



Universidad
Zaragoza

Proyecto Fin de Carrera

ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA ZONA CONVECTIVA DE UNA CALDERA DE OXI-COMBUSTIÓN

M^a Pilar Esteban Hernando

Directores

Norberto Fueyo Díaz

Antonio Gómez Samper

Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza

2012

RESUMEN

En este proyecto se analiza la transferencia de calor en la zona convectiva de una caldera que opera en modo oxi-combustión y los factores que influyen en dicha transferencia.

Para ello, se va a describir este modo de combustión y a comparar con el modo de combustión tradicional, esto es, con aire. Cada modo de combustión produce unos gases de salida con una composición distinta, lo cual hace que estos tengan diferentes propiedades termodinámicas que pueden afectar a la transferencia de calor en la zona convectiva de la caldera.

Para comparar cada caso, se va a utilizar un modelo de fluidodinámica computacional desarrollado por el Grupo de Fluidodinámica Numérica (GFN) de la universidad de Zaragoza, con el que se simulará la zona convectiva de una caldera experimental. Esta caldera forma parte de la Fundación de la Ciudad de la Energía (CIUDEN), situada en la provincia de León, y puede operar en los dos modos, esto es, aire y oxi-combustión.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	4
2. INTRODUCCIÓN A LA OXI-COMBUSTIÓN	6
3. DIFERENCIAS OXI-COMBUSTIÓN Y MODO AIRE	8
3.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.....	13
4. BREVE DESCRICIÓN DE LOS MODELOS	15
5. LA CIUDAD DE LA ENERGÍA (CIUDEN)	17
5.1. INTRODUCCIÓN	17
5.2. CALDERA DE LECHO FLUIDIZADO CIRCULANTE (LFC)	17
5.2.1. <i>DESCRIPCIÓN DE LA ZONA CONVECTIVA</i>	19
6. VALIDACIÓN	22
6.1. INTRODUCCIÓN	22
6.2. CASO OXI-COMBUSTIÓN HÚMEDA	24
6.3. CASO AIRE.....	32
6.4. COMPARACIÓN ENTRE EL CASO AIRE Y EL CASO OXI-COMBUSTIÓN	40
7. RESULTADOS	42
7.1. INFLUENCIA DE LA RADIACIÓN	43
7.1.1. <i>EFFECTO DE LA RADIACIÓN EN EL MODO DE OXI-COMBUSTIÓN</i>	43
7.2. EFECTO DE LA RADIACIÓN EN EL MODO AIRE.....	46
7.3. COMPARACIÓN CON OXI-COMBUSTIÓN SECA	49
7.4. OTROS CRITERIOS DE DISEÑO.....	54
7.4.1. <i>MISMO GASTO MÁSIICO DE ENTRADA</i>	54
7.4.2. <i>MISMO GASTO MÁSIICO Y TEMPERATURA DE ENTRADA</i>	57
7.4.3. <i>COMPARACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SEGÚN CADA CRITERIO</i>	60
8. CONCLUSIONES	63
Anexos	65
Bibliografía	103

1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto fin de carrera se analiza la transferencia de calor en la zona convectiva de una caldera que opera en modo oxi-combustión mediante la simulación de ésta.

La oxi-combustión es una tecnología de combustión que permite obtener gases de salida con CO_2 prácticamente puro, por lo que, posteriormente, éste puede ser capturado, almacenado o utilizado directamente. Para obtener una elevada concentración de CO_2 en los gases se utiliza sólo oxígeno en vez de aire (como se hace en la combustión tradicional).

Debido a la problemática del efecto invernadero que existe en la actualidad, la oxi-combustión se ha convertido en una tecnología de combustión prometedora para reducir las emisiones de CO_2 por lo que, actualmente, está siendo ampliamente estudiada.

Respecto a la transferencia de calor en la zona convectiva, las principales diferencias entre el modo oxi-combustión y el modo aire son causadas por la distinta composición de los gases de salida del hogar entre ambos modos. Ello hace que varíen las propiedades termodinámicas relacionadas con la transferencia de calor por convección (por ejemplo, capacidad calorífica o conductividad térmica) y radiación (emisividad de los gases).

Mediante las simulaciones llevadas a cabo en este proyecto se analizará la influencia de estas diferencias en la transferencia de calor de una zona convectiva. En concreto, la zona convectiva analizada en el modelo computacional forma parte de las instalaciones experimentales de la Fundación Ciudad de la Energía (CIUDEN) ubicadas en Cubillos de Sil (León), las cuales pueden operar tanto en modo convencional (aire) como en modo oxi-combustión.

El modelo computacional empleado en este proyecto ha sido desarrollado por el Grupo de Fluidodinámica Numérica de la Universidad de Zaragoza. En los Anexos se describen detalladamente los modelos empleados para la simulación de la transferencia de calor.

La estructura de esta memoria se indica a continuación. Inicialmente se describe un proceso típico de oxi-combustión y se comparan los modos de oxi-combustión húmeda y seca frente a la combustión mediante aire.

Después, se describen brevemente los modelos empleados en la modelización de la zona convectiva analizada en este proyecto. Una vez se han descrito los modelos, se prosigue con la descripción de la zona convectiva modelada y su validación (en el momento en el que se ha realizado el proyecto sólo se disponen de los datos experimentales para los casos de oxi-combustión húmeda y combustión con aire, por lo que serán éstos los casos validados).

A continuación, se presenta el análisis paramétrico realizado en el cual se ha analizado:

- La influencia de la radiación
 - o Modo oxi-combustión
 - o Modo aire
- La oxi-combustión húmeda respecto a la oxi-combustión seca
- Otros criterios de diseño para la zona convectiva (mismo gasto másico y temperatura de entrada)

Finalmente se exponen las conclusiones obtenidas en este proyecto.

2. INTRODUCCIÓN A LA OXI-COMBUSTIÓN

Debido a la problemática del efecto invernadero, se impone la reducción de las emisiones de CO_2 en los procesos industriales. La oxi-combustión es una tecnología que en este aspecto es interesante, ya que permite obtener gases de salida con CO_2 relativamente puro el cual puede ser posteriormente capturado y almacenado. La oxi-combustión consiste, básicamente, en la eliminación del nitrógeno del gas oxidante (aire) para llevar a cabo el proceso de combustión en una atmosfera compuesta por oxígeno y gases de salida recirculados, ricos en CO_2 . De esta forma, el gas de salida producido consiste principalmente en CO_2 y vapor de agua.

La oxi-combustión es una solución prometedora para reducir las emisiones de CO_2 ligadas a las actividades industriales tradicionalmente contaminantes como, por ejemplo, las centrales eléctricas de carbón, los altos hornos o las cementeras. Además, la oxi-combustión puede emplearse para diferentes combustibles tales como el carbón, gas natural o una mezcla de biomasa y carbón.

Los problemas principales de este tipo de tecnologías son el consumo de energía que es necesario para separar el oxígeno del aire y para comprimir el CO_2 previamente para su almacenamiento, lo cual repercute en una pérdida de eficiencia muy relevante (entre un 8-10 % menor que un sistema tradicional de aire), y el alto coste de la inversión requerida, en comparación con una instalación convencional. En la Figura 1 se puede observar el diagrama típico de una planta de oxi-combustión.

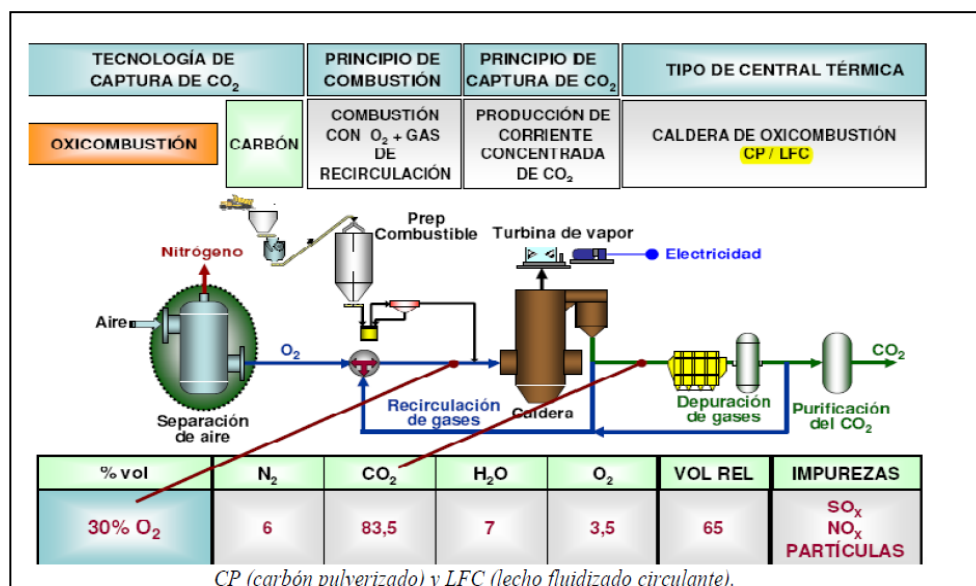


Figura 1. Esquema típico de una planta de oxi-combustión [1]

Como se observa en la Figura 1, al principio del proceso se procede a la separación del nitrógeno del aire mediante una unidad de fraccionamiento de aire (ASU) para enriquecer el comburente en O₂ (pureza superior al 95%) y rebajar la presencia de nitrógeno. Una vez se ha separado el oxígeno, se introduce en la caldera el combustible con el oxígeno y los gases de salida recirculados para proceder a su combustión. La concentración de O₂ en los gases de entrada al quemador es aproximadamente de un 30% en volumen. De esta forma, la concentración de CO₂ en los gases resultantes es muy elevada (se pasa de una concentración de un 12% - 17% en modo aire a una concentración próxima al 70% - 95% en volumen de CO₂ a la salida).

A la salida del hogar, los gases son circulados a través de la zona convectiva. Esta zona aprovecha el calor de los gases para calentar vapor de agua. A continuación, los gases no recirculados son depurados (disminución de SO_x, NO_x y eliminación de partículas) y purificados (separación del H₂O), obteniendo una corriente de gases con una elevada concentración de CO₂. Posteriormente, estos gases se comprimen a elevada presión, más de 200 bar, y se inyectan en almacenamientos adecuados.

La oxi-combustión puede ser clasificada en oxi-combustión húmeda y oxi-combustión seca, dependiendo si el flujo recirculado contiene vapor de agua o no. Esto hace que cambien las propiedades termodinámicas de los gases de salida. En la Tabla 1 se observan las diferentes proporciones de las especies en los gases recirculados para los distintos tipos de oxi-combustión.

FACTOR	AIRE	OXICOMBUSTIÓN
CO ₂ +H ₂ O	0.3	0.9
H ₂ O/ CO ₂	1	0.1 seca
		0.3 húmeda
		0.8 húmeda, cuando se utiliza lignito

Tabla 1. Aire vs oxi-combustión húmeda y seca (% en volumen) [2]

La concentración de CO₂ y H₂O representa el 30% en volumen de los gases de salida en el caso aire mientras que para el caso de oxi-combustión, representan el 90%. Asimismo, la relación entre las concentraciones de H₂O y CO₂ en el caso de aire es aproximadamente igual a uno. En el modo de oxi-combustión, por otro lado, el ratio entre las concentraciones de H₂O y CO₂ varía entre el 10% en la oxi-combustión seca y 80% en la oxi-combustión húmeda (cuando se usa lignito como combustible).

3. DIFERENCIAS OXI-COMBUSTIÓN Y MODO AIRE

Las principales diferencias respecto a la transferencia de calor en la zona convectiva entre la oxi-combustión y la combustión con aire son causadas por la diferencia de composición de los gases de salida, y son:

- **MAYOR EMISIVIDAD DE LOS GASES**

La alta proporción de CO_2 y H_2O en los gases de salida provoca una mayor emisividad de estos en el modo oxi-combustión frente al modo aire, así como una mayor emisividad de los gases en oxi-combustión húmeda frente a seca. Esto es debido a que el agua y el dióxido de carbono emiten y absorben radiación al ser partículas triatómicas. Sin embargo, el nitrógeno, por ejemplo, no emite ni absorbe radiación. En la Figura 2 se observa la emisividad de los gases de salida frente a la longitud característica en la caldera.

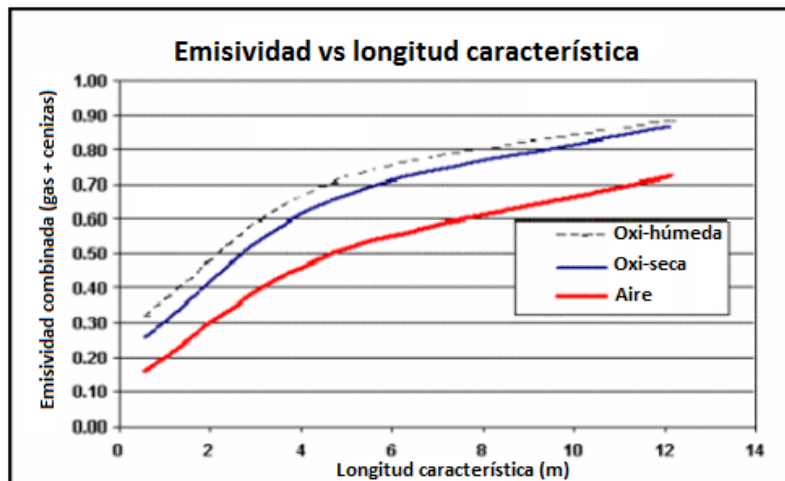


Figura 2. Emisividad vs longitud característica [3]

- **TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN**

La diferente composición de los gases en la zona convectiva en los casos de oxi-combustión (seca y húmeda) frente a la combustión convencional (aire), produce variaciones en las siguientes propiedades termodinámicas en los gases de salida: calor específico, conductividad térmica, viscosidad y densidad. A continuación se indica su influencia en las propiedades termodinámicas. Posteriormente, se ha estimado la influencia global de todas estas propiedades en el coeficiente de transferencia de calor por convección.

En la Tabla 2 se muestra la composición del flujo gas para cada modo de combustión, esto es, aire, oxi-combustión seca y oxi-combustión húmeda. Estas composiciones son las empleadas a continuación para calcular las propiedades termodinámicas medias de los gases de salida del hogar.

Composición del gas	Unidades	Combustión aire	Oxi-combustión húmeda	Oxi-combustión seca
CO ₂	% masa	15.1	71.4	83.08
O ₂	% masa	4.0	3.2	3.72
N ₂	% masa	75.4	3.0	3.5
H ₂ O	% masa	5.5	21.2	8.30
Ar	% masa	0	1.2	1.4

Tabla 2. Composición para cada caso de combustión en volumen.

CALOR ESPECÍFICO

En la Figura 3 se observa cómo el vapor de agua tiene un valor bastante superior al resto de componentes del flujo gas. Los valores de N₂, O₂ y CO₂ son muy similares.

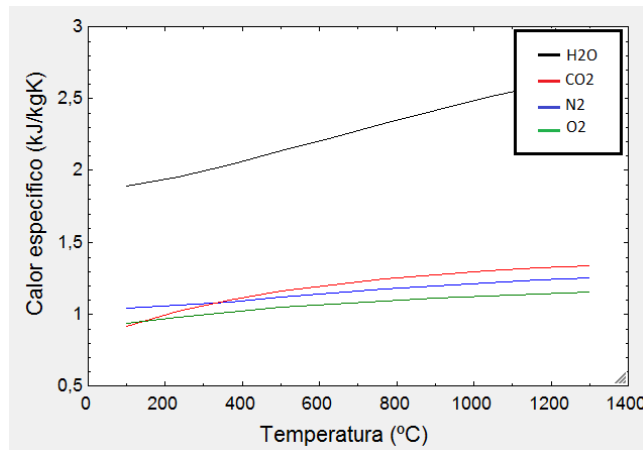


Figura 3. Calor específico para cada componente del flujo gas a 962°C y 1 bar de los gases de salida

El calor específico de los gases de salida para cada caso de combustión se muestra en la Tabla 3. Los valores del calor específico son parecidos, siendo ligeramente superiores en los casos de oxi-combustión.

	Aire	Oxi-húmeda	Oxi-seca
(kJ/kg K)	1,28	1,51	1,37

Tabla 3. Calor específico (kJ/kg K) para modo oxi-combustión húmeda, seca y modo aire a 962 °C y 1 bar de los gases de salida

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

Como se puede ver en la Figura 4, el vapor de agua a altas temperaturas presenta una conductividad térmica superior al del resto de las especies. Esto influye en que la conductividad térmica sea superior en el caso de oxi-combustión húmeda, tal y como se observa en la Tabla 4.

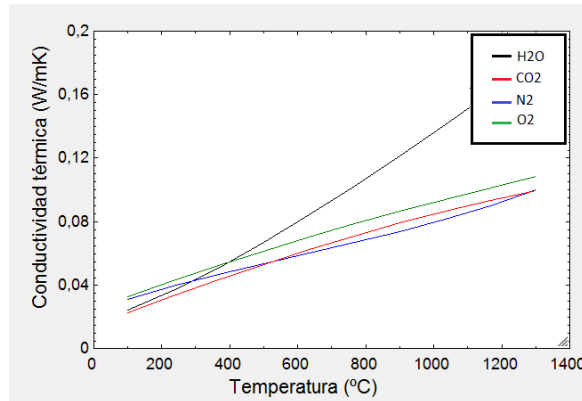


Figura 4. Conductividad térmica para cada componente del flujo gas a 962°C y 1 bar

	Aire	Oxi-húmeda	Oxi-seca
(W/m·K)	0,081	0,093	0,086

Tabla 4. Conductividad térmica para modo oxi-combustión húmeda, seca y modo aire a 962 °C y 1 bar

VISCOSIDAD

En la Figura 5 se observa que el oxígeno es el elemento con mayor viscosidad, siendo el vapor de agua el que tiene una menor viscosidad. La viscosidad de la mezcla de gases no varía mucho entre todos los casos, encontrándose la viscosidad más alta en el caso de oxi-combustión seca.

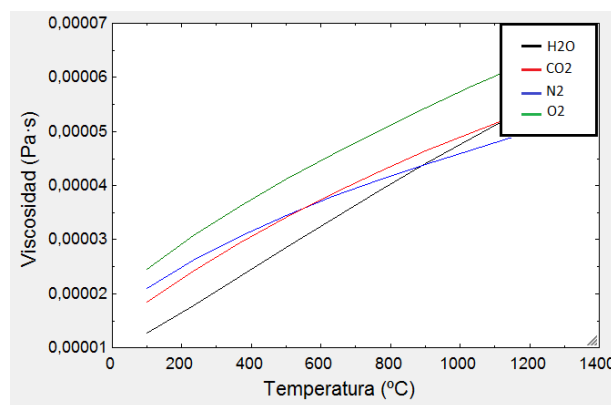


Figura 5. Viscosidad para cada componente del flujo gas a 962 °C y 1 bar

Los distintos valores de la viscosidad (Pa·s) para cada modo de combustión se muestran en la Tabla 5.

	Aire	Oxi-húmeda	Oxi-seca
Pa·s	$4,61 \cdot 10^{-5}$	$4,78 \cdot 10^{-5}$	$4,83 \cdot 10^{-5}$

Tabla 5. Viscosidad para modo oxi-combustión húmeda, seca y modo aire a 962 °C y 1 bar

NÚMERO DE PRANDTL

El número de Prandtl (Pr) es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. En la Figura 6 se observa que el número de Prandtl del vapor de agua es mayor que el resto de especies, seguido del CO₂. Por lo tanto, la oxi-combustión húmeda tendrá un número de Prandtl más elevado que el modo aire y la oxi-combustión seca.

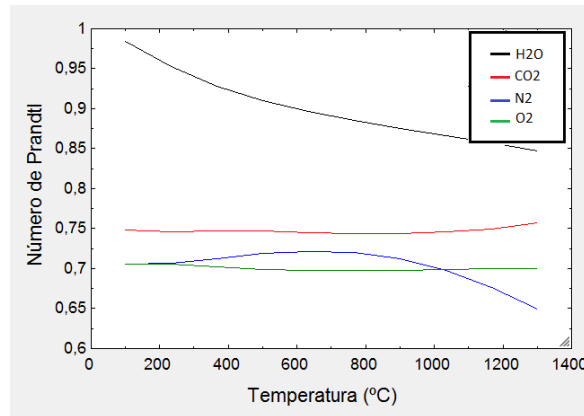


Figura 6. Número de Prandtl para cada componente del flujo gas a 962 °C y 1 bar

El número de Prandtl calculado para cada caso de combustión se puede ver en la Tabla 6.

Aire	Oxi-húmeda	Oxi-seca
0,72	0,77	0,75

Tabla 6. Número de Prandtl para modo oxi-combustión húmeda, seca y modo aire a 962 °C y 1 bar

DENSIDAD

En la Figura 7 se observa que el CO₂ tiene una densidad mayor que el resto de las especies consideradas. Esto provoca que los gases de combustión en los casos de oxi-combustión sean más densos que en modo aire. El vapor de agua es el elemento menos denso de todos, por lo que la oxi-combustión húmeda tiene una densidad ligeramente inferior al caso de oxi-combustión seca.

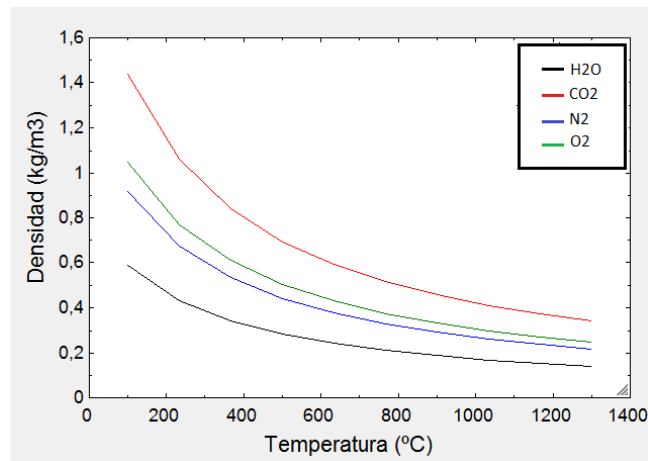


Figura 7. Densidad para cada componente del flujo gas a 962 °C y 1 bar

La Tabla 7 muestra la densidad de la mezcla de gases para cada caso de combustión.

