



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
Departamento de Ingeniería Mecánica



**MEJORAMIENTO DEL DESEMPEÑO DE UN RECUPERADOR DE CALOR A
CONDENSACIÓN PARA COMBUSTIÓN DE BIOMASA A ESCALA DOMICILIARIA**

Tesis presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con Mención en Ingeniería Mecánica

POR: Sebastián Matías Gallardo Quilapán
Profesor Guía: Pablo Eduardo Cornejo Olivares

Concepción, Chile 2023

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

Tabla de Contenido

CAPÍTULO 1	1
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Identificación y cuantificación del problema/oportunidad	1
1.2 Estado del arte	4
1.3 Solución propuesta	4
1.4 Hipótesis y objetivos.....	5
1.4.1 Hipótesis	5
1.4.2 Objetivos.....	5
1.5 Metodología	5
CAPÍTULO 2	7
2 METODOLOGÍA O MATERIALES Y MÉTODOS	7
2.1 Descripción del banco de ensayos	7
2.2 Descripción de los ensayos a realizar	9
2.3 Post-tratamiento de los ensayos	10
3 METODOLOGÍA O MATERIALES Y MÉTODOS	13
3.1 Descripción del equipo o sistema a modelar o simular	13
3.2 Marco teórico	14
3.2.1 Ecuaciones de gobierno.....	14
3.2.2 Modelo de turbulencia.....	14
3.2.3 Modelo $k - \omega SST$	14
3.2.4 Modelo $k - \epsilon$ <i>realizable</i>	15
3.3 Mallado	15
3.4 Condiciones de borde y simulaciones a realizar.....	16
3.5 Convergencia de malla.....	17
3.6 Análisis caso base	19
3.7 Empleo de mejoras propuestas.....	19
CAPÍTULO 4	22
4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	22
CAPÍTULO 5	25
5 CONCLUSIONES.....	25

Índice de Tablas

Tabla 1. Características técnicas de sistema MP Zero. Fuente: MPzero	9
Tabla 2. Resumen de condiciones utilizadas para ensayo de caracterización.....	10
Tabla 3. Resultandos ensayo en laboratorio día 13-10, correspondientes a las temperaturas promedio de gases de combustión y volumen de agua.	11
Tabla 4. Propiedades de gases de combustión y agua obtenidas mediante cálculo basados en datos experimentales.	12
Tabla 5. Valores de y +y tamaño de primer elemento de la capa límite.	16
Tabla 6. Datos de entrada para la modelación	17
Tabla 7. Promedio de temperaturas de salida de gases de combustión y agua para las distintas densidades de grilla y ensayo de caracterización.....	18
Tabla 8. Resultados simulación preliminar y ensayo de caracterización.....	18
Tabla 9. Dimensiones relevantes del modelo.	21
Tabla 10. Resultados de simulación para cada intercambiador de calor a condensación.....	24

Índice de Figuras

Figura 1.1. Caracterización de fuentes de energía referentes a hogares a nivel regional en la zona centro-sur y sur de Chile. Fuente: RedPE.	2
Figura 2. Diferencia en los precios de combustibles utilizados en la calefacción por la población chilena. (a) Combustibles líquidos. (b) Gas en red. (c) Gas licuado. (d) Electricidad.	3
Figura 3. Esquema de metodología utilizado durante el desarrollo de la investigación.	6
Figura 4. Sistema cocina a leña e intercambiador de calor a condensación, ubicado en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción. (a) Identificación de cocina a leña e intercambiador de calor. (b) Posición de termocuplas. Fuente: Elaboración propia.	7
Figura 5. (a) Medidor de flujo F-1000. (b) Sistema de adquisición de datos. (c) SOLARTRON SI 35951C.	8
Figura 6. (a) Componentes MPZero, Fuente: MPzero. (b) Sistema reductor de emisiones de material particulado MP Zero instalado en el banco de ensayos.	8
Figura 7. (a) Caja analizadora Testo 350. Fuente: Testo 350 (b) Implementación de sonda modular de muestreo de gases (1) y caja analizadora Testo 350 (2) en el banco de ensayos. ...	9
Figura 8. (a) Variación en la temperatura del agua y gases de combustión durante ensayo. (b) Variación en la masa del sistema y flujo de agua durante ensayo.	10
Figura 9 . (a) Equipo termocañón presente en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción. (b) Dimensiones del equipo termocañón obtenidas y plasmadas del modelo 3D realizado en <i>SpaceClaim</i>	13
Figura 10. (a) Dimensiones del modelo 3D, indicando la posición de termocuplas T1, T2, T3 y T4. (b) Sección de entrada para los gases de combustión, basada en la cavidad presente en estufa a leña.	14
Figura 11. Mallado para modelo en: (a) Vista isométrica. (b) Acercamiento en sección transversal.	16
Figura 12. Velocidad a lo largo de una línea sobre el volumen de agua en dirección Z para cada grilla.	17
Figura 13. Temperatura de gases de combustión en distintos planos a lo largo del eje Z.	18
Figura 14. (a) Líneas de corriente de velocidad a lo largo de intercambiador de calor a condensación base. (b) Tiempo de residencia de los gases de combustión a lo largo de intercambiador de calor base.	19
Figura 15. (a) Vista frontal intercambiador de calor. (b) Vista isométrica del intercambiador de calor. (c) Componentes del intercambiador de calor.	20
Figura 16. Secciones del prototipo de intercambiador de calor a condensación (izquierda). Posición de generadores de turbulencia en prototipo de intercambiador de calor y dirección de gases de combustión (derecha).	20
Figura 17. (a) Líneas de corriente de velocidad para caso base (izquierda), prototipo (centro), prototipo con GDT (derecha). (b) Magnitud de la velocidad de los gases de combustión en distintos pasos para los equipos.	22
Figura 18. (a) Cambio en la temperatura de gases de combustión en función del tiempo de residencia en los diseños. (b) Cambio en la temperatura de gases de combustión a lo largo de los diseños.	23
Figura 19. Áreas de ocurrencia de condensado en: Prototipo (izquierda) y Prototipo con GT (derecha).	23
Figura 20. Contornos de temperatura para plano central en volumen de agua para: Caso base (izquierda). Prototipo (centro). Prototipo con GDT (derecha).	24

Resumen

El consumo de los combustibles derivados de la madera tiene un extendido uso como fuente de energía para cocinar y mayormente para calefacción, en casi 2 millones de hogares del país. Si bien la biomasa es una forma aceptada de energía renovable y se considera un medio para ayudar a reducir el calentamiento global, tiene efectos adversos. En 2019, la combustión a leña fue responsable del 65,9% de las emisiones de material particulado MP 2,5, la cual afecta la salud de personas y animales, daña la vegetación y el suelo, deteriora materiales, reduce la visibilidad y contribuye significativamente al cambio climático de manera negativa.

Se propone una manera eficiente de realizar el proceso de combustión para calefacción domiciliar mediante la incorporación de un intercambiador de calor a condensación (llamado comúnmente termocañón) en conjunto con un equipo reductor de material particulado al sistema de evacuación de gases de una cocina a leña convencional. Se caracteriza su comportamiento mediante pruebas bajo condiciones de operación controladas en un banco de ensayos, obteniendo así variables de entrada para confeccionar y validar un modelo CFD basado en estos resultados experimentales.

En base al análisis del desempeño del intercambiador de calor convencional mediante CFD, se proponen mejoras a su geometría, las cuales consisten en aumentar la cantidad de pasos de los gases de combustión, disminuir el diámetro del cañón y adicionar generadores de turbulencia. Estas mejoras se evalúan en dos prototipos de intercambiadores de calor a condensación, que se diferencian únicamente en que uno de ellos incluye generadores de turbulencia adheridos en la placa separadora con dirección al paso 1. Así, se evalúa el desempeño de los prototipos utilizando las condiciones de borde derivadas del ensayo de caracterización y se compara con el desempeño del caso base.

Las modificaciones geométricas produjeron un aumento significativo en variables de interés para el desempeño del equipo al compararse con el caso base. Lo anterior se demuestra en el aumento de 68% en la intensidad turbulenta, 57% en la velocidad, duplicar el tiempo de residencia de los gases de combustión y el aumento de 96% en la tasa de transferencia de calor.

El modelo que contiene la adición de generadores de turbulencia presenta el mejor desempeño de los tres equipos, obteniendo la mayor tasa de transferencia de calor igual a 3,5 kW, lo que produce una disminución en la temperatura de los gases de combustión igual a 62% y un aumento en la temperatura de salida del agua igual a un 53% comparado con el caso base. Si bien este modelo obtiene el mejor desempeño, se debe evaluar el costo de fabricación y mantención que conlleva su fabricación, puesto que, entre él y el modelo sin GT, la diferencia de rendimiento puede no justificar la dificultad en la fabricación y posterior mantenimiento del equipo.

Palabras clave: Sistema de calefacción domiciliar, Intercambiador de calor, Dinámica de Fluidos Computacional, Eficiencia energética.

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Identificación y cuantificación del problema/oportunidad

La conversión de biomasa en energía se lleva a cabo utilizando dos tecnologías como procesos principales: termoquímica y bioquímica/biológica. La conversión bioquímica abarca dos opciones de proceso: digestión (producción de biogás, una mezcla de metano y dióxido de carbono) y fermentación (producción de etanol). Dentro de la conversión termoquímica están disponibles cuatro opciones de proceso: pirólisis, gasificación, licuefacción y combustión, siendo este último proceso el de interés en la presente investigación (Mckendry, n.d.-b).

La combustión de combustibles sólidos para calefacción y cocina en cocinas tradicionales y estufas representan el sistema de energía domiciliar más utilizado, alcanzando un 40% de la población mundial (Carvalho et al., 2016). Además, la biomasa es la segunda fuente de aporte a la matriz energética del país adjudicándose un 25% del total y sólo siendo superada por la utilización de los combustibles fósiles (Ministerio de Energía, 2020). Como se mencionó anteriormente, el consumo de los combustibles derivados de la madera tiene un extendido uso como fuente de energía para cocinar y mayormente para calefacción en casi 2 millones de hogares del país (González et al., n.d.). Es importante aclarar que el consumo no posee una misma distribución en las distintas zonas del país, por ejemplo, el consumo en el norte grande (I-IV región) es ínfimo en comparación con el de las zonas centro y sur del país (Leiva, n.d.). Este alto consumo se debe principalmente a las bajas temperaturas invernales de estas zonas y a la abundancia de biomasa forestal. Lo anterior se evidencia en la Figura 1.1, donde desde el Ñuble hasta Magallanes, más del 60% de los hogares se calefaccionan con leña o carbón (*Consumo de Combustibles Derivados de La Madera En Chile*, n.d.), (González et al., n.d.).

Si bien la biomasa es una forma aceptada de energía renovable y se considera un medio para ayudar a reducir el calentamiento global, desplazando así, el uso de combustibles fósiles (Mckendry, n.d.-a), tiene efectos adversos. El primero de ellos es la deforestación, debido a que la gran parte del mercado de los combustibles derivados de la madera es informal, pues no cumple con la legislación forestal, tributaria, laboral, etc. (cosecha, transporte y venta al margen de la ley) (la Evaluación Fiscalización Forestal, n.d.), (Mohebalian et al., 2022), (*Consumo de Combustibles Derivados de La Madera En Chile*, n.d.).

