

# UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CIENCIAS

Instituto de Investigación e Innovación en  
Energías Renovables

3IER

TESIS

“Mecanismos de funcionamiento de una  
estufa ecológica mediante técnicas de CFD”

Que para obtener el grado de:

DOCTOR EN MATERIALES Y SISTEMAS  
ENERGÉTICOS RENOVABLES

PRESENTA

**LUIS ALBERTO BORRAZ JONAPA**

Directores de tesis

**DR. JUAN ANDRÉS REYES NAVA**

**DR. ALBERTO BELTRÁN MORALES**

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS ABRIL 2023





**UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS**  
**SECRETARÍA ACADÉMICA**  
**DIRECCIÓN DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO**

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a 24 de febrero de 2023  
Oficio No. SA/DIP/170/2023  
Asunto: Autorización de Impresión de Tesis

C. Luis Alberto Borraz Jonapa  
CVU 384485  
Candidato al Grado de Doctor en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables  
Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables  
UNICACH  
P r e s e n t e


Con fundamento en la **opinión favorable** emitida por escrito por la Comisión Revisora que analizó el trabajo terminal presentado por usted, denominado **Mecanismos de Funcionamiento de una estufa ecológica mediante técnicas de CFD** cuyos Directores de tesis son el Dr. Juan Andrés Reyes Nava (CVU 77112) y Dr. Alberto Beltrán Morales (CVU 167207) quienes avalan el cumplimiento de los criterios metodológicos y de contenido; esta Dirección a mi cargo **autoriza** la impresión del documento en cita, para la defensa oral del mismo, en el examen que habrá de sustentar para obtener el **Grado de Doctor en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables**.

Es imprescindible observar las características normativas que debe guardar el documento impreso, así como realizar la entrega en esta Dirección de un ejemplar empastado.

**Atentamente**  
**“Por la Cultura de mi Raza”**

**Dra. Carolina Orantes García**  
**Directora**



C.c.p.  Dr. Pascual López de Paz, Director del Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, UNICACH. Para su conocimiento.  
Dr. Héber Vilchis Bravo, Coordinador del Posgrado, Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, UNICACH.  
Para su conocimiento  
Archivo/minutario.

RJAG/COG/eco/igp/gtr

**2023 AÑO DE FRANCISCO VILLA**  
**EL REVOLUCIONARIO DEL PUEBLO**



Dirección de Investigación y Posgrado  
Libramiento Norte Poniente No. 1150  
Colonia Lajas Maciel C.P. 29039  
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México  
Tel:(961)6170440 EXT.4360  
investigacionyposgrado@unicach.mx

## Agradecimientos

Agradezco a todo el Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables (IIIER) y a la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas (UNICACH) por brindarme la oportunidad para desarrollar este trabajo de investigación. A mis asesores el Dr. Juan Andrés Reyes Nava y el Dr. Alberto Beltrán Morales por brindarme parte de su tiempo, sus sabios consejos, guía y supervisión durante todo el desarrollo de este trabajo. También al Dr. Guillermo Rogelio Ibáñez Duharte, al Dr. Francisco Pola Albores y al Dr. José Núñez González por ser mis revisores de tesis brindándome un gran aporte para mejorar este trabajo de investigación.

A CONACYT-SENER "Fondo Sectorial Sustentabilidad CTAFSE-2-X-15-02" por brindarme la beca de manutención para poder continuar con mi formación profesional y finalmente agradecer a mi familia por el gran apoyo y comprensión durante todo el posgrado. Los autores agradecen al Laboratorio Nacional de Supercómputo del Sureste de México perteneciente a la red de laboratorios nacionales CONACYT, por los recursos computacionales, el apoyo y la asistencia técnica. También agradezco a la UNAM por el apoyo con sus instalaciones como parte del proyecto CONACYT-SENER 2014-246911. Finalmente agradezco a mi familia por comprender lo complejo de realizar esta investigación y darme su mejor apoyo en los momentos más difíciles. En especial a Renata y Gisela por darme inspiración para realizar esta tesis.

## Dedicatoria

Con cariño a todas las familias de bajos recursos que pasan hambre y cocinan con leña; para ellos que se merecen una mejor calidad de vida.

## Resumen

El desempeño térmico de las estufas ecológicas se obtiene normalmente con el protocolo de evaluación internacional llamado prueba de ebullición del agua (*WBT*, por su denominación en inglés “Water Boiling Test”)

En esta tesis de investigación se desarrolló una metodología numérica para complementar estos procesos de diseño y evaluación. La Dinámica de Fluidos Computacional (*CFD*, por su denominación en inglés “Computational Fluid Dynamics”) es cada vez más usada para el desarrollo de diversos dispositivos, debido a su fácil implementación y a sus bajos costos. Se realizaron simulaciones *CFD* transitorias para describir los fenómenos de transporte dentro de la estufa de tipo plancha modelo Enerchia utilizando el software de código abierto *OpenFOAM v1812+*. Se utilizó un solver de combustión *LES (fireFOAM)*, aplicando condiciones iniciales y de frontera aproximadas a las encontradas en los experimentos. Se reportan los resultados de los campos de temperatura, flujo de fluidos y emisiones de gases de combustión; además, se obtuvieron curvas de calentamiento del comal, con un orden de magnitud similar a lo reportado en la literatura. Las eficiencias térmicas y de combustión modificadas encontradas con el modelo están en el rango de 16 a 19 %, y de 79 a 88 %, respectivamente, mientras en las mediciones experimentales reportadas se encuentran en un orden del 12 al 20 %, y 87 a 96 %, debiéndose estas diferencias a las aproximaciones y limitaciones del modelo. Esta metodología reproduce las escalas finas temporales y espaciales del flujo y da una aproximación a los procesos involucrados. Como resultado, se abre la posibilidad de que las entidades sociales responsables del desarrollo de este tipo de dispositivos tengan acceso a herramientas de diseño y mejora a bajo costo.

El estudio se desarrolló en el clúster de cómputo científico “Tzolkin” del Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables (IIER) utilizando el sistema operativo UNIX.



# Índice general

<b>1. Planteamiento del problema</b>	<b>1</b>
1.1. Justificación . . . . .	1
1.2. Planteamiento del problema . . . . .	2
1.3. Hipótesis . . . . .	4
1.4. Objetivo general . . . . .	4
1.4.1. Objetivos específicos . . . . .	4
<b>2. Antecedentes</b>	<b>5</b>
2.1. Tipos de estufas de biomasa . . . . .	5
2.2. Protocolos de evaluación . . . . .	7
2.3. Estudios experimentales para estufas de biomasa . . . . .	10
2.4. Estudios teórico-numéricos para estufas de biomasa . . . . .	12
2.5. Consideraciones de diseño . . . . .	13
2.6. Caso de estudio: Estufa Enerchia, Chiapas . . . . .	15
2.7. Resumen . . . . .	16
<b>3. Metodología</b>	<b>17</b>
3.1. Construcción cualitativa del modelo . . . . .	17
3.1.1. Descripción cualitativa de la combustión . . . . .	19

3.1.2. Calentamiento y secado . . . . .	19
3.1.3. Flujo de la fase homogénea . . . . .	20
3.1.4. Transferencia de calor en estufas de biomasa . . . . .	21
3.2. Formulación matemática del modelo . . . . .	24
<b>4. Implementación en OpenFOAM</b>	<b>31</b>
4.1. Especificación de la idealización de la estufa bajo estudio . . . . .	31
4.1.1. Independencia de malla . . . . .	33
4.2. Obtención de las propiedades de la estufa idealizada . . . . .	33
4.3. Solución del modelo matemático . . . . .	36
4.4. Resumen . . . . .	37
<b>5. Resultados</b>	<b>39</b>
5.1. Obtención de las propiedades de la estufa idealizada . . . . .	39
5.1.1. Campos de velocidad . . . . .	39
5.1.2. Efecto Chimenea . . . . .	40
5.1.3. Estabilización de los campos de temperatura . . . . .	42
5.1.4. Combustión . . . . .	44
5.1.5. Desempeño térmico de la estufa . . . . .	48
5.2. Comparación de los resultados teóricos con los experimentales . . . . .	51
5.3. Resumen . . . . .	51
<b>6. Conclusiones</b>	<b>53</b>
6.1. Explicación de las diferencias . . . . .	53
<b>A. Códigos en Openfoam para correr casos</b>	<b>59</b>

<i>ÍNDICE GENERAL</i>	V
<b>B. Resultados adicionales</b>	<b>61</b>
<b>C. Producción Académica</b>	<b>67</b>



# Índice de tablas

1.1. Procesos clave que ocurren dentro de una estufa de leña [1] . . . . .	3
3.1. Composición de volátiles de la leña de pino. Valores tomados de Kalla et al. [2].	25
3.2. Modelos de cinética química global tomados del trabajo de Kalla et al. Kalla2015.	25
4.1. Valores para las distintas condiciones de frontera, see Figs. 3.4, 4.2 and 4.3. Adaptado de Miller-Liomberg [3]. . . . .	34
4.2. Factores de efectividad $C_i$ , índices de flujo másico de volátiles $\dot{m}_{vol}$ y potencia de fuego $HRR$ . Los valores de los flujos másicos se tomaron de varias pruebas de WBT realizadas por Martínez [4] y Hernandez [5]. . . . .	35
4.3. Análisis de sensibilidad de malla para el valor más alto de $HRR$ . . . . .	36
4.4. Principales características de la malla utilizada en los cálculos. . . . .	36
4.5. Esquemas numéricos utilizados en el solver fireFOAM. Adaptado de Neumann et al. [6] . . . . .	37
5.1. Comparación entre los datos de prueba de referencia de $WBT$ y los resultados de $CFD$ para una estufa Enerchia de 10 $kW$ . . . . .	51



# Índice de figuras

1.1. Investigadores probando una estufa ecológica tipo Enerchia. . . . .	1
1.2. Modelar la combustión de la leña en las estufas ecológicas representa un gran reto en simulación. Adaptado de Øyvind et al. [1]. . . . .	3
2.1. Fogón de tres piedras. . . . .	5
2.2. Estufas de tipo plancha más utilizadas en México. . . . .	6
2.3. Estufa modelo Supersaver Griddley de Envirofit y modelo StoveTec de APRO-VECHO Research Center. . . . .	6
2.4. Clasificación de las estufas de biomasa. Adaptado de Kshirsagar et al. [7]. . . . .	8
2.5. Eficiencias térmicas obtenidas con <i>WBT</i> para diferentes modelos de estufas de biomasa. Adaptado de Kshirsagar et al. [7]. . . . .	9
2.6. Eficiencias térmicas de las estufas de leña más utilizadas en México. Resultados experimentales del <i>WBT</i> para baja y alta potencia. [4,5,8]. . . . .	10
2.7. Vista de la sección transversal de una estufa tipo plancha, que muestra la posición del plano inclinado y el deflector de llamas [9]. . . . .	11
2.8. Cocinera típica del estado de Chiapas. . . . .	16
3.1. Representación del proceso de combustión de la biomasa. Adaptado de WHO [10] . . . . .	20
3.2. Energía de Gibbs liberada en los procesos de combustión. . . . .	21
3.3. Mapa del proceso de la pirolisis. . . . .	22
3.4. Estufa Enerchia, de izquierda a derecha: Vista exterior isométrica, componentes principales y volumen interno (vista explotada). . . . .	23



4.1. Para el volumen interior: a) Vista isométrica y zonas relevantes . . . . .	32
4.2. Para el volumen interior: Vistas laterales y plano de corte. Dimensiones principales en mm. . . . .	32
4.3. Para el volumen interno: a) Malla hexaédrica utilizada para las simulaciones numéricas y b) Zona de lecho fijo que se asemeja a troncos de madera. . . . .	33
5.1. Isocontornos de velocidad en la sección del plano A para baja y alta potencia de fuego ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 y b) 12.981 $kW$ . . . . .	40
5.2. Tiro mecánico ( $\Delta P_{ch}$ ) entre la entrada de la estufa y la salida de la chimenea para diferentes flujo másicos de volátiles inducidos por los leños. . . . .	41
5.3. Tiro mecánico inducido por la combustión en la sección del plano A para baja y alta potencia de fuego ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 y b) 12.981 $kW$ . . . . .	42
5.4. Isocontornos de temperatura en el plano de sección A para los valores de potencia de fuego bajo y alto ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 and b) 12.981 $kW$ . . . . .	42
5.5. Isocontornos de temperatura en el comal para los valores de potencia de fuego bajo y alto ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 and b) 12.981 $kW$ . . . . .	43
5.6. Curvas de calentamiento del comal para cinco valores de potencia de fuego. Cada curva representa la dependencia temporal de la temperatura promedio $\bar{T}_p$ para una potencia de fuego dada. El tiempo de referencia es el instante de encendido de la combustión y las simulaciones se corrieron por un intervalo de tiempo de 17 $\text{min}$ . . . . .	43
5.7. Isocontornos de la fracción de masa $\tilde{Y}_{CO_2}$ en el plano A y B para los valores de potencia de fuego bajo y alto (en $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.181 y b) 12.981 $kW$ . . . . .	44
5.8. Isocontornos del plano de fracción de masa $\tilde{Y}_{CO}$ A y B para los valores de potencia de fuego más bajos y más altos (en $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.181 y b) 12.981 $kW$ . . . . .	45
5.9. Eficiencia de combustión vs. tiempo de simulación para diferentes valores de potencia de fuego. . . . .	46
5.10. Porcentaje de exceso de aire vs. tiempo de simulación para diferentes valores de potencia de fuego. . . . .	47
5.11. a) Tasa de flujo de masa de aire promedio total ( $\bar{m}_{tot}$ ) y b) relación de masa de aire a combustible promedio ( $A\bar{F}R$ ) vs. $H\bar{R}R$ . . . . .	48
5.12. Eficiencia térmica promedio $\bar{\eta}_t$ vs. tasa promedio de liberación de calor $H\bar{R}R$ de volátiles para la estufa Enerchia. . . . .	49

5.13. Porcentaje de exceso de aire vs. eficiencia de combustión. . . . .	50
5.14. Eficiencia térmica global y eficiencia térmica WBT frente a potencia de fuego. .	51
B.1. Comportamiento del aire en la entrada para diferentes tamaños de chimenea. Se sugiere diseñar la entrada del aire como en la figura central. . . . .	61
B.2. Desempeño térmico para diferentes diámetros de chimenea. . . . .	62
B.3. Desempeño térmico para diferentes retardadores. . . . .	63
B.4. Desempeño térmico para diferentes alturas de chimenea. . . . .	64
B.5. Desempeño térmico para diferentes altura de la cámara de combustión. . . . .	65
C.1. OpenFOAM Conference Hamburgo - Alemania (2018). . . . .	68
C.2. XIII Escuela de Ciencia de Materiales y Nanotecnología- UNAM Campus Morelia.	69



# Nomenclature

## Símbolos griegos

$\alpha_{eff}$	Difusividad térmica efectiva, [ $m^2/s$ ]
$\alpha_{sgs}$	Difusividad de la sub-escala de malla, [ $m^2/s$ ]
$\Delta$	Tamaño del filtro de corte
$\epsilon$	Coefficiente de emisividad
$\eta_c$	Eficiencia de combustión modificada, [%]
$\eta_g$	Eficiencia global, [%]
$\eta_t$	Eficiencia térmica, [%]
$\kappa_p$	Coefficiente de mezcla de los gases
$\kappa_{p,i}$	Coefficiente de mezcla de la especie i-th
$\lambda$	Exceso de aire, [%]
$\mu_{eff}$	Viscosidad turbulenta efectiva, [ $kg/ms$ ]
$\mu_{sgs}$	Viscosidad dinámica de sub-escala de malla, [ $kg/ms$ ]
$\nu_{sgs}$	Viscosidad cinemática de sub-escala de malla, [ $m^2/s$ ]
$\Omega$	Ángulos solidos, [ $sr$ ]
$\rho$	Densidad, [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann, [ $W/m^2K^4$ ]
$\tau_{sgs}$	Tensor de esfuerzos de sub-escala de malla, [ $kg/ms^2$ ]

## Subíndices

$a$	Activación
$c$	Combustión
$eff$	Efectiva
$fuel$	Combustible

$g$	Global
$i$	Reacción de la $i$ -th especie, Angulo
$m$	Matrix
$ox$	Oxidante
$sgs$	Sub-escala de malla
$t$	Térmica

### Lista de símbolos

$\Delta P_{ch}$	Tiro mecánico en la chimenea, [ $Pa$ ]
$\Delta h_c$	Entalpía de combustión, [ $kJ/kg$ ]
$\dot{m}_{in}$	Flujo másico en la entrada, [ $g/min$ ]
$\dot{m}_{iot}$	Flujo másico en la salida, [ $g/min$ ]
$\dot{m}_{vol}$	Flujo másico de volatiles [ $g/min$ ]
$\dot{Q}_p$	Flujo de calor hacia el comal, [ $W$ ]
$\omega_i$	Tasas de consumo de la reaccion $i$ -th, [ $kg/m^3s$ ]
$\mathbf{I}_m$	Matriz identidad
$\mathbf{S}$	Tensor de esfuerzos, [ $kg/ms^2$ ]
$\mathbf{T}_m$	Matriz transpuesta
$\tilde{\mathbf{u}}$	Vector de velocidad, [ $m/s^2$ ]
$A$	Factor pre-exponencial de Arrhenius , [ $m^3/kmol s$ ]
$A_{cc}$	Área de la sección transversal de la cámara de combustión, [ $mm^2$ ]
$A_{uwl}$	Área no ocupada por los leños, [ $mm^2$ ]
$AFR$	Relación aire-combustible, [%]
$AFR_{stq}$	Relación estequiométrica aire-combustible, [%]
$C_2H_2$	Etano
$C_2H_4$	Etileno
$C_e$	Constante propia del modelo
$c_p$	Calor específico, [ $J/kgK$ ]
$CCT$	Prueba de cocción controlada
$CH_4$	Metano

$CO$	Monóxido de carbono
$CO_2$	Dióxido de carbono
$D_{eff}$	Difusividad másica efectiva, $[m^2/s]$
$D_i$	Difusividad de la especie i-th, $[m^2/s]$
$D_{sgs}$	Difusividad másica de sub-escala de malla, $[m^2/s]$
$E_a$	Energía de Activación, $[J/kmol]$
$F^*$	Diámetro característico de la llama, $[mm^2]$
$fO_2$	Relacion de oxidante del modelo de combustion multiespecie
$G$	Irradiación, $[W/m^2]$
$g$	Aceleración gravitacional, $[m/s^2]$
$h$	Coefficiente de transferencia de calor global, $[W/m^2K]$
$H_2$	Hidrógeno
$H_2O$	Agua en fase de vapor
$h_s$	Entalpía de la mezcla
$HRR$	Tasa de liberación de calor, $[W]$
$HTP$	Protocolo de evaluación heterogéneo
$I$	Intensidad de radiación, $[W/m^3]$
$I_i$	Irradiación del ángulo i-th, $[W/m^2]$
$IAR$	Relación de entrada de aire
$k$	Energía cinética de sub-escala de malla, $[J/kg]$
$M$	Masa molar de la mezcla, $[kg/mol]$
$M_i$	Masa molar de la especie i-th, $[kg/mol]$
$MCE$	Eficiencia de combustión modificada
$N_2$	Nitrógeno
$p$	Presión absoluta, $[Pa]$
$p_i$	Presión parcial de la especie i-th, $[Pa]$
$P_{i,gauss}$	Distribución Gaussiana evaluada para la estequiometria de la reaccion
$p_{rgh}$	Presión modificada, $[Pa]$
$PISO$	Pressure Implicit with Split Operator

$PM$	Contaminación por partículas
$ppm$	Partes por millón
$Q_c$	Transferencia de calor de la combustión por unidad de volumen, $[W/m^3]$
$q_R$	Flujo de calor radiativo, $[W/m^3]$
$R$	Constante universal de los gases, $[J/kmol K]$
$R_{es}$	Oxidante remanente
$S$	Sulfuro
$SIMPLE$	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
$T$	Temperatura absoluta, $[K]$
$t$	Tiempo, $[min]$
$T_\infty$	Temperatura de flujo libre, $[K]$
$T_a$	Temperatura de activación, $[K]$
$T_{chim}$	Temperatura de la chimenea, $[K]$
$T_p$	Temperatura del comal, $[K]$
$TSF$	Fogón de tres piedras
$V_i$	Volumen de control i-th
$W_{inlet}$	Ancho de la entrada de aire, $[mm]$
$WBT$	Prueba de ebullición de agua
$WHF$	Flujo de calor en la superficie, $[W]$
$WHO$	Organización mundial de la salud
$Y_{com}$	Largo del comal, $[mm]$
$Y_i$	Fracción másica de la especie i-th especie
$Z_{chim}$	Altura de la chimenea, $[mm]$
$Z_{inlet}$	Altura de la entrada de aire, $[mm]$



# Capítulo 1

## Planteamiento del problema

### 1.1. Justificación

En la actualidad casi una tercera parte de la población mundial depende de la biomasa para calentar agua y cocinar [11]. De acuerdo a Fernandez [12], *“Los efectos de este insostenible consumo de leña no se limitan solo a problemas medioambientales, además de contribuir a la deforestación y, por tanto, al cambio climático, la exposición diaria a humos nocivos, principalmente de mujeres y niños, es la causa de múltiples problemas de salud”*. En las comunidades rurales del estado de Chiapas, México, se tiene esta misma problemática. Aquí los cocineros en su mayoría mujeres, se envenenan lentamente, respirando el humo que genera la combustión de leña. En estos espacios (cocinas rurales) llegan a acumularse más de 350 a 400 partes por millón (PPM) de monóxido de carbono por cada periodo de cocción (4 horas), cuando la Organización Mundial de la Salud (OMS) establece como máximo 8 PPM [10]. En este contexto en el Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables (IIIER), el Doctor Joel Moreira Acosta y un equipo de investigadores, están fabricando estufas de leña amigables tanto al ser humano como al medio ambiente, las cuales se están implementando en diversas comunidades rurales con muy buena aceptación por parte de la población 1.1.