	Aire	Oxi-húmeda	Oxi-seca
(kg/m ³)	0,27	0,34	0,37

Tabla 7. Densidad para modo oxi-combustión húmeda, seca y modo aire a 962 °C y 1 bar

3.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

En este apartado se estima teóricamente la diferencia entre el coeficiente de convección en el modo oxi-combustión y el modo aire.

La transferencia de calor por convección está directamente relacionada con el coeficiente de convección α'' de la siguiente forma:

$$Q'' = \alpha'' (T_f - T_s)$$

Donde:

- Q'' es el calor transferido por unidad de superficie (W/m^2)
- T_f es la temperatura del fluido (K)
- T_s es la temperatura de la superficie a la cual el fluido transfiere energía (K)

Para calcular teóricamente el coeficiente de convección en los bancos de tubos α'' se utilizan generalmente expresiones del tipo Dittus-Boelter [4]:

$$Nu = C Re^n Pr^m$$

Donde:

- Nu: es el número de Nusselt, igual a $\frac{\alpha'' D_o}{\lambda}$, siendo α'' el coeficiente de convección ($W/k m^2$), D_o una longitud característica (m) y λ la conductividad térmica ($W/K \cdot m$).
- C, n, m son constantes
- Re: el número de Reynolds, igual a $Re = \frac{v D_o}{\nu}$ siendo v la velocidad del fluido que pasa por el banco de tubos, D_o el diámetro exterior de los tubos (m) y ν la viscosidad cinemática (m^2/s).
- Pr: es el número de Prandtl, igual a $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$, donde μ es la viscosidad dinámica (Pa-s), C_p es el calor específico ($J/(kg \cdot K)$) y λ la conductividad térmica ($W/K \cdot m$).

Para calcular el ratio entre los coeficientes de convección en modo oxi-combustión y modo aire se procede de la siguiente forma,

$$\frac{[Nu]_{oxi}}{[Nu]_{aire}} = \frac{C Re_{oxi}^n Pr_{oxi}^m}{C Re_{aire}^n Pr_{aire}^m}, \text{ con } n = 0,84 \text{ y } m = 0,36 \text{ (correspondientes a la correlación de Zhukauskas [5]).}$$

Considerando la misma velocidad de los gases en ambos casos, se obtiene:

$$\frac{\alpha''_{\text{oxi}}}{\alpha''_{\text{aire}}} = \frac{v_{\text{aire}}^n \rho_{\text{oxi}}^n \lambda_{\text{oxi}} Pr_{\text{oxi}}^m}{v_{\text{oxi}}^n \rho_{\text{aire}}^n \lambda_{\text{aire}} Pr_{\text{aire}}^m}$$

En la Tabla 8 se presenta el ratio entre los diferentes coeficientes de convección de oxi-combustión y aire obtenido con la ecuación anterior.

	$\alpha_{\text{oxi-húmeda}}/\alpha_{\text{aire}}$	$\alpha_{\text{oxi-seca}}/\alpha_{\text{aire}}$	$\alpha_{\text{oxi-seca}}/\alpha_{\text{oxi-húmeda}}$
400°C	1.26	1.27	1
800°C	1.34	1.33	0.99
900°C	1.34	1.33	0.99

Tabla 8. Relación de los coeficientes de convección del modo oxi-combustión vs modo aire

Como se observa en la Tabla 8, el coeficiente de transferencia de calor por convección es superior para el modo oxi-combustión que para el modo aire. Conforme disminuye la temperatura, la diferencia disminuye ligeramente.

Por otro lado, el coeficiente de convección es prácticamente el mismo en ambos modos de oxi-combustión (húmeda y seca).

4. BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS

En este apartado se indican los modelos utilizados para la simulación de la zona convectiva cuyo análisis es el objeto de este proyecto fin de carrera. En los anexos (capítulos 2 y 3), se describen en mayor detalle estos modelos.

El modelo computacional empleado consta de un modelo geométrico y un modelo matemático. Estos han sido desarrollados por el Grupo de Fluidodinámica Numérica de la Universidad de Zaragoza.

La zona convectiva consta de múltiples tuberías interconectadas y empaquetadas para ocupar el menor espacio posible, lo cual da lugar a una estructura compleja, enrevesada y difícil de modelar. Si se intentara simular la zona convectiva tubería por tubería sería inviable debido a la potencia computacional que sería necesaria. Por ello, se ha desarrollado un modelo geométrico mediante el cual se establecen estructuras geométricas que representan de una forma precisa las distintas agrupaciones de tuberías presentes en la zona convectiva. Este modelo, una vez definida la zona convectiva (bancos de tubos, paredes de tubos, etc.), proporciona la información necesaria de cada uno de estos elementos para los cálculos que se realizarán posteriormente. Esta información comprende posición y dimensiones del elemento, diámetro exterior e interior de los tubos, la conexión entre los intercambiadores de calor, dirección del flujo, caudal que circula por los tubos, etc.

El modelo matemático está formado por las ecuaciones de conservación y modelos que permiten describir los fenómenos físicos que transcurren en la zona convectiva: flujo fluido turbulento de los gases de combustión (lado gas), transferencia de calor por convección y radiación de los gases de combustión, y transferencia de calor al líquido/vapor (lado vapor).

En la Tabla 9 se resumen las ecuaciones que se resuelven y los modelos implementados en el modelo matemático desarrollado para la simulación de la zona convectiva.

En el capítulo 3 de los anexos se detallan estos modelos.

Fenómenos físicos	Ecuaciones de conservación	Modelos
Flujo fluido	(1) Ecuación de continuidad (2) Ecuación de conservación de cantidad de movimiento	-Correlación de Prieto et al. (2007) [6] para el cálculo de la pérdida de presión de los gases de combustión en los bancos de tubos.
Turbulencia (gases de combustión)	(1) k (energía cinética turbulenta) (2) ϵ (disipación de la energía cinética turbulenta)	- k - ϵ estándar.
Transferencia de calor	(1) Ecuación de conservación de la energía (para gases de combustión) (2) Ecuación de conservación de la energía (para líquido/vapor)	-Correlación de Zhukauskas [5] para el cálculo del coeficiente de convección en el lado gas. -Correlación de McAdams [7] para el cálculo del coeficiente de convección en el lado gas.
Radiación	(1) Ecuación de transporte para la radiación incidente	-Modelo P-1 para la transferencia de calor por radiación. -Modelo WSGGM (weighted sum of grey gases model) modificado para el cálculo de la emisividad de los gases tanto para combustión como para combustión en modo oxi-combustión [8]

Tabla 9. Modelos implementados en el modelo matemático desarrollado para la simulación de la zona convectiva..

5. LA CIUDAD DE LA ENERGÍA (CIUDEN)

5.1. INTRODUCCIÓN

En 2009, ENDESA y CIUDEN, con Foster Wheeler como socio tecnológico, presentaron al Programa Europeo de Recuperación Económica de la CE (PERE) la fase inicial del denominado Proyecto Compostilla (**OXY-CFB-300**). Este proyecto está cofinanciado por la Unión Europea en el marco del Programa Energético Europeo para la Recuperación (PEER).

Este Proyecto se basaba en la construcción de una planta de 300 MW_e de oxi-combustión con caldera de lecho fluido circulante y almacenamiento en un acuífero salino. Esta tecnología se está poniendo a prueba en la nueva planta de desarrollo tecnológico situada en Cubillos del Sil, junto a la Central Térmica Compostilla de ENDESA, en el Noroeste de España, donde será adaptada a la escala de demostración.

En esta planta de desarrollo tecnológico se encuentra la caldera cuya zona convectiva es modelada en este PFC. La caldera es de lecho fluidizado y su potencia nominal son 30 MW_{th}, pudiendo operar tanto en modo aire como en modo oxi-combustión.



5.2. CALDERA DE LECHO FLUIDIZADO CIRCULANTE (LFC)

La caldera cuya zona convectiva se modela en este PFC, es una caldera versátil y flexible ya que permite su uso para modo aire y modo oxi-combustión. En la Tabla 10 se pueden observar las principales características de esta caldera LFC.

Potencia térmica (MW_{th}) modo aire	15
Potencia térmica (MW_{th}) modo oxi-combustión	30
Flujo máximo de vapor (t/h)	47.5
Temperatura vapor sobrecalentado (°C)	250
Presión vapor sobrecalentado (bar)	30
Temperatura de agua alimentación (°C)	170
Temperatura del flujo de gases fuera de la caldera (°C)	350-425

Tabla 10. Principales características de la caldera LFC [9]

En este tipo de caldera, la combustión se desarrolla en un lecho de partículas calientes suspendidas en una corriente de gas. Este lecho actúa como un fluido y permite una mezcla rápida de las partículas. El carbón es adicionado al lecho y la mezcla continua favorece la combustión completa la cual se desarrolla a una menor temperatura que en los sistemas de combustión con carbón pulverizado. Los lechos fluidizados tienen las ventajas de producir menores concentraciones de NO_x en el gas de salida, debido a las menores temperaturas de combustión, y producen menores concentraciones de SO_x debido a la adición de sorbentes cálcicos al carbón.

Los principales componentes de la caldera simulada son (ver Figura 8):

1. Hogar (cuyas dimensiones son: 20 metros de altura, 2.9 metros de anchura y 1.7 metros de profundidad)
2. El separador de sólidos para la recirculación del material (ciclón)
3. Recirculación de sólidos
 - a. Conducto de sólidos/cenizas al horno
 - b. Conducto de sólidos/cenizas al INTREX
4. Intercambiador de calor INTREX
5. Zona convectiva
6. Evaporador
7. Economizador

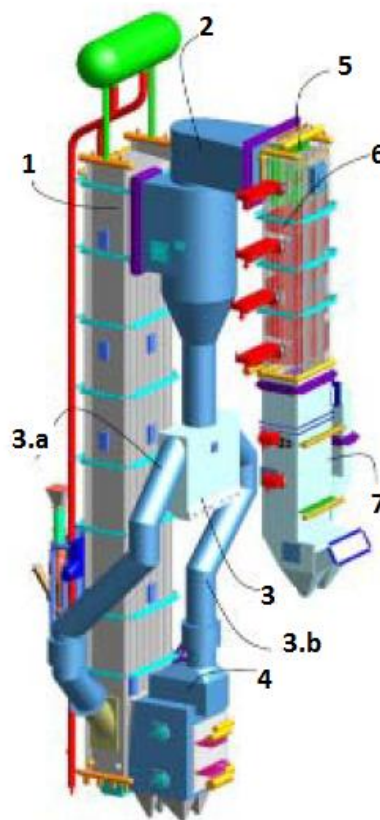


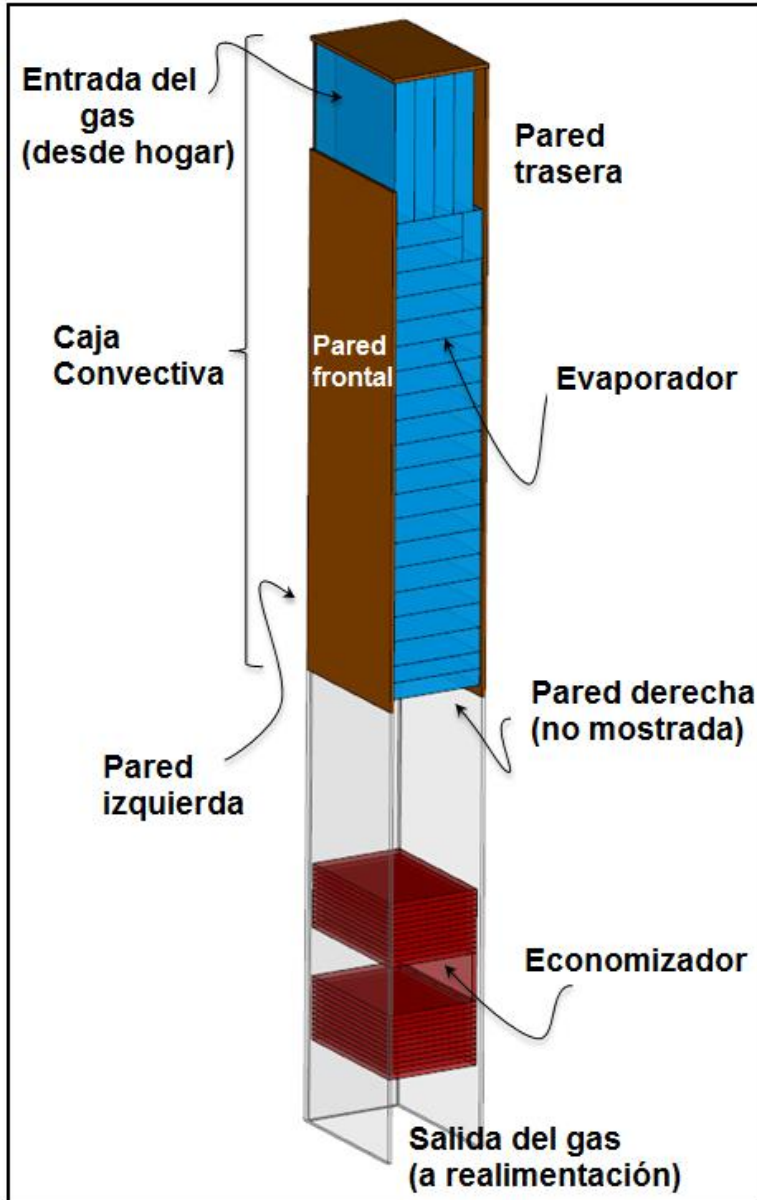
Figura 8. Caldera de LFC [9]

En el hogar (1), se produce la combustión y posteriormente, los gases de salida pasan a través del ciclón (2) para separar las cenizas y sólidos arrastrados. Estos son dirigidos de nuevo al horno, de forma directa (3.a), o indirectamente, a través del intercambiador de calor INTREX (4). Una vez están los gases limpios de sólidos, estos van a la zona convectiva o zona de recuperación de calor (5), en la cual se encuentra el evaporador (6) y el economizador (7).

Como ya se ha indicado anteriormente, este proyecto se centra en la zona convectiva de la caldera de oxi-combustión presentada. A continuación se describe en detalle dicha zona.

5.2.1. DESCRIPCIÓN DE LA ZONA CONVECTIVA

La zona convectiva o zona de recuperación de calor modelada tiene 13.3 metros de altura, 4.74 metros de anchura y 2.18 metros de profundidad.



Consta de los siguientes intercambiadores de calor:

-**Sobrecalentador**: formado por la pared izquierda, derecha frontal, trasera y el techo.

-**Evaporador**

-**Economizador**

Como se observa en la Figura 9, el gas procedente del hogar entra a la zona convectiva con una temperatura entre 900 °C-1000°C, y un caudal entre 23000- 31000 kg/h.

El flujo de gas pasa primero por la denominada caja convectiva en donde se encuentran el sobrecalentador y el evaporador. Después de atravesar estos intercambiadores el flujo de gas se encuentra en torno a 450°C

Figura 9. Circulación del flujo de gas

Finalmente, el flujo de gases pasa por el economizador reduciendo su temperatura a 350 °C.

La caída de presión en la zona convectiva se sitúa entre 260-390 Pa, dependiendo del modo de operación.

A continuación en la Tabla 11 se muestran los datos de operación el flujo de gas en la zona convectiva, operando la caldera a carga nominal.

	Modo oxi-combustión	Modo aire
FLUJO GAS		
Entrada		
Temperatura (°C)	914	962
Caudal (kg/h)	30728	23308
Antes del economizador		
Temperatura (°C)	450	446
Salida		
Temperatura (°C)	350	350
ΔP (Pa)	384	259

Tabla 11. Datos experimentales para el flujo de gas en los modos de oxi-combustión y aire operando la caldera a carga nominal.

Por otro lado, en la Figura 10 se puede ver el recorrido del flujo de vapor.

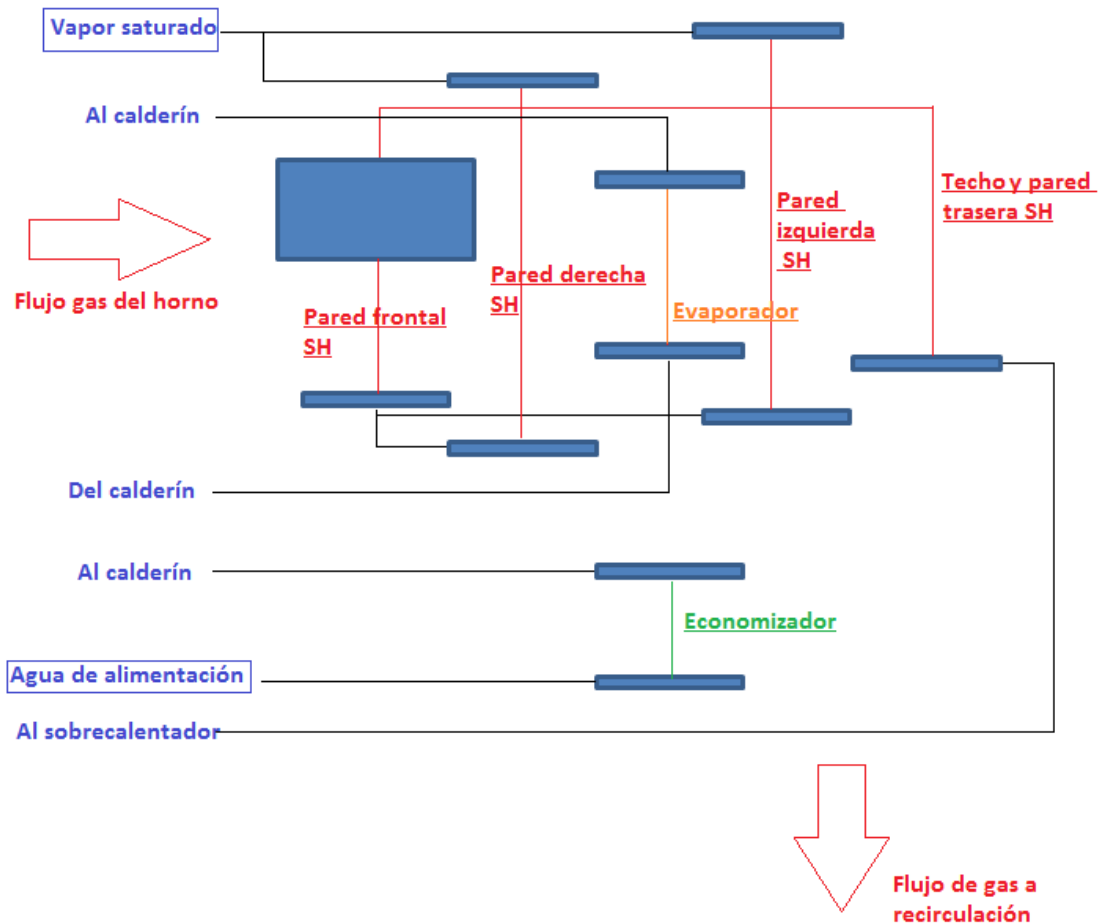


Figura 10. Circulación del flujo de vapor

Respecto a la circulación del vapor, como se puede ver en la Figura 10, el agua entra al economizador como líquido subenfriado (170 °C y 33 bar de presión) con un flujo entre unos 20000 – 22000 kg/h y se calienta para posteriormente ir al calderín. El agua que sale del economizador tiene una temperatura en torno a los 200 °C.

Por otro lado, procedente del hogar, se introduce vapor de agua parcialmente saturado en el evaporador. En éste se forma vapor de agua saturado a una temperatura de aproximadamente 239 °C y 33.5 bares de presión.

También, procedente del hogar, se alimenta vapor saturado desde el calderín al sobrecalentador. Este vapor se introduce a 239 °C, con un caudal de, aproximadamente, 21000 kg/h, y se calienta hasta unos 270 °C.

En la Tabla 12 se presentan los datos de operación para el circuito agua-vapor en la zona convectiva para los modos de oxi-combustión y aire.

	Modo oxi-combustión	Modo aire
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Temperatura entrada (°C)	170,5	170,5
Temperatura salida (°C)	207	199
Caudal (kg/h)	22270	20902
Presión (bar)	33,6	33,4
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	1	0,73
Evaporador		
Caudal (kg/h)	129600	138082
Temperatura entrada (°C)	239	239
Temperatura salida (°C)	239	239
Presión (bar)	33,6	33,4
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	4,42	3,35
Sobrecalentador		
T entrada (°C)	239	238
T salida (°C)	269	276
Caudal (kg/h)	21810	20783
Presión (bar)	32,6	32,2
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	0,81	0,61

Tabla 12. Datos experimentales para el lado agua y vapor de los modos de oxi-combustión y aire operando la caldera a carga nominal.

6. VALIDACIÓN

6.1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se comparan los resultados obtenidos mediante las simulaciones de la zona convectiva para los casos de oxi-combustión húmeda y combustión mediante aire, presentados anteriormente, con las medidas experimentales de estos casos.

A continuación, se describen los datos de entrada para cada uno de estos casos. En la Tabla 13 se puede ver los datos experimentales de entrada del flujo de gas en la zona convectiva.

	Oxi- combustión húmeda	Aire
FLUJO GAS		
Entrada		
Flujo (kg/h)	30728	23308
Temperatura (°C)	914	962
Presión (Pa)	93475	93160

Tabla 13. Datos de entrada del flujo de gas en la zona convectiva.

La composición del flujo de gas para cada caso es la indicada en la Tabla 14.

Composición del gas	Unidades	Combustión aire	Oxi-combustión húmeda
CO ₂	% masa	15.1	71.4
O ₂	%masa	4.0	3.2
N ₂	% masa	75.4	3.0
H ₂ O	% masa	5.5	21.2
Ar	%masa	0	1.2

Tabla 14. Composición del flujo gas en las medidas experimentales en la zona convectiva

Por otro lado, para el lado agua-vapor, los datos de entrada son los mostrados en la Tabla 15.

