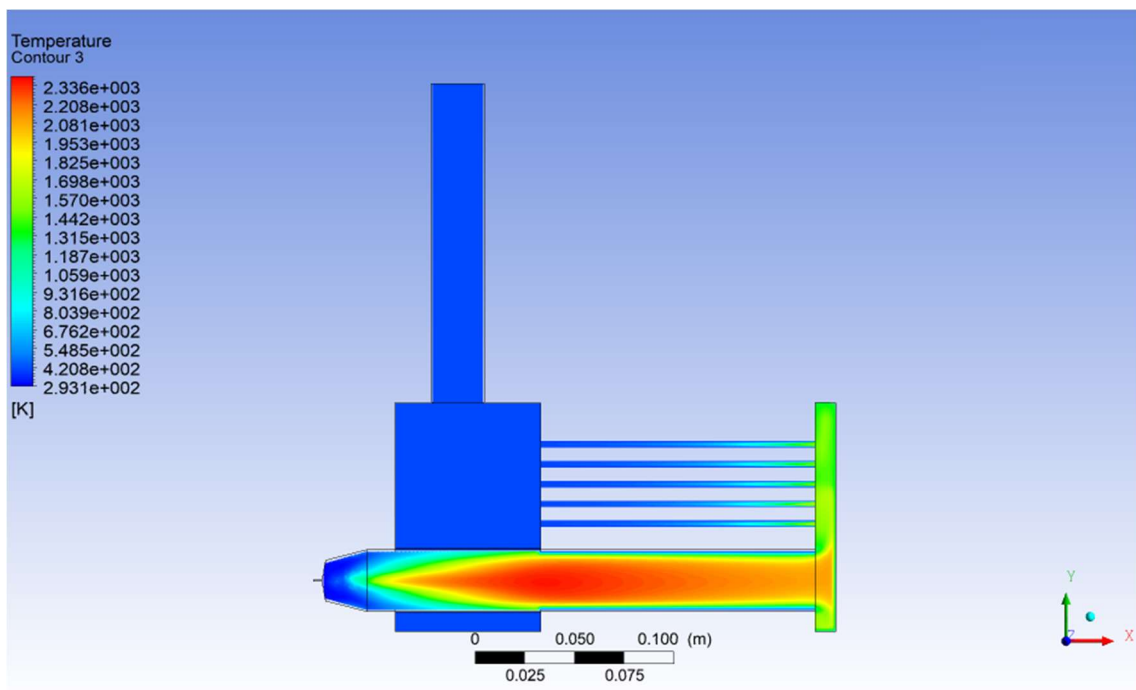


Figura 26. Perfil de temperatura en la primera línea de tubos para el caso sin intercambio de calor al ambiente