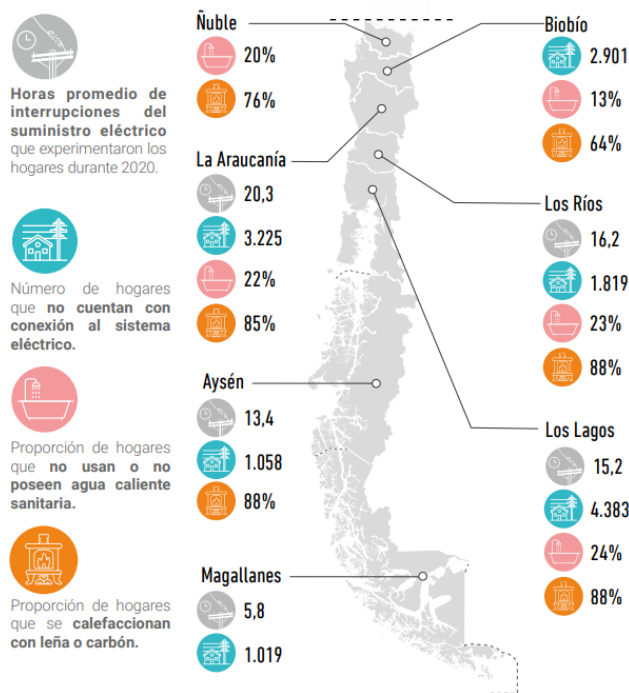


Figura 1.1. Caracterización de fuentes de energía referentes a hogares a nivel regional en la zona centro-sur y sur de Chile. Fuente: [RedPE](#).

El segundo gran problema es la contaminación del aire, siendo la combustión de leña residencial la principal fuente emisora. En 2019 la combustión a leña fue la responsable del 65,9% de las emisiones de material particulado MP 2,5 presentes ese año (Ministerio del Medio Ambiente, n.d.), la cual afecta la salud de personas y animales, daña la vegetación y el suelo, deteriora materiales, reduce la visibilidad y contribuye significativamente al cambio climático de manera negativa. Según la OMS, es el mayor factor de riesgo para el ambiente en la actualidad, incrementando la tasa de mortalidad y morbilidad [11]. A su vez, se debe tener en consideración que las exposiciones a corto, mediano y largo plazo a material particulado PM 2.5 por sobre los niveles establecidos por la OMS (*Ambient Air Pollution: A Global Assessment of Exposure and Burden of Disease*, n.d.), tiene una incidencia directa en el aumento de los casos de SARS-CoV-2 (Sidell et al., 2022) .

Llevando la mira hacia un punto de vista más económico, se debe considerar el contexto del alza en los precios que han sufrido los combustibles fósiles y electricidad (Figura 2), los cuales son utilizados también como medio de calefacción y preparación de alimentos. En relación con el Kerosene, se aprecia un incremento del 61,6% comparando los precios de marzo 2021 y marzo 2022; por otra parte, el gas licuado y por redes concesionadas ha tenido un incremento del 7,2% y 11,6% en relación con marzo 2021 en la región del Bío-Bío. Según la encuesta CASEN 2020, el 50% de los hogares de Chile tiene un ingreso de hasta \$600.000 y el 15,1% de los hogares se encuentra en una situación de vulnerabilidad, lo que dificulta aún más la compra de estos combustibles destinados a la calefacción [13].

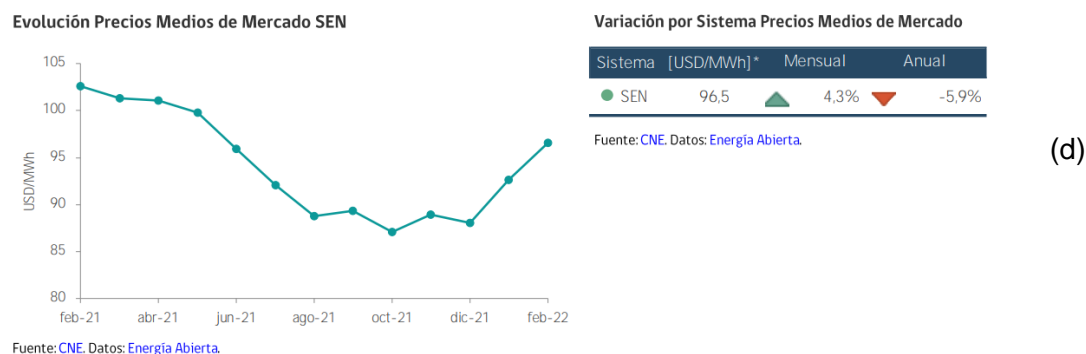
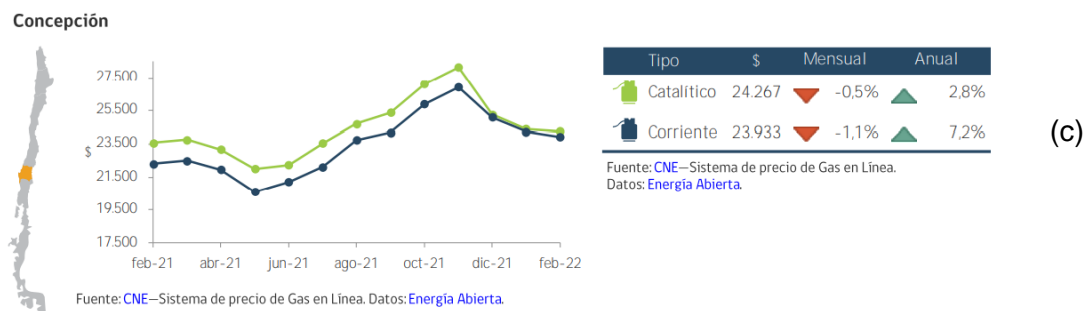
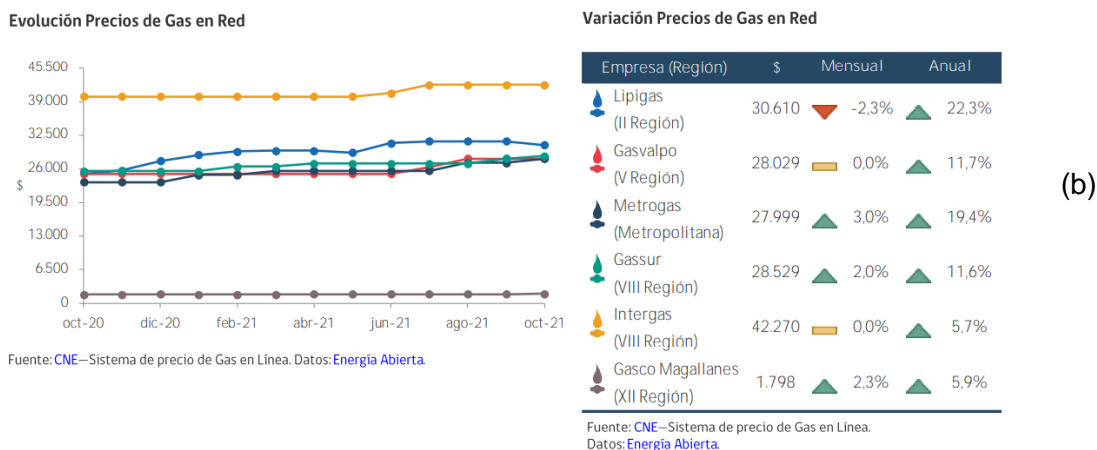
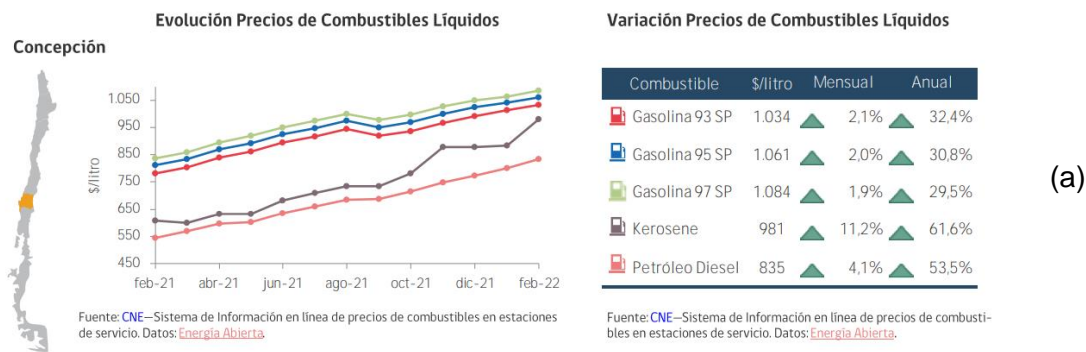


Figura 2. Diferencia en los precios de combustibles utilizados en la calefacción por la población chilena. (a) Combustibles líquidos. (b) Gas en red. (c) Gas licuado. (d) Electricidad.

1.2 Estado del arte

Dentro del mercado chileno y extranjero existen alternativas para la disminución de estos efectos adversos a nivel domiciliario, las que corresponden a tecnologías que mejoran la eficiencia energética mediante modificaciones al sistema inicial estufa-cañón. Ejemplo de estas modificaciones son: el instalar una nueva sección de cañón a la salida de la estufa, aumentando así el área de transferencia de calor con el ambiente (*Balkan Energy*, n.d.); la adición de un recuperador de calor a condensación en una sección del cañón, el cual tiene por objetivo aprovechar el calor residual de los gases de combustión para la generación de agua caliente sanitaria; la adición de una segunda cámara de combustión, favoreciendo la eficiencia energética al disminuir el consumo de combustible hasta en un 50% (*Ecoturbo: Quemador Convectivo de Gases*, n.d.) y la incorporación de un dispositivo que produce un flujo forzado de aire mediante un ventilador que permite la generación de calor instantáneo al apenas encender la estufa (*Recoheat*, n.d.).

En relación con las alternativas provenientes de la academia, se tienen propuestas de aumento de eficiencia energética con y sin la adición de un sistema de reducción de emisiones de material particulado. Dentro del primer grupo se tienen intercambiadores de calor a condensación de tipo tubos y carcasa (de Best et al., 2008; Gröhn et al., 2009), los cuales mediante la condensación de los gases generan rangos de captura de material particulado entre el 26%-70%, dependiendo de la temperatura y humedad presente y un aumento de eficiencia de hasta 33% (con 2.6kW recuperados). A su vez, se ha evaluado la utilización de precipitadores electrostáticos en conjunto con intercambiadores de calor a condensación (Grigonyté-Lopez Rodriguez et al., 2020) e intercambiadores de calor aire-aire (König et al., 2021), obteniendo reducciones de material particulado entre un 40% y 80%, dependiendo si el precipitador electrostático opera en conjunto con el intercambiador y un aumento en la eficiencia térmica superior al 105% (en función del poder calorífico inferior). Por otro lado, se han propuesto la instalación de un intercambiador de calor de gases de combustión triple concéntrico en viviendas con buena aislación térmica (Cablé et al., 2019), permitiendo recuperar una parte del calor de los gases de combustión, permitiendo obtener un aumento de la temperatura de operación de hasta 9.5 °C en las habitaciones más alejadas de la estufa. Existe otra versión del sistema anterior propuesta por Peigné et al. ((Peigné et al., 2013)), la cual es un intercambiador de calor triple concéntrico sin entrada de aire de combustión, un aumento en la temperatura del aire para ventilación de aproximadamente 15°C y una disminución en la temperatura del aire de los gases y aire de combustión entre unos 30°C y 20°C respectivamente.