	Oxi- combustión húmeda	Aire
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Flujo (kg/h)	22270	20902
Temperatura entrada (°C)	170,5	170,5
Presión (bar)	33,6	33,3
Evaporador		
Flujo (kg/h)	138082	129600
Temperatura de entrada (°C)	238	239
Presión (bar)	33.6	33.4
Sobrecalentador		
Flujo (kg/h)	21810	20783
Temperatura entrada (°C)	276	268
Presión (bar)	32.6	32.2

Tabla 15. Datos experimentales de entrada del flujo de agua-vapor en la zona convectiva.

Por último, se ha considerado una emisividad de la pared de los tubos de 0,5. Por otro lado, la resistencia de ensuciamiento se ha fijado en $5 \text{ m}^2\text{K} / \text{kW}$ [11].

Se debe indicar que en el caso del evaporador se ha supuesto que la temperatura de la pared del tubo es $238 \text{ }^\circ\text{C}$, puesto que no se simula el flujo bifásico que circula por su interior. Por lo tanto, el dato del gasto másico en el evaporador realmente no se utiliza en la simulación.

Estos dos casos, de oxi-combustión húmeda y aire, se corresponden con un criterio de diseño en el que la velocidad del flujo de gases en la entrada de la zona convectiva es el mismo en ambos casos.

6.2. CASO OXI-COMBUSTIÓN HÚMEDA

En la Tabla 16 se pueden ver los resultados para el modo de oxi-combustión.

	Oxi-combustión húmeda	Datos experimentales
FLUJO GAS		
Entrada		
Temperatura (°C)	914	914
Antes del economizador		
Temperatura (°C)	456	450
Salida		
Temperatura (°C)	350	346,5
ΔP (Pa)	378	380
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,5
Temperatura salida (°C)	205,5	207
$Q_{\text{intercambiado}}(\text{MW}_{\text{th}})$	1	1
Evaporador		
Temperatura salida (°C)	238	238
$Q_{\text{intercambiado}}(\text{MW}_{\text{th}})$	4,9	4,4
Sobrecalentador		
T salida (°C)	288	276
$Q_{\text{intercambiado}}(\text{MW}_{\text{th}})$	1	0,8

Tabla 16. Validación de los resultados obtenidos en oxi-combustión

Se observa que los resultados obtenidos coinciden razonablemente con los datos experimentales.

Las principales discrepancias se producen en el evaporador (9%) y en el sobrecalentador (20%). A nivel global, la transferencia de calor difiere en un 11% entre la simulación y los datos experimentales.

En la Figura 11 se presenta la velocidad (m/s) del gas en la zona convectiva. En esta figura se observa una mayor velocidad en las zonas situadas entre los bancos de tubos y las paredes de los tubos. Ello es lógico puesto que por estas zonas el flujo de gas no encuentra obstáculos a su paso. Asimismo, también se ve como la velocidad del gas disminuye conforme lo hace su temperatura (y consecuentemente, aumenta su densidad).

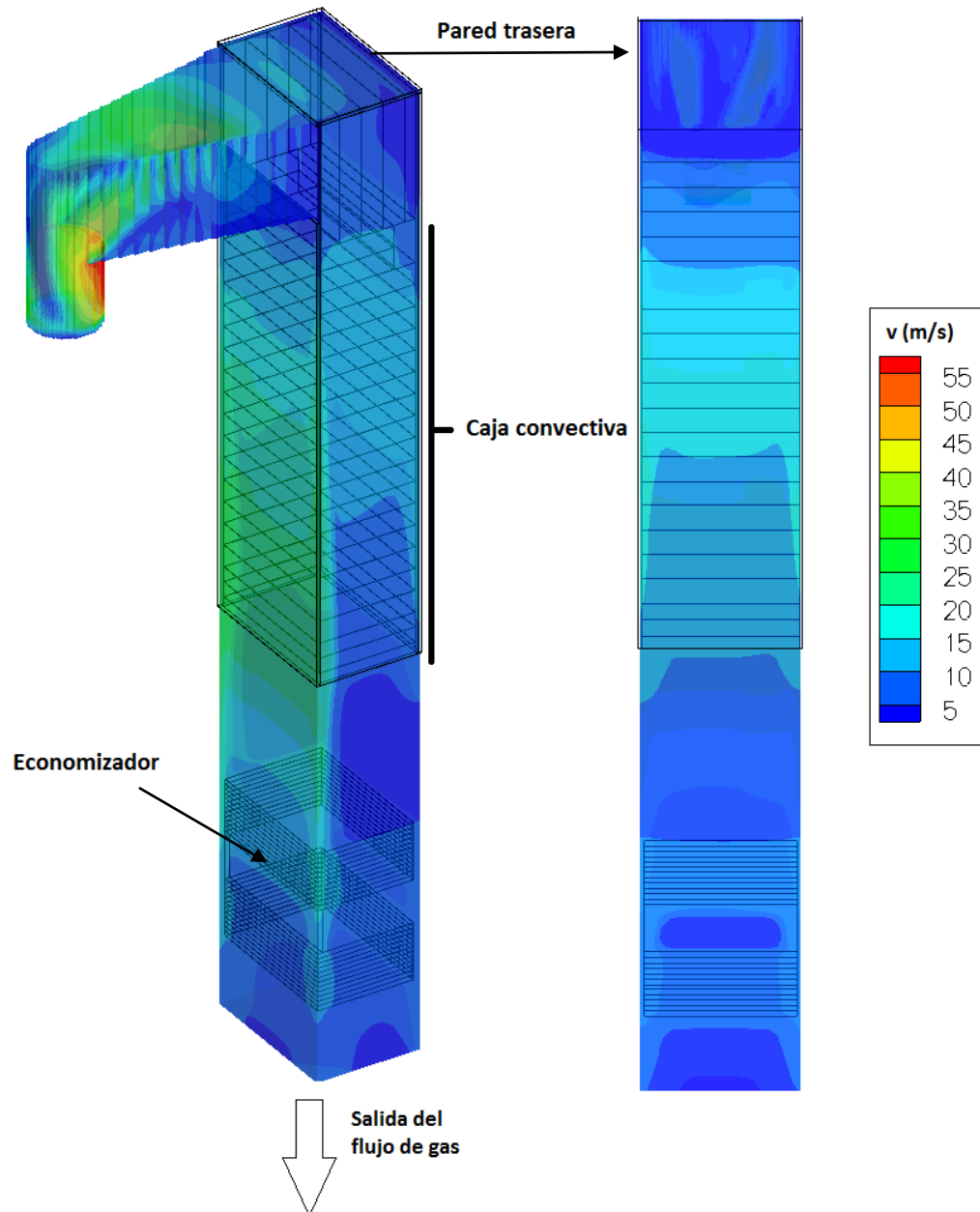


Figura 11. Velocidad (m/s) del flujo de gas en la zona convectiva en el caso de oxí-combustión

En la Figura 12 se puede ver la distribución de presión relativa del flujo de gas en la zona convectiva. Se observa como las principales pérdidas de presión se producen en la entrada a la zona convectiva y en el economizador.

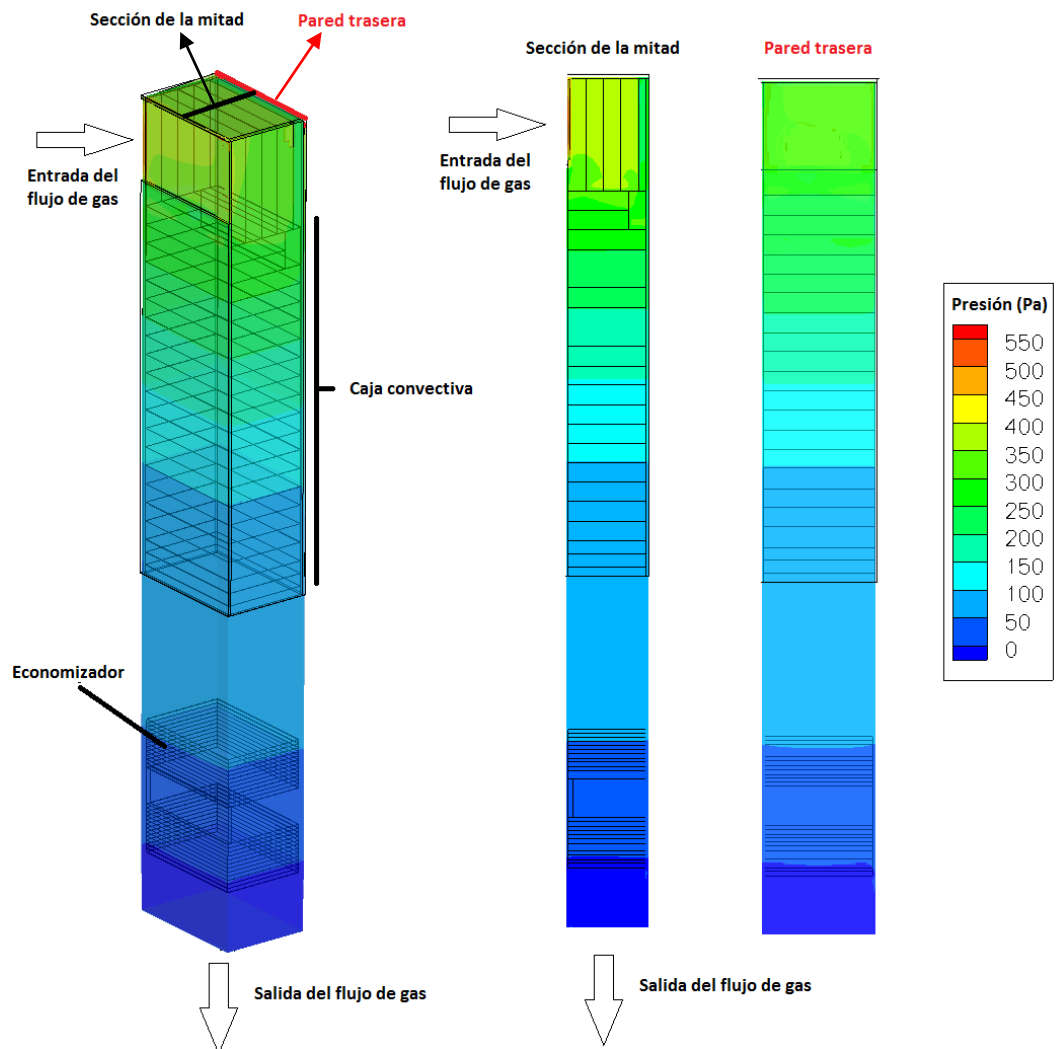


Figura 12. Distribución de presiones (Pa) en la zona convectiva en el caso de oxí-combustión

En la Figura 13 se observa la distribución de temperaturas del lado gas.

El flujo de gas entra con una temperatura en torno los 900 °C y se enfría conforme transfiere calor a los bancos de tubos. Así, el flujo de gases abandona la zona convectiva con una temperatura en torno a los 350 °C.

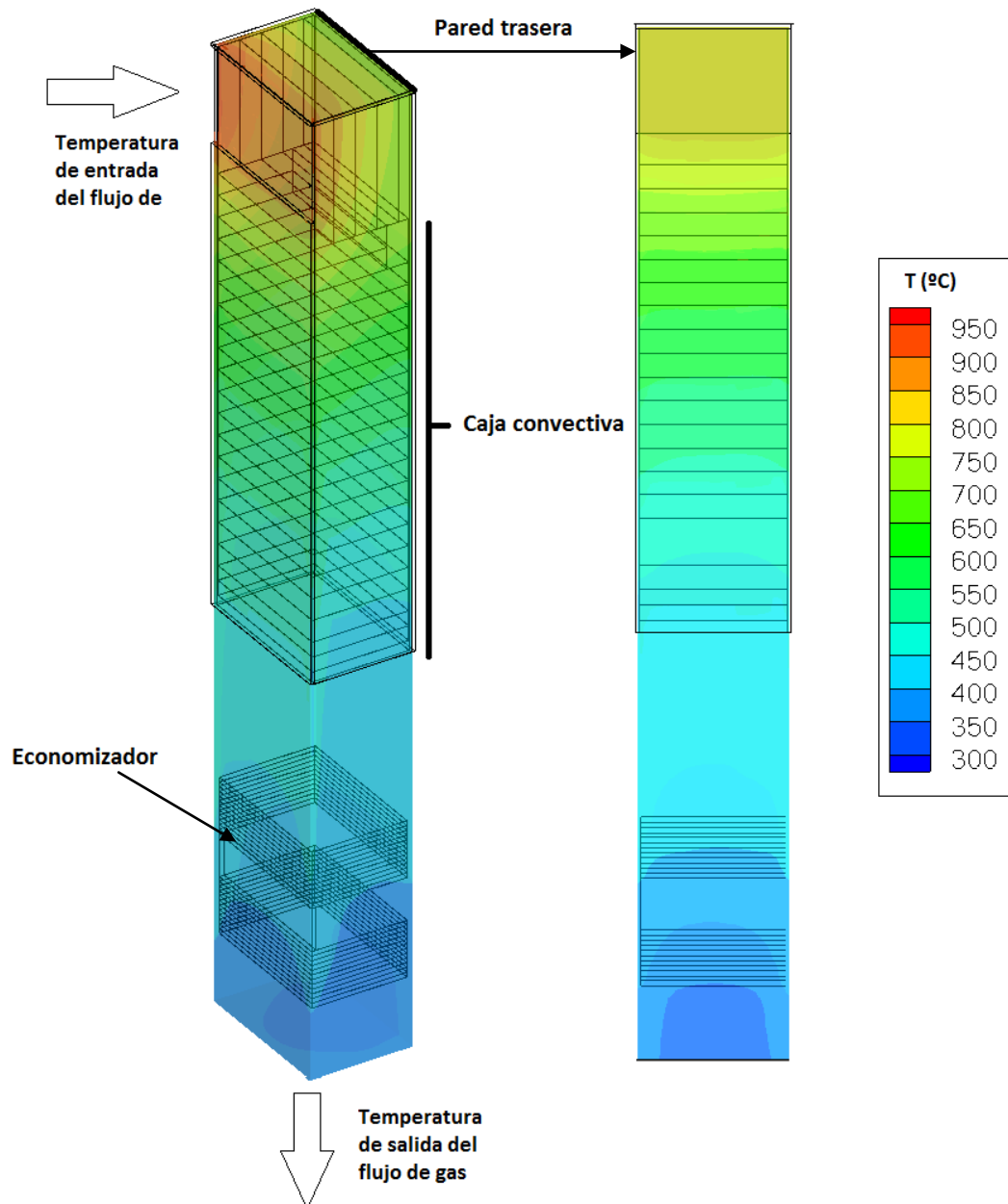


Figura 13. Distribución de la temperatura (°C) del flujo de gas a lo largo de la zona convectiva en el caso de oxí-combustión

En la Figura 14 se observa la distribución de temperaturas en el lado agua-vapor. Se observa como aumenta la temperatura del lado agua-vapor en el economizador conforme el líquido subenfriado lo atraviesa. Asimismo, en la pared trasera se ve también el calentamiento progresivo del vapor sobrecalentado conforme este se desplaza por dicha pared.

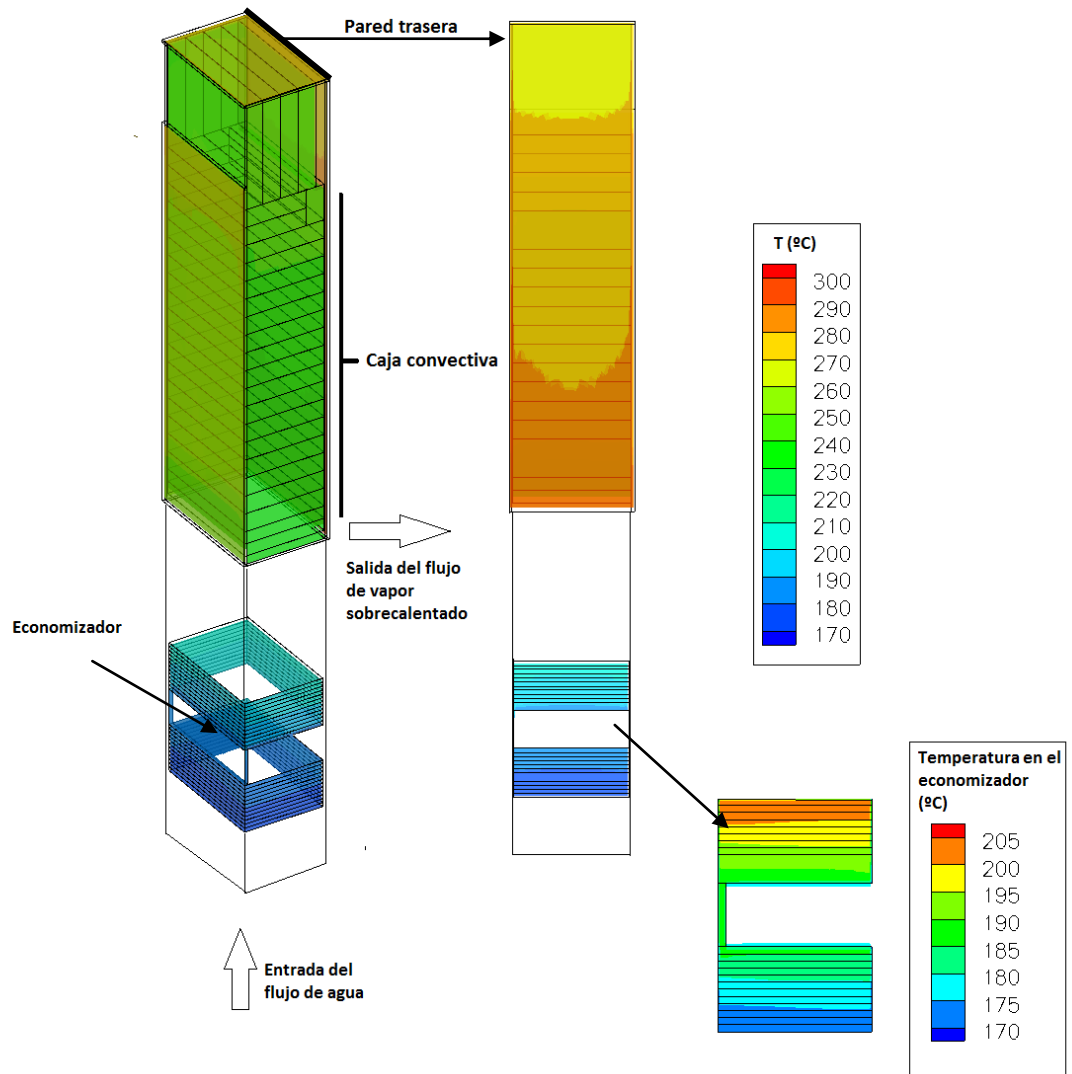


Figura 14. Distribución de la temperatura (°C) del flujo agua-vapor a lo largo de la zona convectiva en el caso de oxicomcombustión

En la Figura 15 se puede ver el coeficiente de convección del lado gas a lo largo de la zona convectiva.

El coeficiente de convección disminuye principalmente, al hacerlo la velocidad del flujo de gas. De esta forma, se observa que el valor de este coeficiente en el sobrecalentador está en torno a los 50 – 120 W/K m², mientras que el del economizador, donde la velocidad del flujo de gas es menor, el coeficiente de convección está en torno a los 55 W/K m².

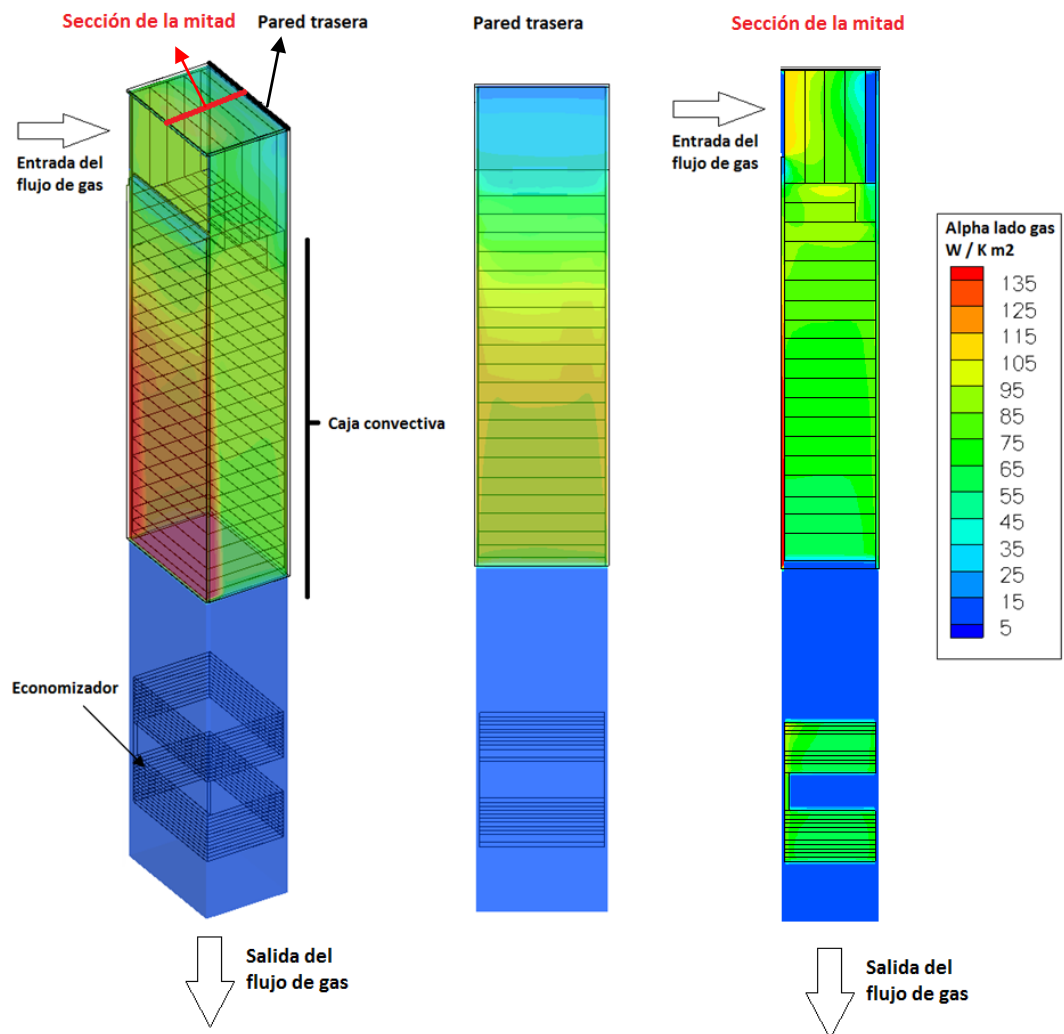


Figura 15. Coeficiente de convección del flujo de gas ($W/K m^2$) a lo largo de la zona convectiva en el caso de oxicomcombustión

Por otra parte, el coeficiente de convección del lado vapor se puede observar en la Figura 16. Este coeficiente es superior en el sobrecalentador, el cual está en torno los 1800 W/k m^2 , mientras que en el economizador, está en torno a los 1550 W/k m^2 .