Figura 1.1: Investigadores probando una estufa ecológica tipo Enerchia.

Una de las metas del IIIER es poder implementar masivamente estos dispositivos en las

comunidades rurales para mejorar la calidad de vida de la gente y cuidar los recursos forestales. Los diseños actuales de estufas eficientes desarrolladas están fundamentados en lo social, económico y tecnológico. Se le ha dado más peso a lo social y económico ya que de esto depende la aceptación social.

Aunque se han realizado muchas pruebas práctico-experimentales de los modelos desarrollados, aun no se cuenta con una base teórica sólida que describa el funcionamiento y desempeño térmico de estos dispositivos.

Se necesita de un esfuerzo concentrado y multidisciplinario en el desarrollo de estufas de leña de tal manera que sean más eficientes, menos contaminantes, con una combustión más estable, que consuman poca leña, emitan menos gases tóxicos y que se integren mejor dentro de las viviendas [13]. Como resultado, este proyecto puede dar beneficios medioambientales considerables y dispositivos con valor agregado. Por otro lado, al mejorar estos dispositivos se tendrá un enorme impacto en la cadena de valor de la bioenergía en el estado de Chiapas, mejorando la vida de muchos habitantes de escasos recursos.

## 1.2. Planteamiento del problema

Existe la necesidad en el IIIER de combinar los enfoques teórico-práctico-experimental. Esto con el objetivo de mejorar los dispositivos que se desarrollan, dando también un mayor rigor a las investigaciones realizadas, a través de la sinergia de los tres enfoques. Se ha comprobado que al desarrollar los dispositivos únicamente con el enfoque de prueba y error se gastan más recursos económicos y humanos. Para reducir los costos de las investigaciones se tiene que mejorar la etapa de diseño, donde se pueden ahorrar hasta el 80% de los recursos. Con esta idea y atendiendo a la problemática se propuso modelar y optimizar numéricamente el desempeño térmico de este tipo de estufas para complementar el proceso de diseño antes de construirla y evaluarla en campo.

*“Durante aproximadamente 40 años de la historia moderna para lograr el desarrollo de estufas de biomasa eficientes, los diseñadores se han basado en gran medida en enfoques empíricos. Los intentos de mejora se han venido realizando a través de un enfoque iterativo de prueba y error”* [3]. Las retroalimentaciones de estos procesos de diseño generalmente se logran a través de mediciones en sitio llamadas “protocolos de evaluación”. Si bien estos protocolos son importantes para evaluar el rendimiento de una estufa de biomasa, estos no ofrecen información detallada sobre las escalas finas espaciales o temporales de los fenómenos fluidodinámicos dentro de la estufa, dejando a ésta como una caja negra desde el punto de vista del diseñador. Sin información de mayor resolución, el nivel máximo del mejor diseño esta limitado. Una alternativa muy novedosa es utilizar CFD para conocer a detalle procesos importantes que ocurren dentro de la estufa (caja negra) y repercuten en su desempeño. Sin embargo, los procesos que ocurren en el interior de una estufa de leña son complejos; ya que incluyen la combustión de la leña, flujo turbulento, transferencia de energía por calor, y distintas etapas donde la leña cambia de forma continua, partiendo de leña húmeda en bruto, después carbón vegetal y finalmente en cenizas [1]. Poder modelar estos fenómenos con un enfoque práctico y económico representa un gran reto, por lo que en esta investigación se propuso desarrollar

una metodología CFD adecuada para poder abordar el estudio. Dicha metodología se resume en la Figura 1.2.

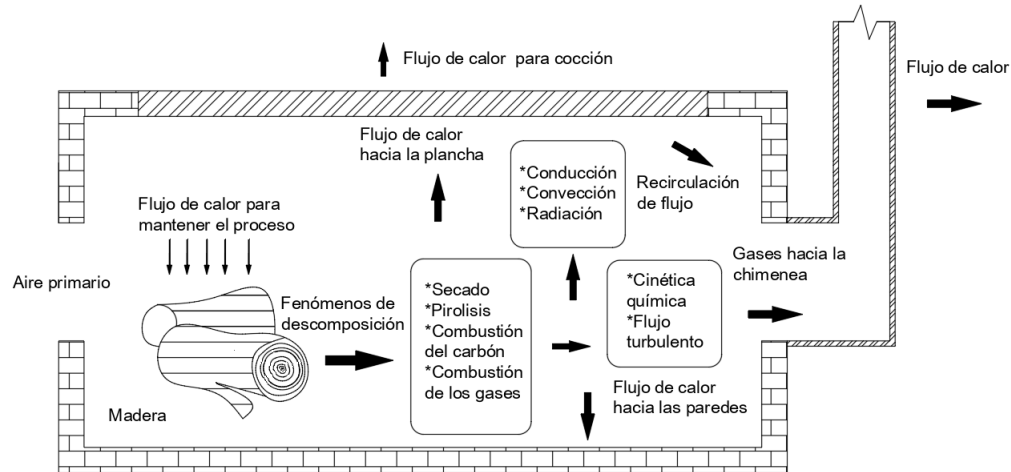


Figura 1.2: Modelar la combustión de la leña en las estufas ecológicas representa un gran reto en simulación. Adaptado de Øyvind et al. [1].

En este trabajo de investigación se estudia la estufa ecológica Enerchia desde la perspectiva teórica; implementando un modelo numérico tridimensional que nos brinde condiciones óptimas para obtener la mayor eficiencia térmica y de combustión. Para el estado del arte actual de la estufa no se tiene la certeza de que se ha llegado al mejor diseño de la cámara de combustión, por lo que se va a recurrir a la simulación numérica para conocer y mejorar el dispositivo mediante el estudio y concatenación de los distintos procesos involucrados en su funcionamiento como los descritos en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1: Procesos clave que ocurren dentro de una estufa de leña [1]

Proceso	Descripción
Movimiento de los gases calientes	La dinámica y tiempo de residencia de los gases en el interior así como su calidad a la salida.
Transferencia de calor hacia el comal, paredes y alrededores	La transferencia de calor por los diferentes mecanismos (conducción, convección, radiación).
Producción de calor	La cantidad y calidad de calor necesaria para cocinar.
Control de la combustión	La combustión de la leña sin muchas fluctuaciones y con un correcto consumo.

No existe una estufa de leña 100 % eficiente, pero estudios recientes demuestran que es posible mejorar significativamente el desempeño de estos dispositivos [1, 4, 13–15]. Para desarrollar esta investigación se requiere de un gran esfuerzo para entender los aspectos físico-químicos involucrados en el funcionamiento tomando en cuenta los cruciales; el desarrollo del modelo CFD, condiciones de frontera adecuadas, el análisis de los resultados para la optimización del

diseño y la parte experimental para validar los resultados.

### **1.3. Hipótesis**

P: La eficiencia energética de una estufa está determinada por la naturaleza de los materiales que la componen, su geometría, la naturaleza de la biomasa, y de sus condiciones de operación.

Con base en ésta hipótesis se describirá numéricamente la combustión y el intercambio de energía del fuego con la plancha. En el capítulo 3 se desarrollan con mayor detalle los aspectos ingenieriles de estas hipótesis.

### **1.4. Objetivo general**

Describir los mecanismos de funcionamiento de la estufa Enerchia.

#### **1.4.1. Objetivos específicos**

1. Construir el modelo físicoquímico de la estufa
2. Describir el desempeño de la estufa mediante el modelo creado
3. Evaluar el modelo dentro de condiciones de operación realistas para poder comparar con resultados experimentales
4. Realizar una validación del modelo con los resultados del WBT para este modelo de estufa
5. Sentar las bases de una herramienta de diseño útil y económica para futuras investigaciones

## Capítulo 2

# Antecedentes

En este capítulo se mencionan elementos fundamentales de las estufas de biomasa. Se comienza con una breve clasificación de estas, los protocolos más utilizados para su evaluación, así como consideraciones importantes para su diseño. Se presenta además el estado del arte de estos dispositivos respecto al desempeño térmico. Finalmente, se presenta el caso de estudio particular de este trabajo, la estufa modelo Enerchia y sus características principales.

### 2.1. Tipos de estufas de biomasa

Las estufas de leña que se han utilizado a lo largo de la historia de la humanidad van desde modelos tan primitivos como el fogón de tres piedras, hasta estufas modernas y eficientes como las desarrolladas por organizaciones no gubernamentales. Aunque ya se tienen más de 40 años en investigación científica para el mejoramiento de estos dispositivos, cerca de 2.6 billones de personas [7] siguen cocinando en fogones abiertos como el mostrado en la Figura 2.1.



Figura 2.1: Fogón de tres piedras.

En México el modelo de estufa de biomasa más utilizado es el de tipo plancha para la elabora-

ción de tortillas ya que este es un alimento básico de los Mexicanos. Actualmente en nuestro país se han implementado con mucho éxito modelos de estufas eficientes. Los ejemplos más claros son la Patsari, la Onil y la Ecostufa, ver Figura 2.2;



Figura 2.2: Estufas de tipo plancha más utilizadas en México.

Internacionalmente existen muchos modelos eficientes desarrollados por organizaciones no gubernamentales como la Supersaver de Envirofit o la StoveTec de APROVECHO Research Center en Norteamérica, ver Figura 2.3, En Asia, destaca la Jiko que es un modelo de estufa de alta eficiencia térmica y bajo consumo de leña o la estufa tipo Ghana, utilizada en varias regiones de África.



Figura 2.3: Estufa modelo Supersaver Griddley de Envirofit y modelo StoveTec de APROVECHO Research Center.

La adopción de estas tecnologías y su éxito depende en gran medida de la adecuación cultural del dispositivo hacia el usuario final. Por ello cada modelo de estufa se debe diseñar de acuerdo al modo de cocinar de cada región. Se ha demostrado que en la aceptación de estos dispositivos por parte de los usuarios, tiene mayor relevancia la adecuación cultural que la parte tecnológica [4]. Cabe mencionar que un solo modelo de estufa no basta para satisfacer todas las necesidades y demandas actuales de la población, por lo que en cada región se han venido desarrollando distintos modelos.

Existen cientos de modelos eficientes de estufas en todo el mundo, y estas se han desarrollado de acuerdo a las necesidades y recursos de cada país. En el trabajo de Kshirsagar et al. [7] se presenta el estado del arte de las estufas eficientes de biomasa a nivel mundial. En este reporte se mencionan los tipos de estufas, sus protocolos de evaluación, rendimientos energéticos, dificultades de implementación y técnicas de adopción social desde un enfoque sistemático. Parte de la información que se presenta a continuación se toma de referencia de dicho trabajo. Una clasificación muy adecuada de las estufas de biomasa es la propuesta por Kshirsagar et al. [7].

Las estufas de leña se pueden clasificar de acuerdo al tipo de uso, a los materiales de construcción, portátiles o móviles, al tipo de combustible que utilizan y a las funciones de la estufa. Esta clasificación es muy adecuada ya que nos brinda un panorama general de estos dispositivos.

## 2.2. Protocolos de evaluación

Los protocolos de evaluación de las estufas de biomasa están bien definidos y son de carácter internacional. Los más utilizados son los siguientes [14]:

- Prueba de cocción controlada (*CCT*, por sus siglas en Inglés). La prueba de cocinado controlado está diseñada para evaluar el desempeño de la estufa mejorada con respecto a las estufas comunes o tradicionales. Estas estufas se comparan mediante una tarea de cocinado estándar que sea común y cotidiano en la localidad donde se evalúa.
- Prueba de rendimiento en cocina (*KPT*, por sus siglas en Inglés) Esta prueba evalúa el comportamiento de la estufa simulando la realidad de su uso. Compara estufas eficientes ahorradoras de leña entre sí y con respecto a los tradicionales fogones abiertos o de tres piedras. También se puede comparar el uso de diferentes combustibles. Se pueden hacer mediciones diarias de consumo de combustible de la estufa tradicional y la mejorada, y compararlas [14].
- Prueba de ebullición de agua (*WBT*, por sus siglas en Inglés). Es más utilizada a nivel mundial y es una medición del proceso de cocción con la finalidad de cuantificar cuan eficiente es una estufa en utilizar combustible para calentar el agua en una olla y la cantidad de emisiones producidas durante el proceso. Esta es una prueba de laboratorio diseñada para explorar las características básicas del rendimiento de la estufa en un entorno controlado. También es útil en el campo, para determinar si la estufa cumple o no con los criterios de diseño. El protocolo de *WBT* se divide en tres fases de cocción:



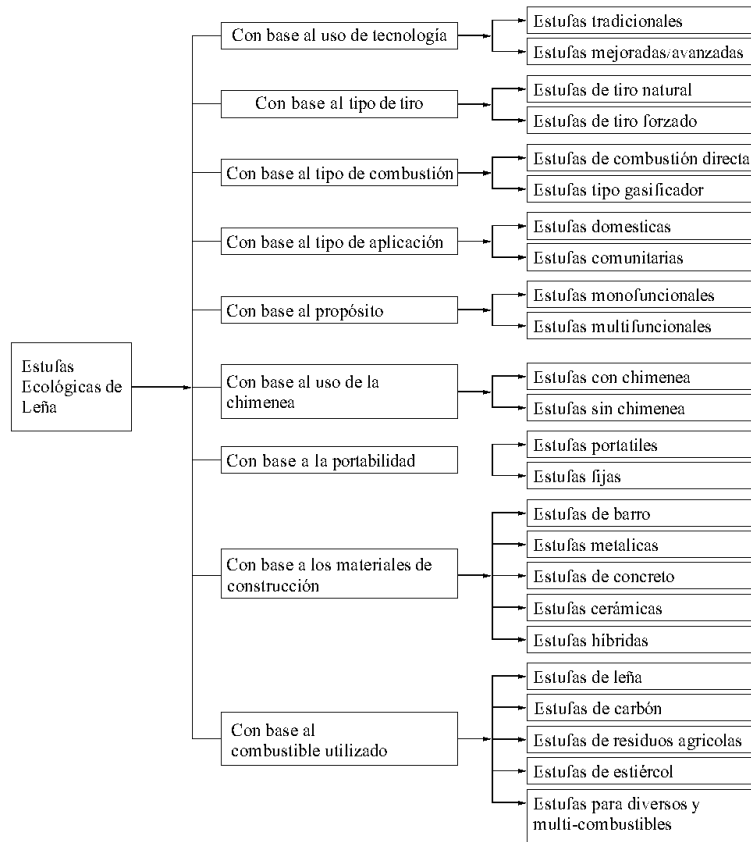


Figura 2.4: Clasificación de las estufas de biomasa. Adaptado de Kshirsagar et al. [7].

arranque en frío de alta potencia, arranque en caliente de alta potencia y baja potencia. Los resultados de las dos primeras fases son útiles para encontrar la diferencia en el rendimiento de la estufa, desde el arranque en frío y en caliente. Del mismo modo, la diferencia en el rendimiento de la estufa, entre potencias bajas y altas potencias. Sin embargo, esta técnica controlada proporciona una estimación del rendimiento real en el campo.

En la Figura 2.5 se presentan algunos de los resultados de estos protocolos de evaluación para distintos tipos de estufas. Como puede verse, las eficiencias varían de acuerdo al protocolo utilizado:

Información más detallada de estos protocolos de evaluación se pueden encontrar en varias referencias [3, 4, 7].

Sr. no	Stove type/model name	Combustion type	Draft type	Combustion chamber type	Fuel type	Feed type	Accessories used	Chimney use	Safety ratings	Approx. cost (US\$)	Ref.
1.	3 Stone fire	D	N	—	W, O	C	—	—	Poor	—	[31,114]
2.	Mud/sawdust stove	D	N	Mud	W, O	C	—	—	Fair	—	[31,114]
3.	VITA stove	D	N	M	W	C	—	—	Poor	2	[31,114]
4.	Ghana wood stove	D	N	M	W	C	—	—	Fair	5	[31,114]
5.	Upesi portable stove	D	N	Cr	W	C	—	—	—	9.5	[38]
6.	Philips stove HD4008	D	N	M	W, O	C	—	—	—	31	[38]
7.	Berkeley-Darfur stove	D	N	M	W	C	P, S	—	—	25	[38]
8.	Patsari stove	D	N	Br	W	C	—	Y	Fair	35	[31,114]
9.	Uganda 2-pot stove	R	N	Br	W	C	P	Y	Fair	40	[31,114]
10.	Ecostove	R	N	Cr	W	C	—	Y	Fair	67	[31,114]
11.	Onil stove	R	N	Cr	W	C	—	Y	Best	72	[31,114]
12.	Justa stove	R	N	Cr	W	C	—	Y	Good	75	[31,114]
13.	Envirofit G-3300 stove	R	N	M	W	C	S	—	—	31	[38]
14.	StoveTec greenfire stove	R	N	Cr	W, O	C	S	—	—	9	[38]
15.	StoveTec prototype stove	R	N	Cr	Ch	B	P, S	—	—	—	[38]
16.	Mali charcoal stove	D	N	M	Ch	C	—	—	Fair	2.4	[31,114]
17.	Gyapa charcoal stove	D	N	Cr	Ch	B	—	—	Fair	5.9	[31,114]
18.	GERES new lao stove	D	N	Cr	Ch, W	B	—	—	—	3.5	[38]
19.	Jiko, ceramic	D	N	Cr	Ch	B	—	—	—	—	[38]
20.	Jiko, metal	D	N	M	Ch	B	—	—	—	—	[38]
21.	Kenya ceramic jiko	D	N	Cr	Ch	B	—	—	—	6	[38]
22.	Kenya uhai stove	D	N	Cr	Ch	B	—	—	—	11	[38]
23.	StoveTec TLUD stove	G	N	Cr	O	B	S	—	—	—	[38]
24.	Sampada gasifier stove	G	N	M	W, O	C	—	—	—	38	[38]
25.	Philips stove HD4012	G	F	Cr	W, O	C	—	—	—	89	[38]
26.	Wood gas fan stove	G	F	M	W	B	—	—	Fair	99	[31,114]
27.	Belonio rice husk stove	G	F	M	RH	B	—	—	—	40	[38]
28.	Mayon turbo stove 7000	G	F	M	RH, O	C	—	—	—	15	[38]
29.	Oorja stove	G	F	Cr	O	B	—	—	—	35	[38, 46]
30.	Jinqilin CKQ-80l stove	G	F	M	O, W	C	—	Y	—	100	[38]
31.	Wood flame fan stove	D	F	M	W	B	—	—	Best	229	[31,114]

Figura 2.5: Eficiencias térmicas obtenidas con *WBT* para diferentes modelos de estufas de biomasa. Adaptado de Kshirsagar et al. [7].