1.3 Solución propuesta

Con base en lo investigado, y a las soluciones disponibles en el país, se propone la evaluación mediante un modelo CFD de mejoras al concepto de un intercambiador de calor convencional, aumentando el número de pasos internos de los gases de combustión e incorporando al equipo un precipitador electrostático con la finalidad de reducir las emisiones de material particulado.

1.4 Hipótesis y objetivos

1.4.1 Hipótesis

Al combinar un sistema de condensación con un sistema captador de particular en un recuperador de calor, posterior a la combustión de la biomasa, se espera potenciar los beneficios en la eficiencia energética y reducción de emisiones de material particulado del conjunto, alcanzando ahorros en energía y niveles de MP inferiores a lo estipulado en las normas ambientales.

1.4.2 Objetivos

1.4.2.1 Objetivo general

Validar modelo CFD con resultados experimentales obtenidos para un caso base, para así optimizar el diseño de un prototipo mejorado de recuperador de calor para gases provenientes de la combustión a leña en un equipo de calefacción domiciliaria.

1.4.2.2 Objetivos específicos

- 1- Confeccionar un modelo CFD del intercambiador de calor a condensación.
- 2- Determinar el régimen de operación del equipo: transición/turbulente y estudiar la sensibilidad del modelo de turbulencia.
- 3- Validar el modelo con datos experimentales: Temperaturas de salida de gases de combustión y agua.
- 4- Evaluar mejoras al diseño empleando el modelo validado.

1.5 Metodología

Se desarrolla un modelo fluidodinámico utilizando ANSYS Fluent, el cual representa el funcionamiento de un equipo termocañón ubicado en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción para posteriormente ser validado mediante ensayos de laboratorio. Posteriormente, se proponen mejoras al equipo para aumentar su desempeño, las cuales son evaluadas mediante el modelo validado.

1.5.1.1 Actividad 1: Confeccionar un modelo CFD del intercambiador de calor a condensación (OE1)

Se realiza el montaje y puesta en marcha de banco de ensayos compuesto por: Intercambiador de calor a condensación, balanza, analizador de gases, termocuplas, tarjeta recolectora de datos y software, posterior a ello se caracteriza el desempeño del equipo mediante ensayos de laboratorio, donde, se realizan cargas consecutivas de leña, para su posterior ignición, monitoreando las temperaturas de entrada y salida de gases y volumen de agua.

Habiendo realizado los ensayos de caracterización, se definen las condiciones de borde a utilizar en futuras simulaciones, posterior a ello, se toman las dimensiones del intercambiador de calor a condensación, generando así mediante la herramienta "Spaceclaim" el modelo 3D del equipo y su posterior grilla según los requerimientos de los modelos de turbulencia a utilizar.

1.5.1.2 Actividad 2: Determinar el régimen de operación del equipo (OE2)

Se realiza el análisis de convergencia de grilla para ambos modelos de turbulencia, con el fin de conocer la densidad de grilla a utilizar. Siendo definida la densidad, se procede a realizar una simulación de carácter estacionaria del comportamiento del intercambiador de calor a condensación. De los resultados de la simulación se obtiene: Número de Reynolds, gradiente de velocidad, intensidad turbulenta, gradiente de presiones, etc.

Posterior a la obtención de datos, se comparan los resultados con los obtenidos en el ensayo de caracterización, realizando un análisis de sensibilidad de los modelos de turbulencia y definiendo el modelo de turbulencia a utilizar en simulaciones posteriores.

1.5.1.3 Actividad 3: Validar modelo con datos experimentales (OE3)

En base a los resultados del OE2, se validan los resultados del modelo de turbulencia que representa de manera confiable los fenómenos físicos que ocurren en el sistema intercambiador de calor a condensación.

1.5.1.4 Actividad 4: Evaluar mejoras al diseño empleando el modelo validado (OE4)

Validado el modelo computacional, se analiza el comportamiento de los gases de combustión, donde se propondrán mejoras con el fin de optimizar: transferencia de calor, tiempo de residencia e intensidad turbulenta. Dichas mejoras se incluirán en dos prototipos de intercambiadores de calor a condensación, que, utilizando el modelo validado se analizará su desempeño contrastándolo con el intercambiador de calor a condensación base.

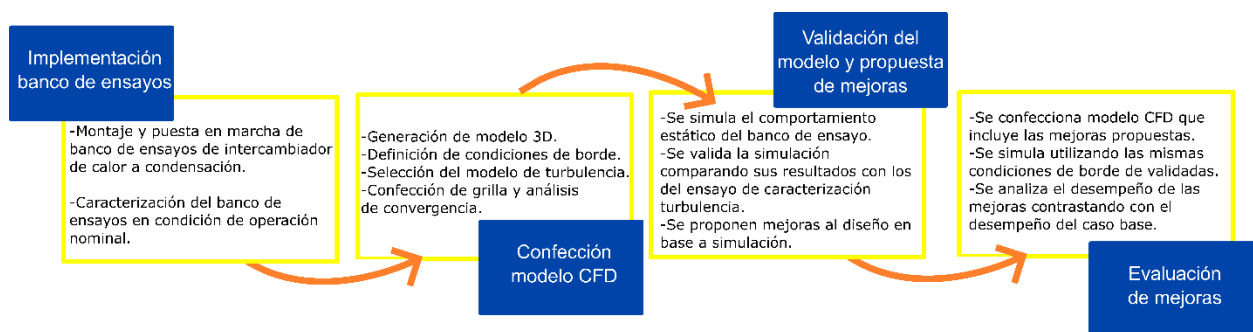


Figura 3. Esquema de metodología utilizado durante el desarrollo de la investigación.

CAPÍTULO 2

2 METODOLOGÍA O MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Descripción del banco de ensayos

Se realiza la instalación del banco de ensayos en el Laboratorio de Termofluidos de la Universidad de Concepción, el cual contiene consiste en una cocina a leña (1), en la cual va ensamblado un intercambiador de calor a condensación (termocañón (2)) en conjunto con un equipo de reducción de material particulado (Figura 6. (a) Componentes MPZero, Fuente: MPzero. (b) Sistema reductor de emisiones de material particulado MP Zero instalado en el banco de ensayos.

(b)) en el sector de salida de los gases de combustión y se puede apreciar en la Figura 4. Sistema cocina a leña e intercambiador de calor a condensación, ubicado en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción. (a) Identificación de cocina a leña e intercambiador de calor. (b) Posición de termocuplas. Fuente: Elaboración propia.

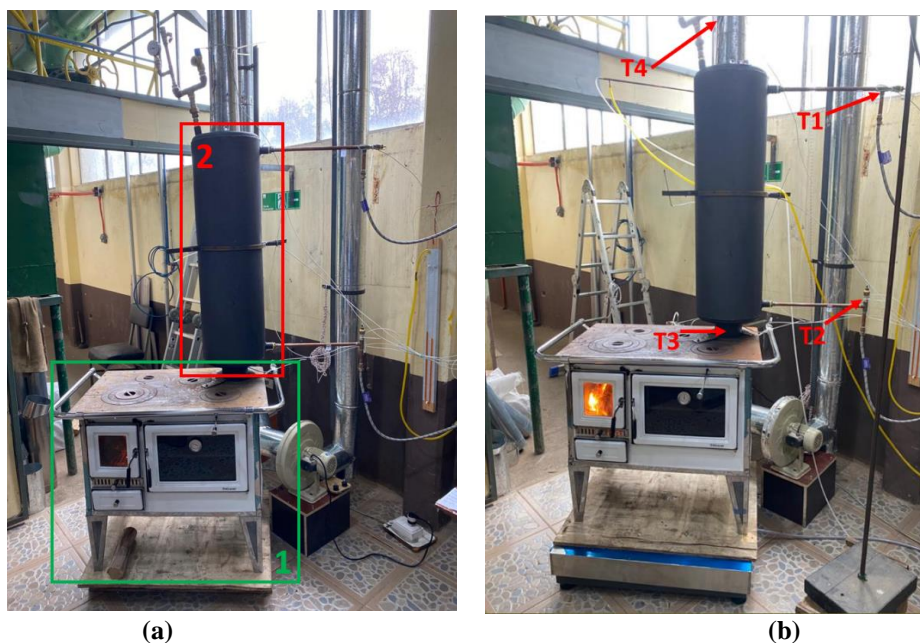


Figura 4. Sistema cocina a leña e intercambiador de calor a condensación, ubicado en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción. (a) Identificación de cocina a leña e intercambiador de calor. (b) Posición de termocuplas. Fuente: Elaboración propia.

Además, el sistema se encuentra montado sobre una balanza digital mediante la cual se irá registrando el consumo de leña durante el tiempo de realización de cada ensayo. El análisis de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los gases y agua se mide utilizando termocuplas tipo K clase 2 las cuales se ubican en el sistema según lo indicado en la Figura 4(b), donde, las termocuplas 1 y 2 (T1 y T2) miden la temperatura de entrada y salida del agua respectivamente y las termocuplas 3 y 4 (T3 y T4) miden la temperatura de entrada y salida de los gases de combustión.

Los valores de las termocuplas son registrados mediante una tarjeta de adquisición de datos (SOLARTRON SI 35951C) y posteriormente procesados computacionalmente con el programa IMPVIEW. Finalmente, para tener control del flujo de la red de agua, se utiliza un medidor de flujo F-1000, el cual se encuentra instalado en una sección anterior a la termocupla de medición de temperatura de entrada del agua (T2).

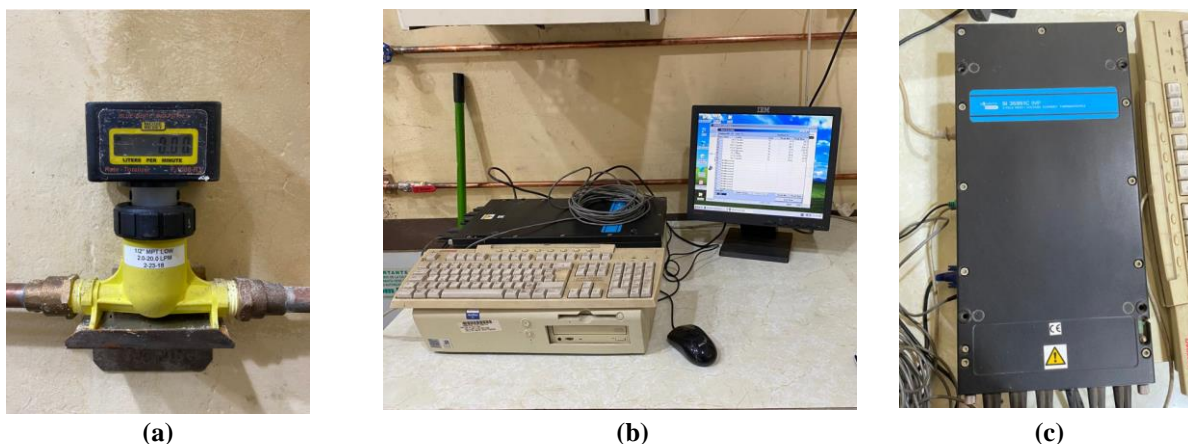


Figura 5. (a) Medidor de flujo F-1000. (b) Sistema de adquisición de datos. (c) SOLARTRON SI 35951C.