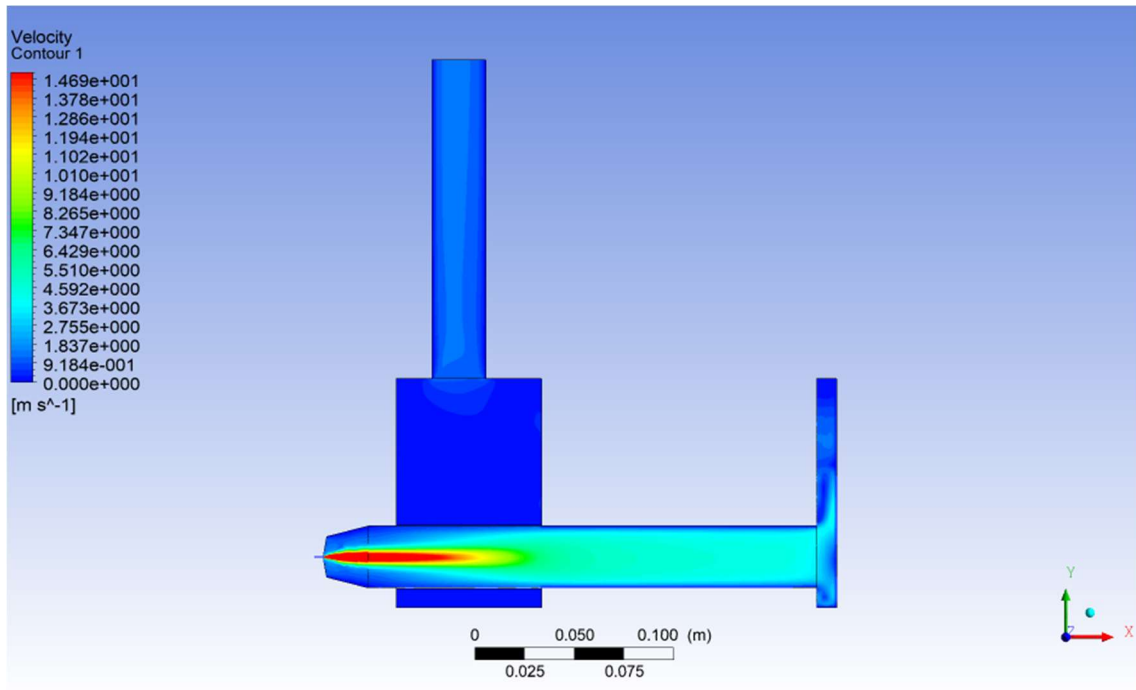


Figura 27. Perfil de velocidad en el hogar para el caso sin intercambio de calor al ambiente

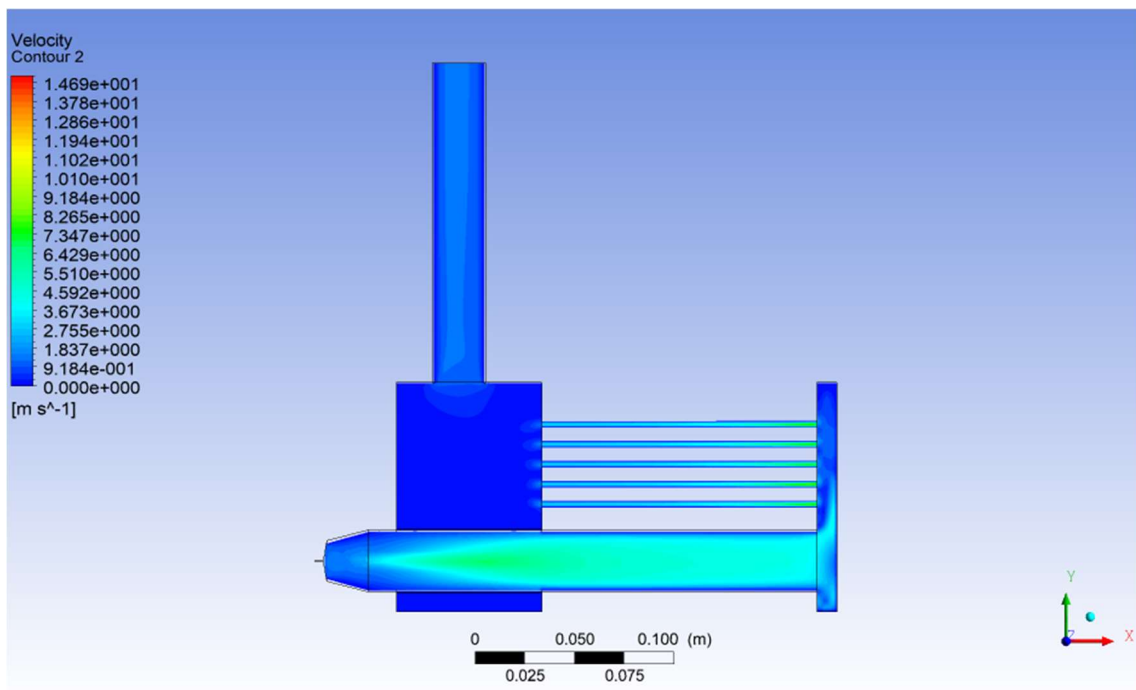


Figura 28. Perfil de velocidad en la primera línea de tubos para el caso sin intercambio de calor al ambiente

Estas simulaciones se realizaron con Discrete Ordinates, K-epsilon Realizable y Eddy Dissipation como modelos de radiación, turbulencia y reacción respectivamente, con lo que se compararán con el caso 4 en el apartado “9.5. Modelado del intercambio de calor al ambiente” del documento de memoria.

Como se puede ver, y como era de esperar la variación de la manera de modelar el intercambio de calor al ambiente solo afecta a la zona de salida, donde se encuentran las paredes sin aislar térmicamente. En estas zonas se observa un aumento de temperatura siendo esta mayor cuanto menor es el intercambio de calor, es decir, menor temperatura con la condición de temperatura ambiente y máxima con la condición de paredes adiabáticas.

4. Referencias

- [1] «Table of emissivity of various surfaces,» Mikron instrument company, [En línea]. Available: http://www-eng.lbl.gov/~dw/projects/DW4229_LHC_detector_analysis/calculations/emissivity2.pdf.
- [2] «Natural convection coefficient calculator,» QuickField, [En línea]. Available: https://quickfield.com/natural_convection.htm.