Como se mencionó anteriormente, el protocolo de evaluación más utilizado es el *WBT*. Las eficiencias térmicas del *WBT* para los modelos más utilizados en México se muestran a continuación:

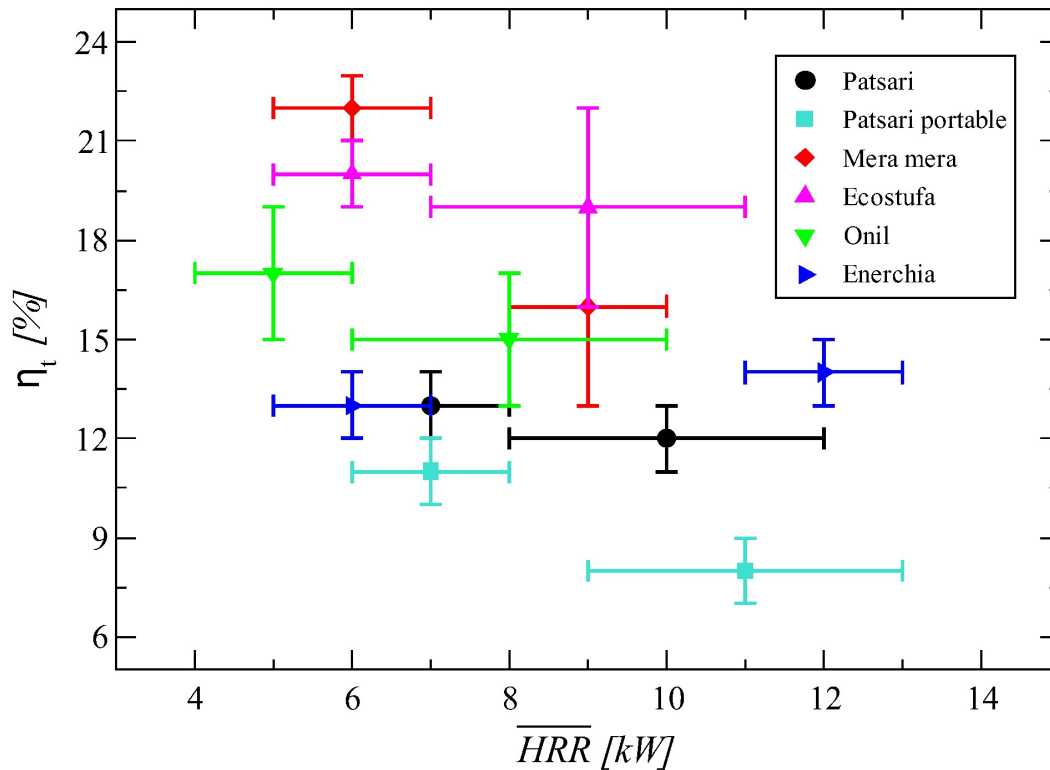


Figura 2.6: Eficiencias térmicas de las estufas de leña más utilizadas en México. Resultados experimentales del *WBT* para baja y alta potencia. [4, 5, 8].

De estos resultados nos podemos dar una idea del orden de magnitud de las eficiencias térmicas del *WBT*. Como puede verse en la Fig. 2.6, para la mayoría de los diseños de estufas, la eficiencia térmica muestra una tendencia a la baja a medida que aumenta la potencia de fuego [8]. Puede explicarse por el hecho de que están construidos con una o hasta dos capas de aislamiento. En contraste, para la estufa Enerchia donde se utilizan tres capas de materiales como aislante, la eficiencia térmica aumenta ligeramente con la potencia de fuego [4] debido al almacenamiento de calor y su relación con el número de Biot.

### 2.3. Estudios experimentales para estufas de biomasa

Existen diversos trabajos publicados sobre el mejoramiento de las estufas de biomasa mediante enfoques experimentales, a continuación se mencionan algunos. En el pasado se han realizado mejoras de algunos modelos de estufas, por ejemplo la estufa tipo rocket inventada por Winiarski et al. [16] en 1980. Este modelo cuenta con una cámara de combustión aislada

en forma de codo. Este diseño asegura una buena combustión previa a que las llamas alcancen la superficie de cocción empujando el flujo de gases calientes hacia la superficie de cocción. En este concepto de diseño se basan muchos de los modelos modernos de estufas eficientes. Por ejemplo, en Guatemala, Boy E. et al. [9] incrementaron la eficiencia térmica en un 12% de una estufa ecológica tipo plancha desarrollada en la región. Esto se logró con la construcción de un “baffle” o deflector dentro de la cámara de combustión con la finalidad de dirigir los gases calientes hacia la superficie de cocción y permitir un aumento en la transferencia de calor a la parte de la placa metálica más distante de la zona primaria de combustión como se muestra en la Fig. 2.7.

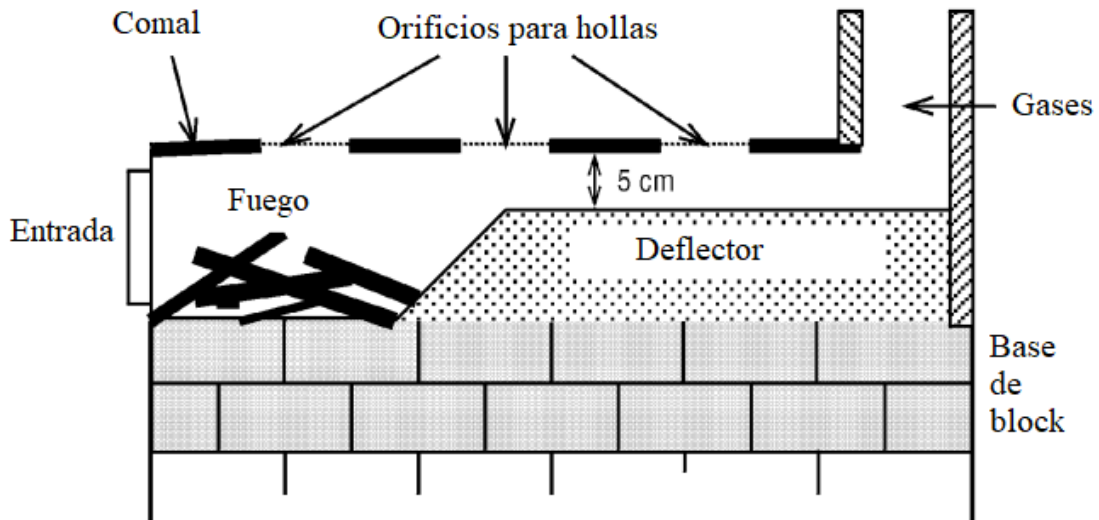


Figura 2.7: Vista de la sección transversal de una estufa tipo plancha, que muestra la posición del plano inclinado y el deflector de llamas [9].

Esto sugiere que la forma de conducir los gases dentro de la cámara de combustión es un factor muy importante que impacta en la eficiencia de las estufas de biomasa. Prapas et al. [17] realizaron un estudio muy completo de las estufas tipo plancha aplicando el *WBT* y modelos de cinética química con CHEMKIN-PRO (software de cinética química). Ellos reportan el impacto de la chimenea en la eficiencia térmica global. Se encontró que esta influye definitivamente en la calidad de los gases de combustión a la salida, ya que un mal diseño, no permite la correcta mezcla de los gases afectando la relación aire-combustible. Además se reportan los rangos de exceso de aire con los que operan estos dispositivos. El IIIER cuenta con un Centro de Evaluación y Certificación de Estufas Ecológicas donde se han realizado diversas pruebas y protocolos para distintas estufas ecológicas. En los resultados de la tesis de Martínez [4] se evalúan y comparan experimentalmente las estufas más utilizadas en México, en la Fig.2.6 se muestran estos datos. Para poder comparar estas tecnologías se utilizó como referente el fogón de tres piedras. En las evaluaciones se realizaron pruebas bajo protocolos internacionales que se mencionaron anteriormente como la prueba de ebullición de agua (*WBT*) y la prueba controlada de cocinado (*CCT*). Además se diseñaron pruebas que se adaptan a la ergonomía de la población como son: capacidad máxima de cocción alimentos típicos (*CMCA*), comportamiento térmico del comal, prueba de emisiones de gases, y prueba

de seguridad. Martínez encontró eficiencias térmicas con el *WBT* en un rango de 14-19%. En su investigación demostró que el modelo Enerchia es competente frente a otras tecnologías como la Patsari y la Onil. Es importante mencionar que los resultados de los protocolos de evaluación son relativos y no indican si una estufa es mejor que otra. Martínez concluye que es el proceso de diseño a prueba y error es muy laborioso ya que se requieren realizar los distintos protocolos por cada modelo desarrollado. Por lo que en este trabajo se desarrolló una herramienta de diseño complementaria. Algunos de los resultados de las evaluaciones realizadas por Martínez son comparados con los resultados numéricos de esta investigación.

## 2.4. Estudios teórico-numéricos para estufas de biomasa

Existen muchos modelos teórico-numéricos para predecir el desempeño térmico de las estufas de biomasa. La mayoría de estos modelos asumen un comportamiento de estado estacionario para la combustión y están desarrollados para geometrías simplificadas debido a la complejidad de los fenómenos involucrados. Modelos detallados se pueden encontrar en los trabajos de MacCarty [18,19] y Kshirsagar et al. [20]. En estos modelos se proponen una serie de ecuaciones para cada zona de la estufa de biomasa [18,20] por ejemplo la entrada, la zona de combustión y la de la salida de los gases. Pande et al. [21] desarrolló un modelo con el que fue capaz de predecir el flujo másico, las temperaturas promedio y la eficiencia térmica de una estufa tipo rocket con órdenes de magnitud muy cercanos a lo encontrado en los experimentos. En el trabajo de Scharler et al. [22], Miller-Liomborg [3] y Kshirsagar [14] se presentan modelos CFD modernos para este tipo de dispositivos. Por ejemplo, se reproducen con mucha precisión las eficiencias térmicas y emisiones de  $CO_2$  y  $PM$ , dejando en claro las grandes ventajas de *CFD*. Los beneficios de la simulación, se confirman en el estudio de Scharler et al. [22] para pequeños calefactores de biomasa, donde se logran estudiar algunos aspectos interesantes como:

- El mezclado de gases eficientes que da como resultado la reducción de  $CO$ ,  $NOx$  y cenizas.
- La reducción de las dimensiones del equipo de biomasa.
- La reducción del exceso de aire e incremento de la eficiencia energética.
- La reducción de los picos locales de velocidad y temperatura, con el objetivo de reducir la erosión de los materiales y el depósito de cenizas en zonas no adecuadas.
- La evaluación de parámetros de sensibilidad.

La mayoría de reportes con *CFD* para estufas de biomasa son para geometrías bidimensionales y análisis en estado estacionario debido a que los modelos transitorios son más costosos desde el punto de vista computacional [23]. Recientemente, Núñez et al. [24] y Medina et al. [25] reportaron simulaciones 3D de estado estacionario para una estufa tipo plancha en condiciones reales de operación. Los resultados del flujo de másico total obtenidos de las simulaciones se validaron con una expresión teórica observándose una buena correspondencia, este fue el primer reporte con *CFD* para estufas tipo plancha. Utilizando el análisis transitorio, es posible

estudiar curvas de las fases de calentamiento, estabilización y enfriamiento del WBT. En esta dirección, Benesch et al. [26] realizó simulaciones transitorias de almacenamiento de calor para un calefactor de biomasa. Se analizó un ciclo completo de almacenamiento de calor de 24 h de duración. Además, Bugge et al. [13] estudió los fenómenos inestables de la quema de la biomasa dentro de un calefactor utilizando una geometría 2D. Se reportaron curvas características del comportamiento térmico de las paredes aislantes en un intervalo de tiempo de 120 min. Los últimos desarrollos como el de Scharler et al. [27] presentan inclusive modelos de transporte de partículas como el hollín y la producción de  $NO_x$ . En Nicaragua, Gomez [12] realizó simulaciones CFD en dos dimensiones de una estufa de biomasa. En esta investigación se dejó a un lado los procesos de combustión, suponiendo que los gases eran simplemente aire caliente con ciertas propiedades termo-físicas. Los datos que obtuvo no concuerdan mucho con los datos experimentales, pero sirvieron como referentes para mejorar el diseño geométrico de la estufa, debido a que se probaron varias configuraciones. En Noruega, Skreiberg et al. [1] están realizando un estudio teórico-experimental llamado *WOOD – CFD* financiado por la unión Europea, esto con el objetivo mejorar los calefactores de leña que se utilizan en el interior de los edificios de este país nórdico. Como primer paso hicieron un estudio experimental de la leña estándar en Noruega, donde se conocieron los reactivos resultantes de la combustión. Estos resultados se introdujeron en el código ANSYS Fluent y Chemkin Pro como condiciones iniciales de los gases de combustión, dando como resultado un modelo realista para estudiar la calidad de los gases a la salida del calefactor así como su interacción con el calefactor. Este enfoque teórico-experimental está permitiendo incrementar la eficiencia de sus equipos, por lo que el programa ya está recibiendo muchos patrocinios de distintas marcas comerciales.

La tendencia más actual para CFD en cámaras de combustión es la aplicación de simulación de la turbulencia a grandes escalas (LES, por sus siglas en Inglés) donde se pueden obtener datos más detallados del flujo turbulento y la combustión. Cabe mencionar que estas simulaciones son muy costosas computacionalmente hablando ya que el mallado computacional de la geometría deber ser muy fino. En este trabajo se opta por esta ultima metodología con el fin de obtener mejores resultados.

## 2.5. Consideraciones de diseño

De acuerdo con Hernandez [5], se puede afirmar que el poco éxito de los programas sociales de implementación de estufas efectuados en México se debe principalmente a aspectos técnicos, socioculturales y de seguimiento. A continuación se mencionan algunos:

- Problemas técnicos: En general los diseños han sido inapropiados para satisfacer las necesidades de la población local, asimismo se ha asumido que el funcionamiento de la estufa es igual en laboratorio que en el campo. También han existido deficiencias en la capacitación de los constructores, y casi nunca se considera que el mantenimiento es indispensable para el buen funcionamiento del dispositivo.
- Aspectos socioculturales: En la mayoría de los programas no se ha involucrado a las mujeres, por lo tanto se desconocen las necesidades y prioridades de las usuarias. No se han respetado las costumbres de cocinado, es decir, se pide que las usuarias se adapten

a un modelo de estufa, cuando la estufa debería adecuarse a las necesidades regionales e incluso de cada usuaria. La población no se ha apropiado de la tecnología y los programas porque en su mayoría han sido altamente subsidiados y por lo tanto no se valoran adecuadamente.

- Falta de seguimiento: El objetivo fundamental de los programas ejecutados en México, ha sido únicamente la construcción de estufas, descuidando el seguimiento del funcionamiento de la tecnología. El análisis de las debilidades de estos proyectos y la incorporación de las experiencias positivas permite la elaboración de un programa integral que garantice la aceptación y apropiación de tecnologías eficientes de biomasa.

De acuerdo a estas problemáticas, se debe encontrar un balance entre aceptación social, eficiencia, emisiones, facilidad de uso y costo. En esta investigación tenemos la oportunidad de estudiar y mejorar estos dispositivos desde el punto de vista energético. En términos más técnicos existen algunos aspectos relativos a la geometría y a la composición de las partes de una estufa de biomasa, orientadas a mejorar la combustión y los mecanismos de transferencia de calor. Se mencionan algunos a continuación:

- La comparación de la eficiencia en las diferentes formas geométricas y materiales aislantes de la estufa.
- Transferir la mayor cantidad de calor de los gases de combustión que tocan la olla o la plancha.
- La abertura al fuego, el tamaño de los espacios dentro de la estufa por donde pasan los gases calientes y la chimenea externa deben tener una relación específica.
- Aumentar la velocidad de los gases calientes, en la zona cercana a la plancha para aumentar la transferencia de calor por convección hacia el recipiente de cocción por efectos de la capa límite.
- Obtener el espaciado óptimo entre la plancha y el fuego.
- Evaluar si es pertinente colocar una segunda zona de aireación para mejorar el proceso de combustión.
- Aislar térmicamente la cámara de combustión tienen un doble efecto, aumentar la temperatura interior a la vez que reducir las pérdidas de energía.
- Optimizar la geometría de la cámara de combustión puede afectar a la calidad de la combustión y a la eficiencia de la estufa de diversas maneras. Por ejemplo en las cocinas de varias ollas (distintos puntos de calentamiento), la altura elegida entre la base de las ollas y el depósito de la leña exige sopesar entre transferencia de calor radiante o calidad de la combustión. En lo que se refiere al volumen interno de la cámara, estará determinado en gran medida al tipo de combustible empleado (poder calorífico, constitución interna, tamaño de los cuerpos, etc.).
- El uso de una rejilla aumenta por sí sola la eficiencia de la cocina entre un 18 y un 25%. La inyección de aire por debajo favorece el mezclado con el combustible y la excitación de la llama. A consecuencia de ello, en las hornillas de varios fuegos se puede



aproximar la olla principal a las brasas (mejorando la transferencia de calor radiante), sin interferencias significantes en el proceso de combustión. En la práctica, es importante limpiar de forma frecuente las cenizas acumuladas que bloquean la corriente de aire ascendente.

- Controlar el exceso de aire puede aumentar la eficiencia, pero también producir mayores emisiones tanto si la entrada de oxígeno a la cámara de combustión es limitada como si el mezclado del aire con el combustible es pobre.
- Inyectar aire desde un segundo punto, en algunos casos, es beneficioso. A diferencia del aire primario (procedente de una boca principal y que pasa por debajo de la rejilla), este aire secundario se mezcla directamente con las llamas en la cámara de combustión, en aquellas situaciones en las que el exceso del aire se puede controlar.
- Colocar retardadores o barreras que promuevan la recirculación del aire y generen turbulencias de los gases de combustión.
- La introducción de la chimenea es vital para la salud de los usuarios, al expulsar los gases de la combustión directamente al exterior. Las concentraciones de partículas y monóxido de carbono en el local de cocinado se reducen en 90 % cuando el fogón cuenta con un conducto de extracción de humos. La chimenea debe incluir un corta-tiros, es decir, una apertura hacia la estancia en algún punto por encima de la cámara de combustión. De esta forma se facilita el tiro natural ascendente, y por otro lado, facilita las tareas de limpieza de la misma y evita cualquier riesgo de incendio por acumulación de hollín.