Desde el punto de las mediciones de material particulado, el banco de ensayos se basa en el Método 5G de la US EPA/Método CH-5G: Determinación de las emisiones de partículas de calefactores a leña medidas desde un túnel de dilución (Instituto de Salud Pública, 2012). El banco de ensayo consiste en un tramo de medición que lo constituye el conducto de escape de los gases de la cocina a leña (chimenea), y de un túnel de dilución que atrapa los gases producto de la combustión y los diluye con aire a través de una campana.

El equipo por encargado de la reducción de material particulado corresponde al filtro MPZero el cual es un producto eléctrico que disminuye las emisiones contaminantes producidas en equipos de combustión a biomasa (leña, pellet, carbón natural, etc). El método de captación de material particulado se basa en la utilización de un precipitador electrostático, donde las partículas contaminantes que circulan al interior del sistema se cargan eléctricamente para que se adhieran a las paredes internas de éste. En la Figura 6. (a) Componentes MPZero, Fuente: MPzero. (b) Sistema reductor de emisiones de material particulado MP Zero instalado en el banco de ensayos. (a) se detallan los componentes del filtro MPZero y en Figura 6 (b) se muestra la instalación del filtro en el banco de ensayos.

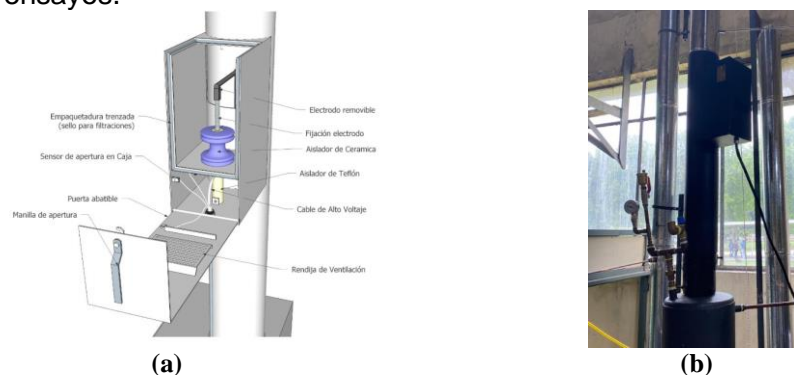


Figura 6. (a) Componentes MPZero, Fuente: [MPzero](#). (b) Sistema reductor de emisiones de material particulado [MP Zero](#) instalado en el banco de ensayos.

Tabla 1. Características técnicas de sistema MP Zero. Fuente: [MPzero](#)

Carácterística	Unidad	Valor
Potencia promedio	[W]	100
Potencia máxima	[W]	200
Voltaje alimentación	[Vac]	180 – 250
Voltaje operación electrodo	[kV]	22
Eficiencia mínima captura MP	[%]	70
Eficiencia máxima captura MP	[%]	90

Finalmente, para la medición de la composición de los gases de combustión a la salida del intercambiador de calor se utiliza el equipo “Testo 350” (Figura 7 (a)), el cual es un analizador de combustión portátil fabricado por la compañía Testo. Dicha medición se realiza utilizando la sonda modular de muestreo de gases incluida en el equipo, la cual se ubica dentro del cañón y se conecta a la caja analizadora (Figura 7. (a) Caja analizadora Testo 350. Fuente: Testo 350 (b) Implementación de sonda modular de muestreo de gases (1) y caja analizadora Testo 350 (2) en el banco de ensayos. (b)).



(a)



(b)

Figura 7. (a) Caja analizadora Testo 350. Fuente: [Testo 350](#) (b) Implementación de sonda modular de muestreo de gases (1) y caja analizadora Testo 350 (2) en el banco de ensayos.

2.2 Descripción de los ensayos a realizar

A modo de obtener el comportamiento del sistema cocina a leña/intercambiador de calor a condensación, se ejecuta un ensayo realizando cargas consecutivas de leña en la cocina de aproximadamente 3.0 kilogramos cada una, donde la primera corresponde a la puesta en marcha del sistema y las dos siguientes se realizan cuando la masa del sistema descienda al valor inicial según lo mostrando en la balanza.

La medición de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos se realiza mediante las termocuplas y se registran mediante la tarjeta de adquisición de datos en un intervalo de 30 segundos. Con respecto al flujo de agua, para la realización del ensayo el circuito de agua se mantiene abierto evitando la recirculación y se registra el flujo indicado en el caudalímetro en periodos de 5 minutos a lo largo del ensayo.

Tabla 2. Resumen de condiciones utilizadas para ensayo de caracterización.

Parámetro	Rango/Valor
Número	3
Humedad de leña	[20% – 40%]
Masa de carga	[2.84 – 3.18] kg
Abertura de tiraje	Capacidad máxima
Flujo de agua	[4.8 – 6.3] L/min

2.3 Post-tratamiento de los ensayos

A continuación, en la Figura 8 (a) se presentan los resultados de los resultados del ensayo, correspondiente a la variación en la temperatura de entrada y salida de los fluidos (Figura 8 (a)) variación en la masa y flujo de agua (Figura 8 (b)).

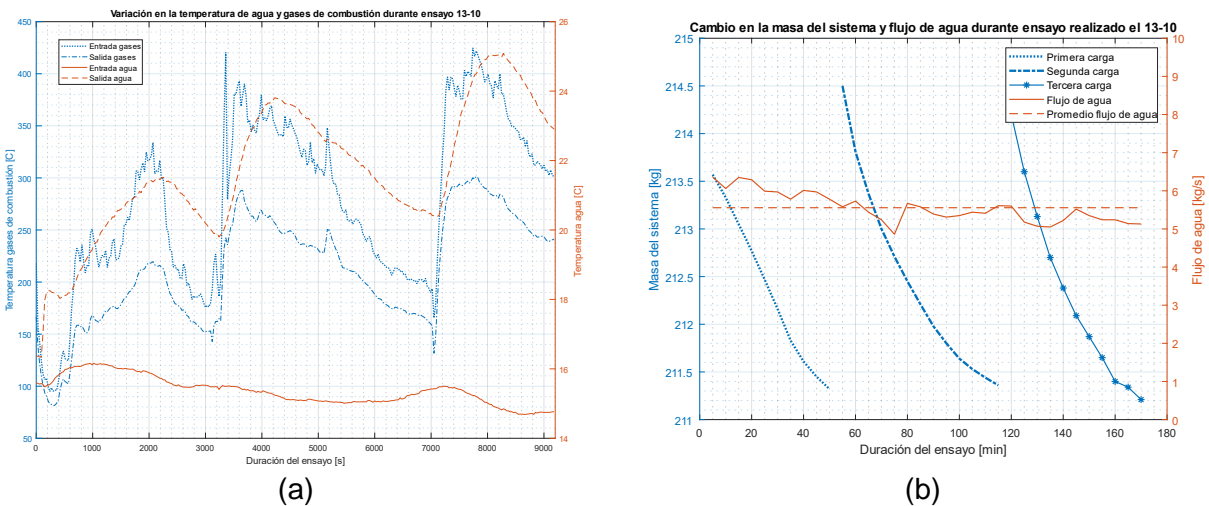


Figura 8. (a) Variación en la temperatura del agua y gases de combustión durante ensayo. (b) Variación en la masa del sistema y flujo de agua durante ensayo.

De los resultados presentados con anterioridad, se pueden obtener los valores máximos, mínimos y promedio de las temperaturas de entrada y salida de gases de combustión. Además, se puede calcular la tasa de quemado \dot{T}_q en función del consumo \dot{C} , los cuales se obtienen a partir de la diferencia en la masa total del sistema entre cada intervalo de carga (**Figura 8**), reflejando así la cantidad de leña consumida.

$$\dot{C} = \frac{m_{t_2} - m_{t_1}}{300} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (1)$$

$$\dot{T}_q = \dot{C} \cdot 3600 \left[\frac{kg}{hr} \right] \quad (2)$$

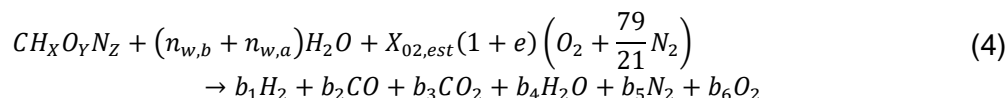
Posterior a obtener la tasa de quemado de cada intervalo de carga, se puede calcular la tasa de quemado promedio durante el experimento.

$$\dot{T}_{total} = \sum_1^n \frac{\dot{T}_{q(n)}}{n} \quad (3)$$

Tabla 3. Resultandos ensayo en laboratorio día 13-10, correspondientes a las temperaturas promedio de gases de combustión y volumen de agua.

Parámetro	Unidad	Valor
Temperatura promedio entrada vol. GDC	°C	279.03
Temperatura promedio salida vol. GDC	°C	213.31
Temperatura promedio entrada volumen de agua	°C	15.3
Temperatura promedio salida volumen de agua	°C	21.7
Tasa total de quemado promedio	kg/hr	2.93
Flujo de agua promedio	lt/min	5.55

La etapa de combustión de biomasa se representa mediante la ecuación química (4) con el objetivo de caracterizar los productos en los gases de combustión presentes en una estufa a leña, esto en función de las mediciones del ensayo de laboratorio presentado en la sección anterior.



La ecuación (4) considera la humedad presente en el combustible ($n_{w,b}$) y la humedad del aire ambiente ($n_{w,a}$), así también el exceso de aire (e) y la fracción de oxígeno estequiométrico ($X_{O_2,est}$).

$$X_{O_2,est} = C + \frac{X}{4} - \frac{Y}{2} \quad (5)$$

Posteriormente, se determina utilizando (6) la relación aire-combustible estequiométrica, para poder obtener el flujo de gases de combustión considerando el exceso de aire.

$$RAC_{est} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\dot{m}_{comb}} = X_{O_2,est} \cdot \left(2 \cdot MMO + \frac{79}{21} \cdot MM_N \right) RAC = RAC_{est} \cdot (1 + e) \quad (6)$$

Además, suponiendo una mezcla de gases perfecta es posible calcular las propiedades del flujo de gases de combustión como una suma de la masa molar ponderada por la propiedad de interés (en la ecuación (7) se muestra un ejemplo para el cálculo de la densidad de los gases de combustión).

$$\rho_{gas} = \sum \rho_i \cdot X_i \quad (7)$$

Con base en la composición de gases calculada, se obtiene el número de Reynolds que representa el estado de los gases de combustión a lo largo del sistema mediante (8). Los resultados de composición de gases, flujo másico, número de Reynolds y propiedades de los fluidos se presentan en la Tabla 4.

$$Re = \frac{\rho_{gas} D_{cañón} v_{gas}}{\mu_{gas}} \quad (8)$$

Tabla 4. Propiedades de gases de combustión y agua obtenidas mediante cálculo basados en datos experimentales.