En el evaporador, como se ha indicado anteriormente, no se calcula este coeficiente, sino que se supone que la temperatura en la pared de los tubos es constante e igual a la temperatura del cambio de fase agua/vapor.

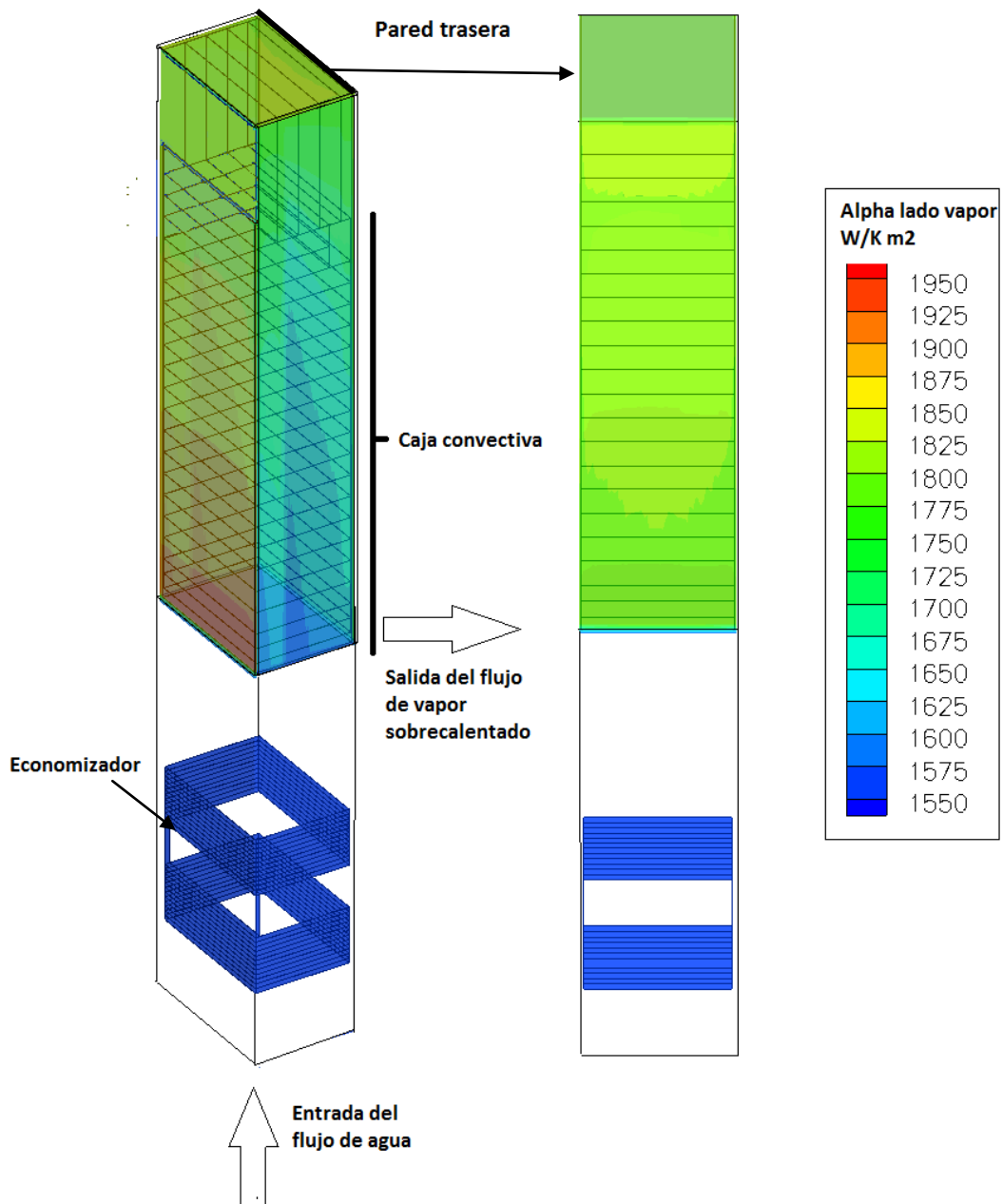


Figura 16. Coeficiente de convección (W/ k m^2) del flujo de agua-vapor a lo largo de la zona convectiva en el caso de oxi-combustión

Por último, en la Figura 17 se observa la emisividad del gas a lo largo de la zona convectiva. La emisividad total del gas es función de la temperatura del gas, de la composición y de la longitud media (L) que el haz debe recorrer; el valor de L depende de la forma del recinto ocupado por los gases. El valor de la emisividad varía entre 0.2-0.42 en la zona del evaporador y 0.2-0.3 en el economizador.

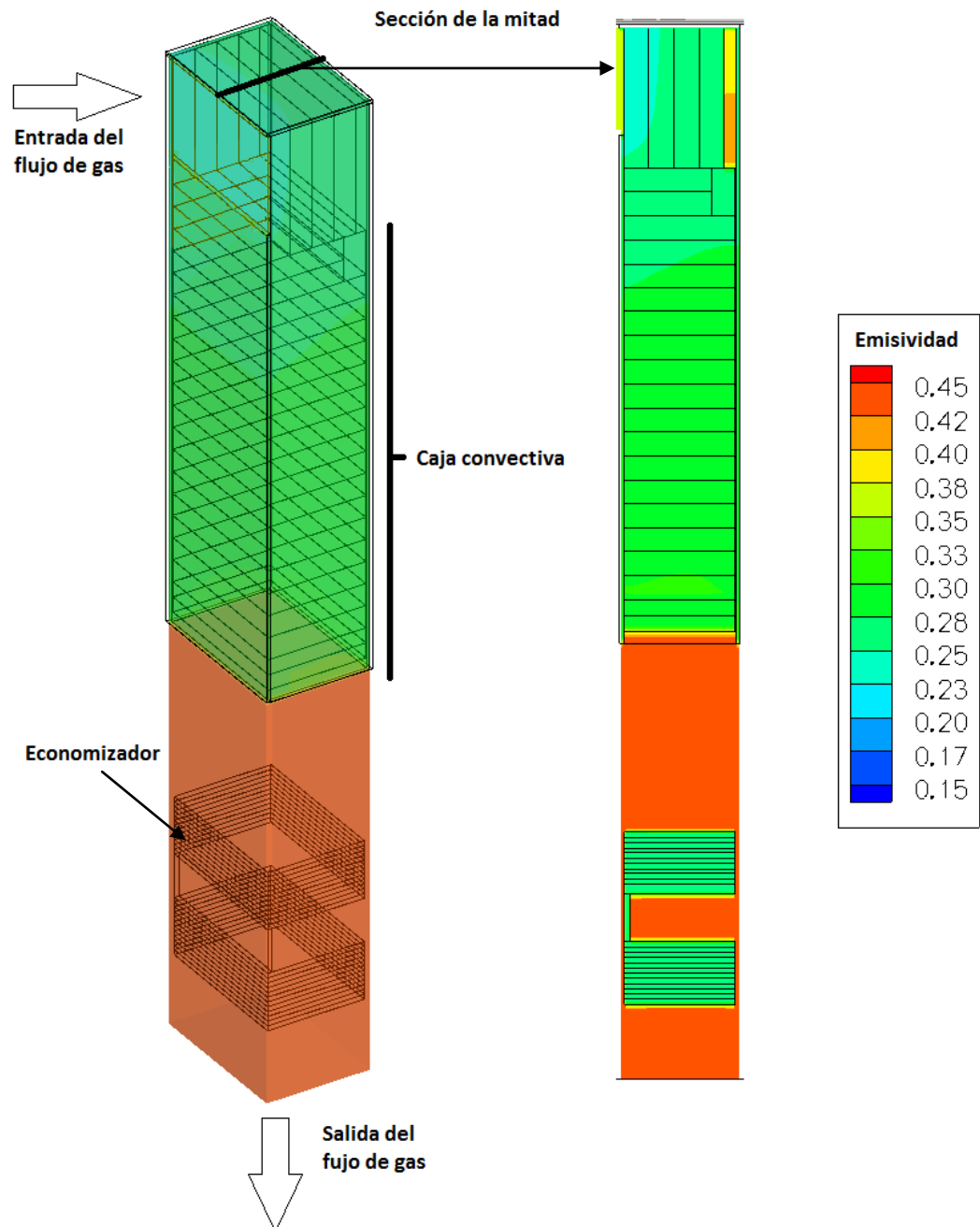


Figura 17. Emisividad del gas en la zona convectiva en el caso de oxi-combustión

6.3. CASO AIRE

En la Tabla 17 se muestran los resultados obtenidos por defecto para el caso aire en la simulación y los datos experimentales medidos en CIUDEN.

	Aire	Datos experimentales
FLUJO GAS		
Entrada		
Temperatura (°C)	950	960
Antes del economizador		
Temperatura (°C)	420	446
Salida		
Temperatura (°C)	340	350
AP (Pa)	235	240
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,5
Temperatura salida (°C)	192	199
Q _{intercambiado} (MW _{th})	0,6	0,73
Evaporador		
Temperatura salida (°C)	241	239
Q _{intercambiado} (MW _{th})	3,8	3,5
Sobrecalentador		
T salida (°C)	277	268
Q _{intercambiado} (MW _{th})	0,8	0,61

Tabla 17. Validación de los resultados obtenidos en oxi-combustión

Como se puede observar en la Tabla 17, la mayor discrepancia entre los resultados obtenidos en la simulación y los experimentales se produce en el sobrecalentador (en torno al 25 % sobre el calor total transferido). No obstante, en general, los resultados coinciden razonablemente con los datos experimentales.

En la Figura 18 se observa la velocidad del gas en este caso. Los contornos son similares a los mostrados en la Figura 11, correspondiente al caso de oxi-combustión húmeda.

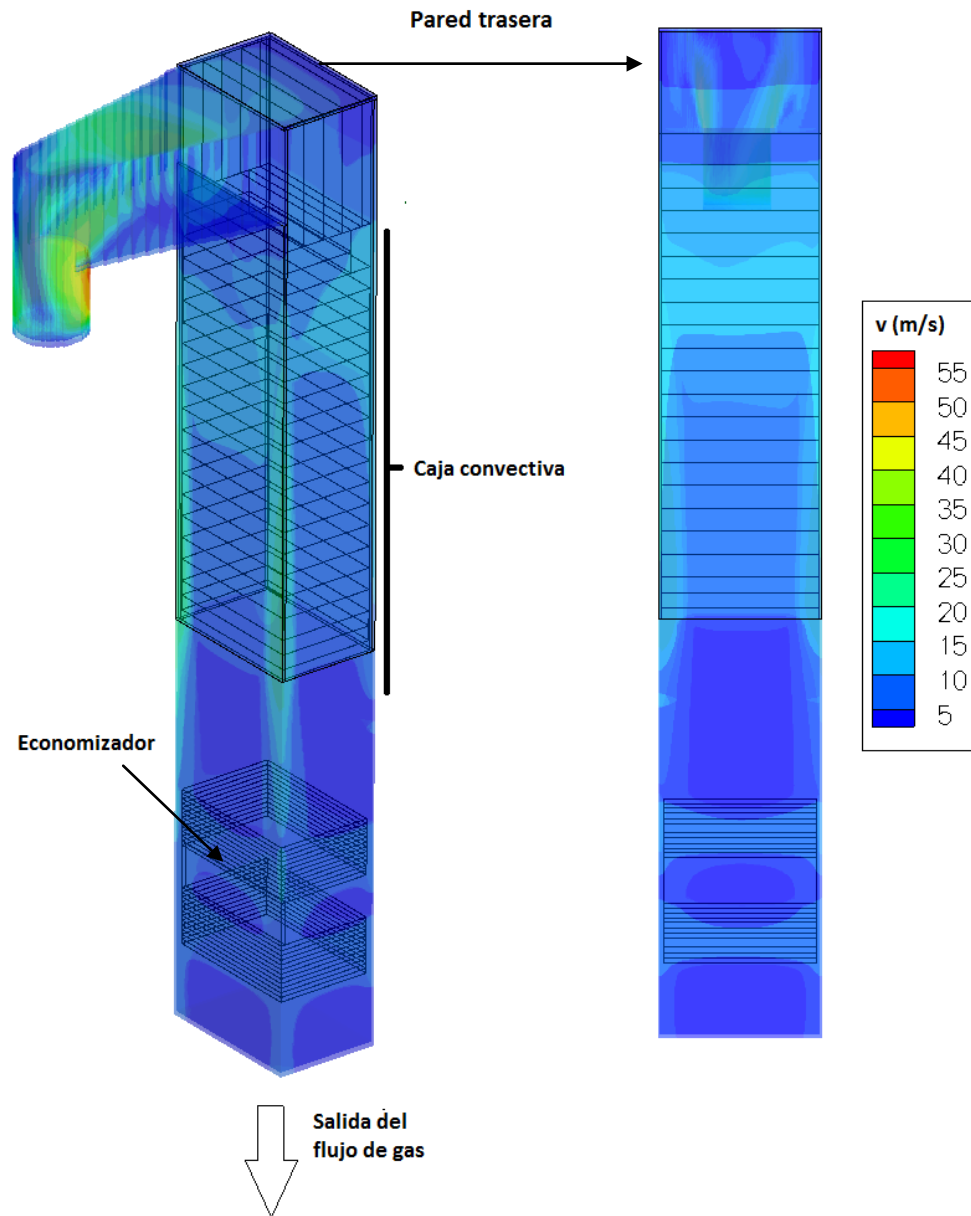


Figura 18. Velocidad del flujo de gas (m/s) a lo largo de la zona convectiva en el caso de combustión con aire

Por otra parte, la distribución de presión relativa en el modo de combustión mediante aire es la mostrada en la Figura 19. La pérdida de presión es menor en el caso aire que en el caso de oxi-combustión. Aunque la velocidad del flujo de gases es similar en ambos casos, la mayor densidad del flujo de gases en la oxi-combustión provoca una mayor caída de presión en ese caso.

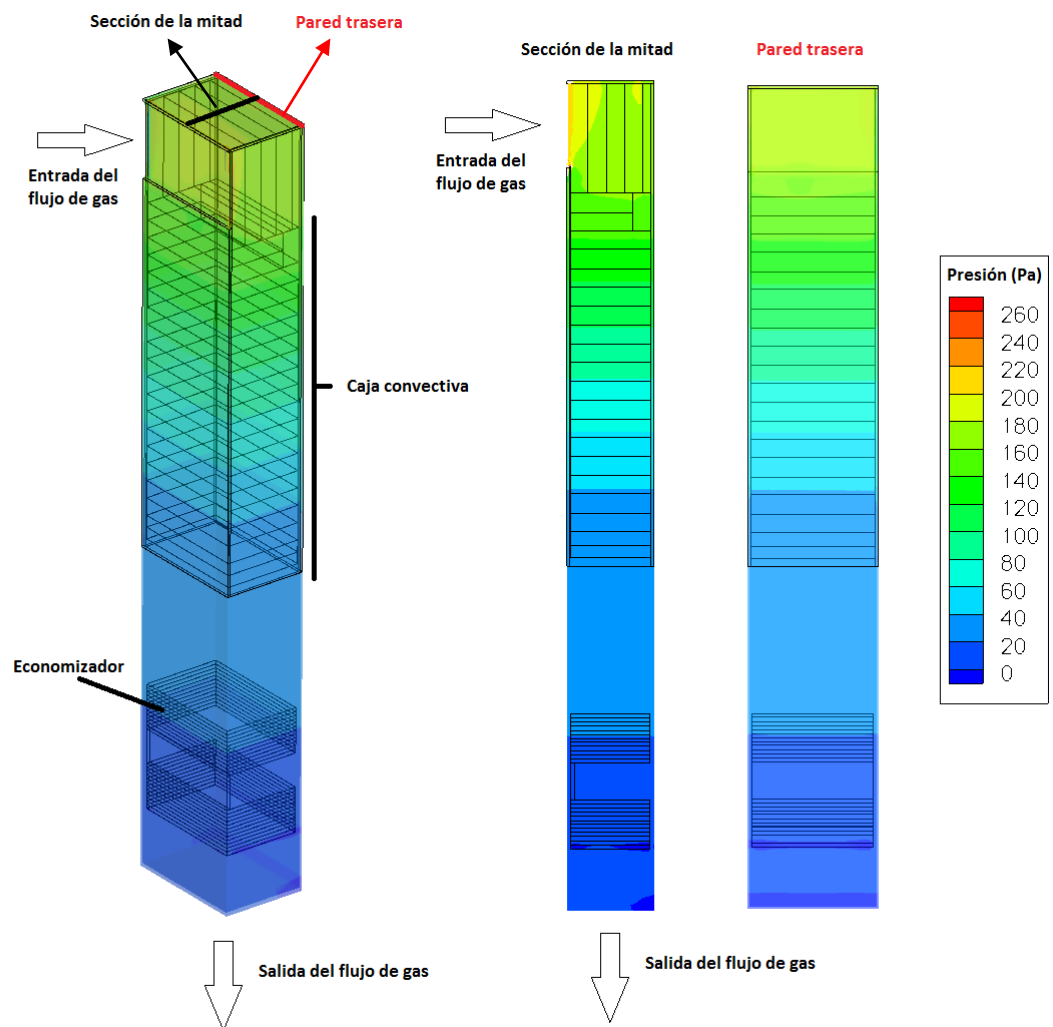


Figura 19. Distribución de la presión del flujo gas (Pa) a lo largo de la zona convectiva en el caso de combustión con aire

En la Figura 20 se observa la distribución de temperaturas del flujo de gas. Este entra con una temperatura en torno a los 950 °C y se va enfriando conforme va produciéndose la transferencia de calor. Al final sale el flujo de la zona convectiva con una temperatura próxima a los 350 °C.

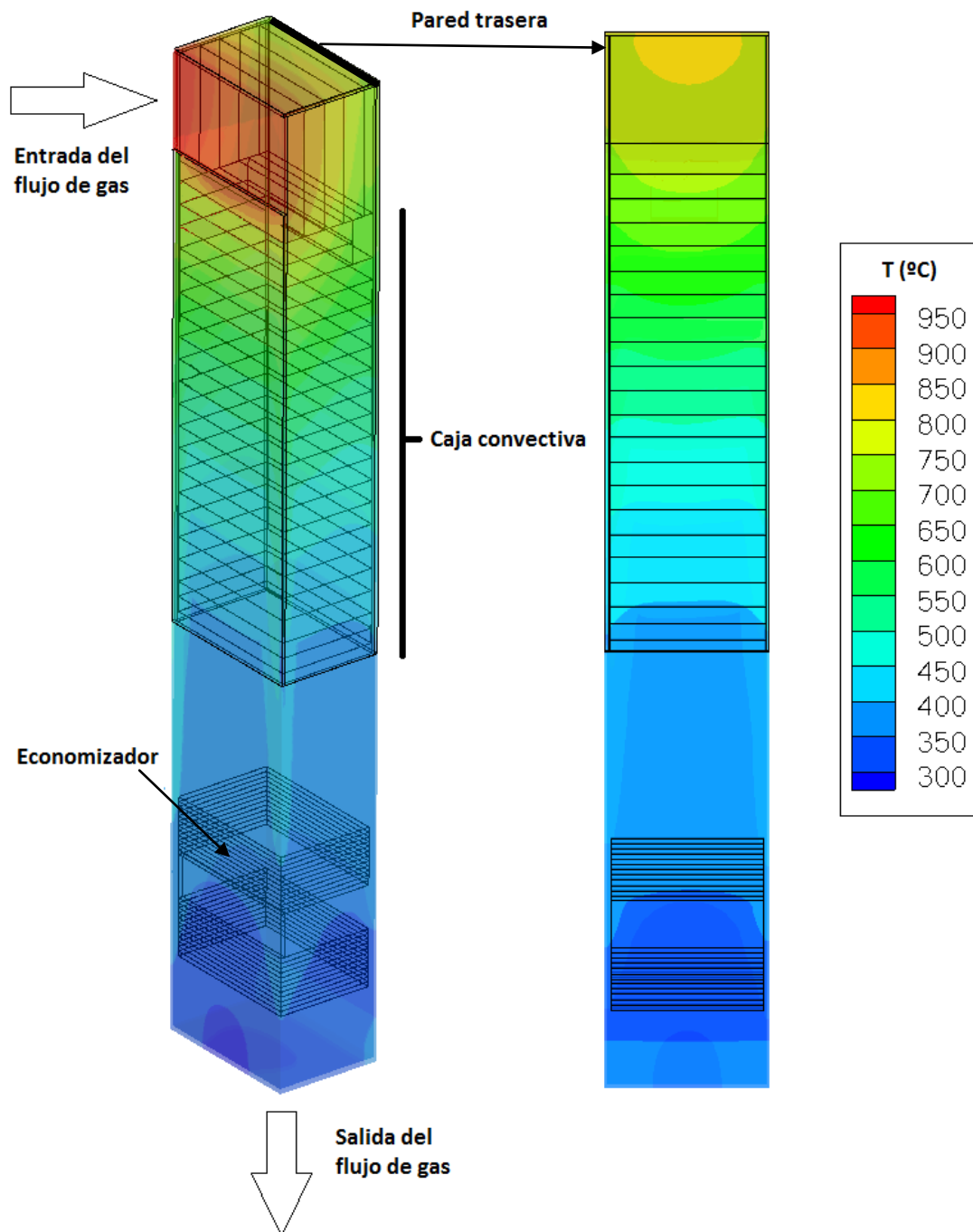


Figura 20. Distribución de la temperatura (°C) del flujo de gas a lo largo de la zona convectiva para el caso de combustión con aire

La distribución de la temperatura del flujo agua-vapor obtenida en la simulación se puede observar en la Figura 21. Se observa como el flujo de agua/vapor se calienta conforme circula por el economizador y sobrecalentador.