## 2.6. Caso de estudio: Estufa Enerchia, Chiapas

Según la Ley para el Aprovechamiento de la Energía Renovable y el Financiamiento para la Transición Energética (LAERFTE), México debe generar, para el 2024 por lo menos, el 35 % de su energía eléctrica con fuentes renovables. Una de las variantes más adecuadas es el uso y aprovechamiento de los recursos bioenergéticos mediante diversos procesos para obtener una energía útil. En México el bioenergético más utilizado es la leña la cual se ocupa para la cocción de alimentos y calefacción. El proceso y tecnología usados para esta actividad provoca grandes problemas al medio ambiente y sobre todo a la salud de las personas que lo utilizan. La leña, por su importancia económica, social y ambiental, constituye la principal fuente de energía del sector doméstico rural [28]. Se estima que en México la leña aporta entre el 36 % y el 45 % del sector residencial [29]. La población que usa leña en México es de alrededor de 28 millones de personas. En Chiapas existen unas 545,261 viviendas que siguen utilizando combustibles derivados del petróleo para las necesidades anteriormente descritas. A nivel local, en un estudio realizado en Chiapas en la región Zoque, se encontró que los consumos más elevados se encontraron entre propietarios en el Acahual y Cafetal con 18.2 *kg/habitante* al día, si lo comparamos con el promedio a nivel nacional por habitante que es de 2.1 *kg/día* (9.9 *kW/h*), el consumo es demasiado. Otro dato interesante es que la leña proviene de 101 especies (en la región Zoque) aunque las más usadas son la de quebracho espinoso (*Acacia Pennatula*) y roble encino (*Quercus oleoides*). Quienes no tienen tierras, utilizan especies que no son adecuadas para la leña, olotes y a veces bolsas y botellas de plástico. En Chiapas la combustión de la biomasa se da en la mayoría de los casos en fogones abiertos de

manera incompleta e incontrolada y genera, por ello, una gran cantidad de partículas y gases contaminantes. Cada año en el mundo, más de 4 millones de personas mueren prematuramente por enfermedades atribuibles a la contaminación del aire de los hogares como consecuencia del uso de combustibles sólidos para cocinar. Más del 50% de las muertes por neumonía en menores de 5 años son causadas por partículas inhaladas en interiores con aire contaminado.

El diseño actual de la estufa Enerchia, ha demostrado tener un ahorro del 68% leña frente a métodos tradicionales de cocción, la disminución de tala de árboles, disminución en la emisión de dióxido de carbono, y una eficiencia en cuanto a cocción de alimentos (probado con platillos tradicionales) con un tiempo semejante al del fogón tradicional a fuego directo, ver la Fig. 2.8 donde se muestra una estufa Enerchia. Este y otros diseños se han llevado a las comunidades rurales teniendo una gran aceptación, lo cual es un punto a favor muy importante para el IIIER ya que muchas entidades gubernamentales han intentado introducirlas y lo han logrado con muy poco éxito. Cualitativamente los usuarios manifestaron estar muy contentos con el funcionamiento y durabilidad [5].



Figura 2.8: Cocinera típica del estado de Chiapas.

## 2.7. Resumen

Hasta ahora se han mencionado algunas generalidades de las estufas ecológicas; como su clasificación y los protocolos de evaluación. Desde el punto de vista numérico en la literatura existen pocos trabajos de simulación CFD aplicados a estufas de leña, contrario a los muchos que existen para grandes quemadores de tipo industrial que se utilizan en la industria. Finalmente, se presentó el modelo de estufa Enerchia ser estudiado numéricamente, tal como se describe en los siguientes capítulos.

## Capítulo 3

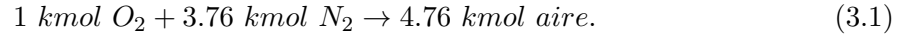
# Metodología

En este capítulo presentan los elementos básicos de la teoría para poder describir los principales fenómenos de transporte considerados en las simulaciones numéricas del siguiente capítulo. Comenzamos explicando cualitativamente los principales aspectos de la combustión de la leña con la intención de brindar un panorama general del fenómeno. Después se abordan los mecanismos fisicoquímicos involucrados en el funcionamiento de las estufas ecológicas. Finalmente, se presentan las ecuaciones fundamentales que describen el proceso y que incluyen a las de la dinámica de fluidos computacional, combustión, turbulencia y los esquemas numéricos. Todos estos sirven de fundamento para ejecutar el software de OpenFOAM.

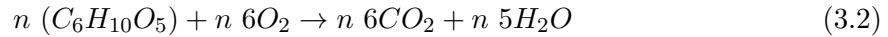
### 3.1. Construcción cualitativa del modelo

Segun Wereko et al. [30] la biomasa es un recurso renovable que puede ser aprovechado de una manera sostenible, ya genera pequeñas cantidades de  $NO_x$ ,  $CO$  y  $CO_2$  comparado a otras fuentes de energía por lo que se puede decir que es un combustible limpio. La mayoría de la biomasa requiere algún tipo de conversión para poderse emplear como combustible, únicamente la leña y los productos leñosos pueden utilizarse directamente mediante la combustión. Esta es la forma más antigua y sencilla empleada para aprovechar las propiedades energéticas de la biomasa, quemándola en presencia de un exceso de aire. Sin embargo, carece de las ventajas generadas mediante los procesos de conversión como por ejemplo la gasificación del carbón, resultando por lo tanto una forma de uso poco eficiente ya que es necesario eliminar primero el exceso de humedad (mediante evaporación). Además los dispositivos de uso final, como por ejemplo los fogones abiertos, presentan grandes pérdidas de energía y se demandan enormes cantidades de leña. Como ya se mencionó, la forma más habitual de utilizar la biomasa es la combustión directa. Cualquier material que pueda quemarse para liberar energía recibe el nombre de combustible. Una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de combustión. La combustión de biomasa es un proceso exotérmico extremadamente complejo, en el que intervienen muchas reacciones químicas; transferencias de calor por conducción, convección y radiación; y otros fenómenos termo-físicos [31]. Debido a su abundancia y su carácter gratuito, el comburente

más empleado es el aire [12]. En una base molar, el aire seco está compuesto por un 20.94 % de  $O_2$ , un 78.08 % de  $N_2$ , un 0.035 % de  $CO_2$  y el 0.93 % restante por  $Ar$ ,  $He$  y otros gases, de modo que la mezcla puede considerarse aproximadamente como 21 % de  $O_2$  y 79 % de  $N_2$  en números molares. Por consiguiente, cada mol de oxígeno que entra en una cámara de combustión será acompañado por 0.79/0.21) 3.76 mol de  $N_2$  [12]. Es decir:



Respecto a la leña, se puede decir que su combustión es químicamente la combustión de la celulosa, y su reacción molecular estequiométricamente ajustada es [12]:

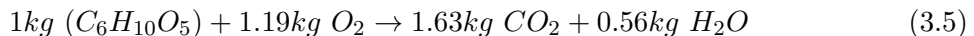


La cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible recibe el nombre de aire estequiométrico. Durante la combustión, el nitrógeno se comporta como un gas inerte y no reacciona con otros elementos químicos más que para formar una pequeña cantidad de óxidos nítricos [12]. Pero aun en ese caso, la presencia de nitrógeno influye de manera considerable en el resultado de un proceso de combustión, al entrar éste a la cámara de combustión en grandes cantidades a temperaturas bajas, y salir a temperaturas considerablemente altas, absorbiendo una gran proporción de la energía química liberada durante la combustión. Esta es una de las razones por las que se verifica la eficacia del aumento del flujo de aire de entrada (exceso de aire), y se cuantifica según la relación aire - combustible [12]:

$$AC = \frac{m_{air}}{m_{comb}} \quad (3.3)$$

Las reacciones químicas se equilibran con base al principio de la conservación de la masa. Por tanto, la masa total de cada elemento del lado derecho de la ecuación de reacción (los productos) debe ser igual a la masa total de ese elemento en el lado izquierdo (los reactivos).

Teniendo en cuenta los pesos moleculares de los componentes, la reacción queda ajustada según:



Según sea el tipo de madera (conífera o frondosa) empleada como combustible, se liberará una cantidad de calor diferente durante la combustión debido a la variación en las concentraciones de carbono propias de la lignina; además del contenido de humedad. Ese calor liberado, en una combustión completa, se denomina poder calorífico [12]. El poder calorífico superior ( $PCS$ ) corresponde al calor liberado en la combustión, incluyendo el calor latente del agua en los productos de la combustión. El poder calorífico inferior ( $PCI$ ) parte del mismo valor de  $PCS$ , a presión constante, pero no incluye el calor latente del agua.

$$PCS = 81.4C + 315.9H + 16.3S - [3.6A + 28.63(O + N)] \quad (kcal/kg), \quad (3.6)$$

$$PCI = [8100C + 34000[H - (O/8)] + 2500S]/100 \quad (kcal/kg) \quad (3.7)$$

, donde  $C$ ,  $H$ ,  $S$ ,  $A$ ,  $O$  y  $N$  se corresponden a los valores porcentuales en masa de los componentes del combustible: Carbono, Hidrógeno, Azufre, Cenizas, Oxígeno y Nitrógeno, respectivamente. Dado que la mayoría de las maderas son similares en cuanto a estructura y composición química, sus poderes caloríficos son igualmente comparables. El poder calorífico

superior medio de las frondosas es de  $19.734 \pm 981 \text{ kJ/kg}$  y para las coníferas  $20.817 \pm 1.479 \text{ kJ/kg}$ . Para conocer en detalle los poderes caloríficos de otros combustibles ver [23]. La variación observada entre especies de un mismo grupo, dada por las desviaciones estándar mostradas más arriba, es atribuible a las diferencias en las proporciones y los valores caloríficos específicos de los principales componentes de la madera: celulosa ( $17.50 \text{ kJ/kg}$ ), hemicelulosa ( $17.500 \text{ kJ/kg}$ ), la lignina ( $26.70 \text{ kJ/kg}$ ), resinas ( $34.90 \text{ kJ/kg}$ ) y sales minerales ( $0 \text{ kJ/kg}$ ). De media, las maderas se componen de un 40-50 % de celulosa, 15-25 % de hemicelulosa, 20-30 % de lignina y el resto de los componentes se reparten en pequeñas proporciones [12].

### 3.1.1. Descripción cualitativa de la combustión

El proceso de combustión juega un papel fundamental en el diseño de una estufa ecológica y en su desempeño térmico. La combustión de un combustible sólido (como la leña) es mucho más compleja que la de un combustible líquido o gaseoso debido al proceso de la pirólisis. Generalmente, se tienen dos etapas en la combustión de un sólido: la combustión de los volátiles en forma de llamas y combustión del carbón. La combustión del carbón en una estufa de leña depende del área superficial expuesta de los leños, la forma en que estos se acomodan, la tasa de la pirólisis y el flujo de aire a través de estos. La forma de la cámara de combustión, su área de la sección transversal, la altura y el volumen son parámetros importantes para el diseño de cualquier cámara de combustión que utiliza un combustible sólido. La tasa de quema de combustible está determinada por el tamaño de la parrilla y en el caso de una estufa sin parrilla determinada por el tamaño de la cámara de combustión. Además la altura de la cámara de combustión se debe relacionar directamente con la altura de las llamas según Hernandez [5].

Para iniciar la combustión es necesario alcanzar una temperatura mínima, llamada temperatura de ignición, a la que los vapores de un combustible arden espontáneamente. La combustión de la biomasa puede desglosarse en las siguientes etapas.

### 3.1.2. Calentamiento y secado

El cuerpo leñoso se va calentando hasta alcanzar los  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ . En este momento la humedad de la madera comienza a evaporarse y es evacuada en forma de gas hacia el exterior o bien en forma líquida, condensándose en las vetas que se encuentran aún frías. La transferencia de calor a través de la madera es principalmente por conducción.

#### **Pirólisis**

A medida que la temperatura asciende hasta los  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ , la hemicelulosa comienza a descomponerse. Seguidamente, lo hace la celulosa. Esta descomposición se hace extensiva cuando las temperaturas rondan los  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ . Normalmente, entre un 8-15 % de la celulosa y la hemicelulosa permanece como carbón fijado, a diferencia de aproximadamente un 50 % de la

lignina. Los compuestos volátiles producidos en esta descomposición son expulsados en forma de humo, transfiriéndose el calor por convección.

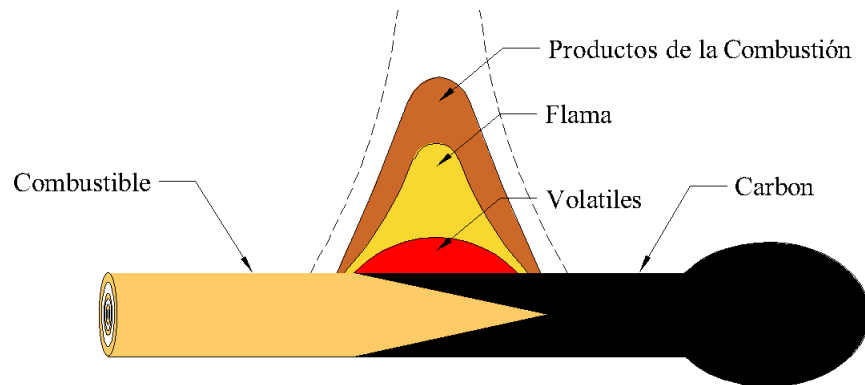


Figura 3.1: Representación del proceso de combustión de la biomasa. Adaptado de WHO [10]

### Oxidación superficial de la fase heterogénea del carbón

La capa superficial carbonizada o carbón (char según la literatura inglesa) que se va generando, permite catalizar la salida de los gases, dando lugar a reacciones más completas y facilitando una continua alimentación de las llamas. Sin embargo, esta capa de carbón tiene una conductividad térmica inferior a la de la madera, lo que frena la conducción del calor a su paso, y en consecuencia, a una ralentización del proceso. En algunos casos, los compuestos volátiles encuentran dificultades para ser liberados, por lo que comienzan a expandirse. La salida forzosa de estas partículas puede evidenciarse macroscópicamente en forma de grietas o de salpicado de brasas.

Es en la misma superficie donde las moléculas de dióxido de carbono de los gases reaccionan con las de carbono que hay en ella, produciendo nuevas moléculas de monóxido de carbono. Un poco más lejos (fracciones de milímetro), la mayor concentración de oxígeno completa el proceso al combinarse con el monóxido de carbono produciendo dióxido de carbono. La temperatura, próxima a los  $800^{\circ}\text{C}$ , está limitada por la disociación endotérmica de los procesos anteriores.

#### 3.1.3. Flujo de la fase homogénea

Cuando estos compuestos escapan de la matriz (del cuerpo leñoso), se van mezclando con el oxígeno y, sobre los  $550^{\circ}\text{C}$ , la ignición produce una llama amarillenta. A pesar de que el calor radiante de la propia llama implica menos de un 14 % de la energía total de la combustión, es crucial para mantener el proceso, pues hace que se siga quemando más madera y continuando los procesos de descomposición. La combustión está controlado por la tasa a la que los compuestos volátiles se liberan. Los pequeños troncos, ramas, etc. tienen una mayor área superficial, lo que les permite combinarse de forma sencilla con el aire, y tienden a arder más rápido. Esta es la razón por la cual interesa empezar el proceso con piezas pequeñas.

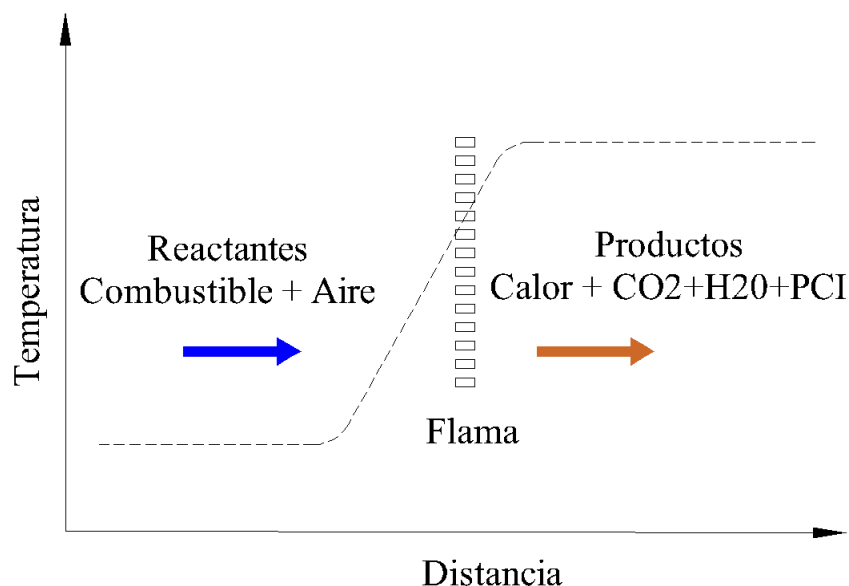


Figura 3.2: Energía de Gibbs liberada en los procesos de combustión.

#### 3.1.4. Transferencia de calor en estufas de biomasa

La transferencia de calor por conducción se da en las paredes del fogón, separando ambientes interior y exterior. Este fenómeno, también se presenta desde la base de los utensilios de cocina (ollas, sartenes, planchas, etc.) hacia los alimentos. Las ollas de aluminio, por ejemplo, tienen unos rendimientos mejores en comparación con las de cerámica o barro. Sin embargo, se debe tener en cuenta que este tipo de útiles tienen unas pérdidas de calor considerables en las partes frías expuestas a temperatura ambiente. La inercia térmica de un cuerpo es la propiedad que indica la cantidad de calor que este puede conservar y la velocidad con que lo cede o absorbe. Está condicionada a la masa térmica, al calor específico y a la conductividad térmica del material. Cuando se empieza a cocinar, las paredes internas de la estufa están aún frías. Con el paso del tiempo, éstas se van calentando a un ritmo determinado por su masa y su calor específico, mientras que cierta cantidad de calor comienza a perderse por las caras exteriores. Cuanto mayor sea la masa de los aislantes, mayor será su capacidad de conservación de energía para una misma temperatura. Esta es la razón por la cual no se recomiendan los sistemas masivos, que se van calentando de forma pausada, en contraposición a los sistemas ligeros, que se calientan rápidamente. La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de conducción y movimiento del fluido: mientras más rápido sea éste, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento en masa del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura.

La radiación es la energía que emite la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia

de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio. Cuanto mayor sea la temperatura de un cuerpo, mayor será la cantidad de energía radiada. En las estufas de biomasa, la transferencia de calor por radiación se da desde las brasas y llamas hacia la olla, las paredes y a la misma leña para mantener la combustión; y de estas paredes hacia la olla y hacia el ambiente exterior. La transferencia de calor desde las brasas a la base de la olla está relacionada a la temperatura del fuego y al factor de forma entre ambos. De este modo, para calentar la base de la olla de forma más efectiva, o bien se aumenta la temperatura de la llama, o bien se aproxima más a las llamas o se aumenta la relación geométrica entre ambas. Acercar la olla al fuego tiene efectos positivos directos en la transferencia de calor por radiación, puesto que se aumenta el factor de forma. Sin embargo, una reducción excesiva de la altura puede interferir en el proceso de combustión e incrementar la producción de  $CO$ . En la práctica, la experiencia ha demostrado que para controlar las emisiones, esta distancia debe ser superior a 0.4 veces el diámetro de la olla.