Variable	Agua	Gases
Densidad [kg/m^3]	1000	0.8497
Flujo másico entrada [kg/s]	0.0926	0.01923
Velocidad [m/s]	[-]	2.497
Viscosidad dinámica [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	[-]	3.04×10^{-5}
Número de Reynolds	[-]	6959.72

Composición gases	Unidad de Medida	Valor
<i>CO</i>	[%]	0.17
<i>CO₂</i>	[%]	4.83
<i>N₂</i>	[%]	75.19
<i>O₂</i>	[%]	17.51
<i>H₂O</i>	[%]	4.77

CAPÍTULO 3

3 METODOLOGÍA O MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Descripción del equipo o sistema a modelar o simular

Con el objetivo de realizar simulaciones utilizando *ANSYS Fluent*, se genera un modelo computacional del intercambiador de calor a condensación (Figura 4). Por lo anterior, se realizan mediciones del equipo, para posteriormente mediante la herramienta de diseño 3D “*SpaceClaim*” presente en *ANSYS 2022 R2*, generar una geometría que represente el sistema completo, es decir, la sección de cañón de estufa, obteniendo lo señalado en la Figura 9. (a) Equipo termocañón presente en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción. (b) Dimensiones del equipo termocañón obtenidas y plasmadas del modelo 3D realizado en *SpaceClaim*. (b).

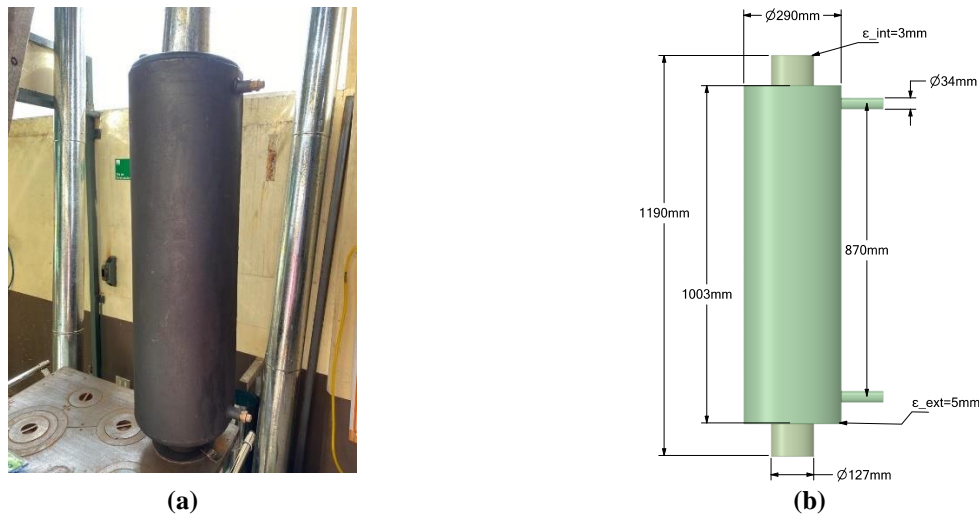


Figura 9 . (a) Equipo termocañón presente en el laboratorio de termofluidos de la Universidad de Concepción. (b) Dimensiones del equipo termocañón obtenidas y plasmadas del modelo 3D realizado en *SpaceClaim*.

Debido a la importancia que poseen las condiciones de entrada y los puntos de medición de las temperaturas, el modelo 3D no debe ser sólo compuesto por el termocañón, el cañón de salida de gases de combustión y los respectivos fluidos, sino que, también se debe agregar una sección cuadrangular que representa la parte de salida de los gases de combustión de la cocina a leña antes de llegar al tubo extractor de gases; a su vez, se debe alargar la sección de salida de los gases de combustión debido a la instalación de termocuplas que servirán para el monitoreo de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. Dichos cambios en la geometría se muestran en Figura 10.

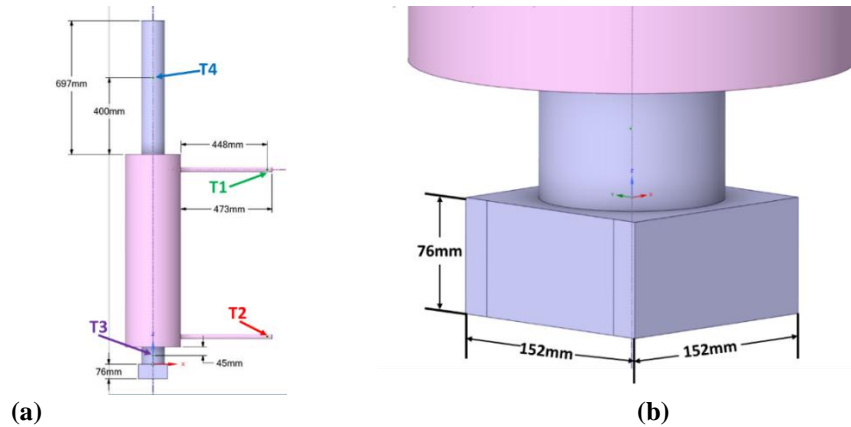


Figura 10. (a) Dimensiones del modelo 3D, indicando la posición de termocuplas T1, T2, T3 y T4. (b) Sección de entrada para los gases de combustión, basada en la cavidad presente en estufa a leña.

3.2 Marco teórico

3.2.1 Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones de gobierno utilizadas (es decir, ecuaciones de continuidad (9), momento (10) y energía (11)) para la simulación del fluido y la transferencia de calor en el dominio computacional se definen a continuación:

$$\nabla \cdot (\vec{V}) = 0 \quad (9)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 \vec{V} \quad (10)$$

$$\rho C_p (\vec{V} \cdot T) = k_f \nabla^2 T \quad (11)$$

3.2.2 Modelo de turbulencia

Para crear el modelo numérico que describe la combustión e intercambio de calor con una precisión aceptable, se necesita un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD) 3D de alta resolución con un modelo de turbulencia apropiado para calcular adecuadamente las variables espaciales del campo de flujo.

La elección de estos modelos de turbulencia es esencial para tener en cuenta los diferentes grados de velocidad, presión, turbulencia, temperatura, transferencia de calor y tiempo asociados con la inestabilidad del flujo dentro del intercambiador de calor. Estos se aproximan en función de las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S), que incluyen *Large Eddy Simulation (LES) model*, y un grupo de *Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations* (ej: *k-k - ε estándar*, *k - ε realizable*, *Spalart - Allmaras* y modelos *k - ω estándar*) (*Computational Fluid Dynamics for Engineers - Bengt Andersson, Ronnie Andersson, Love Håkansson, Mikael Mortensen, Rahman Sudiyo, Berend van Wachem - Google Books, 2012*).

3.2.3 Modelo $k - \omega$ SST.

Para la modelación de la turbulencia del sistema, uno de los modelos utilizados es el modelo $k - \omega$ SST debido a su gran precisión en la descripción del comportamiento del flujo, según lo recomendado por (Scharler et al., 2020), (Menni et al., 2022), (Nasiruddin & Siddiqui, 2007). En

este modelo, la energía cinética turbulenta, k , y la tasa de disipación específica ω , se obtiene de las ecuaciones de transporte (12) y (13) respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + G_{\omega b} \quad (13)$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad media. G_ω representa la generación de ω . Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω respectivamente. Del mismo modo, Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia, mientras que S_k y S_ω son términos de origen que se definen por el usuario (ANSYS Inc., 2022a).

De igual manera, se define la viscosidad turbulenta, la cual utiliza un limitador a la formulación de *Eddy-viscosity*, obteniendo así un comportamiento más adecuado que el resto de los modelos $k - \omega$.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (14)$$

3.2.4 Modelo $k - \varepsilon$ realizable.

El otro modelo por utilizar corresponde al modelo $k - \varepsilon$ realizable. El cual difiere del modelo $k - \varepsilon$ estándar al poseer una formulación alternativa para la viscosidad turbulenta y una ecuación de transporte modificada para la tasa de disipación (ε).

Las ecuaciones de transporte para k y ε en el modelo $k - \varepsilon$ realizable se presentan en las ecuaciones (15) y (16) respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (16)$$

Donde, $C_1 = \max \left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$, $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$. En (15) y (16), G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media. G_b es la generación de energía turbulenta debido a la flotabilidad. Y_M representa la contribución de dilatación fluctuante en la turbulencia compresible respecto a la tasa global de disipación. C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes. σ_k y σ_ε son los números turbulentos de Prandtl para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos definidos por el usuario (ANSYS Inc., 2022a).

3.3 Mallado

Para comparar adecuadamente los modelos de turbulencia se debe tener especial cuidado en la calidad de la grilla computacional, específicamente de los elementos cercanos a las paredes y aún más en los elementos donde se produce la transferencia de calor (ANSYS Inc., 2022a). Por lo anterior es que se requiere conocer el parámetro adimensional denominado " y^+ ", el cual define el tamaño del primer elemento de la capa límite (Δs) según las propiedades del fluido (velocidad, longitud característica, densidad) y se obtiene según la ecuación (17).

$$y^+ = \frac{\Delta s u_T}{\nu} \quad (17)$$

El valor recomendado de y^+ para los modelos de turbulencia utilizados en esta sección se presenta en (ANSYS Inc., 2022b), donde se indica que para el modelo " $k - \omega SST$ " debe tener un valor igual a 1 y para " $k - \epsilon Realizable$ " se debe encontrar entre 30 y 60. Los valores de " y^+ " y el respectivo tamaño del primer elemento de la capa límite se presentan en la Tabla 5.

Tabla 5. Valores de y^+ y tamaño de primer elemento de la capa límite.

	$k - \epsilon Realizable$	$k - \omega SST$
y^+	40	1
Δs	0.012044	0.0003011

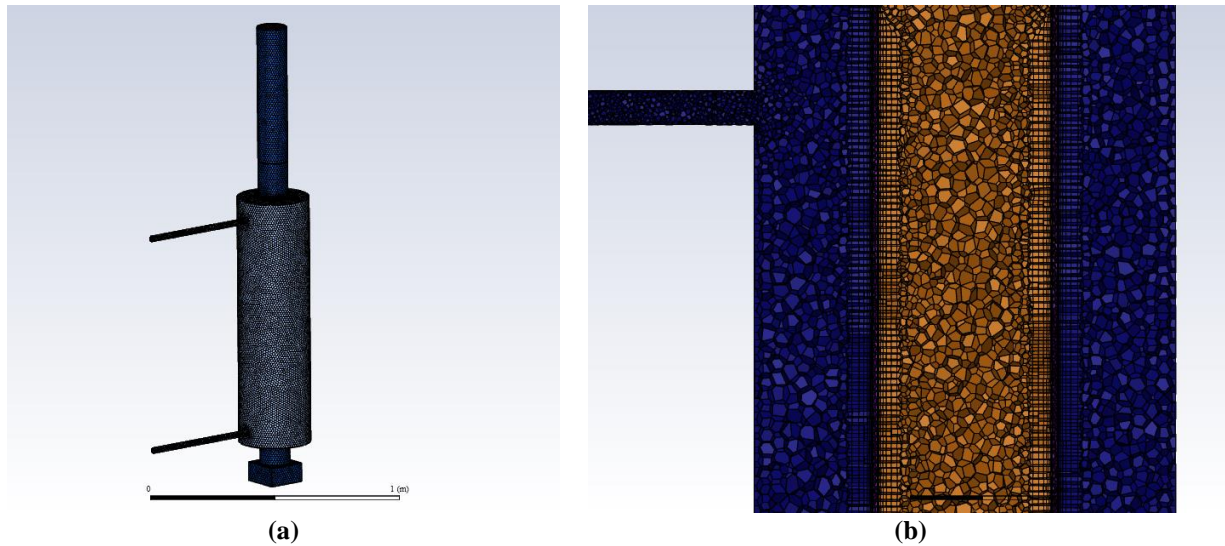


Figura 11. Mallado para modelo en:(a) Vista isométrica. (b) Acercamiento en sección transversal.