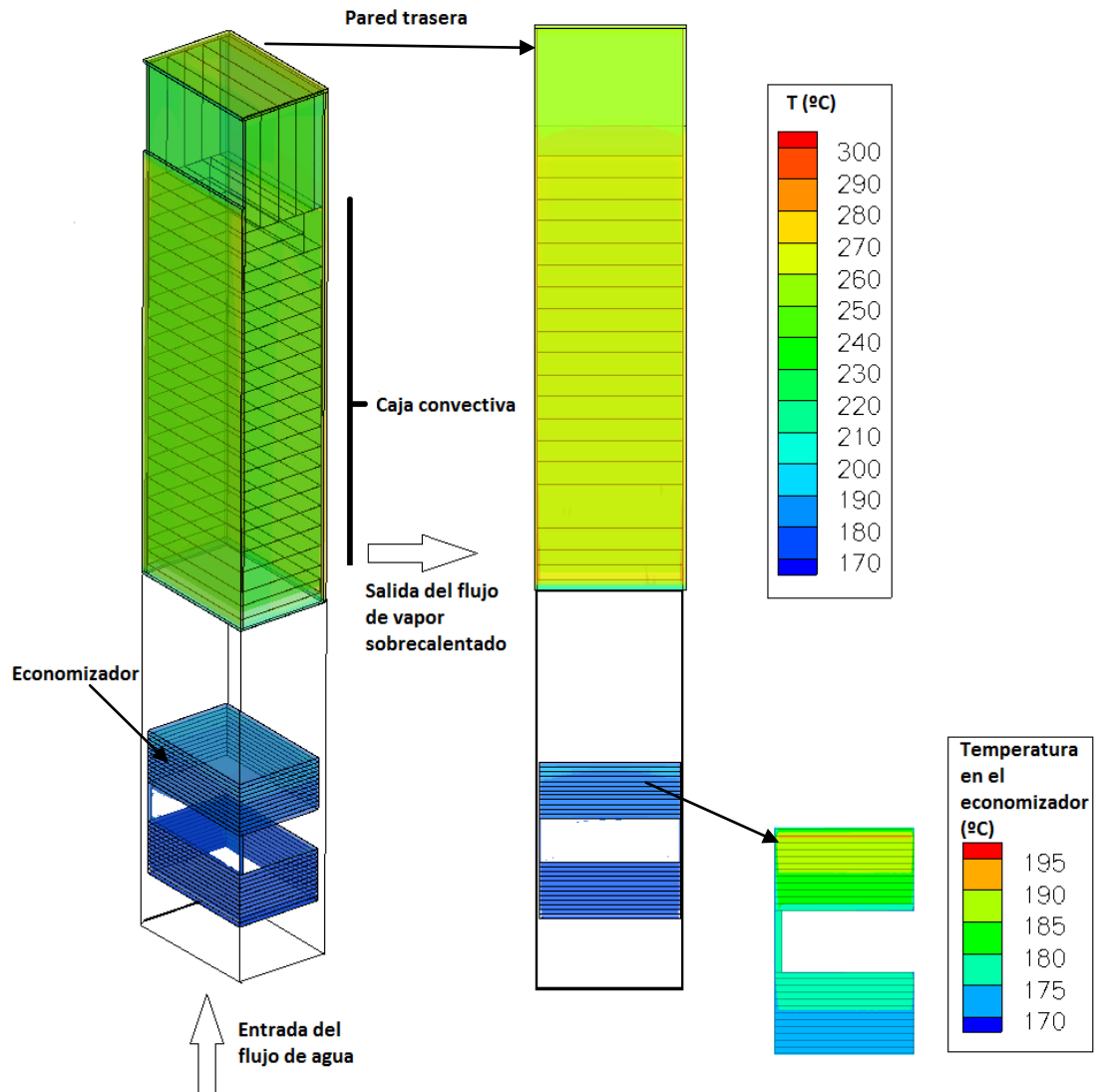


Figura 21. Distribución de la temperatura (°C) del flujo de agua-vapor a lo largo de la zona convectiva para combustión con aire

En la Figura 22 se puede ver el coeficiente de convección para el lado gas. Este tiene un valor en torno los 45-100 W/K m² en la caja convectiva y unos 45 W/K m² en el economizador. Posteriormente, se compara con los obtenidos en el caso de oxi-combustión.

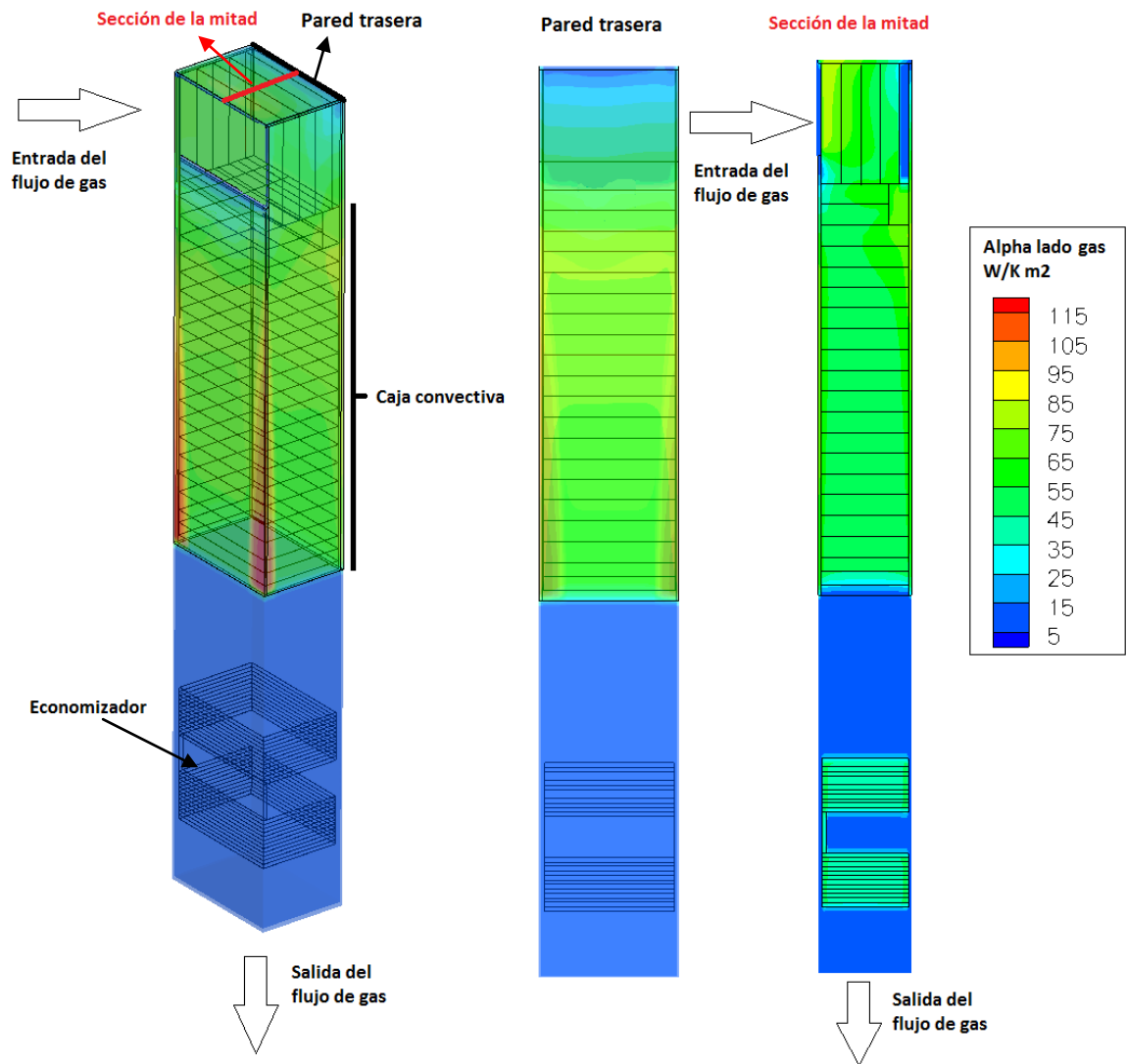


Figura 22. Coeficiente de convección (W/K m²) del flujo de agua-vapor a lo largo de la zona convectiva para el caso de combustión con aire

En la Figura 23 se muestra el coeficiente de convección del flujo agua-vapor. Este es más alto en el sobrecalentador teniendo un valor en torno a los 1800 W/ K m² que el economizador, el cual tiene un coeficiente de convección con valor en torno a los 1550 W/ K m².

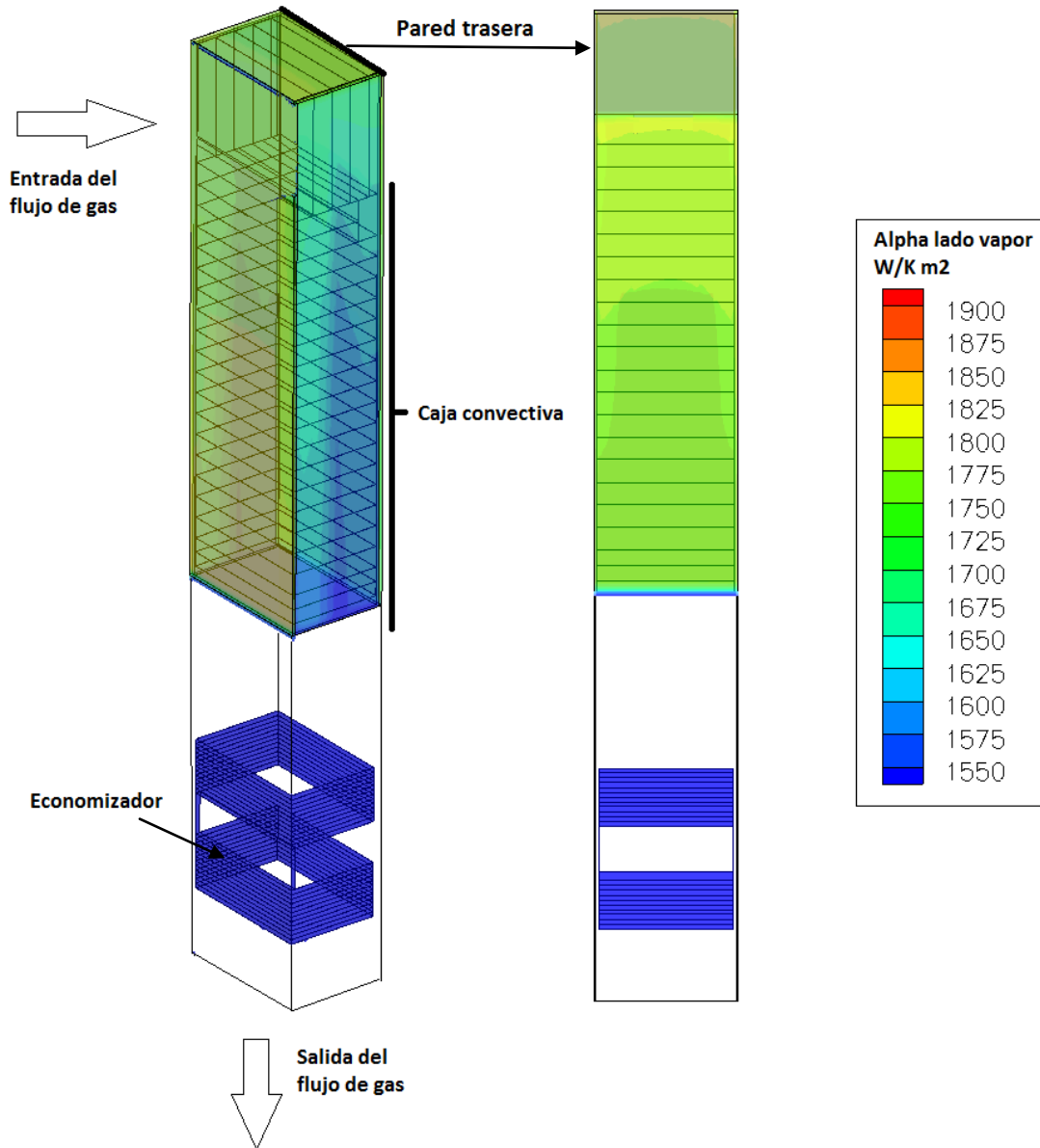


Figura 23. Coeficiente de convección (W/k m²) del flujo de agua-vapor a lo largo de la zona convectiva para el caso de combustión con aire

En la Figura 24 se muestra la emisividad del gas. En la caja convectiva se tiene un valor aproximadamente en torno a los 0.14-0.3, mientras que en el economizador se tiene un valor de aproximadamente 0.18.

A continuación, se comparan con los correspondientes al caso de oxi-combustión.

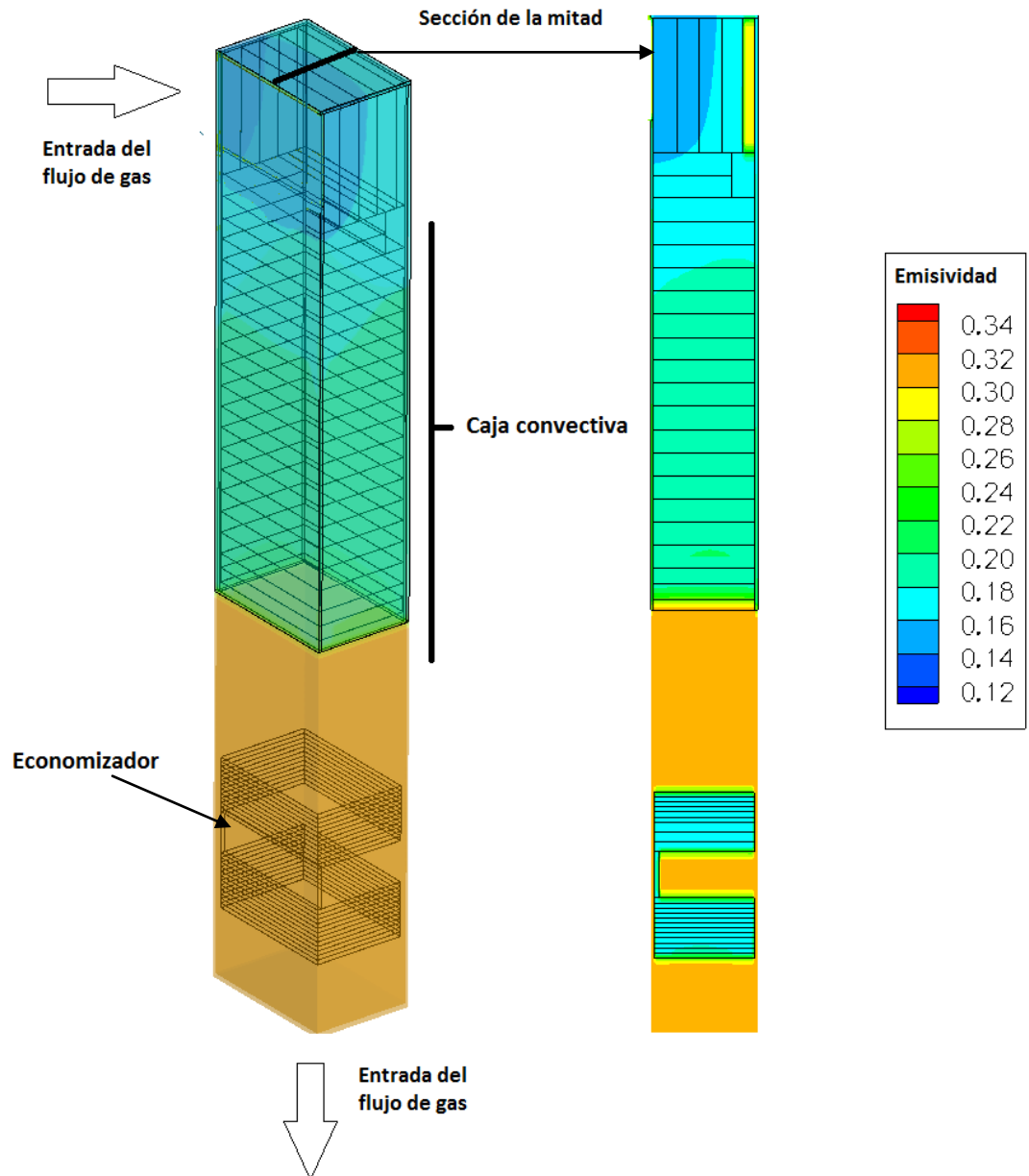


Figura 24. Emisividad del flujo de gas a lo largo de la zona convectiva para el caso de combustión con aire

6.4. COMPARACIÓN ENTRE EL CASO AIRE Y EL CASO OXI-COMBUSTIÓN

En este apartado se comparan el coeficiente de convección en el lado gas y la emisividad de los gases en los casos aire y oxi-combustión.

En la Figura 25 se puede ver como el coeficiente de convección del flujo de gas en el caso de oxi-combustión es superior al correspondiente del modo de combustión por aire (en torno a un 30 %). Esto verifica lo que ya se había indicado en el análisis teórico en el capítulo 3.

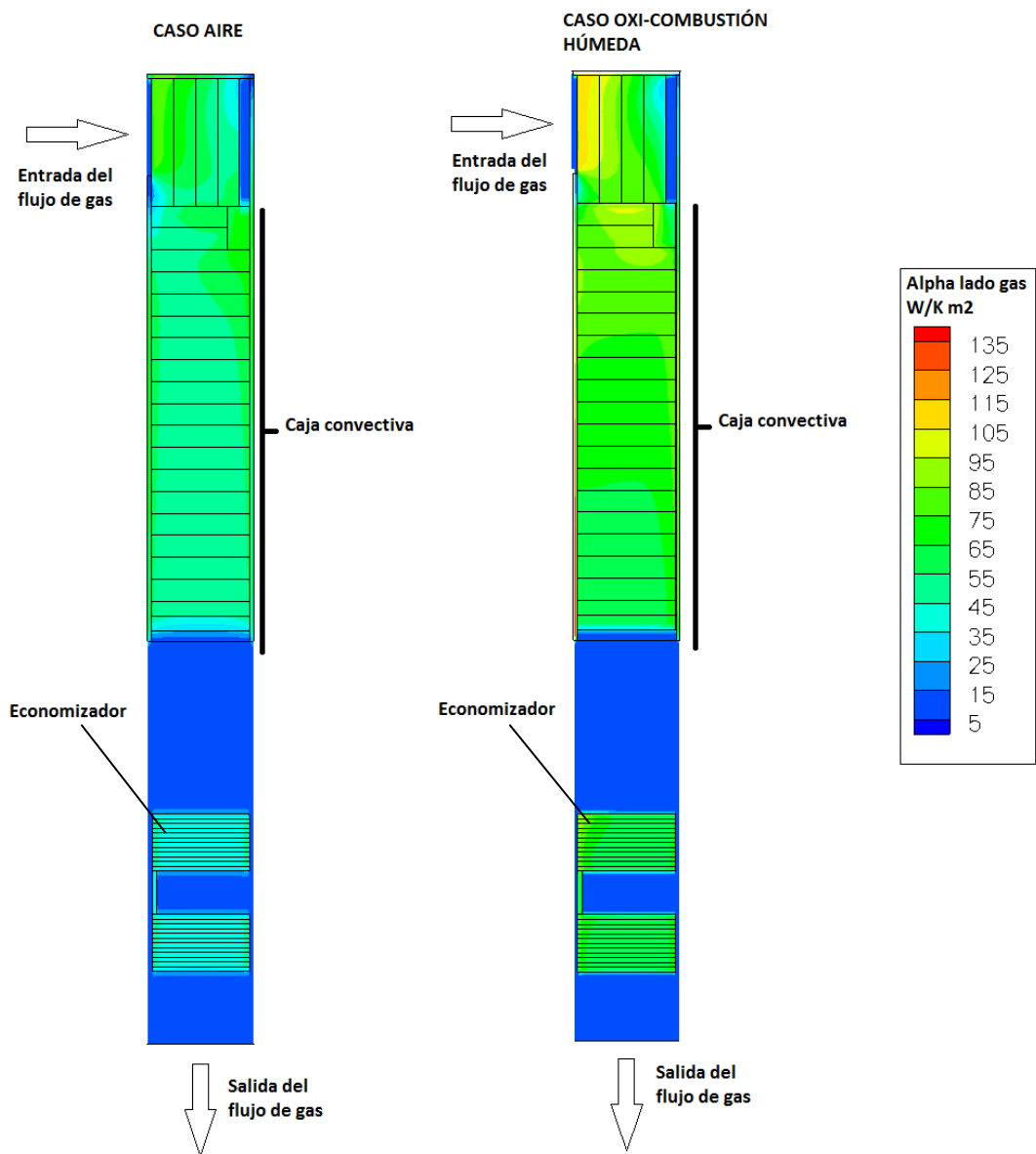


Figura 25. Comparación del coeficiente de convección ($W/K m^2$) del flujo de gas entre los casos de oxi-combustión y combustión con aire

Por otro lado, en la Figura 26 se muestra que la emisividad del flujo de gas para los casos de oxi-combustión y combustión por aire. La emisividad de los gases es mayor para el caso de oxi-combustión debido a la diferente composición de los gases, tal y como se había indicado en el capítulo 3.