Cuando todo el carbón ha sido quemado, solo quedan sales minerales remanentes en forma de ceniza, bloqueando el flujo del oxígeno al interior y limitando los ratios de combustión. El proceso completo requiere de aproximadamente  $5\text{ m}^3$  de aire (a  $20\text{ }^\circ\text{C}$  y a presión atmosférica a nivel del mar) para quemar de forma completa  $1\text{ kg}$  de madera. Consecuentemente, un fogón con una potencia de  $1\text{ kW}$  es capaz de quemar  $0.0556$  gramos de combustible por segundo y requiere de  $0.278$  litros de aire por segundo.

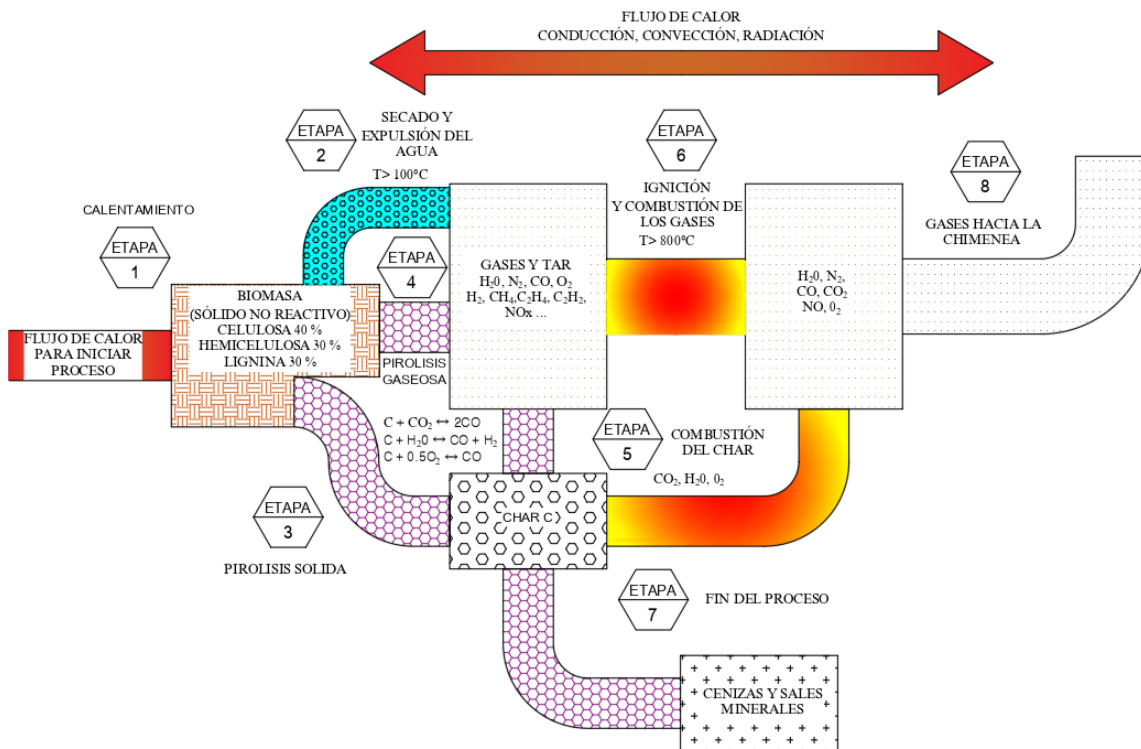


Figura 3.3: Mapa del proceso de la pirolisis.

La estufa modelo Enerchia esta compuesta por un marco de soporte de madera, tres aislantes



de diferentes espesores, una cámara de combustión cúbica, una superficie de cocción y una chimenea, ver Figura 3.4.

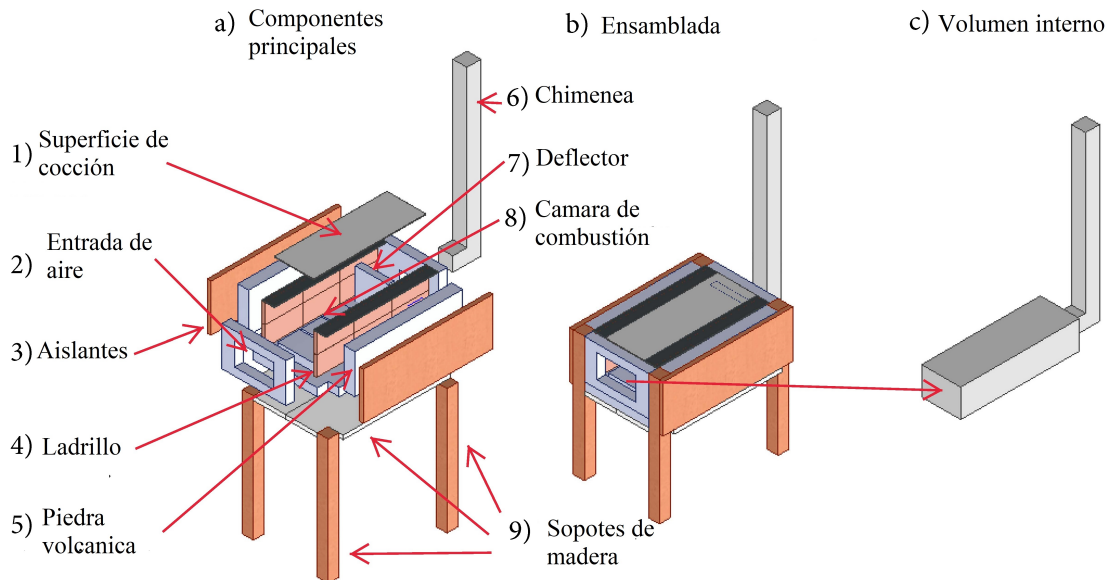


Figura 3.4: Estufa Enerchia, de izquierda a derecha: Vista exterior isométrica, componentes principales y volumen interno (vista explotada).

Por lo general, para este tipo de estufas, la superficie de cocción metálica se conoce como comal. La madera se utiliza como material combustible, se introduce en forma de leños en la cámara de combustión.

Los principales mecanismos (acoplados entre sí) dentro de la estufa son la combustión de la leña (que también depende de la liberación paulatina de volátiles), la entrada de aire para la aireación de los leños de leña (cuando se mezcla con volátiles genera un flujo turbulento), seguida de la transferencia de energía por calor de la materia quemada al entorno (incluido el comal); finalmente, la expulsión de los gases de combustión a la atmósfera. Debido a las altas temperaturas de las llamas, la transferencia de calor por radiación es muy importante; de hecho, se estima que el 34 % de la energía que recibe el comal proviene de este mecanismo [15].

El primer proceso es esencial porque apoya a los otros tres. Debido a la combustión de la leña, se genera el movimiento de aire necesario para mantener la combustión. Se libera calor y los gases se dirigen por flotabilidad hacia la salida de la chimenea. La combustión de la leña está compuesta por cinco mecanismos que ocurren acoplados: calentamiento, secado, pirólisis, oxidación superficial de la fase heterogénea (combustión de carbones) y oxidación de la fase homogénea (combustión de gases). Estos procesos son extremadamente complejos, no se entienden completamente y para describirlos se desarrollan continuamente modelos. Se pueden encontrar descripciones más detalladas de estos procesos en otras publicaciones [31–34].

La mayor parte de la energía térmica se pierde en los gases de combustión a través de la chimenea, otra fracción se transfiere a las paredes aislantes de la estufa. Mientras la leña se

quema, la superficie interna del comal recibe una fracción de la energía térmica principalmente por convección y radiación. Los gases calientes son una mezcla del oxidante, volátiles y productos de la combustión. Una fracción de la energía térmica comienza a disiparse en el comal hasta llegar a un estado estacionario térmico, donde la temperatura alcanza un máximo en un tiempo de 15 *min* [4].

### 3.2. Formulación matemática del modelo

El comal es calentado por una mezcla ardiente que fluye por el volumen interno de la estufa. Esta mezcla se puede describir como un fluido viscoso y compresible. Su movimiento turbulento y su combustión determinan la eficiencia del calentamiento. El comportamiento del flujo de la mezcla se describe mediante las ecuaciones de Navier-Stokes filtradas con un promedio de Favre, véanse las ecuaciones. (3.8) - (3.13).

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}) = 0, \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}}) = -\nabla \bar{p}_{rgh} + \nabla \cdot \left[ \mu_{eff} \left( \nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})_m^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}}) \mathbf{I}_m \right) \right] - g \bar{\rho}, \quad (3.9)$$

donde  $\bar{\rho}$  y  $\tilde{\mathbf{u}}$  corresponden a la densidad promedio de la mezcla y al vector velocidad, respectivamente.  $\mu_{eff}$  representa la viscosidad turbulenta efectiva, calculada como la suma de la viscosidad dinámica  $\mu$  y la viscosidad de subescala de malla  $\mu_{sgs}$ .  $\mathbf{I}_m$  corresponde a la matriz identidad,  $g$  representa la aceleración gravitacional y  $\bar{p}_{rgh}$  es la presión hidrostática.

El modelo de turbulencia está representado por un modelo de turbulencia de grandes escalas (*LES*) de ecuación  $k$ :

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla k) - \bar{\rho} \tau_{sgs} : \tilde{\mathbf{S}} - C_e \bar{\rho} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\Delta}, \quad (3.10)$$

donde  $k$  es la energía cinética de la subescala de malla (*sgs*) y  $\tilde{\mathbf{S}}$  es el tensor de velocidad de deformación.

El término  $\bar{\rho} \tau_{sgs} : \tilde{\mathbf{S}}$  corresponde a la tasa de producción de energía cinética turbulenta, mientras que  $C_e \bar{\rho} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\Delta}$  es responsable de la tasa de disipación de esta energía [35]. El tensor de tensión de subescala de malla ( $\tau_{sgs}$ ) se modela mediante la aproximación de Boussinesq:

$$\tau_{sgs} = -2\mu_{sgs} dev() + \frac{2}{3} \bar{\rho} k \mathbf{I}_m, \quad (3.11)$$

$$\text{dev}(\tilde{\mathbf{S}}) = \frac{1}{2}[\nabla\tilde{u} + (\nabla\tilde{\mathbf{u}})^T]. \quad (3.12)$$

La parte más compleja de la combustión de la leña es su conversión de sólido a gas y carbón, y esta se describe semi empíricamente de la siguiente manera. Los leños se modelan como cuerpos rígidos de volumen constante que emiten volátiles específicos a tasas constantes pre-determinadas, como se mostrara en el siguiente capítulo. Se considera que el comburente (aire) está compuesto únicamente por oxígeno ( $O_2$ ) y nitrógeno ( $N_2$ ). De esta forma, la mezcla de volátiles de madera se modela como un compuesto de ocho componentes: siete volátiles y aire. En este estudio, se toman los valores reportados por Kalla et al. [2], donde se midieron experimentalmente los volátiles emitidos por la combustión de madera de pino con una humedad de 20.5 % en condiciones normales ( $T=298.15 \text{ K}$  y  $P= 101.325 \text{ kPa}$ ), ver Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Composición de volátiles de la leña de pino. Valores tomados de Kalla et al. [2].

Wood volatiles	Monóxido de Carbono ( $CO$ )	Hidrógeno ( $H_2$ )	Agua en fase de vapor ( $H_2O$ )	Metano ( $CH_4$ )	Dióxido de Carbono ( $CO_2$ )	Etileno ( $C_2H_4$ )	Etano ( $C_2H_6$ )
Vol%	36.3	23.6	16.0	15.4	6.1	1.7	0.9

El mecanismo de combustión de la mezcla de aire y volátiles se describe mediante el modelo de reacción global simplificado de Westbrook y Dryer [36]. Según él, la combustión consta de las seis reacciones químicas expresadas por ecuaciones y enumeradas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Modelos de cinética química global tomados del trabajo de Kalla et al. Kalla2015.

Reacción	Exponentes de la reacción	$A \text{ [m}^3/\text{kmol s]}$	$E_a \text{ [J/kmol]}$
$CH_4 + 1.5O_2 \rightarrow CO + 2H_2O$	$[CH_4]^{0.7} [O_2]^{0.8}$	$5.012 \times 10^{11}$	$2 \times 10^8$
$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2$	$[CO]^1 [O_2]^{0.25}$	$2.239 \times 10^{12}$	$1.7 \times 10^8$
$CO_2 \rightarrow CO + 0.5O_2$	$[CO_2]^1$	$5 \times 10^8$	$1.7 \times 10^8$
$H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$	$[H_2]^1 [O_2]^1$	$9.87 \times 10^8$	$3.1 \times 10^7$
$C_2H_2 + 2.5O_2 \rightarrow 2CO_2 + H_2O$	$[C_2H_2]^{0.1} [O_2]^{1.65}$	$1.125 \times 10^{10}$	$1.256 \times 10^8$
$C_2H_4 + 3O_2 \rightarrow 2CO_2 + 2H_2O$	$[C_2H_4]^{0.5} [O_2]^{1.25}$	$3.655 \times 10^{10}$	$1.256 \times 10^8$

donde  $A$  es un factor pre-exponencial y  $E_a$  es la energía de activación. En el solver *fireFOAM*, se requiere ingresar la temperatura de activación  $T_a$  en lugar de  $E_a$  que se define de acuerdo a la siguiente relación:

$$T_a = \frac{E_a}{R}, \quad (3.13)$$

donde  $R$  es la constante universal de los gases.

Los valores de caudal másico,  $\dot{m}_{vol}$ , utilizados para la liberación de volátiles de las superficies de inyección (simulando troncos de madera) se basan en las mediciones experimentales realizadas por Martínez [4] para la misma geometría de estufa. Estos valores se muestran en el siguiente capítulo para las condiciones de frontera.

Cada uno de los componentes se difunde y reacciona con el resto de ellos. El fenómeno de difusión se describe mediante un conjunto de ocho ecuaciones de transporte, una para cada especie:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{Y}_i) = \nabla \cdot (\bar{\rho} D_{eff} \tilde{Y}_i) + \bar{\omega}_i, \quad (3.14)$$

donde  $\tilde{Y}_i$  es la fracción de masa de la  $i$ -ésima especie,  $D_{eff}$  es la difusividad de masa efectiva calculada como la suma de la difusividad individual para cada especie en la mezcla  $D_i$ , y la difusividad másica de subescala de malla  $D_{sgs}$ .  $\bar{\omega}_i$  es la tasa de consumo de la reacción química.

Las reacciones químicas descritas anteriormente no solo explican la generación y el consumo de especies, sino que también son un término fuente de entalpía química (entalpía de reacción) en la ecuación de transporte de energía. Las tasas de consumo y generación se calculan a través del modelo de difusión multicomponente propuesto por Fikri [37]. En este modelo, el cálculo de la velocidad de reacción se basa en la magnitud del producto de los flujos turbulentos de combustible y oxidante. Al usar este modelo para el término fuente químico, el cálculo de la combustión turbulenta se realiza ponderando más el tiempo de mezcla turbulenta mientras se compensa la reacción detallada. Se usa una velocidad de reacción finita para inicializar la velocidad de reacción, normalmente para regiones de temperatura más baja alejadas de la zona de mezcla. El modelo de combustión considera la difusión; en particular, los mecanismos de reacción enumerados en la Tabla 3.2 se implementaron con éxito.

Las tasas de consumo se determinan principalmente a partir de dos propiedades de los componentes: difusión y tiempo de mezclado turbulento (en lugar de la tasa de reacción en sí). El cálculo de la velocidad de reacción se basa en la magnitud del producto de los gradientes de combustible y oxidante. Por lo tanto, se pueden calcular utilizando la siguiente expresión propuesta por Fikri [37]:

$$\bar{\omega}_i = C \mu_{eff} P_{i,gauss} |\nabla \tilde{Y}_{fuel}| \times |\nabla \tilde{Y}_{ox}|, \quad (3.15)$$

donde  $P_{i,gauss}$  es una distribución de forma Gaussiana normalizada alrededor del valor estequiométrico de cada reacción y  $C$  representa la efectividad de la combustión de cada especie.

$C$  se calcula como:

$$C = C_i f O_2 \quad (3.16)$$

donde  $C_i$  es una constante del modelo de la Tabla 4.1.

$f O_2$  es igual a:

$$f_{O_2} = 1 + \left( \frac{Y_{O_2}}{R_{es}} \right)^2 \quad (3.17)$$

donde  $Y_{O_2}$  es la cantidad estequiométrica de aire y  $R_{es}$  representa el oxidante restante después de la combustión. En esta investigación, el valor de  $Y_{O_2}$  se tomó como 0.23 y 0.77 para  $Y_{N_2}$ . Para todas las reacciones se usó  $R_{es} = 0.025$ . La desviación en  $P_{i,gauss}$  es un parámetro de control de la función y se definió para todas las especies con un valor de 0.02.

Aunque el nitrógeno,  $N_2$ , se considera inerte, forma parte del aire, entonces:

$$i = CH_4, C_2H_2, C_2H_4, O_2, H_2, H_2O, CO, CO_2, \quad (3.18)$$

$$\sum_{i=1}^N \tilde{Y}_i = 1, \quad (3.19)$$

donde el noveno término corresponde a  $N_2$ .

La combustión de los volátiles genera llamas difusivas y gases que emiten una cantidad de energía por radiación del mismo orden que la transferencia de calor por convección. La ecuación de entalpía filtrada viene dada por:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}_s}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{h}_s) = \frac{D \bar{p}_{rgh}}{Dt} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \alpha_{eff} \nabla \tilde{h}_s) + \bar{Q}_c - \nabla \cdot \bar{q}_R, \quad (3.20)$$

donde  $h_s$  es la entalpía de la mezcla,  $\nabla \cdot \bar{q}_R$  representa el flujo de calor radiativo,  $\bar{Q}_c$  la tasa de transferencia de calor por unidad de volumen debido a las reacciones químicas de la mezcla de múltiples componentes y es igual a  $\Delta h_c \bar{\omega}_i$ .  $\alpha_{eff}$  representa la difusividad térmica efectiva, que es igual a la suma de la difusividad térmica de la mezcla,  $\alpha$ , y la difusividad de subescala de malla,  $\alpha_{sgs}$ . La difusividad de subescala de malla,  $\alpha_{sgs}$ , se calcula como  $\alpha_{sgs} = \nu_{sgs} = \mu_{sgs} / \bar{\rho}$ , suponiendo un número de Prandtl unitario [35].

Las propiedades anteriores en las ecuaciones de conservación del promedio de Favre están relacionadas por la ecuación del gas ideal:

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{p} M}{R \tilde{T}}, \quad M = \left[ \sum_{i=1}^N \frac{\tilde{Y}_i}{M_i} \right]^{-1}, \quad (3.21)$$

donde  $\bar{p}$ ,  $M$ ,  $\tilde{T}$  y  $\tilde{Y}_i$  corresponden a la presión absoluta, la masa molar, la temperatura absoluta y la fracción de masa de  $i$ - especie, respectivamente.