3.4 Condiciones de borde y simulaciones a realizar

A continuación, se presentan en la Tabla 6 las propiedades de los fluidos a analizar que funcionarán como datos de entrada para comparar la simulación del diseño con los cálculos teóricos en los cuales se basó el diseño del intercambiador de calor.

Tabla 6. Datos de entrada para la modelación

Variable	Agua	Gases
Temperatura de Entrada [°C]	15.3	279.03
Densidad [kg/m ³]	1000	0.6674
Flujo másico entrada [kg/s]	0.0926	0.01923
Composición gases	Unidad de Medida	Valor
CO	[%]	0.17
CO ₂	[%]	4.83
N ₂	[%]	75.19
O ₂	[%]	17.51
H ₂ O	[%]	4.77

3.5 Convergencia de malla

En un modelo CFD mientras más alto sea el número de elementos que compone la malla utilizada, más exactos serán los resultados de la simulación, pero, conllevará al aumento del coste computacional, aumentando la cantidad de memoria necesaria para resolverla. Por lo anterior, se ha analizado la densidad de grilla a utilizar para el modelo, comparando variables de interés como la velocidad del agua a lo largo de una línea (Figura 12) y temperatura de salida de los gases (Figura 13) en 3 grillas diferentes con 510.000, 1.200.000 y 2.500.000 elementos respectivamente. De la Figura 12 se aprecia que, para todas las grillas, existe un comportamiento similar en cuanto a la velocidad presentando un comportamiento inestable en un comienzo de la línea, para luego estabilizarse a medida que avanza en dirección Z.

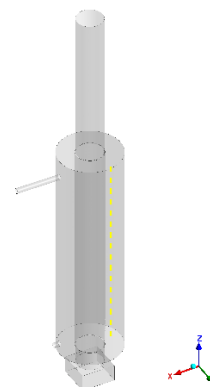
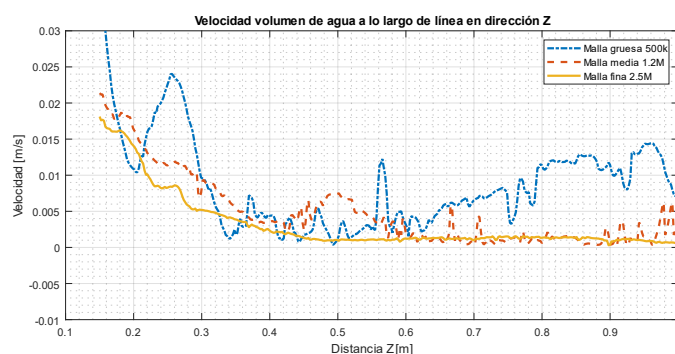


Figura 12. Velocidad a lo largo de una línea sobre el volumen de agua en dirección Z para cada grilla.

Respecto a las temperaturas de salida, se obtienen rangos entre 195.18 °C -197.60 °C para gases de combustión (Figura 13) y entre 19.61 °C - 20.01 °C para el agua, generando diferencias entre los ΔT de 15 °C y 1.6 °C respectivamente. Estos resultados se muestran en la Tabla 7.

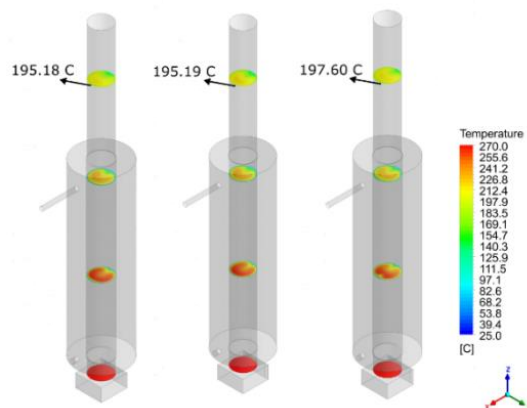


Figura 13. Temperatura de gases de combustión en distintos planos a lo largo del eje Z.

Tabla 7. Promedio de temperaturas de salida de gases de combustión y agua para las distintas densidades de grilla y ensayo de caracterización.

Promedio temperaturas °C	Grilla gruesa (512k)	Grilla media (1.2M)	Grilla fina (2.5M)	Ensayo caracterización
Salida gases	195.18	195.19	197.6	213
Salida agua	19.61	19.65	20.01	22

De acuerdo con los resultados obtenidos, se concluye que para calificar la simulación como validada se debe utilizar la grilla con mayor densidad, puesto que con ella se obtienen resultados con mayor cercanía al ensayo que se utilizó para caracterizar el equipo.

2.6 Validación del modelo de simulación

En la Tabla 8 se resumen los resultados obtenidos de la simulación para cada modelo de turbulencia y ensayo experimental.

Tabla 8. Resultados simulación preliminar y ensayo de caracterización.

Parámetro	Unidad	Ensayo Experimental	Valor	
			$k\omega$ -SST	$k\epsilon$ -realizable
Temperatura entrada gases	°C	279.03	279.03	279.03
Temperatura salida gases	°C	213.3	197.6	186.61
Temperatura entrada agua	°C	15.3	15.3	15.3
Temperatura salida agua	°C	21.7	20.01	26.5

Es importante recordar que se toma como referencia las temperaturas de entrada promedio (para gases y agua) obtenidas en el ensayo de caracterización, donde, para cada modelo se logra predecir un aumento en la temperatura de salida del agua y una disminución en la temperatura de salida de los gases de combustión, lo cual concuerda con la física del problema y lo obtenido en el mismo ensayo experimental.

De la Tabla 8 se puede extraer que el modelo que posee un comportamiento y entrega magnitudes más cercanas al ensayo experimental y modelo teórico es el modelo $k\omega - SST$.

Modelo el cual presenta diferencias de 7% en relación con la temperatura de salida de gases de combustión y de 10% con respecto a la temperatura de salida de agua en comparación con el ensayo experimental.

3.6 Análisis caso base

Los resultados del desempeño de este caso base entregan oportunidades de mejora a su diseño. Primero, para obtener una mayor eficiencia del equipo encargado de la combustión se debe aumentar el tiempo en el cual residen los gases de combustión a lo largo del intercambiador de calor. Dicho tiempo de residencia se puede apreciar en la Figura 14 y tiene un promedio igual a 1.1 s.

La magnitud de la velocidad de los gases de combustión es otro aspecto que considerar, donde, en la Figura 14 se aprecia que los gases alcanzan una magnitud de 5 m/s y presentan una uniformidad en su flujo, comportamiento que no favorece la transferencia de calor debido a la baja interacción entre gases cercanos a la pared y lejanos a esta.

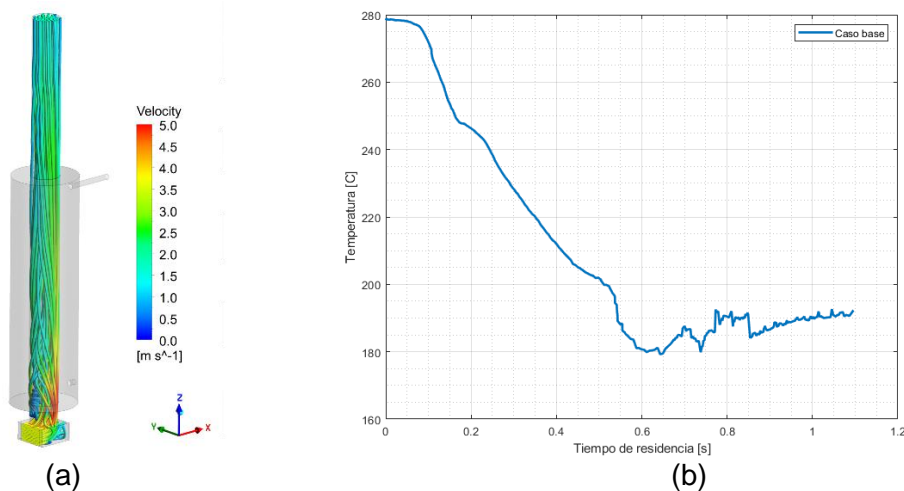


Figura 14. (a) Líneas de corriente de velocidad a lo largo de intercambiador de calor a condensación base. (b) Tiempo de residencia de los gases de combustión a lo largo de intercambiador de calor base.

Por los puntos expuestos con anterioridad, es que se proponen 3 mejoras a este intercambiador de calor a condensación convencional, las cuales son: **Aumentar la cantidad de pasos de los gases de combustión**, aumentando así, el tiempo de residencia de los gases; **Disminuir el diámetro del cañón**, aumentando así la velocidad de los gases de combustión; **Adicionar de generadores de turbulencia** en el primer paso, generando un aumento en la intensidad turbulenta de los gases de combustión, aumentando a su vez la velocidad y la transferencia de calor de estos gases (Gallardo, 2022).

3.7 Empleo de mejoras propuestas

Las mejoras mencionadas anteriormente se representarán en dos equipos de similares características. Estos equipos son intercambiadores de calor a condensación de tubos concéntricos, teniendo la particularidad de contar con un total de 3 pasos para el flujo de gases de combustión.

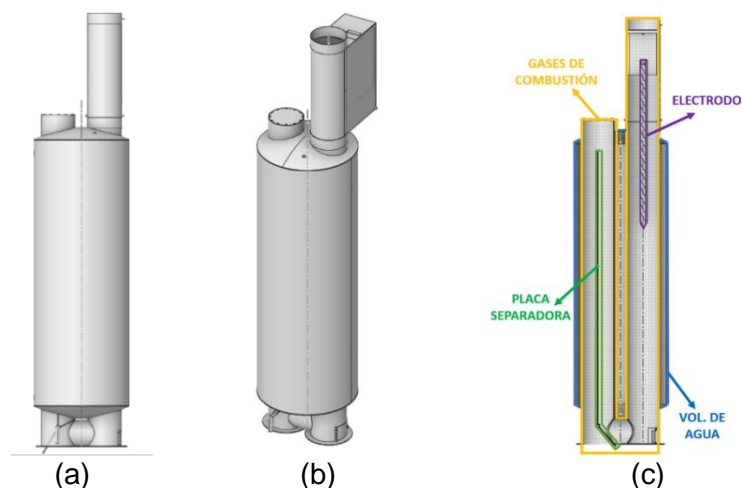


Figura 15. (a) Vista frontal intercambiador de calor. (b) Vista isométrica del intercambiador de calor. (c) Componentes del intercambiador de calor.