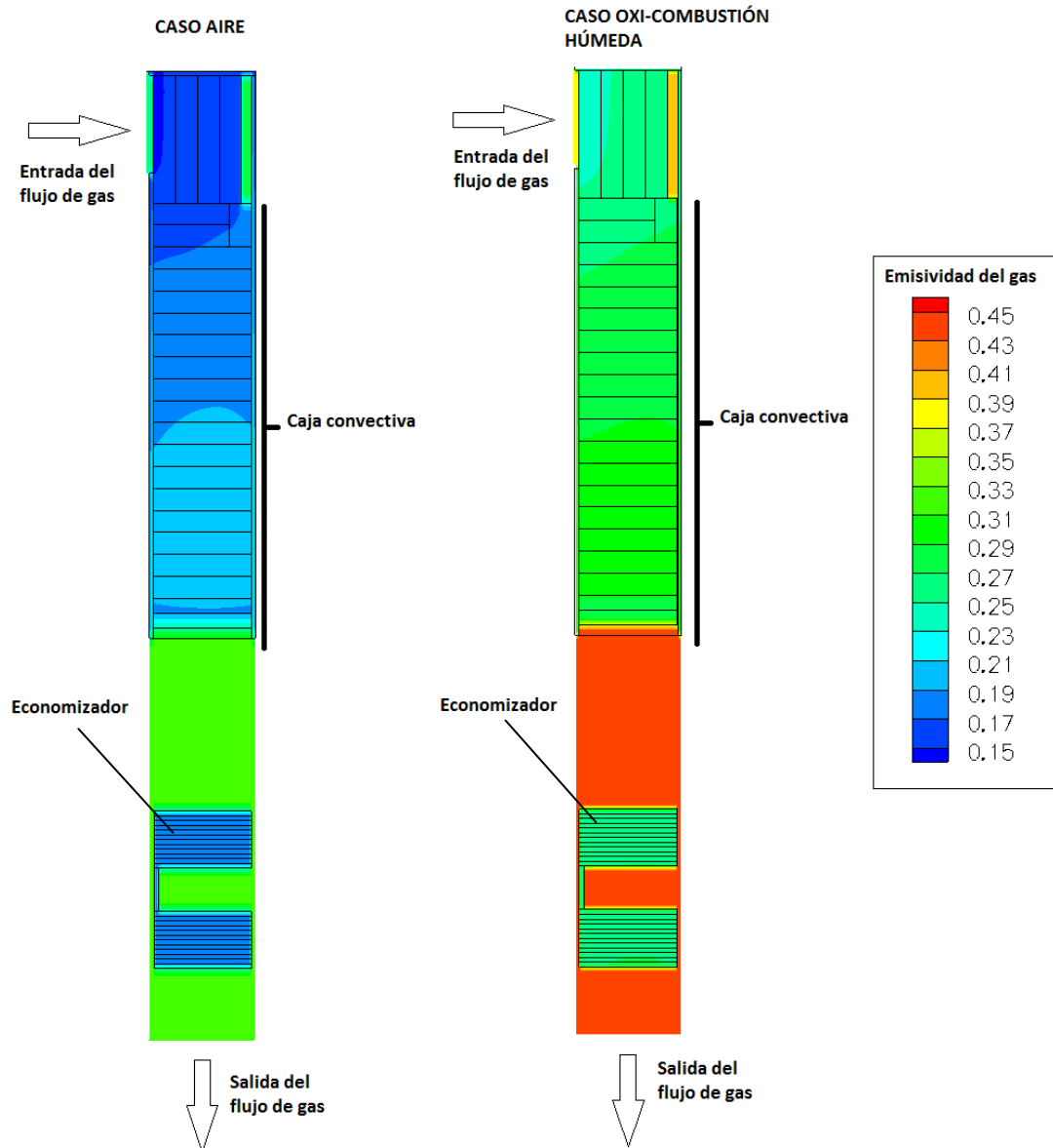


Figura 26. Comparación de la emisividad del flujo gas entre los casos de oxi-combustión y combustión con aire

7. RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para distintas simulaciones, en los que se ha estudiado:

- La influencia de la radiación
 - En el modo oxi-combustión húmeda
 - En el modo aire
- La transferencia de calor en el caso de oxi-combustión seca
- Otros criterios de diseño: mismo gasto másico de gas y mismo gasto másico y temperatura del flujo de gases a la entrada en la comparación entre los casos de oxi-combustión y aire

7.1. INFLUENCIA DE LA RADIACIÓN

En este apartado se va a analizar el efecto de considerar la radiación en la modelización de la zona convectiva en los casos de oxi-combustión húmeda y combustión mediante aire.

7.1.1. EFECTO DE LA RADIACIÓN EN EL MODO DE OXI-COMBUSTIÓN

En la Tabla 18 se pueden ver los resultados obtenidos mediante la simulación.

	Con radiación	Sin radiación
FLUJO GAS		
Entrada		
Temperatura (°C)	914	914
Antes del economizador		
Temperatura (°C)	456	465
Salida		
Temperatura (°C)	350	360
ΔP (Pa)	378	380
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,7
Temperatura salida (°C)	205,5	206
$Q_{intercambiado}$ (MW _{th})	1	1
Evaporador		
Temperatura salida (°C)	238	238
$Q_{intercambiado}$ (MW _{th})	4,9	4,7
Sobrecalentador		
T salida (°C)	288	273
$Q_{intercambiado}$ (MW _{th})	1	0,7

Tabla 18. Resultados obtenidos de las simulaciones estudiando el efecto de la radiación

Los resultados son similares en ambos casos. Lógicamente, se observa que la transferencia de calor es superior en el caso en el que se considera el efecto de la radiación, pero, no obstante, en términos globales, la transferencia de calor se incrementa únicamente un 7,8% respecto al caso sin radiación.

La temperatura del flujo de gas es superior en el caso que no se considera la radiación. La causa de esto es que no se produce transferencia de calor por radiación, solo por convección.

En la Figura 27 se puede ver la distribución de temperatura para cada uno de los casos.

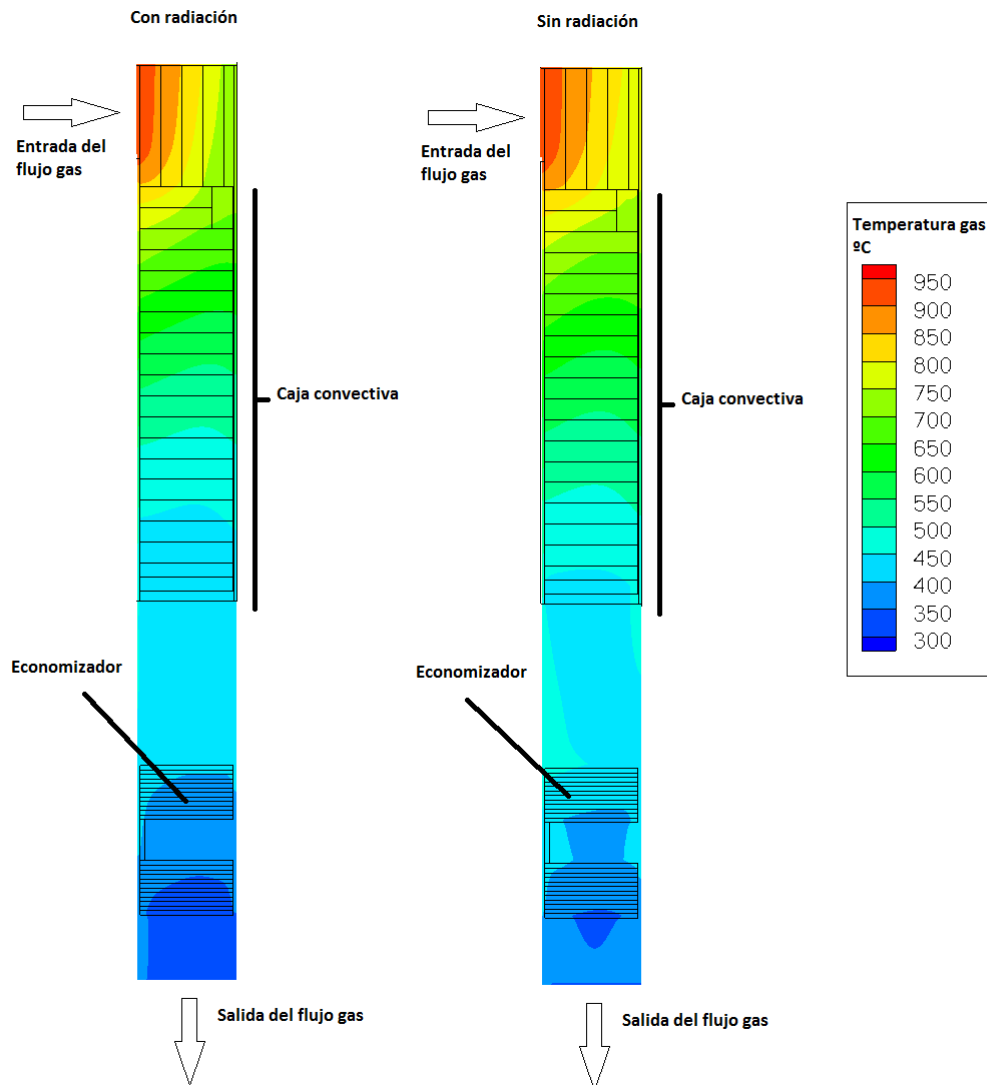


Figura 27. Temperatura del flujo de gas (°C) a lo largo de la zona convectiva considerando o no el efecto de la radiación

Por otro lado, el coeficiente de convección para cada caso apenas varía ya que la composición en ambos casos es la misma y la temperatura no varía lo suficiente entre ambos casos como para ser relevante en lo relacionado a este coeficiente.

En la Figura 28 se indica la transferencia de calor en cada elemento de la zona convectiva. En esta imagen se observa que se produce una mayor transferencia de calor en la caja convectiva (sobrecalentador y evaporador) en el caso que se considera la radiación. Esto es debido a que el coeficiente de convección es prácticamente el mismo en ambos casos, mientras que el efecto de la radiación es más notable en estos intercambiadores.

Por otro lado, cuando se produce transferencia por radiación disminuye antes la temperatura del flujo de gas. Por ello, en el economizador se produce finalmente prácticamente la misma transferencia de calor en ambos casos.

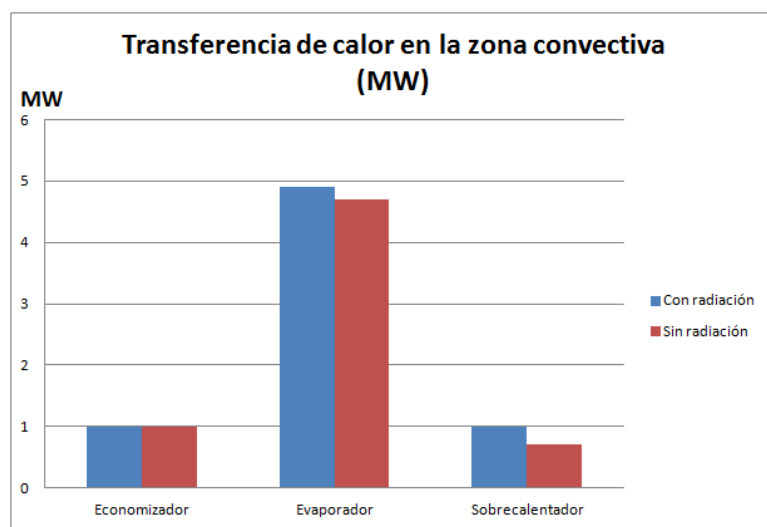


Figura 28. Transferencia de calor (MW) en el economizador, evaporador y sobrecalentador considerando o no el efecto de la radiación

7.2. EFECTO DE LA RADIACIÓN EN EL MODO AIRE

En este apartado se va a analizar el efecto de considerar la radiación en la modelización de la zona convectiva en el modo de combustión mediante aire.

En la Tabla 19 se pueden ver los resultados obtenidos en la simulación.

	Con radiación	Sin radiación
FLUJO GAS		
Entrada		
Temperatura (°C)	950	950
Antes del economizador		
Temperatura (°C)	420	448
Salida		
Temperatura (°C)	340	373
ΔP (Pa)	235	240
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,7
Temperatura salida (°C)	192	195
$Q_{\text{intercambiado}}(\text{MW}_{\text{th}})$	0,6	0,7
Evaporador		
Temperatura salida (°C)	241	240
$Q_{\text{intercambiado}}(\text{MW}_{\text{th}})$	3,8	3,5
Sobrecalentador		
T salida (°C)	279	284
$Q_{\text{intercambiado}}(\text{MW}_{\text{th}})$	0,8	0,7

Tabla 19. Resultados obtenidos de las simulaciones estudiando el efecto de considerar la radiación

Los resultados son similares en ambos casos. Aunque en el caso con radiación, la transferencia de calor es mayor, el efecto de ésta incrementa únicamente la transferencia un 6,1% respecto al caso sin radiación.

La temperatura del flujo de gas es superior en el caso que no se considera la radiación ya que no se produce transferencia de calor por radiación, por lo que disminuye en menor medida la temperatura.

En la Figura 29 se puede ver la distribución de la temperatura del flujo gas para cada uno de los casos.

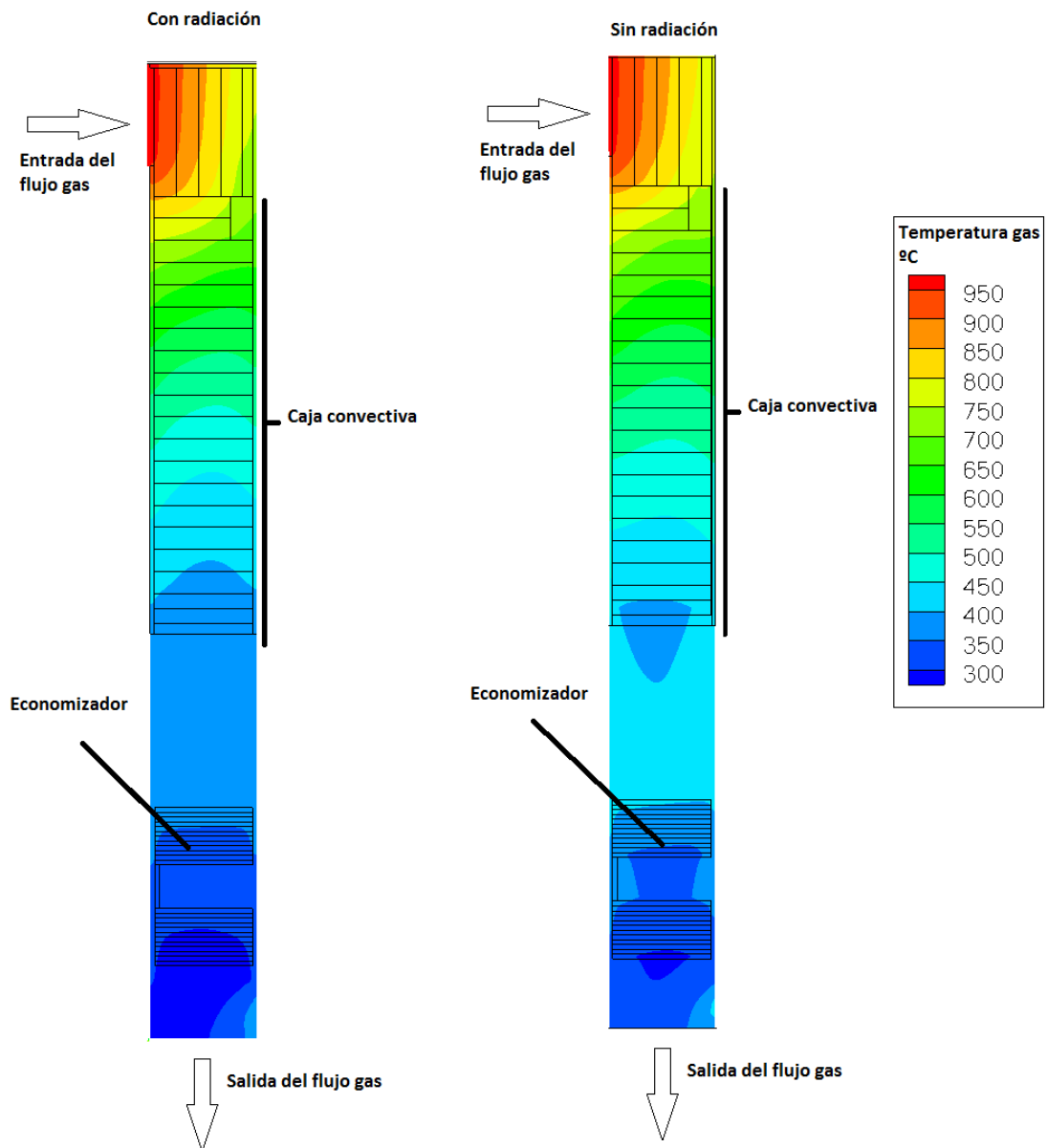


Figura 29. Temperatura (°C) del flujo de gas a lo largo de la zona convectiva considerando o no el efecto de la radiación

Por otro lado, el coeficiente de convección del flujo de gas apenas varía entre ambos casos, debido a que no varía la composición y a que la variación de temperatura no es lo suficientemente significativa para este coeficiente.

En la Figura 30, se puede observar la transferencia de calor en cada elemento de la zona convectiva. Sucede algo similar a lo explicado en el caso de oxi-combustión. En el sobrecalentador y evaporador se incrementa la transferencia de calor en el caso con radiación, mientras que en el economizador, el flujo de gas llega a menor temperatura en el caso con radiación y ello provoca una menor transferencia de calor en ese caso respecto al caso sin radiación.

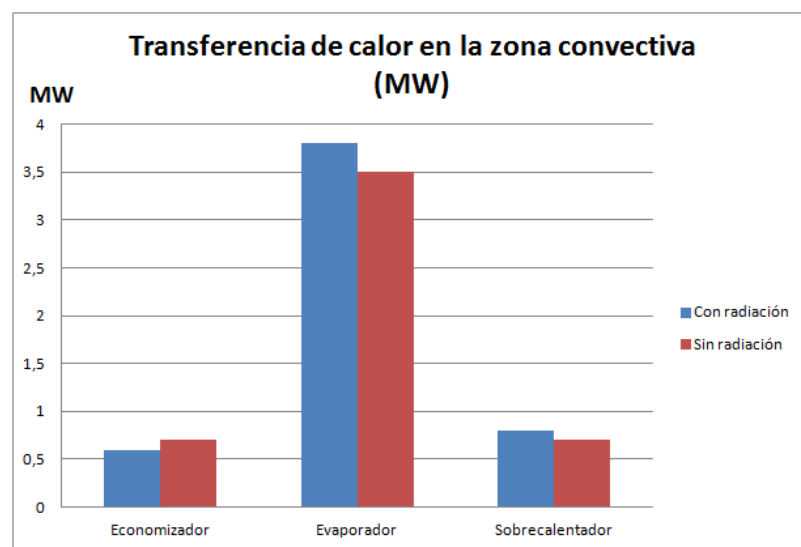


Figura 30. Transferencia de calor (MW) a lo largo de la zona convectiva en el caso aire considerando o no el efecto de la radiación.

7.3. COMPARACIÓN CON OXI-COMBUSTIÓN SECA

En este apartado se compara la transferencia de calor entre un caso de oxi-combustión húmeda (descrito anteriormente) y un caso de oxi-combustión seca. La composición de cada caso se indica en la Tabla 20.

Composición del gas	Unidades	Oxi-combustión húmeda	Oxi-combustión seca
CO ₂	% masa	71.4	83.08
O ₂	% masa	3.2	3.72
N ₂	% masa	3.0	3.5
H ₂ O	% masa	21.2	8.30
Ar	% masa	1.2	1.4

Tabla 20. Composición del flujo de gases para los casos de oxi-combustión seca y húmeda (en %masa).

A continuación se muestra que la Tabla 21 los resultados de los dos casos.

	Oxi-combustión húmeda	Oxi-combustión seca
FLUJO GAS		
Entrada		
Temperatura (°C)	910	911
Antes del economizador		
Temperatura (°C)	456	457
Salida		
Temperatura (°C)	350	346
ΔP (Pa)	378	379
FLUJO AGUA Y VAPOR		
Economizador		
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,7
Temperatura salida (°C)	205,5	205,7
Q intercambiado (MW _{th})	1	1
Evaporador		
Temperatura salida (°C)	241,5	241,5
Q intercambiado (MW _{th})	4,8	4,7
Sobrecalentador		
T salida (°C)	287	288
Q intercambiado (MW _{th})	1	1,05

Tabla 21. Resultados de la simulación para los casos de aire, oxi-combustión húmeda y oxi-combustión seca

Se observa que la transferencia de calor en ambos casos es prácticamente idéntica.

La distribución de temperaturas del gas para cada caso se puede ver en la Figura 31. La temperatura del flujo de gas en el caso de oxi-combustión seca es ligeramente superior cerca de la entrada de la zona convectiva. Sin embargo, esta diferencia es pequeña, tal y como se observa en la Figura 31.

Esto, es debido a que la emisividad del flujo de gas es ligeramente superior en el modo de oxi-combustión húmeda (Figura 2), mientras que el coeficiente de convección es prácticamente el mismo. Ello provoca un enfriamiento más rápido en la zona de la entrada a la zona convectiva.