Para tener en cuenta los efectos de la radiación, fue necesario resolver la ecuación de transporte adicional para la divergencia del flujo de calor radiante total  $\nabla \cdot \bar{q}_R$ . Este método consiste en dividir el campo de radiación en un número definido de ángulos sólidos y luego calcular la intensidad de radiación  $I$  dentro de los ángulos sólidos  $i$  en las direcciones intermedias. La intensidad de la radiación depende direccional y espacialmente de las fuentes y receptores [35]. De esta manera, está influenciado por la absorción y emisión local; así como, dispersión direccional. La divergencia de la ecuación del flujo de calor radiativo total es:

$$\nabla \cdot \bar{q}_R = \int_{4\pi} \nabla \cdot (\hat{s}I) d\Omega = \kappa_p \left( 4\pi I_b - \int_{4\pi} I d\Omega \right) = \kappa_p (4\sigma T^4 - G), \quad (3.22)$$

donde  $\hat{s}$  es el vector de dirección,  $I_b$  y  $I$  representan la argumentación de la radiación por emisión y absorción, respectivamente.  $G$  es la irradiación,  $\Omega$  es un ángulo sólido en estereorradianes,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann,  $T$  es la temperatura local y  $\kappa_p$  es un coeficiente de mezcla obtenido ponderando el coeficiente individual de los gases de combustión ( $\kappa_{p,i}$ ) según las presiones parciales ( $p_i$ ).

Para las simulaciones,

$$\kappa_p = \sum_{i=1}^N \kappa_{p,i} p_i, \quad p_i = \frac{\tilde{Y}_i M}{M_i} \bar{p}. \quad (3.23)$$

La irradiación se obtiene mediante la solución numérica de la ecuación de transferencia de radiación espectral *RTE* mediante el método de ordenadas discretas *fvDOM*, que es el más utilizado para la transferencia de calor por radiación en problemas de combustión [13, 27, 31]. Finalmente, la integración numérica de las intensidades de radiación a lo largo de la malla se realiza como:

$$G = \int_{4\pi} I d\Omega \approx \sum_i I_i \cdot \Delta\Omega, \quad (3.24)$$

donde  $I_i$  es la irradiación del ángulo  $i$ , en esta investigación se utilizaron 32 ángulos sólidos (como lo recomienda Zamorano [35]) para resolver la intensidad de la radiación con el método *fvDOM* sin tomar en cuenta los efectos de las partículas de hollín.

La implementación del modelo aquí propuesto se resume en los siguientes pasos:

- Determinar la densidad y la velocidad resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes.
- Calcular las fracciones  $Y_i$  resolviendo el sistema de ecuaciones diferenciales resultante de la sustitución de las tasas de consumo en las ecuaciones de transporte.
- Evaluar la tasa de consumo de cada especie utilizando los campos  $Y_i$ .

- Calcular la transferencia de calor por convección y radiación desde la combustión de las especies al comal.





## Capítulo 4

# Implementación en OpenFOAM

En este capítulo se presenta la implementación del modelo y técnicas utilizadas en OpenFOAM. Se utilizan algunas estrategias para el mallado, condiciones iniciales, condiciones de frontera y esquemas numéricos para la solución de las ecuaciones.

### 4.1. Especificación de la idealización de la estufa bajo estudio

En general, todos los componentes de la estufa juegan un papel fundamental durante la operación y funcionamiento. Sin embargo, los fenómenos de transporte anteriormente descritos ocurren principalmente en el volumen interior de la estufa mostrada en la Figura 3.4. Las dimensiones externas de dicho volumen son 760 x 250 x 180 *mm*. Es importante mencionar que, en las simulaciones también se considera un delgado volumen sólido que representa al comal y para el cual se usan las propiedades físicas del material de fabricación de éste. En el trabajo de Núñez et al. [24] no se considera dicho volumen y en su lugar se usan condiciones de frontera que simulan el efecto de dicho volumen; aunque el considerar el volumen sólido implica un esfuerzo adicional y mayores tiempos de cómputo, los resultados son más cercanos a la realidad. Las superficies donde se imponen condiciones de frontera; así como las dimensiones principales para el volumen interno de la estufa se muestra en la Fig. 4.2.

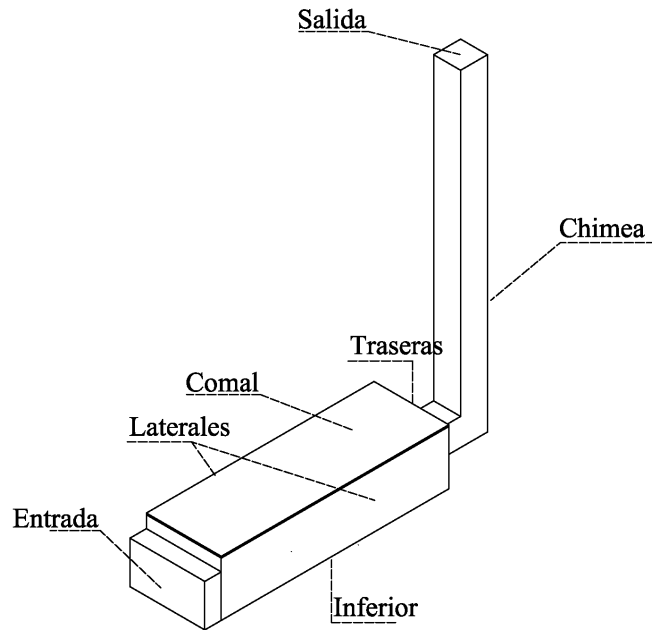


Figura 4.1: Para el volumen interior: a) Vista isométrica y zonas relevantes

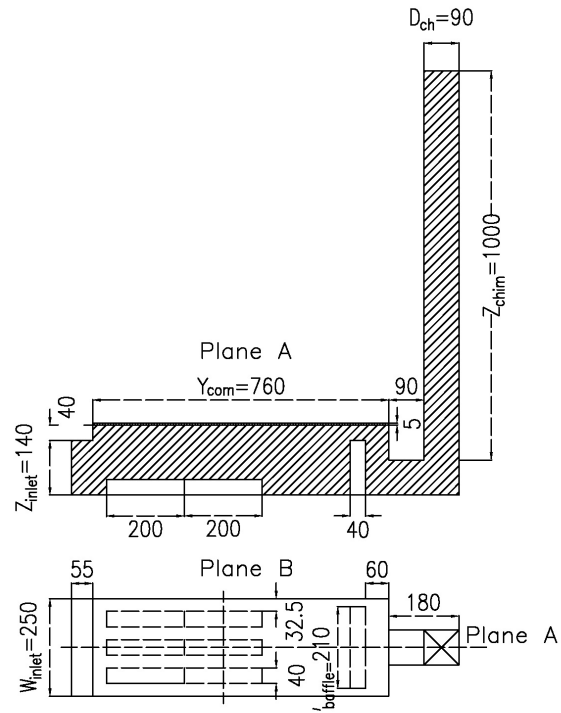


Figura 4.2: Para el volumen interior: Vistas laterales y plano de corte. Dimensiones principales en mm.

Las condiciones de frontera para todas las variables se imponen en las siguientes zonas de la malla: entrada de aire, leños, deflector, salida de la chimenea, comal y paredes sólidas (lateral, inferior y trasera). El dominio aislante en el prototipo real se compone de ladrillo y block térmico. Este dominio no se considera como un volumen de fluido en las simulaciones; en cambio, su efecto se considera a través de condiciones de frontera para la convección y radiación. Para estas caras se considera que está compuesta de tres aislantes. Se emplearon espesores y propiedades térmicas de los materiales mencionados. Además, se inserta un deflector sólido fabricado de metal ( $140 \times 210 \times 40$  mm) cerca de la entrada de la chimenea para recircular los gases calientes productos de la combustión en el área de cocción, ver Fig. 4.2. Finalmente, se utiliza una chimenea de sección transversal cuadrada para evacuar los gases de combustión al exterior.

#### 4.1.1. Independencia de malla

Se realizó un mallado estructurado en 3D tomando en cuenta el volumen interior de la estufa empleando un script perimétrico conocido como blockMesh.m4. La malla se construyó a partir de 110 vértices donde se definió el dominio, y sus parámetros ver Fig. 4.3. Los detalles de la malla se discuten más adelante en el manuscrito.

## 4.2. Obtención de las propiedades de la estufa idealizada

En las condiciones de frontera de entrada y salida de aire, ver Fig. 4.3, la temperatura se fijó en  $300\text{ K}$ , con un valor de emisividad de  $\epsilon = 0,9$ . El gradiente de presión se especificó en cero  $Pa$  en ambos lados; de modo que los efectos de flotabilidad son inducidos conforme el fenómeno se va desarrollando de forma natural. En el trabajo de Miller-Liomberg [3], se especifica un valor para la velocidad del aire en la entrada. Si bien esta estrategia acelera la convergencia de la solución numérica, no tiene una interpretación física.

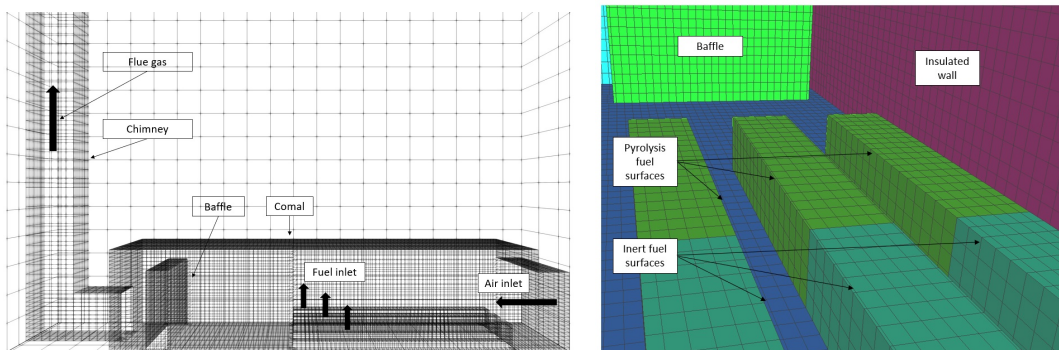


Figura 4.3: Para el volumen interno: a) Malla hexaédrica utilizada para las simulaciones numéricas y b) Zona de lecho fijo que se asemeja a troncos de madera.

Para los cálculos, se consideran como troncos de madera tres volúmenes rectangulares (cada

uno de  $40 \times 40 \times 400$  mm) ubicados en la parte inferior del volumen interno de la estufa, ver Fig. 4.3. Para cada uno, cinco de las seis superficies se consideran fuentes de volátiles de madera. La inyección de volátiles ocurre en la mitad de la longitud de los troncos de madera; mientras que la otra mitad (parte inerte) no emite volátiles. La misma estrategia fue utilizada por Miller-Liomborg [3]. Los volátiles se inyectan a  $800$  K [24] con 5 caudales máxicos diferentes según los valores de la Tabla 4.2. La relación del área de entrada ( $IAR$ ) [38] tiene un valor de 0.67 y se define como la relación entre el área desocupada por los troncos de madera en la puerta de alimentación ( $A_{uw} = 30.2 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ ) y el área de la sección transversal de la cámara de combustión ( $A_{cc} = 45 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ ), ver Fig. 4.2.

Para el comal, que es de acero al carbono, se supone que el agua está hirviendo. Se estimó el valor del coeficiente de transferencia de calor global en la parte superior de la plancha ya que no es trivial calcularlo. Este valor depende de muchos factores complejos como el régimen de ebullición del agua, que puede ser natural, nucleada o de ebullición pelicular [3, 18]. El valor del coeficiente global de transferencia de calor en esta zona; así como, otros parámetros fueron tomados del trabajo de Miller-Liomborg [3]. Por ejemplo, las condiciones de frontera de convección y radiación se fijaron en función de un valor para el coeficiente de transferencia de calor global de  $h = 110 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Para la temperatura del fluido circundante (que representa un valor intermedio entre la temperatura del recinto y la del agua) y la emisividad se fijaron valores de  $T_\infty = 326.5 \text{ K}$  y  $\epsilon = 0.8$ , respectivamente. Para obtener las curvas de calentamiento discutidas en el capítulo 1, para la zona del comal se utilizaron 20 nodos con refinamiento a en la zona cercana a las paredes para capturar los efectos de la capa límite. Se impusieron condiciones de contorno similares en la pared lateral de la chimenea,  $h = 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  [39],  $T_\infty = 300 \text{ K}$ , y  $\epsilon = 0.8$ . Para esta estufa, las paredes aislantes están hechas de materiales económicos que son fáciles de encontrar en las comunidades rurales.

Como se muestra en la Fig. 3.4, las paredes lateral e inferior están formadas por tres aislantes (ladrillo, bloque térmico y placa de madera) y la pared trasera está formada por dos componentes (zinc y bloque térmico). Para tener en cuenta los efectos térmicos de las paredes aislantes, se implementó en la simulación el modelo de conducción de la coraza con las propiedades termofísicas de cada material y valores de  $h = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  [20] y  $T_\infty = 300 \text{ K}$  fueron considerados. Todas estas condiciones se resumen en la Tabla 4.1. En todos los muros se utilizó la condición de contorno de no deslizamiento.

Tabla 4.1: Valores para las distintas condiciones de frontera, see Figs. 3.4, 4.2 and 4.3. Adaptado de Miller-Liomborg [3].

Localización	Condiciones de Frontera en fireFOAM	Parametros
Entrada	Pressure	$P=0 \text{ Pa}$ , $\epsilon = 0.9$
Salida	Pressure	$P=0 \text{ Pa}$ , $\epsilon = 0.9$
Laterales, Inferior	Wall convection	External $h=10 \text{ W/m}^2\text{K}$ , $\epsilon = 0.8$ $T_\infty=300 \text{ K}$ , 110 mm insulation
Trasera	Wall convection	$h=10 \text{ W/m}^2\text{K}$ externo, $\epsilon = 0.8$ $T_\infty=300 \text{ K}$ , 85 mm insulation
Comal	Wall convection	$h=110 \text{ W/m}^2\text{K}$ externo, $\epsilon = 0.8$ $T_\infty=326.5 \text{ K}$ , 5 mm carbon steel
Chimenea	Wall convection	$h=25 \text{ W/m}^2\text{K}$ externo, $\epsilon = 0.8$ $T_\infty=326.5 \text{ K}$ , 2 mm lamina galvanizada
Deflector	Wall isothermal	Adiabática
Superficies inertes	Wall isothermal	Adiabática
Leños	Fuel Mass flow inlet	$\dot{m}_{vol} [g/min]$ , detalles en el siguiente apartado

En general, las estufas de biomasa tipo plancha operan entre 5 y 13  $kW$ , según lo reportado en estudios experimentales y numéricos [4,5,24]. Por lo tanto, es de interés evaluar su comportamiento en este rango. La definición de potencia de fuego en estufas de biomasa proviene de la cantidad de calor producida por la combustión de la leña. En otros estudios, la potencia de fuego se define como el producto del flujo másico de los volátiles  $\dot{m}_{vol}$  por el poder calorífico inferior  $PCI$ . En este trabajo se calcula la potencia de fuego en función del tiempo con una función objetivo denominada Heat Release Rate ( $HRR$ ). Esta variable se define como la suma del calor  $\bar{Q}_c$  liberado por la combustión simultánea de la mezcla desde todos los puntos espaciales que componen el volumen interno. La variable  $HRR$  es un campo escalar que integra el calor de las reacciones químicas y sus resultados están en  $kW$  [40]. En lo que sigue del texto, se define la potencia de fuego como  $HRR$  y se puede calcular como [40]:

$$HRR = \int_V \bar{Q}_c dV = \sum_{i=1}^N \bar{Q}_c |V_i|. \quad (4.1)$$

Donde la integración de  $HRR$  es el valor resultante de la sumatoria de  $\bar{Q}_c dV$  que es una función predefinida en Openfoam que calcula y genera la tasa de liberación de calor para la combustión en todos los puntos espaciales. Por los que sus límites de integración van desde la celda  $V_0$  hasta la última celda de la malla  $V_f$ . Estos valores tienen su máximo en las zonas adyacentes a la combustión donde se encuentran las más altas temperaturas. Para controlar la eficiencia de la combustión se aplicarán los factores  $C_i$  para cada valor de potencia de fuego. Sharler et al. [41] discutió estas constantes empíricas implementadas en los modelos de combustión. A lo largo de este texto se utilizará  $\dot{m}_{in}$  para referirnos al flujo másico de aire inducido por la misma combustión y que ingresa por la entrada frontal de la estufa (inlet). Este valor se calcula en la sección de resultados con los campos obtenidos debido al mismo fenómeno. Por otra parte,  $\dot{m}_{vol}$  se refiere al flujo másico de volátiles (combustible) que ingresa por los leños (fuel inlet) y se define según la Tabla 4.2.

Los flujos másicos de la Tabla 4.2 se obtienen de varias pruebas de WBT realizadas por Martínez [4] y Hernandez [5] para este modelo de estufa. Se tomaron los valores promedio para arranque en frío (33 g/min), arranque en caliente (24.75 g/min) y baja potencia (22.80 g/min). Adicionalmente se agregaron dos valores correspondientes a 16.5 g/min y 45 g/min (inferior y superior), para tener un rango de resultados más amplio.

Tabla 4.2: Factores de efectividad  $C_i$ , índices de flujo másico de volátiles  $\dot{m}_{vol}$  y potencia de fuego  $HRR$ . Los valores de los flujos másicos se tomaron de varias pruebas de WBT realizadas por Martínez [4] y Hernandez [5].

$C_i$	$\dot{m}_{vol}$ [g/min]	$HRR$ [kW]
$2.5 \times 10^{-2}$	16.50	5.183
$3.5 \times 10^{-2}$	22.80	6.183
$5 \times 10^{-2}$	24.75	7.602
$9 \times 10^{-2}$	33	10.171
$18 \times 10^{-2}$	45	12.981

La densidad inicial de la malla se muestra en la Fig. 4.2. Se hizo de acuerdo a lo recomendado en el manual de *fireFOAM* [40]. Para esto, se introduce un parámetro adimensional  $F^*/\delta x$

para medir qué tan bien se está resolviendo el campo de flujo. Para ello, es necesario estimar un diámetro característico de la llama  $F^*$  según:

$$F^* = \left[ \frac{HRR}{\rho_{air} c_p T_{air} \sqrt{g}} \right]^{\frac{2}{5}}, \quad (4.2)$$

donde  $\delta x$  es el tamaño de la celda.  $\rho_{aire}$ ,  $c_p$  y  $T_{aire}$  son la densidad, el calor específico y la temperatura del aire, respectivamente. Se recomienda un valor de  $F^*/\delta x$  entre 4 y 16 [40]. Para el análisis de sensibilidad de malla, se mide  $HRR$  para cuatro mallas con diferente número de celdas (36042, 64,210, 111,360 y 188,488). La Tabla 4.3 muestra que el parámetro  $HRR$  no cambia más de 3.8 % entre las cuatro mallas. En todos los cálculos se utilizó la malla con 111,360 celdas.

Tabla 4.3: Análisis de sensibilidad de malla para el valor más alto de  $HRR$ .

Número de celdas	$HRR$ [kW]
36042	12.96
64210	13.59
111360	12.98
188488	13.61

Las principales características de la malla final utilizada para las simulaciones se muestran en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Principales características de la malla utilizada en los cálculos.

Características de la malla	Valores
Máxima deformación	1.64
Máxima relación de aspecto	3.64
Número de celdas hexaédricas	105676
Número de celdas poliédricas	5684

### 4.3. Solución del modelo matemático

Las ecuaciones de conservación en *fireFOAM* se resuelven utilizando el algoritmo PIMPLE basado en la presión, que es una combinación del algoritmo *SIMPLE* y *PISO*. La Tabla 4.5 muestra los esquemas numéricos utilizados en este estudio.