Basándose en lo investigado por Gallardo (Gallardo, 2022) se realiza una modificación geométrica de uno de los equipos, agregando 4 baffles a la placa separadora en dirección al paso 1, los cuales interferirán en el flujo de gases de combustión.

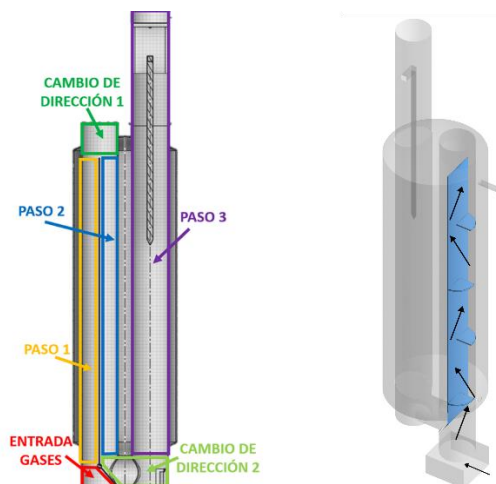


Figura 16. Secciones del prototipo de intercambiador de calor a condensación (izquierda). Posición de generadores de turbulencia en prototipo de intercambiador de calor y dirección de gases de combustión (derecha).

En la Tabla 9 se presentan algunas dimensiones relevantes del nuevo diseño para la posterior comparación de rendimiento con el modelo termocañón convencional situado en el laboratorio de termofluidos. Para un mayor detalle de las dimensiones del nuevo modelo, se encuentran en el Anexo los planos diseñados por Garcés, C. y Valín, M. en relación con el proyecto Fondef ID21110402.

Tabla 9. Dimensiones relevantes del modelo.

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro tubo paso 1, 2 y 3	127.00	<i>mm</i>
Área transversal paso 1	0.0254	<i>m</i> ²
Área transversal paso 2	0.0254	<i>m</i> ²
Área transversal paso 3	0.0507	<i>m</i> ²
Capacidad máxima vol. de agua	72	<i>L</i>
Longitud tubo paso 1 y 2	1250	<i>mm</i>
Longitud tubo paso 3	1663	<i>mm</i>

CAPÍTULO 4

4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La propuesta de mejoras en la geometría provoca un cambio en el comportamiento del flujo de gases de combustión a lo largo de los equipos, generando zonas de recirculación importantes en los cambios de dirección, manteniendo este comportamiento rotacional mientras desciende o asciende en los pasos siguientes. Lo anterior, genera aumento en la velocidad de los gases de combustión, alcanzando valores cercanos a los 10 m/s, lo cual se duplica en el equipo que posee generadores de turbulencia (GDT), el cual alcanza velocidades superiores a los 20 m/s en la sección donde se encuentran instalados los GDT (Figura 17). Estos aumentos en la velocidad son locales, y están ubicados en el paso 1 y primer cambio de dirección, posterior a estas secciones la velocidad comienza a decrecer, alcanzando velocidades de 2 a 3 m/s en la sección de salida (tercer paso). La incorporación de los 3 nuevos pasos un aumento en el tiempo de residencia de los gases de combustión (Figura 17) de un 81% comparado con el caso base, permitiendo aumentar el lapso en el cual se realiza la transferencia de calor.

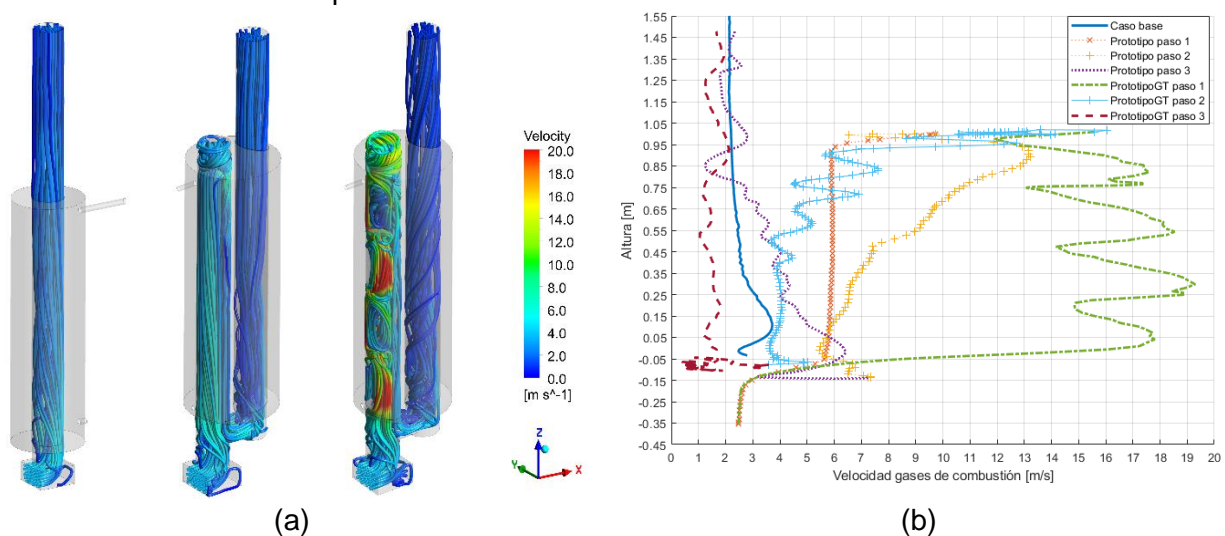


Figura 17. (a) Líneas de corriente de velocidad para caso base (izquierda), prototipo (centro), prototipo con GDT (derecha). (b) Magnitud de la velocidad de los gases de combustión en distintos pasos para los equipos.

Respecto a la intensidad turbulenta, el prototipo presenta un aumento de este parámetro en el dominio de gases de combustión un 43% mayor respecto al caso base, siendo superado por el prototipo con GDT con 42.45% y 50.0% respectivamente. Estos aumentos en la intensidad turbulenta derivan del cambio del comportamiento de los gases de combustión dentro del intercambiador de calor, provocando un aumento en la capacidad convectiva y, por ende, un aumento en la transferencia de calor entre gases de combustión y el volumen de agua exterior. Lo anterior se aprecia en las Figuras 17 y 18, donde la temperatura de los gases de combustión desciende mientras avanza por los intercambiadores de calor. Particularmente, se genera un aumento en el ΔT de los gases de combustión para el prototipo con GT igual a 131 C respecto al caso base. Así, al evaluar la tasa total de transferencia de calor del prototipo con GT, se obtiene un aumento del 50% en comparación con el caso base. En concreto, el caso base, el prototipo y el prototipo con GT producen valores de 1.78 kW, 3.2 kW y 3.5 kW respectivamente.

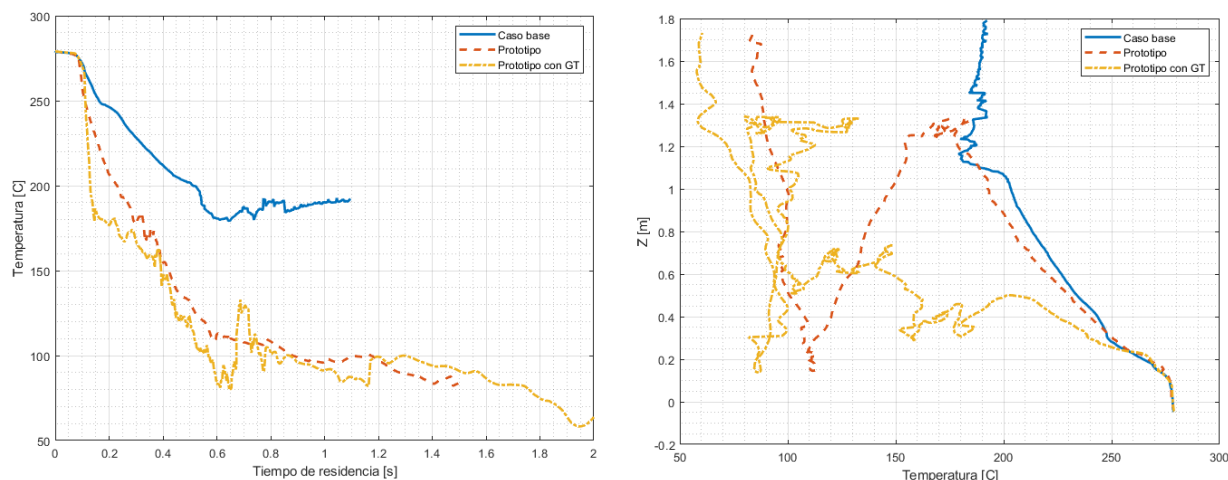


Figura 18. (a) Cambio en la temperatura de gases de combustión en función del tiempo de residencia en los diseños. (b) Cambio en la temperatura de gases de combustión a lo largo de los diseños.

De acuerdo con la presión parcial del agua presente en los gases de combustión, para el prototipo y prototipo con GT, la temperatura de punto de rocío es cercana a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Debido a lo anterior, el modelo predice las zonas donde la temperatura de la pared tiene valores menores a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, las cuales se indican en la Figura 19. Estas zonas para el prototipo y prototipo con GT representan un área de 0.68 m^2 y 0.58 m^2 respectivamente, y corresponden al 58% y 50% del área total de transferencia de calor (gases-agua). Aunque las áreas donde se produce condensación son superiores al 50% del área total de transferencia de calor (gases-agua), esto se debe a la baja temperatura de la red de agua al ingresar y a la condición de que este flujo se mantiene constante a lo largo del tiempo, provocando una baja temperatura en las paredes gas-agua. Se espera que para una condición de operación con agua estancada, se reduzca considerablemente las áreas de condensación.

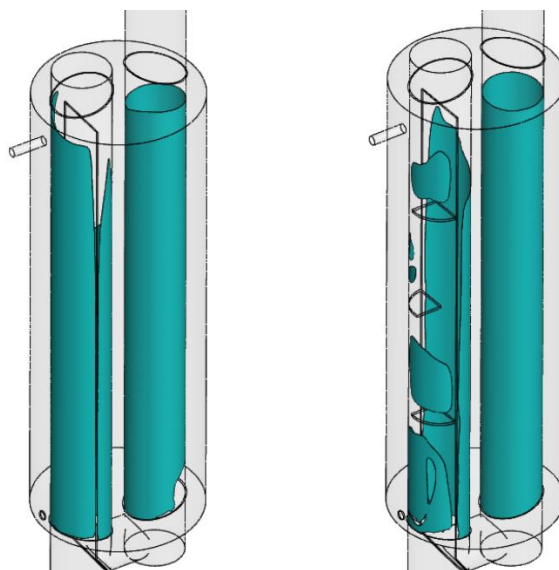


Figura 19. Áreas de ocurrencia de condensado en: Prototipo (izquierda) y Prototipo con GT (derecha).