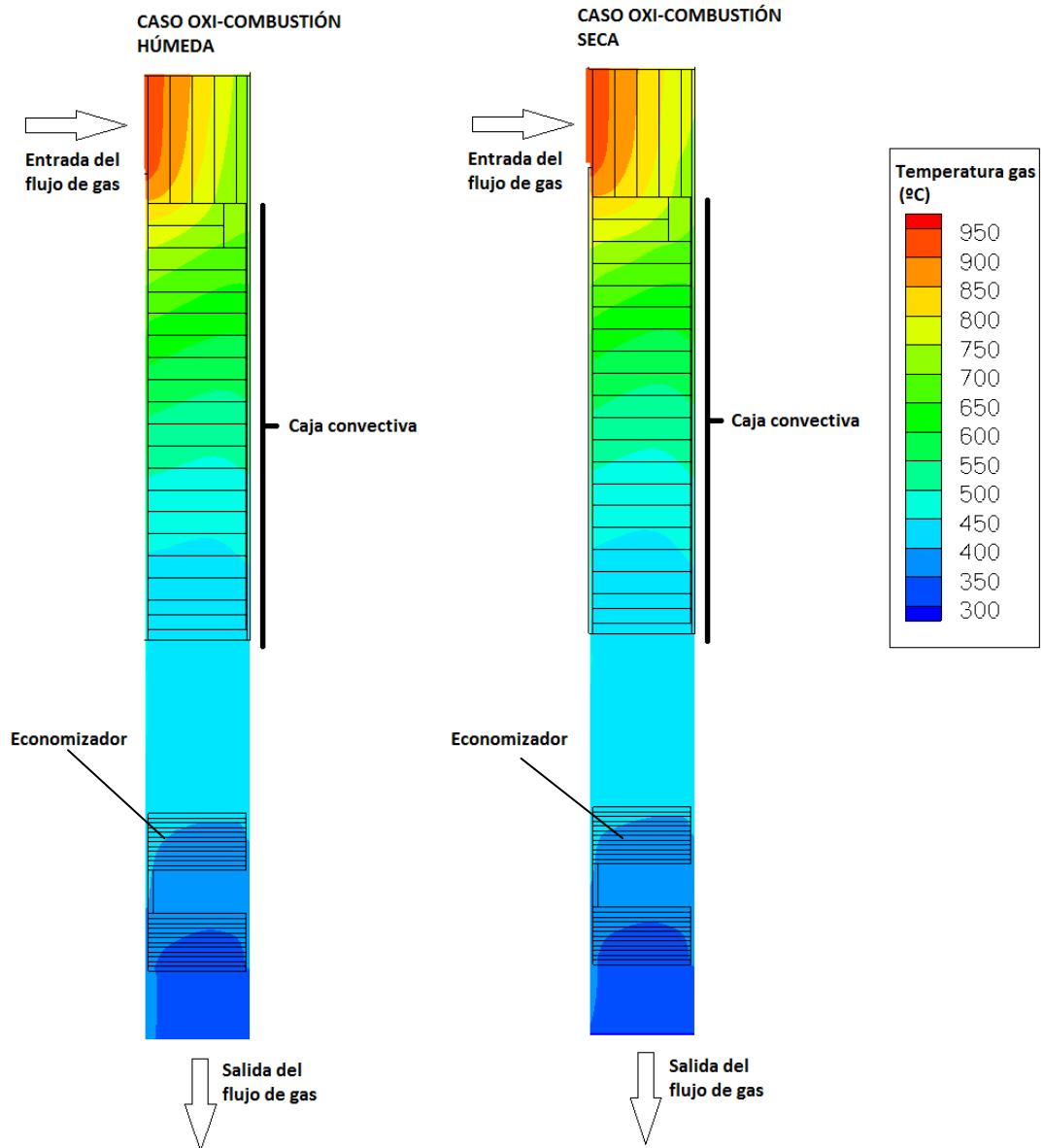


Figura 31. Temperatura (°C) del flujo de gas a lo largo de la zona convectiva para los casos de oxi-combustión húmeda y seca

La razón de la diferencia entre ambas emisividades es la diferente composición de los gases. En el caso de oxi-combustión húmeda, la mayor concentración de vapor de H₂O, provoca la mayor emisividad del flujo de gases en ese caso.

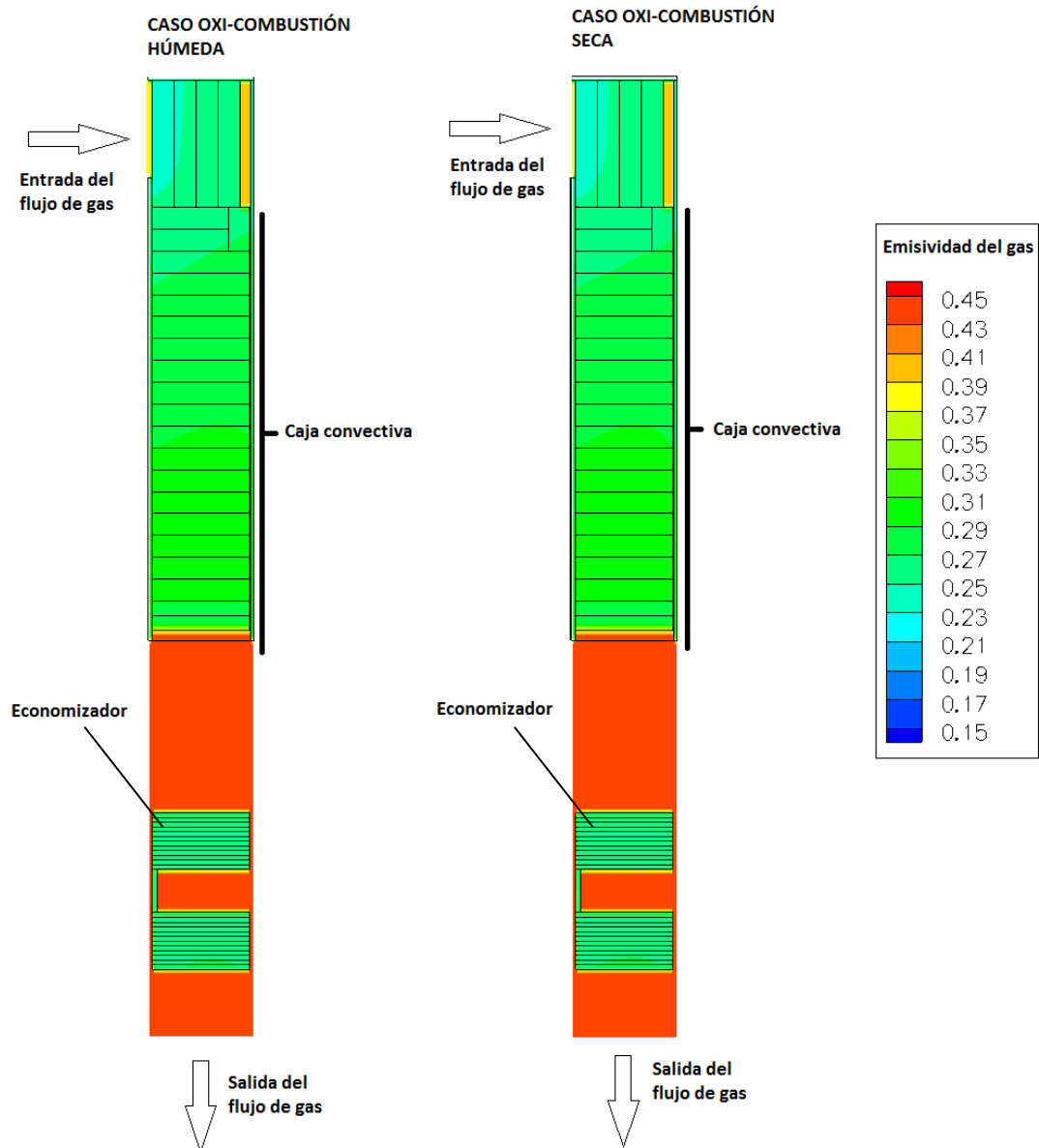


Figura 32. Emisividad del flujo gas para los casos de oxicomcombustión húmeda y oxi-combustión seca

El coeficiente de convección para cada caso se muestra en la Figura 33. La diferencia entre ambos coeficientes es muy pequeña, apreciándose una mayor diferencia en la zona de la entrada a la zona convectiva. Ello está de acuerdo con lo indicado en el capítulo 3.

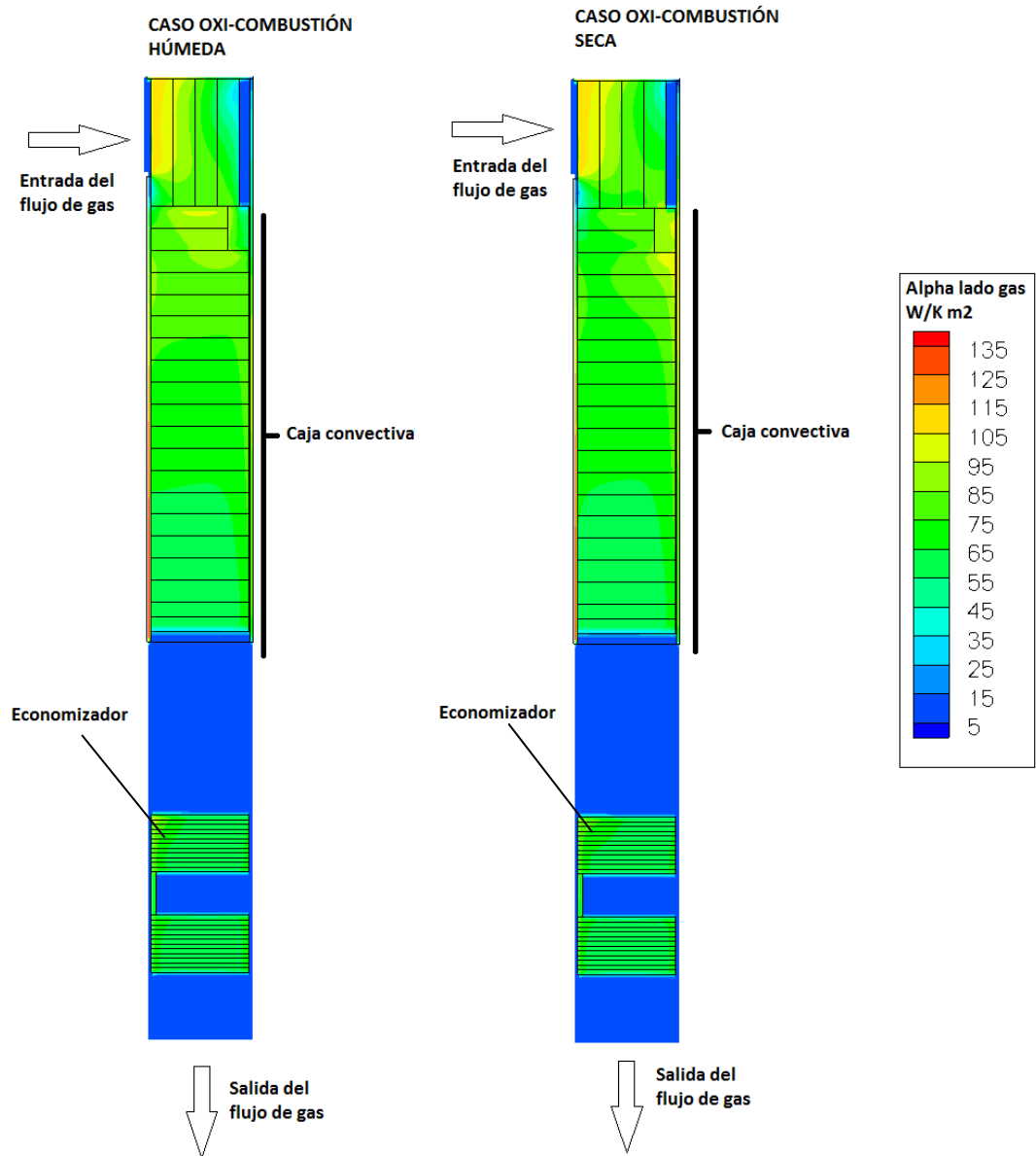


Figura 33. Coeficiente de convección para los casos de oxi-combustión húmeda y oxi-combustión seca

La distribución de temperaturas del flujo agua-vapor a lo largo de la zona convectiva apenas varía entre los casos de oxi-combustión húmeda y oxi-combustión seca. Esto es debido a la pequeña diferencia que se produce en la transferencia de calor entre ambos casos.

La transferencia de que se produce en cada elemento se muestra en la Figura 34. La transferencia total que se produce a lo largo de la zona convectiva es muy similar entre ambos casos. Esta es ligeramente superior en el sobrecalentador en el caso de oxi-combustión seca. Por otro lado, en el economizador se produce prácticamente la misma transferencia de calor en ambos casos, mientras que en el evaporador se produce mayor transferencia de calor en la oxi-combustión húmeda.

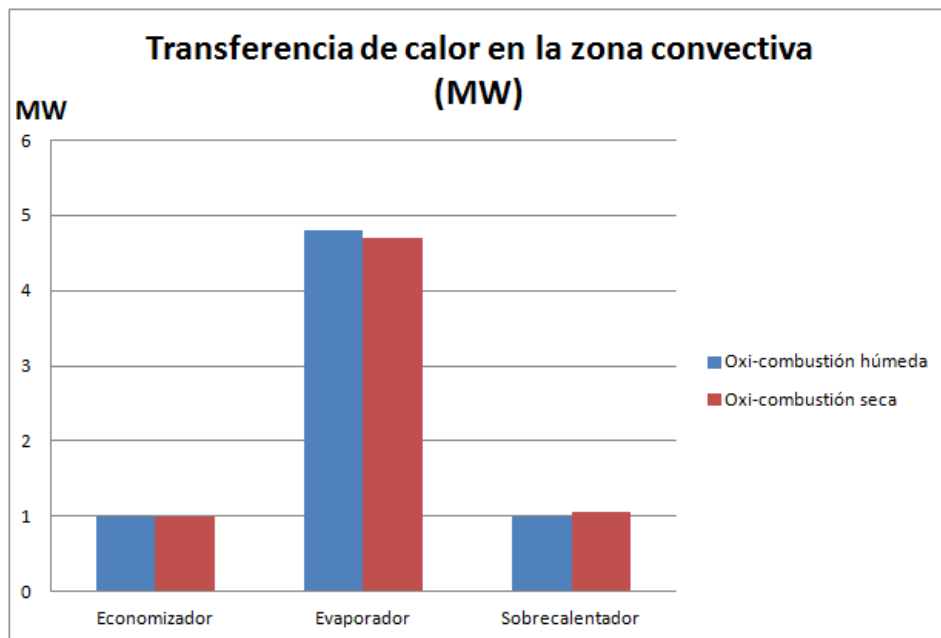


Figura 34. Transferencia de calor (MW) que se produce en el economizador, evaporador y sobrecalentador para los casos de oxi-combustión húmeda y seca

7.4. OTROS CRITERIOS DE DISEÑO

7.4.1. MISMO GASTO MÁSSICO DE ENTRADA

En este apartado se van a comparar los casos de oxi-combustión húmeda y seca frente a la combustión mediante aire utilizando otro criterio de diseño, diferentes a considerar la misma velocidad de entrada de los gases. En este caso, se va a considerar el mismo flujo de entrada para todos los casos, 23308 kg/h. Los resultados obtenidos se pueden ver en la Tabla 22.

	Oxi-combustión húmeda	Oxi-combustión seca	Aire
FLUJO GAS			
Entrada			
Temperatura (°C)	912	912	950
Flujo (kg/h)	23308	23308	23308
Antes del economizador			
Temperatura (°C)	440	441	420
Salida			
Temperatura (°C)	345	344	340
ΔP (Pa)	382	381	235
FLUJO AGUA Y VAPOR			
Economizador			
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,7	170,7
Temperatura salida (°C)	202,5	202,5	192
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	0,8	0,8	0,6
Evaporador			
Temperatura salida (°C)	238,2	238,2	241
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	4,5	4,4	3,8
Sobrecalentador			
T salida (°C)	278	278,3	279
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	0,7	0,74	0,8

Tabla 22. Resultados obtenidos para los casos de oxi-combustión húmeda, seca y combustión mediante aire considerando el mismo gasto másico de entrada.

La distribución de temperaturas del flujo de gas es similar en estos tres casos. En la Figura 35 se muestra la distribución de temperaturas del flujo de gas para cada uno de los casos.

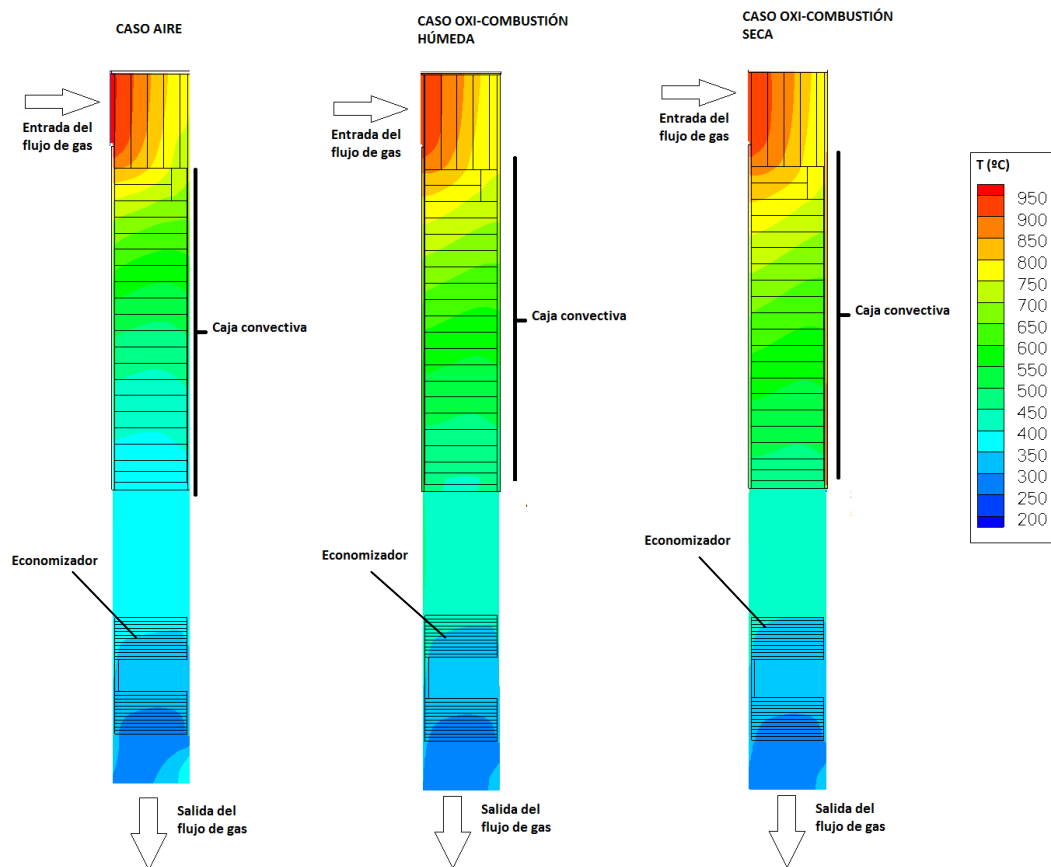


Figura 35. Temperatura (°C) del flujo de gas para los casos de oxi-combustión húmeda, seca y combustión mediante aire empleando el criterio de diseño de misma temperatura y flujo de entrada

Por otro lado, el coeficiente de convección para cada caso se puede ver en la Figura 36. La diferencia entre los coeficientes del modo de oxi-combustión y el modo aire es menos acusada que cuando se considera el criterio de la misma velocidad del flujo de gases a la entrada.

Respecto a la emisividad de los gases, la diferencia entre los casos oxi-combustión y aire se mantiene igual en ambos criterios de diseño.

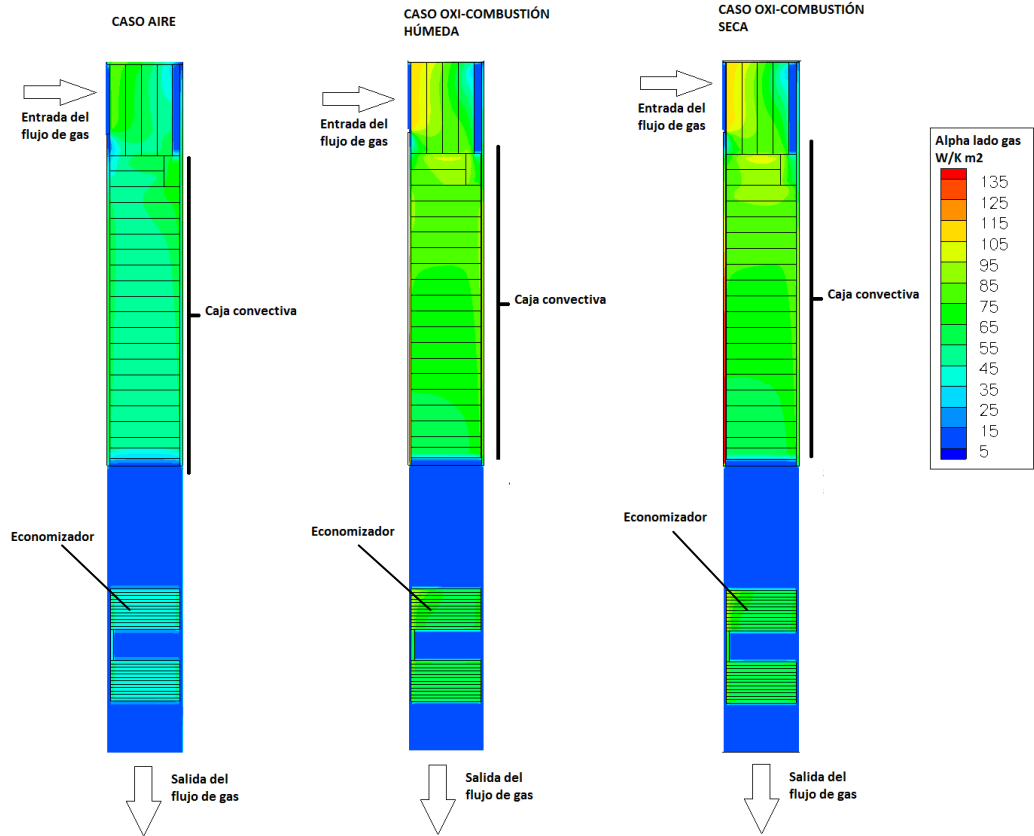


Figura 36. Coeficiente de convección ($W/k m^2$) del flujo de gas para los casos de oxi-combustión húmeda, seca y combustión mediante aire

Por último, en la Figura 37 se puede ver la transferencia de calor en cada elemento de la zona convectiva. La transferencia de calor en oxi-combustión ha disminuido respecto al criterio de considerar la misma velocidad de entrada, debido al menor gasto másico. No obstante, sigue siendo superior cuando se compara con la combustión con aire.