Tabla 4.5: Esquemas numéricos utilizados en el solver fireFOAM. Adaptado de Neumann et al. [6]

Discretización		Termino	Esquema numérico
Temporal		$\frac{\partial \phi}{\partial t}$	Euler
Espacial	Gradiente	$\nabla \mathbf{u}$	Gauss linear
		$\nabla p$	Gauss linear
	Divergencia	$\nabla \cdot (\phi \mathbf{u})$	Gauss LUST grad(u)
		$\nabla \cdot (\phi k)$	Gauss limited linear
		$\nabla \cdot (\phi Y_i)$	Gauss limited linear
		$\nabla \cdot (\phi h_s)$	Gauss limited linear
		$\nabla \cdot (\mathbf{I})$	Gauss linear
	Laplaciano	$\nabla \cdot (\nu \nabla u)$	Gauss linear corrected

El paso de tiempo inicial  $\Delta t$  fue de 0.001 s, con intervalos ajustables automáticamente en cada paso de tiempo de modo que se cumpliera el criterio de Courant [40]. Los tiempos de cómputo encontrados en las simulaciones son muy convenientes, cada simulación duró aproximadamente 40 horas con 16 núcleos paralelos de un procesador Intel Xenon E5-2680 v3. Los resultados con esta metodología numérica se obtienen rápidamente, siendo una de las grandes ventajas del trabajo aquí presentado.

#### 4.4. Resumen

Se abordaron las bases fundamentales para la descripción de la combustión en estufas de leña. Además se presentó el modelo multi-físico que describe al fenómeno de una forma práctica. Hasta ahora se presentaron las condiciones iniciales y de frontera para la metodología numérica desarrollada. Además se mostró la estrategia para abordar la combustión desde un punto de vista práctico para los diseñadores de estufas. A continuación se presentan los resultados del modelo desarrollado.





# Capítulo 5

## Resultados

En este capítulo se presentan los resultados de las simulaciones numéricas con OpenFOAM para los distintos casos estudiados. Primero se analiza el comportamiento del flujo de fluidos debido al fenómeno de la combustión dentro de la estufa Enerchia. Posteriormente, se analizan los campos de presión y el efecto chimenea, el cual es inducido naturalmente por la diferencia de densidades y el movimiento de los gases calientes. Como resultado de resolver la ecuación de la energía acoplada a la combustión se logran analizar el estado estacionario encontrado donde presentan los resultados de los campos de temperatura y su evolución temporal en la superficie del comal (debido a la transferencia de calor desde la cámara de combustión). Se analiza también la combustión de los volátiles con el aire dentro de la de la cámara de combustión para encontrar la eficiencia de la combustión. Como resultado se logra encontrar el desempeño térmico del dispositivo. Finalmente se realiza la comparación entre los resultados numéricos y los datos experimentales reportados para este modelo en específico.

### 5.1. Obtención de las propiedades de la estufa idealizada

#### 5.1.1. Campos de velocidad

Los campos de velocidad se presentan a continuación en el plano de la sección A, ver Fig. 5.1. La aceleración del flujo se debe a la fuerza de flotación inducida por la diferencia de densidades entre el aire y los gases de combustión.

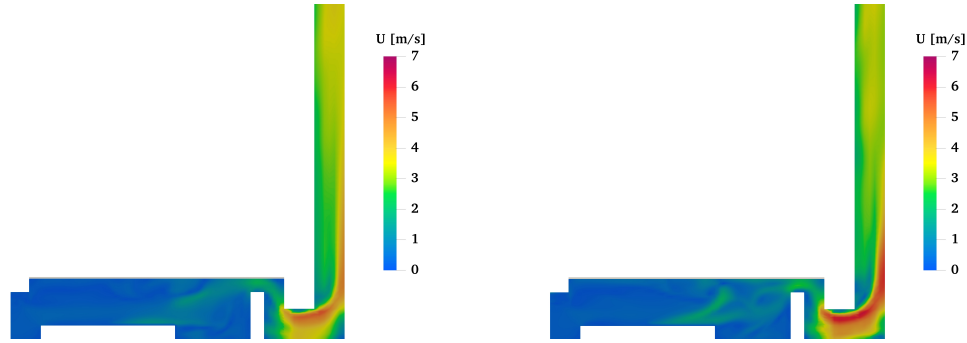


Figura 5.1: Isocontornos de velocidad en la sección del plano A para baja y alta potencia de fuego ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 y b) 12.981  $kW$ .

Se observó que a partir de los 10 s el flujo se encuentra totalmente desarrollado, manteniéndose fluctuaciones más intensas en la zona del retardador y el codo de la chimenea. En la Fig. 5.1 para la potencia de fuego más alta y más baja en  $t = 1000 \text{ s}$ . Se pueden observar algunas diferencias, explicadas por los distintos valores en la velocidad de calentamiento, la expansión volumétrica posterior y las propiedades termodinámicas que adquiere el fluido. El movimiento del fluido es muy lento en la entrada y alcanza una gran velocidad en la zona del codo. A medida que aumenta la velocidad a través de la estufa, el espesor de la capa límite que rodea el comal se vuelve más pequeño, lo que se traduce en un mayor coeficiente de transferencia de calor por convección.

En los trabajos de MacCarty [19] y Kshirsagar [20] se reportan velocidades de los gases calientes del orden 1.7 m/s dentro de la cámara de combustión en las zonas adyacentes a las llamas, lo cual es consistente con los valores presentados. Se observaron recirculaciones de flujo en áreas donde se espera que ocurran naturalmente, como por ejemplo debajo de la superficie del comal y cerca de la salida de la chimenea, justo después de la región del deflector. Miller-Liomberg [3] menciona que estos remolinos que se forman, o flujos con trayectorias muy curvilíneas aumentan el tiempo de residencia de los gases de combustión. El conocimiento del campo de velocidades es fundamental para estudiar la formación de gases de efecto invernadero. Con este tipo de información se puede controlar y dirigir de mejor manera el flujo de gases calientes hacia la superficie del comal, pudiendo hacerse más eficiente este proceso.

### 5.1.2. Efecto Chimenea

Uno de los resultados más importantes de este trabajo fue utilizar condiciones de frontera adecuadas; como por ejemplo la de presión a la entrada de la estufa y a la salida de la chimenea. Con estas condiciones el tiro mecánico en la estufa se esperaba que ocurriera naturalmente por el movimiento de los flujos de gases calientes. En  $t = 0$  las presiones a la entrada y salida fueron las mismas. Después del inicio de la combustión, el flujo de la mezcla de gases se establece, generando el tiro mecánico de forma natural como lo hacen las estufas en la realidad. Este resultado es muy importante ya que en otros estudios se utilizan las condiciones de contorno de velocidad a la entrada y presión a la salida, siendo estas condiciones más artificiales e impuestas. El valor del tiro mecánico generado por la combustión para todos los casos fue de

11 Pa como se muestra en la Fig. 5.2 donde los resultados de la presión modificada  $p_{rgh}$  se definen como  $p_{rgh} = p - \rho(gh)$  donde  $p$  es la presión total y  $\rho(gh)$  es la contribución de la presión hidrostática. Este valor es muy similar al reportado en el trabajo de Prapas [17] para un dispositivo similar.

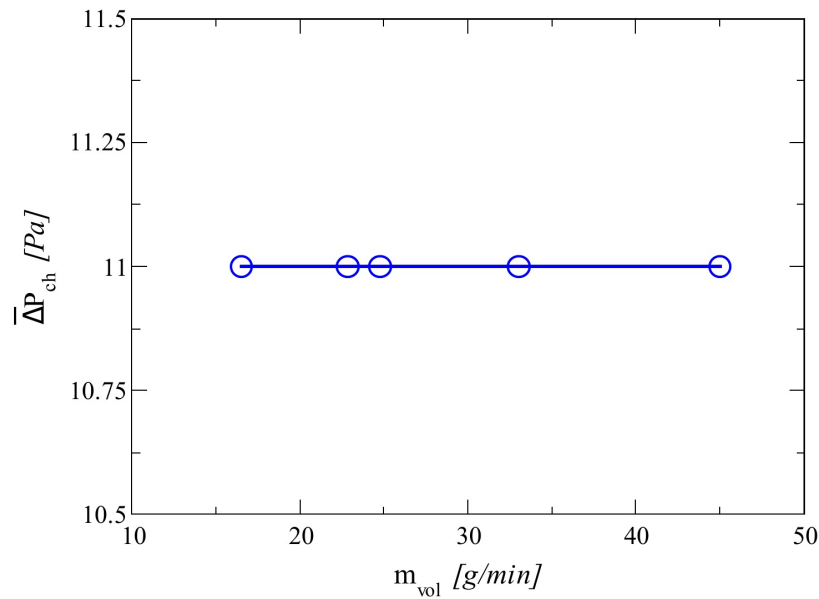


Figura 5.2: Tiro mecánico ( $\Delta P_{ch}$ ) entre la entrada de la estufa y la salida de la chimenea para diferentes flujos másicos de volátiles inducidos por los leños.

Prapas [17] mostró en su reporte que el valor del tiro mecánico no cambia y es casi insensible a las potencias de fuego resultado que se observa aquí de forma numérica. Los distintos valores que toma el campo de presiones dentro de la estufa se observan en la Fig. 5.3 donde hay un área con valores de presión más altos en la zona adyacente a la cámara de combustión y dos zonas con valores de presión más pequeños en la entrada de la estufa y la región de la chimenea. Como era de esperar, la salida de la chimenea es donde finalmente sale el flujo.

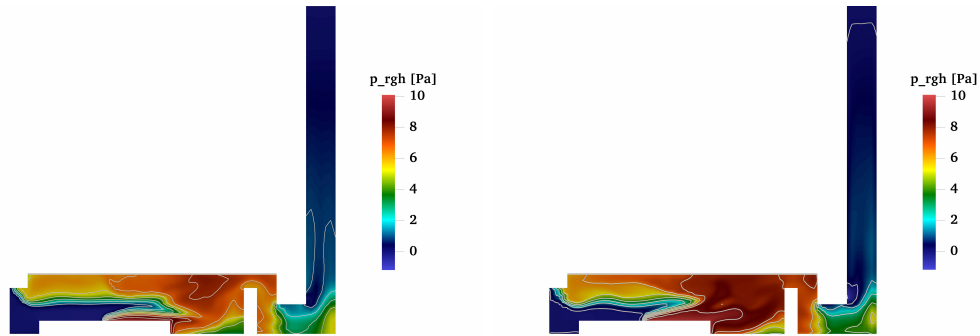


Figura 5.3: Tiro mecánico inducido por la combustión en la sección del plano A para baja y alta potencia de fuego ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 yb) 12.981  $kW$ .

Existe un frágil equilibrio para evacuar adecuadamente los gases de combustión y evitar su reingreso. La distribución del campo de presiones y la información precisa del tiro mecánico son muy útiles para lograr un buen diseño de estufa.

### 5.1.3. Estabilización de los campos de temperatura

Los campos de temperatura resultantes se muestran en la Fig. 5.4. Se obtuvieron hasta 1500 y 1100  $K$  para los valores de potencia de fuego alta y baja, respectivamente. Estos campos de temperatura concuerdan con rangos reportados de 1300 a 1700  $K$  [17,24,25,27]. Para el valor de potencia de fuego más alto, la temperatura más alta se alcanzó en la cámara de combustión cerca de la región del deflector.

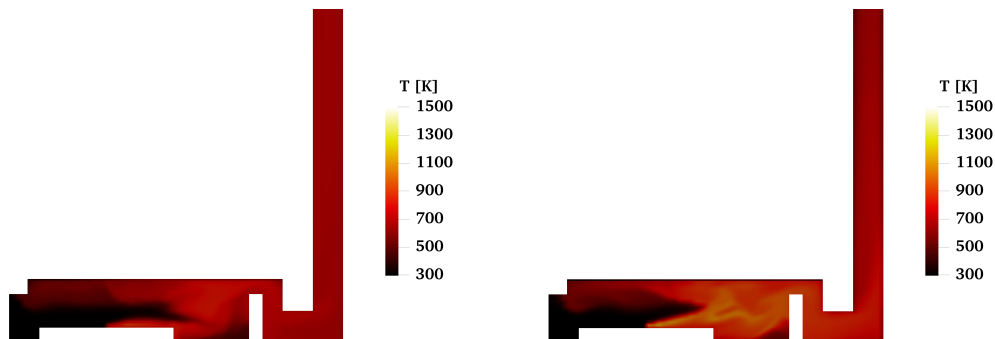


Figura 5.4: Isocontornos de temperatura en el plano de sección A para los valores de potencia de fuego bajo y alto ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 and b) 12.981  $kW$ .

Según lo reportado por Martínez [4], el área más caliente del comal corresponde al área más cercana a la chimenea. Las temperaturas máximas de comal que alcanzó la estufa Enerchia en pruebas *WBT* fueron del orden de 650  $K$ , en un tiempo aproximado de 15  $\text{min}$ . Los resultados numéricos muestran que la temperatura en el comal es de hasta 580  $K$  para la potencia de fuego más alta mientras que para la más baja es de hasta 480  $K$ , como se puede

ver en la Figs. 5.5. Estos valores son consistentes con las curvas de calentamiento reportadas por Martínez [4] y Hernández [5].



Figura 5.5: Isocontornos de temperatura en el comal para los valores de potencia de fuego bajo y alto ( $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.183 and b) 12.981  $kW$ .

La Fig. 5.6 muestra que la temperatura promedio del comal  $\bar{T}_p$  ya no cambia después de 12  $\text{min}$ , esto indica que se ha alcanzado un comportamiento de estado estacionario. Este rango es muy similar al reportado en el trabajo de Martínez [4] donde se discute el comportamiento térmico de este tipo de estufas. Luego de esto comienza la fase de estabilización por un tiempo para finalmente finalizar con la fase de enfriamiento. Poder simular este tipo de comportamiento es sumamente valioso ya que cuanto más rápido se alcance la fase de estabilización, más fácil será su uso y mejor será la aceptación de la estufa.

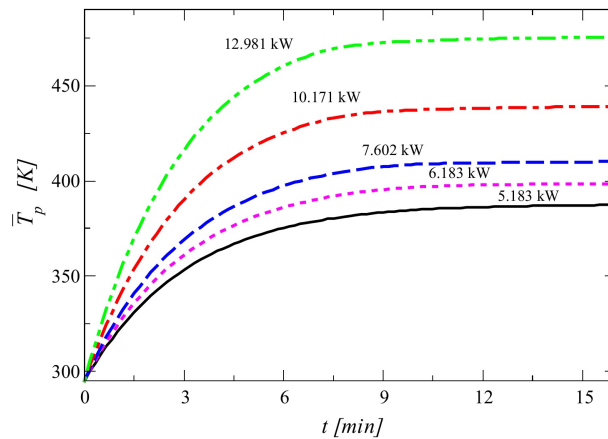


Figura 5.6: Curvas de calentamiento del comal para cinco valores de potencia de fuego. Cada curva representa la dependencia temporal de la temperatura promedio  $\bar{T}_p$  para una potencia de fuego dada. El tiempo de referencia es el instante de encendido de la combustión y las simulaciones se corrieron por un intervalo de tiempo de 17  $\text{min}$ .

En todos los casos, las curvas son muy similares. En estado estacionario,  $\bar{T}_p$  aumenta lineal-

mente con la potencia de fuego; curiosamente, cuanto mayor sea la potencia de fuego, menor será el tiempo para alcanzar el estado estable, y también mayor será la temperatura promedio. Como se puede observar, esta temperatura no aumenta linealmente con la potencia de fuego.

#### 5.1.4. Combustión

Inicialmente, en  $t = 0$ , la estufa Enerchia está llena de aire y se enciende. El aire reacciona con los volátiles emitidos por los troncos de madera a diferentes caudales de masa durante un intervalo de tiempo de  $17 \text{ min}$  por caja.

En un plano de corte B, el llamado comportamiento difusivo de la llama se puede visualizar a través de isocontornos típicos de fracción de masa  $\tilde{Y}_{CO}$  y  $\tilde{Y}_{CO_2}$  que fluctúan con el tiempo, ver Fig. 5.7 y 5.8. Para el valor de potencia de fuego más pequeño, las reacciones químicas se llevan a cabo en una región más pequeña; mientras que, para el mayor valor, las llamas son más grandes y la zona de reacción se amplía.

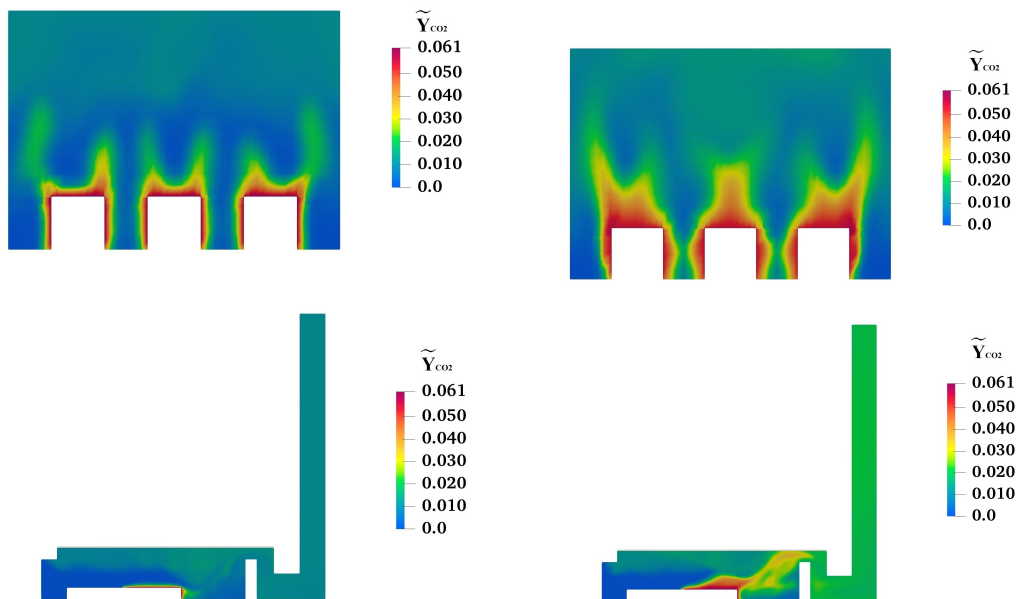


Figura 5.7: Isocontornos de la fracción de masa  $\tilde{Y}_{CO_2}$  en el plano A y B para los valores de potencia de fuego bajo y alto (en  $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.181 y b) 12.981 kW.