La adición de generadores de turbulencia en el paso 1 del prototipo arroja resultados positivos al mejorar la redirección del flujo de gases, aumentando así la velocidad e intensidad turbulenta, lo que se traduce en mayores índices de transferencia de calor (véase la Figura 18). En particular, la transferencia de calor total muestra un aumento de 0.6 kW en el paso 1 en comparación con el prototipo sin TG. Los baffles incorporados modifican el patrón de flujo en las tres etapas del prototipo, induciendo un componente rotacional que favorece la mezcla entre las zonas de mayor y menor temperatura. En consecuencia, el área de condensación del agua disminuye en un 16% (véase la figura 19). Aunque el equipo posee el mejor desempeño, si se considera la opción de incorporar estos baffles al diseño para su comercialización, se produciría un aumento en el costo de fabricación como en su complejidad. Además, debido a la geometría de estos generadores de turbulencia, se dificultaría la limpieza y el mantenimiento, lo que provocaría la acumulación de creosota y un riesgo potencial de incendio en el hogar.

Referente al volumen de agua, el prototipo obtiene una temperatura de salida de 27.62 °C, 37% más que lo obtenido en el caso base, aun cuando el volumen del estanque de agua es 20 L mayor. Respecto al equipo con GDT, este alcanza una temperatura promedio a la salida igual a 30.82 °C, siendo la mayor de todas (Figura 20). Los parámetros anteriormente mencionados se resumen en la Tabla 10

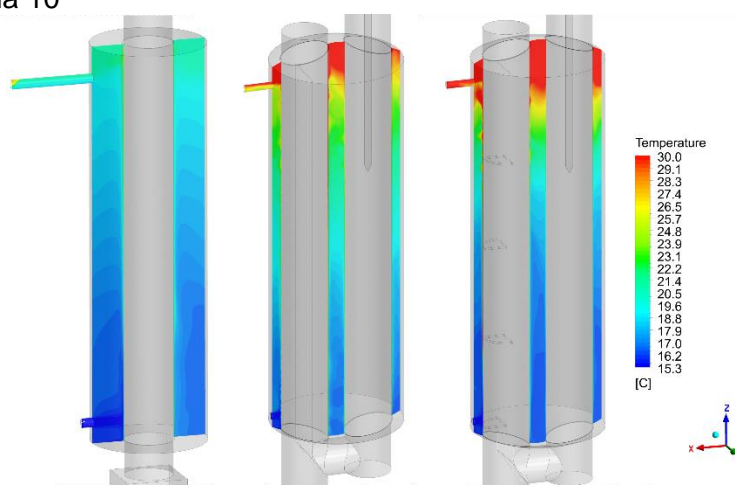


Figura 20. Contornos de temperatura para plano central en volumen de agua para: Caso base (izquierda). Prototipo (centro). Prototipo con GDT (derecha)

Tabla 10. Resultados de simulación para cada intercambiador de calor a condensación.

	Caso base	Prototipo	Prototipo con GDT
Temperatura salida gases	197.6 °C	85.01 °C	66.10 °C
Temperatura salida agua	20.01 °C	27.62 °C	30.82 °C
Velocidad prom gases	2.21 m/s	3.14 m/s	3.47 m/s
Intensidad turb prom gases	29.61 %	42.45 %	50.0 %
Tasa total de trans. de calor	1.78 kW	3.2 kW	3.5 kW

CAPÍTULO 5

5 CONCLUSIONES

Se presentó y validó un modelo computacional que representa el comportamiento de un intercambiador de calor comercial, el cual tiene aplicaciones de calefacción domiciliar y producción de agua caliente sanitaria, obteniéndose un 7% de error en la temperatura de salida de los gases de combustión. En base al análisis de su desempeño aerodinámico, se propusieron mejoras a su geometría, dichas mejoras contaron de: Aumentar la cantidad de pasos de los gases de combustión, disminuir el diámetro del cañón y adicionar generadores de turbulencia.

Las modificaciones geométricas produjeron un aumento significativo en variables de interés para el desempeño del equipo al compararse con el caso base. Lo anterior se demuestra en el aumento de 68% en la intensidad turbulenta, 57% en la velocidad, duplicar el tiempo de residencia de los gases de combustión y el aumento de 96% en la tasa de transferencia de calor.

El modelo que contiene la adición de generadores de turbulencia presenta el mejor desempeño de los tres equipos, obteniendo la mayor tasa de transferencia de calor igual a 3,5 kW, lo que produce una disminución en la temperatura de los gases de combustión igual a 62% y un aumento en la temperatura de salida del agua igual a un 53% comparado con el caso base. Si bien este modelo obtiene el mejor desempeño, se debe evaluar el costo de fabricación y mantención que conlleva su fabricación, puesto que, entre él y el modelo sin GT, la diferencia de rendimiento puede no justificar la dificultad en la fabricación y posterior mantenimiento del equipo.

Finalmente, se insta a seguir el curso investigativo, estudiando y evaluando la incorporación de nuevos modelos de generadores de turbulencia en los distintos pasos del equipo intercambiador de calor a condensación propuesto, estudiar la factibilidad en la construcción de estos equipos y evaluar el impacto de ellos en el desempeño del precipitador electrostático instalado en el tercer paso de los equipos.

Bibliografía

- Ambient air pollution: A global assessment of exposure and burden of disease.* (n.d.).
- ANSYS Inc. (2022a). *Ansyst Fluent Theory Guide.*
- ANSYS Inc. (2022b). *Ansyst Fluent User's Guide.*
- Balkan Energy.* (n.d.). Retrieved June 26, 2023, from <https://balkanenergy.net/product/wood-burning-stove-chimney-heat-exchanger-diameter-130mm-5-pipes>
- Cablé, A., Georges, L., Peigné, P., Skreiberg, & Druette, L. (2019). Evaluation of a new system combining wood-burning stove, flue gas heat exchanger and mechanical ventilation with heat recovery in highly-insulated houses. *Applied Thermal Engineering*, 157. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.103>
- Carvalho, R. L., Jensen, O. M., & Tarelho, L. A. C. (2016). Mapping the performance of wood-burning stoves by installations worldwide. *Energy and Buildings*, 127, 658–679. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.06.010>
- Computational Fluid Dynamics for Engineers - Bengt Andersson, Ronnie Andersson, Love Håkansson, Mikael Mortensen, Rahman Sudiyo, Berend van Wachem - Google Books.* (2012). https://books.google.cl/books?hl=en&lr=&id=A_g50l6wS-0C&oi=fnd&pg=PR5&ots=YIQHn-1jMn&sig=CGgEWVHw-IH4o0v885v3MCF9sEY&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- Consumo de combustibles derivados de la madera en Chile.* (n.d.). <https://www.researchgate.net/publication/313210167>
- de Best, C. J. J. M., van Kemenade, H. P., Brunner, T., & Obernbergert, I. (2008). Particulate emission reduction in small-scale biomass combustion plants by a condensing heat exchanger. *Energy and Fuels*, 22(1), 587–597. <https://doi.org/10.1021/ef060435t>
- Ecoturbo: Quemador convectivo de gases.* (n.d.). Retrieved June 26, 2023, from <https://www.ecoturbo.cl>
- Gallardo, S. (2022). *Optimización de un Equipo Recuperador de Calor para uso Domiciliario.*
- González, K., Amigo, C., Calvo, R., Oyarzún, T., San Martín Anahí Urquiza, M., Álvarez, M., Hidalgo, F., Muñoz, F., Tapia Nicolás Westenenk, T., & Andrade, J. (n.d.). *Reporte N° 1 Una mirada multidimensional a la pobreza energética en Chile Responsables de contenido RedPE: Generadoras de Chile: Diseño.*
- Grigonytė-Lopez Rodriguez, J., Suhonen, H., Laitinen, A., Tissari, J., Kortelainen, M., Tiitta, P., Lähde, A., Keskinen, J., Jokiniemi, J., & Sippula, O. (2020). A novel electrical charging condensing heat exchanger for efficient particle emission reduction in small wood boilers. *Renewable Energy*, 145, 521–529. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.052>
- Gröhn, A., Suonmaa, V., Auvinen, A., Lehtinen, K. E. J., & Jokiniemi, J. (2009). Reduction of fine particle emissions from wood combustion with optimized condensing heat exchangers. *Environmental Science and Technology*, 43(16), 6269–6274. <https://doi.org/10.1021/es8035225>
- Instituto de Salud Pública, M. de S. (2012). *Código : Método CH-5G.*
- König, M., Hartmann, I., Varas-Concha, F., Torres-Fuchslocher, C., & Hoferecht, F. (2021). Effects of single and combined retrofit devices on the performance of wood stoves. *Renewable Energy*, 171, 75–84. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2021.02.050>
- la Evaluación Fiscalización Forestal, A. (n.d.). *NORMATIVA FORESTAL.*
- Leiva, A. (n.d.). *MEDICIÓN DEL CONSUMO NACIONAL DE LEÑA Y OTROS COMBUSTIBLES SÓLIDOS DERIVADOS DE LA MADERA · INFORME FINAL Nombre: Carolina Aguayo Institución : Ministerio de Energía.*
- Mckendry, P. (n.d.-a). *Energy production from biomass (part 1): overview of biomass.*
- Mckendry, P. (n.d.-b). *Energy production from biomass (part 2): conversion technologies.*
- Menni, Y., Ahmad, H., Ameer, H., Askar, S., Botmart, T., Bayram, M., & Lorenzini, G. (2022). Effects of two-equation turbulence models on the convective instability in finned channel heat

- exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 31, 101824. <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2022.101824>
- Ministerio de Desarrollo Social y Familia. (2021). *Pobreza por Ingresos y Distribución de Ingresos*.
- Ministerio de Energía. (2020). *Anuario Estadístico de Energía*. <https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2021/12/AnuarioCNE2020.pdf>
- Ministerio del Medio Ambiente. (n.d.). *Sexto Reporte del Estado del Medio Ambiente*.
- Mohebalian, P. M., Lopez, L. N., Tischner, A. B., & Aguilar, F. X. (2022). Deforestation in South America's tri-national Paraná Atlantic Forest: Trends and associational factors. *Forest Policy and Economics*, 137. <https://doi.org/10.1016/j.forpol.2022.102697>
- Nasiruddin, & Siddiqui, M. H. K. (2007). Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(2), 318–328. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2006.03.020>
- Peigné, P., Inard, C., & Druette, L. (2013). Ventilation heat recovery from wood-burning domestic flues. A theoretical analysis based on a triple concentric tube heat exchanger. *Energies*, 6(1), 351–373. <https://doi.org/10.3390/en6010351>
- Recoheat*. (n.d.). Retrieved June 26, 2023, from <https://www.recoheat.co.uk/>
- Scharler, R., Gruber, T., Ehrenhöfer, A., Kelz, J., Bardar, R. M., Bauer, T., Hochenauer, C., & Anca-Couce, A. (2020). Transient CFD simulation of wood log combustion in stoves. *Renewable Energy*, 145, 651–662. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.053>
- Sidell, M. A., Chen, Z., Huang, B. Z., Chow, T., Eckel, S. P., Martinez, M. P., Lurmann, F., Thomas, D. C., Gilliland, F. D., & Xiang, A. H. (2022). Ambient air pollution and COVID-19 incidence during four 2020–2021 case surges. *Environmental Research*, 208. <https://doi.org/10.1016/j.envres.2022.112758>