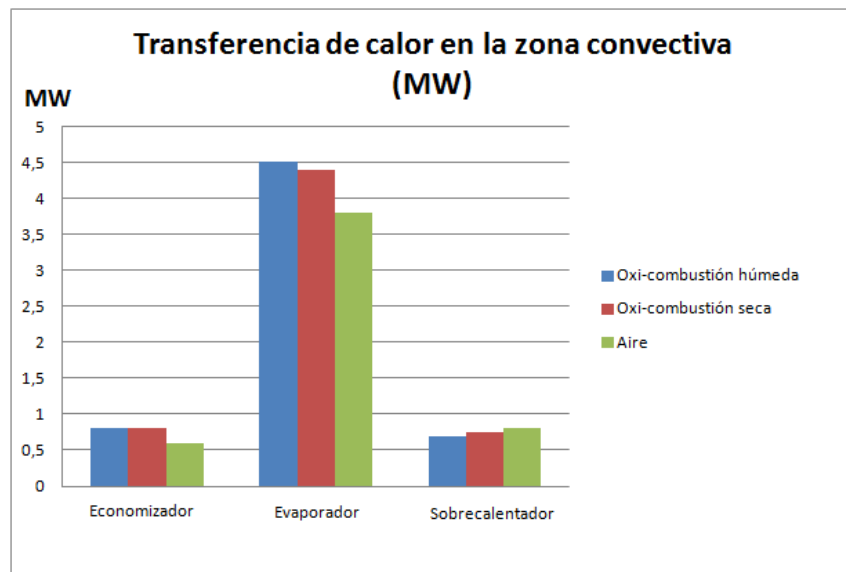


Figura 37. Transferencia de calor en el economizador, evaporador y sobrecalentador considerando el mismo gasto másico de entrada.

7.4.2. MISMO GASTO MÁSICO Y TEMPERATURA DE ENTRADA

En este apartado se comparan los casos de oxi-combustión frente al caso aire utilizando un criterio en el que se considera los mismos gastos másicos y temperaturas de entrada para el flujo de gases. Los valores tomados son valores medios de los utilizados en los casos de validación. Los resultados obtenidos se indican en la Tabla 23.

	Oxi-combustión húmeda	Oxi-combustión seca	Aire
FLUJO GAS			
Entrada			
Temperatura (°C)	925	925	925
Flujo (kg/s)	27018	27018	27018
Antes del economizador			
Temperatura (°C)	458	460	423
Salida			
Temperatura (°C)	350,1	347,2	346
ΔP (Pa)	375	377	241
FLUJO AGUA Y VAPOR			
Economizador			
Temperatura entrada (°C)	170,7	170,7	170,7
Temperatura salida (°C)	205,8	205,9	191,2
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	1	1	0,6
Evaporador			
Temperatura salida (°C)	241,6	241,6	241
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	5	4,9	3,4
Sobrecalentador			
T salida (°C)	294	300,3	277
$Q_{intercambiado}(MW_{th})$	1,1	1,14	0,7

Tabla 23. Resultados obtenidos para los casos de oxi-combustión húmeda, seca y combustión mediante aire considerando la misma temperatura y flujo de entrada

En la Figura 38 se muestra la distribución de temperaturas del flujo de gas para cada uno de los casos. En esta figura se puede ver como el flujo de gases entra a la misma temperatura pero termina enfriándose antes para el modo de combustión mediante aire.

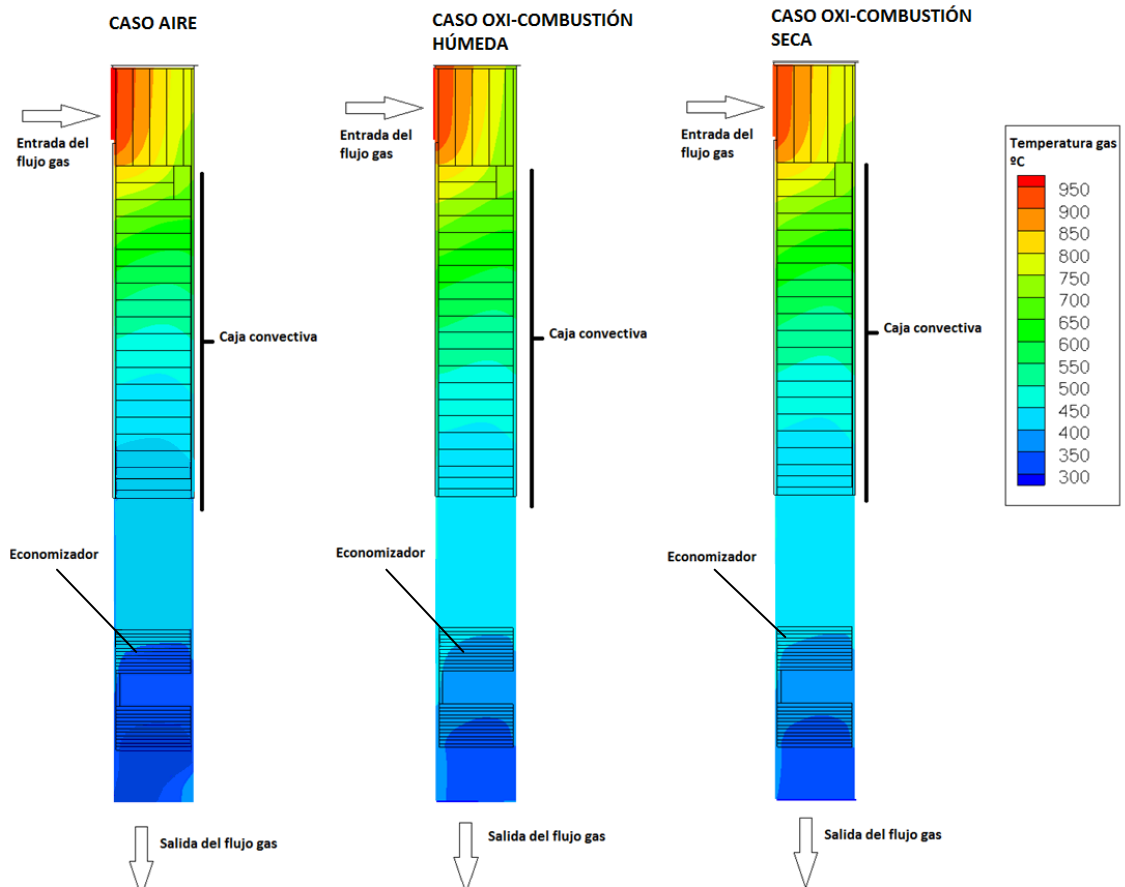


Figura 38. Temperatura (°C) del flujo de gas para los casos de oxi-combustión húmeda, seca y combustión mediante aire empleando el criterio de diseño de misma temperatura y flujo de entrada

Respecto a la emisividad del flujo de gas, esta es bastante similar a la vista anteriormente en los otros criterios.

Por otro lado, el coeficiente de convección para cada caso se puede ver en la Figura 39. La diferencia entre los coeficientes de caso aire y caso oxi-combustión es ligeramente menor que con el criterio en el que se consideraba la velocidad de entrada constante.

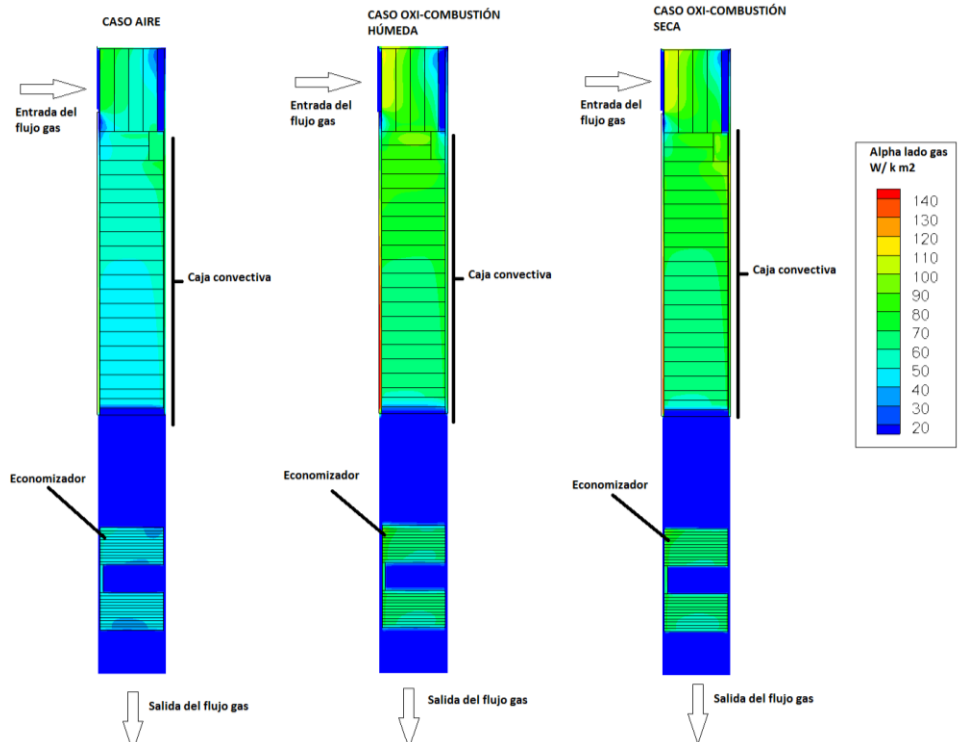


Figura 39. Coeficiente de convección ($W/k m^2$) del flujo de gas para los casos de oxi-combustión húmeda, seca y combustión mediante aire empleando el criterio de diseño de misma temperatura y flujo de entrada

Por último, en la Figura 40 se puede ver la transferencia de calor en cada elemento. El modo de oxi-combustión tiene una transferencia de calor claramente superior que el caso aire en todo momento.

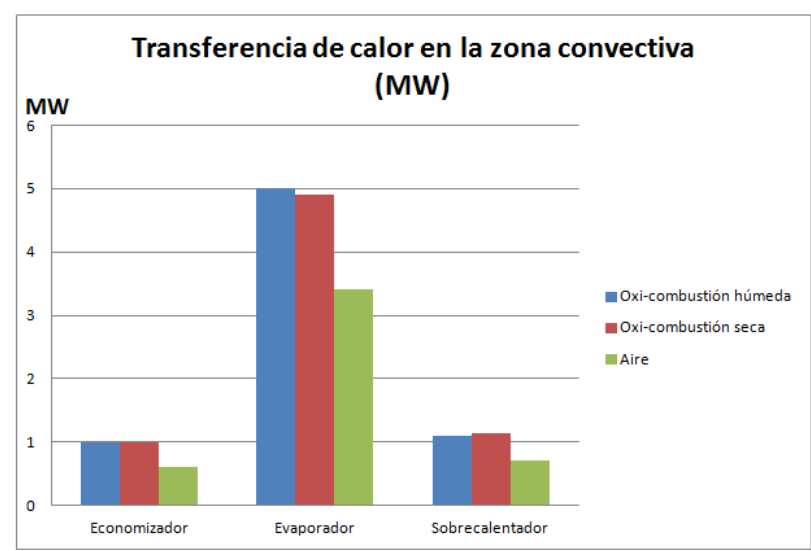


Figura 40. Transferencia de calor en la zona convectiva para el criterio de mismo gasto másico y temperatura de entrada.

7.4.3. COMPARACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SEGÚN CADA CRITERIO

En este apartado se va a comparar la transferencia de calor de cada criterio analizado.

En la Figura 41 se compara la transferencia de calor en el economizador. Se produce siempre mayor transferencia de calor en la oxi-combustión. Sin embargo, para el criterio de mismo gasto másico de entrada disminuye la diferencia. Esto es debido a que al tener menor gasto másico de entrada el caso de oxi-combustión, no se transfiere tanto calor. Por otro lado, en el criterio en el cual se considera la misma temperatura y gasto másico de entrada, se toman valores intermedios a los utilizados en el criterio de misma velocidad de entrada, por lo que a pesar que disminuye el flujo másico de entrada, al aumentar la temperatura de entrada se ve mitigado este efecto y se obtiene unos valores más similares al criterio de velocidad constante en los casos de oxi-combustión.

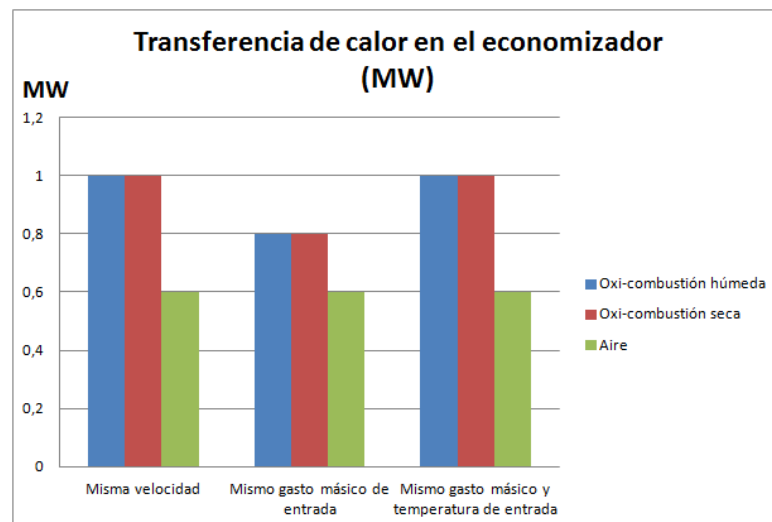


Figura 41. Transferencia de calor (MW) en el economizador según cada criterio

En lo referente al evaporador, la transferencia de calor se puede observar en la Figura 42. Se produce también mayor transferencia de calor en el caso de oxi-combustión, siendo menor la diferencia con el modo aire cuando se considera el mismo gasto másico de entrada.

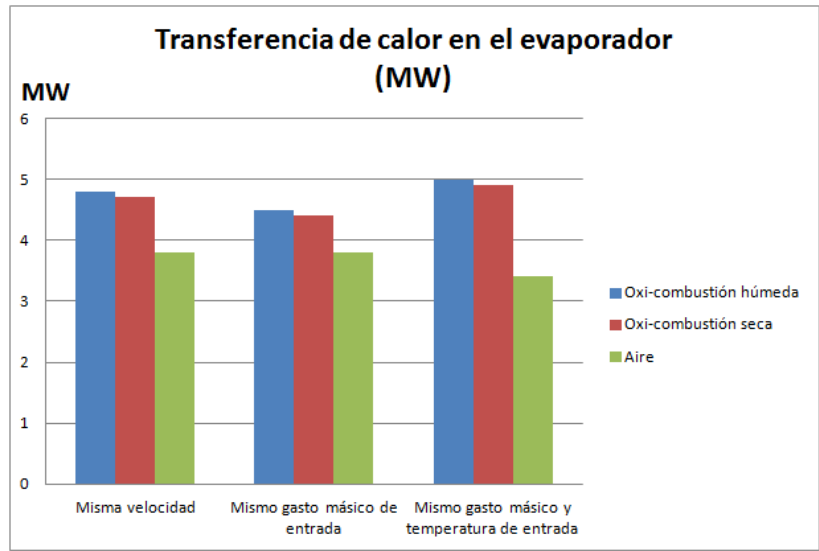


Figura 42. Transferencia de calor (MW) en el evaporador según cada criterio

Por último, en lo referente al sobrecalentador, la transferencia de calor para cada criterio se puede observar en la Figura 43. La mayor discrepancia entre cada caso se obtiene para el criterio que consideraba el mismo gasto másico y temperatura de entrada, como en los otros casos.

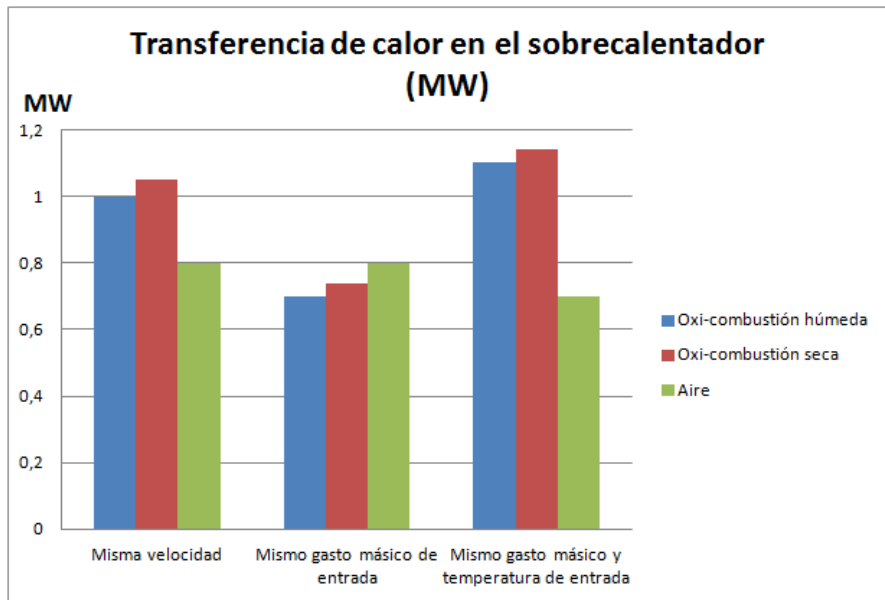


Figura 43. Transferencia de calor (MW) en el evaporador según cada criterio

En la Figura 44 se puede ver la transferencia de calor total para cada uno de estos criterios, junto con su comparación porcentual tomando como caso base el correspondiente caso de combustión mediante aire.

En los casos de oxi-combustión, la transferencia de calor global es entre un 15% y un 51% mayor que en su correspondiente caso aire.

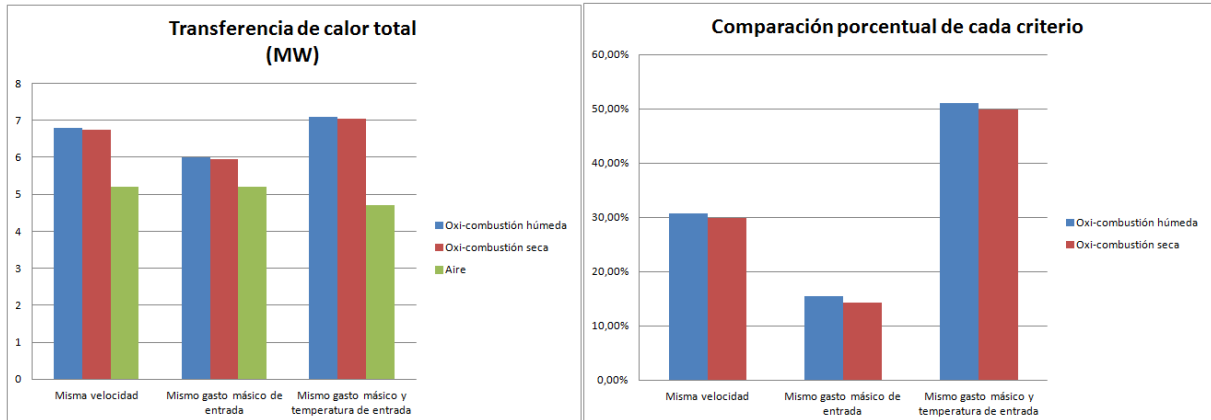


Figura 44. Comparación de la transferencia de calor total para cada uno de los criterios considerados.

8. CONCLUSIONES

En este proyecto fin de carrera se ha analizado la transferencia de calor en la zona convectiva de una caldera que opera en modo oxi-combustión, mediante la simulación de ésta y la comparación con la combustión tradicional (con aire).

En concreto, la zona convectiva analizada en el modelo computacional forma parte de las instalaciones experimentales de la Fundación Ciudad de la Energía (CIUDEN) ubicadas en Cubillos de Sil (León), las cuales pueden operar tanto en modo convencional (aire) como en modo oxi-combustión. El modelo desarrollado por el Grupo de Fluidodinámica Numérica se ha validado satisfactoriamente con los datos experimentales de esta caldera.

Se ha estudiado como influye la distinta composición de los gases en la transferencia de calor por convección (coeficiente de convección) y radiación (emisividad de los gases). Tanto en los cálculos teóricos como en las simulaciones se ha comprobado que el coeficiente convectivo es superior en torno a un 30% para el caso de oxi-combustión frente a la combustión mediante aire, mientras que entre los casos de oxi-combustión seca frente a la húmeda no hay apenas diferencia (0% - 0,01%).

Por otra parte, comparando la emisividad de los gases de combustión de los modos de oxi-combustión y modo de combustión con aire, se ha obtenido que la emisividad de los gases en los casos de oxi-combustión es superior en torno a un 40% a la correspondiente de los gases en modo aire. Por lo tanto, la transferencia de calor por radiación es superior en el caso de oxi-combustión respecto al caso de combustión con aire. En los resultados de las simulaciones, se ha visto como el considerar la radiación en el caso de oxi-combustión incrementa un 7,8% la transferencia de calor global, mientras que en el caso de combustión con aire se incrementa un 6,1%. No obstante, la contribución de la radiación a la transferencia de calor en la zona convectiva es pequeña.

En lo referente a la caída de presión, se tiene una caída de presión mayor para el caso de oxi-combustión (en torno al 58% respecto al modo aire), debido a la mayor densidad de los gases.

Se ha comparado la transferencia de calor en condiciones de oxi-combustión húmeda y seca. Se ha observado que la diferencia entre ambos casos es pequeña.

Además, se ha comparado la transferencia de calor en la zona convectiva en oxi-combustión con la combustión con aire utilizando tres criterios:

- Misma velocidad de entrada del flujo de gases en la zona convectiva.
- Mismo gasto másico de gases de entrada en la zona convectiva.
- Misma temperatura y flujo másico de los gases de entrada en la zona convectiva.

En estos tres casos se observa que la transferencia de calor es un 15% y un 51% mayor en los casos de oxi-combustión respecto a los correspondientes casos con aire. Los casos con el mismo gasto másico son aquellos en los que la transferencia de calor es más parecida entre el modo oxi-combustión y modo aire. Por lo tanto, el diseño de una zona convectiva para una caldera con oxi-combustión debe tener en cuenta que para condiciones similares de entrada, tendrá mayor transferencia de calor que una zona convectiva de una caldera convencional. Por ello, se deben modificar parámetros de operación, como por ejemplo, gasto másico de vapor o temperaturas de vapor, o parámetros de diseño, como por ejemplo, el área de intercambio.

El trabajo realizado en este PFC podría aplicarse, como trabajo futuro, al diseño de zonas convectivas de calderas de centrales térmicas reales.