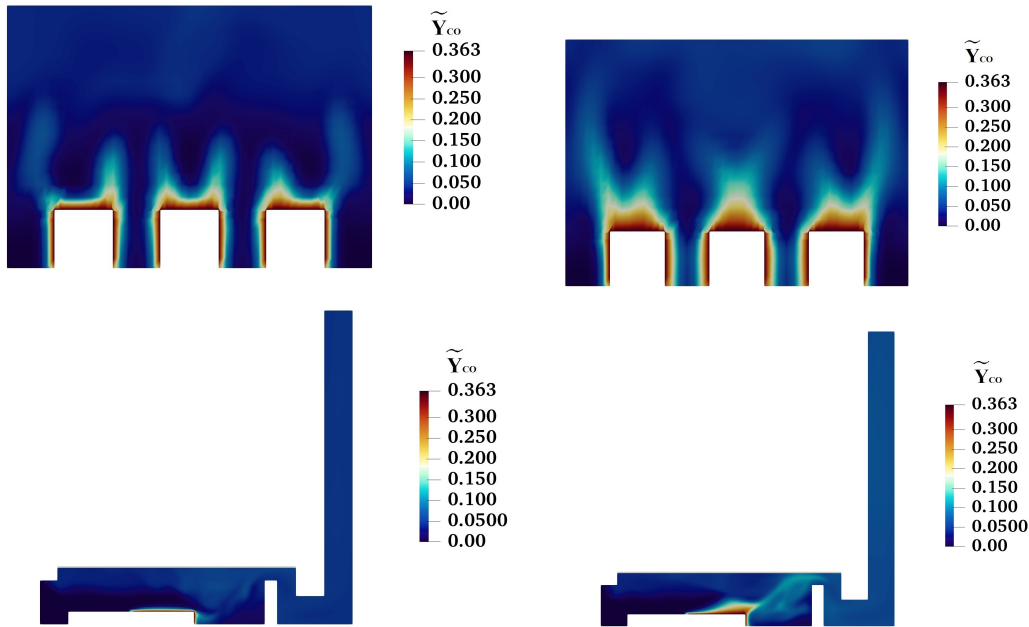


Figura 5.8: Isocontornos del plano de fracción de masa  $\tilde{Y}_{CO}$  A y B para los valores de potencia de fuego más bajos y más altos (en  $t = 17 \text{ min}$ ): a) 5.181 y b) 12.981  $kW$ .

Esta analogía entre isocontornos y llamas se justifica por el hecho de que la reacción química exotérmica produce simultáneamente  $CO$ ,  $CO_2$  y  $H_2O$ , liberando calor. Cabe señalar que, el transporte de especies y la energía térmica se realizan a través de procesos similares. Los isocontornos  $\tilde{Y}_{CO_2}$  y  $\tilde{Y}_{CO}$  también indican que el modelo de combustión por difusión multicomponente es adecuado y representa bien el área donde los volátiles se produce la combustión. Una primera aproximación cuantitativa al fenómeno de la combustión en el interior de la estufa fue a través del análisis de la eficiencia de combustión modificada ( $MCE = \eta_c$ ) vs. tiempo de simulación. El  $MCE$  se define en otros trabajos como la relación  $CO/CO_2$  a la salida del dispositivo [38]. En este trabajo se tiene la ventaja del modelo multicomponente y por lo tanto se puede relacionar directamente la cantidad de  $\tilde{Y}_{CO}/\tilde{Y}_{CO_2}$  para los volátiles inyectados y sus transformaciones. Los campos escalares de  $\tilde{Y}_{CO}$  y  $\tilde{Y}_{CO_2}$  se relacionan de una nueva forma en la entrada de combustible y la salida de la chimenea, ver Fig. 4.2. Al analizar las fracciones de masa, se puede estimar qué tan bien ocurrió la combustión de volátiles.

$$\eta_c = \left[ 1 - \frac{(\tilde{Y}_{CO_2} + \tilde{Y}_{CO})_{outlet}}{(\tilde{Y}_{CO_2} + \tilde{Y}_{CO})_{fuel \ inlet}} \right] \times 100 \% \quad (5.1)$$

La Fig. 5.9 muestra que, a menor potencia de fuego, mayor  $\eta_c$ . Esto está relacionado con la cantidad de aire que ingresa a la estufa. Para relacionar estos resultados también se realizó un análisis de exceso de aire. La cantidad de aire que ingresa a la estufa hace que la temperatura de la llama disminuya, reduciendo la eficiencia térmica. Hay un equilibrio entre las eficiencias térmica y de combustión. Demasiado aire aleja el calor de la zona de combustión, lo que limita

los gases volátiles que se liberan y, por lo tanto, la salida de calor de la reacción. Este tipo de información es muy útil para encontrar los puntos óptimos de funcionamiento. Por otro lado, el aire insuficiente limita la cantidad de volátiles que pueden quemarse.

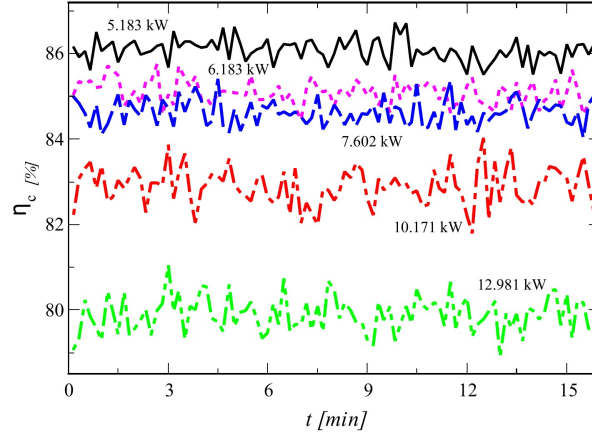


Figura 5.9: Eficiencia de combustión vs. tiempo de simulación para diferentes valores de potencia de fuego.

Los MCE numéricos encontrados son inferiores a los informados por Medina et al. [25], esto podría estar directamente relacionado con la forma de evaluarlo. Por lo informado por Medina et al. [25], solo se utiliza  $CO_2$  en la entrada y salida de combustible de la chimenea. Estos valores pueden ser poco realistas en la práctica, pero muy útiles a nivel cuantitativo ya que son difíciles de medir en los experimentos.

El porcentaje de exceso de aire  $\lambda$  es la cantidad de aire por encima del requerimiento estequiométrico para una combustión completa. El exceso de oxígeno es la cantidad de oxígeno en el aire entrante no utilizado durante la combustión y está relacionado con el porcentaje de exceso de aire:

$$\lambda = \left[ \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{stq}}{\dot{m}_{stq}} \right] \times 100 \%, \quad (5.2)$$

donde  $\dot{m}_{in}$  es el caudal másico de aire medido en la entrada de aire,  $\dot{m}_{stq}$  es el caudal másico teórico de volátiles necesarios para quemar y se define como:

$$\dot{m}_{stq} = AFR_{stq} \times \dot{m}_{vol}. \quad (5.3)$$

donde  $\dot{m}_{vol}$  es la tasa de flujo másico de volátiles en la entrada de combustible. En contraste, el aire estequiométrico requerido por  $kg$  de volátiles es:



$$AFR_{stq} = \left( \frac{8}{3}C + 8H_2 - O - S \right) \times \frac{100}{23} \% . \quad (5.4)$$

En general,  $C$ ,  $H$ ,  $O$  y  $S$  se obtienen a partir de un análisis final del combustible; en ausencia de los cuales, se pueden usar los siguientes valores promedio para madera o residuos de cultivos:  $C = 50\%$ ,  $H_2 = 5\%$ ,  $O = 42\%$  y  $S = 0.2\%$  [20]. Usando los valores anteriores, el aire estequiométrico resultante requerido es  $AFR_{stq} = 6.24 \text{ kg}$  de aire por  $\text{kg}$  de combustible. Claramente, la Fig. 5.10 muestra que el exceso de aire disminuye con la potencia de fuego. Estos se debe a la cantidad de aire que la liberación de volátiles permite ingresar al dispositivo.

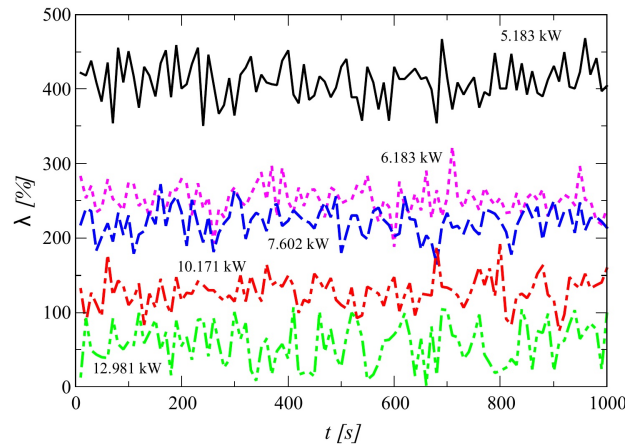


Figura 5.10: Porcentaje de exceso de aire vs. tiempo de simulación para diferentes valores de potencia de fuego.

Como se discutió anteriormente,  $\eta_c$  está fuertemente influenciado por la cantidad de exceso de aire que ingresa a la cámara de combustión. Esta cantidad de exceso de aire que ingresa a la estufa está a su vez influenciada por la potencia de las llamas. Por lo tanto, se pueden encontrar puntos de operación adecuados para estos dispositivos. Se encuentran mejores resultados para un rango entre 300 y 500 % de exceso de aire para  $5.183 \text{ kW}$ . Esto puede indicar la necesidad de una segunda zona de aireación. La relación de exceso de aire aquí obtenida es del mismo orden que los valores reportados por Papras [17], donde se reportan excesos de aire entre 300 y 1200 %.

Se analizó el caudal másico de volátiles y la relación aire-combustible ( $AFR$ ) virtual a la salida de la chimenea. Esto se logra relacionando la cantidad de aire en la entrada y la cantidad de volátiles inyectados en la estufa.

$$AFR = \frac{\dot{m}_{tot}}{\dot{m}_{vol}} . \quad (5.5)$$

donde  $\dot{m}_{tot}$  es el flujo másico de gases de combustión en la salida. La cantidad de aire que

sale de la chimenea para diferentes valores de potencia de fuego se muestra en la Fig. 5.11. Se observa que a mayor potencia de fuego menor es la cantidad de aire que ingresa a la estufa, ver Fig. 5.11. Este movimiento de aire se genera porque entra menos aire a la estufa debido a la mayor cantidad de volátiles. En particular, un valor experimental para el flujo másico  $\bar{m}_{tot}$  de  $600 \text{ g/min}$  para este modelo de estufa fue reportado en el trabajo de Hernández [5]. Además, la Fig. 5.11 muestra los resultados de la relación aire-combustible, también disminuye con la potencia de fuego.

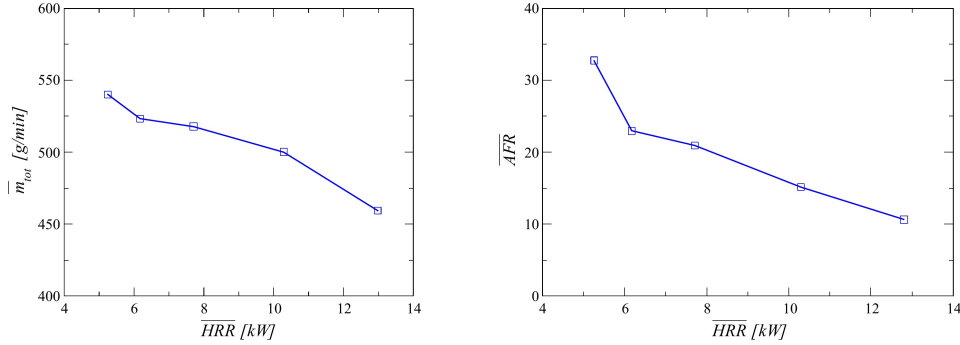


Figura 5.11: a) Tasa de flujo de masa de aire promedio total ( $\bar{m}_{tot}$ ) y b) relación de masa de aire a combustible promedio ( $AFR$ ) vs.  $HRR$ .

### 5.1.5. Desempeño térmico de la estufa

Uno de los resultados más importantes del protocolo *WBT* es la eficiencia térmica  $\eta_t$  de la estufa, para saber cuánto combustible se convierte en calor utilizado por la superficie de cocción. Esta eficiencia relaciona el proceso de combustión con la transferencia de calor a la superficie de cocción. En este estudio, la eficiencia térmica se define como:

$$\eta_t = \left[ \frac{W\bar{H}F}{H\bar{R}R} \right] \times 100 \% \quad (5.6)$$

donde  $WHF$  es el flujo de calor de la pared en la superficie del comal. En *OpenFOAM* el  $WHF$  se obtuvo con el comando *wallHeatFlux* promediando los valores de los campos  $\bar{Q}_p$  en la superficie del comal en todos los pasos de tiempo. Esta función tiene en cuenta el gradiente superficial normal del flujo de calor que recibe el comal:

$$\bar{Q}_p = \alpha_{eff} \nabla h_{s_p}. \quad (5.7)$$

La Fig. 5.12 muestra la relación entre las eficiencias térmicas promedio  $\bar{\eta}_t$  y las tasas promedio de liberación de calor  $H\bar{R}R$  evaluadas en  $1000 \text{ s}$ .

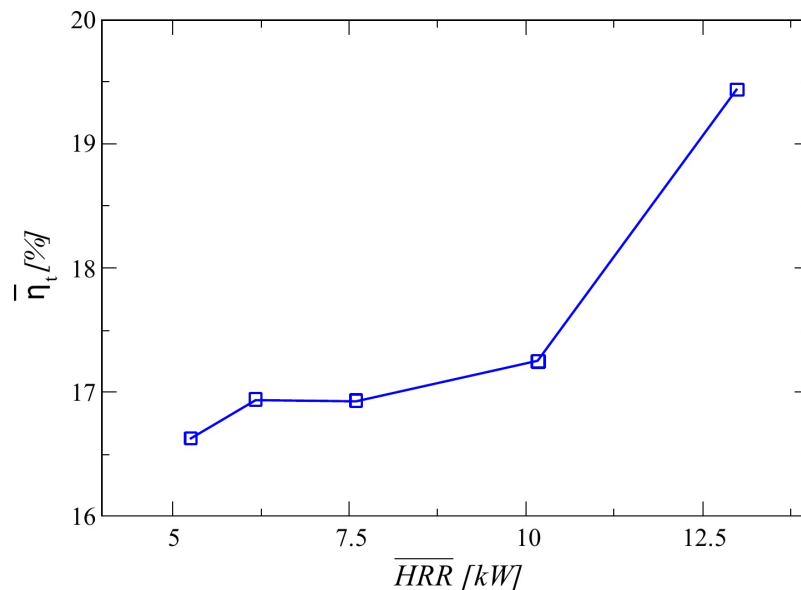


Figura 5.12: Eficiencia térmica promedio  $\overline{\eta}_t$  vs. tasa promedio de liberación de calor  $\overline{HRR}$  de volátiles para la estufa Enerchia.

Los resultados indican que las eficiencias térmicas varían solo 2% en el rango de potencia de fuego. La eficiencia térmica promedio tiende a aumentar con la potencia de fuego, estos resultados son consistentes con los datos de referencia de *WBT* Martínez [4] y los resultados numéricos informados por Núñez et. Alabama. [24].

Mientras más aire ingrese a la estufa, existe más posibilidad de que ocurran reacciones químicas, pero en algunas proporciones, no es tan conveniente. Como se describió anteriormente en la Fig. 5.12 para más potencia de fuego, la eficiencia térmica es mayor, pero la eficiencia de combustión no mejora como se describe en la Fig. 5.13. Aparentemente, para valores más bajos de potencia de fuego, las reacciones químicas de los volátiles con el aire se dan en mayor proporción.

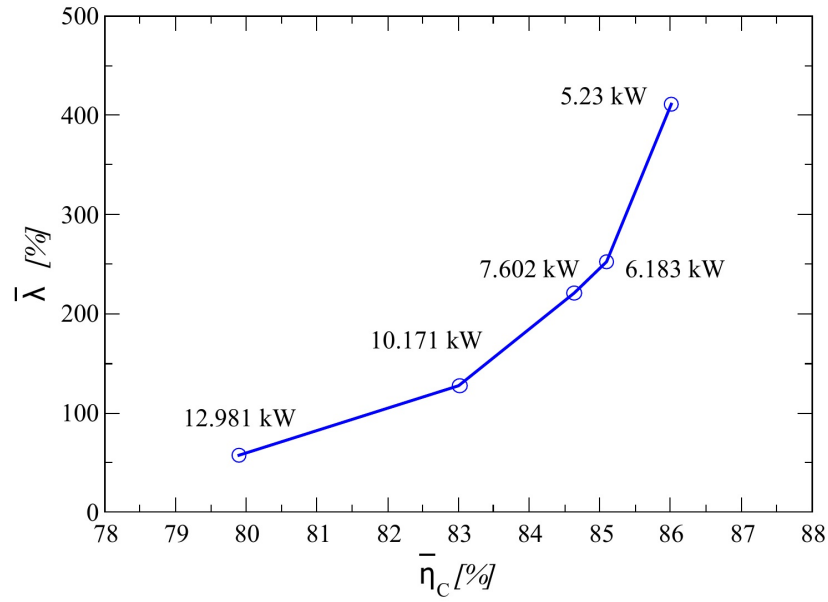


Figura 5.13: Porcentaje de exceso de aire vs. eficiencia de combustión.

Al multiplicar los valores promedio de  $\eta_t$  y  $\eta_c$  se encuentra que la eficiencia térmica global  $\eta_g$  se puede estimar como:

$$\eta_g = \eta_t \times \eta_c \times 100 \%. \quad (5.8)$$

Es importante señalar que, los resultados para  $\eta_g$  son más cercanos a los reportados en los experimentos *WBT* reportados por Martínez [4] y Hernández [5], consulte la Fig. 5.14.

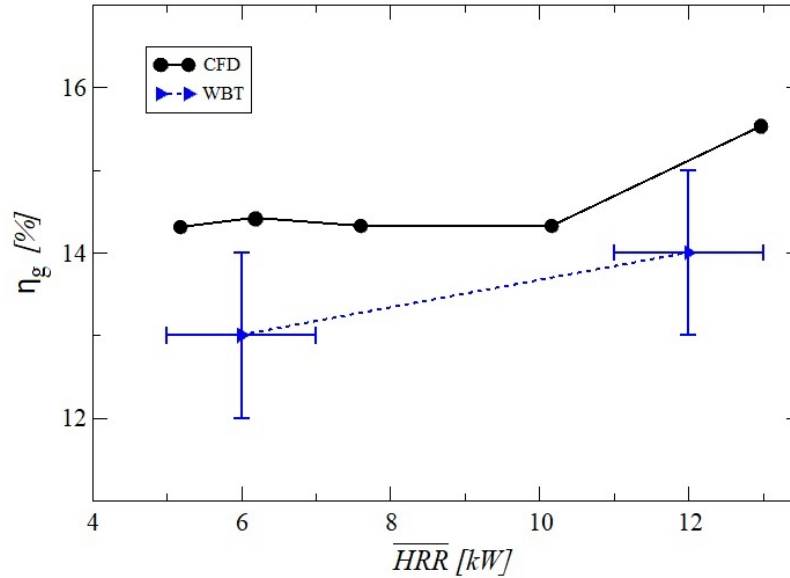


Figura 5.14: Eficiencia térmica global y eficiencia térmica WBT frente a potencia de fuego.

## 5.2. Comparación de los resultados teóricos con los experimentales

Finalmente, la Tabla 5.1 compara los datos de prueba de referencia obtenidos en los trabajos de Martínez [4] y Hernández [5] (para una prueba de 10 kW) y los resultados de las simulaciones; como se puede observar, los valores de los diferentes parámetros evaluados son muy cercanos.

Tabla 5.1: Comparación entre los datos de prueba de referencia de WBT y los resultados de CFD para una estufa Enerchia de 10 kW.

	$\eta_t$ [%]	$\dot{m}_{tot}$ [g/min]	$T_p$ [K]	$t$ para alcanzar $T_p$ [min]	$T_{chim}$ [K]
CFD	14	500	440	12	556
WBT	17	552	673	15	473

## 5.3. Resumen

Se presentaron los principales resultados de las simulaciones numéricas realizadas para el modelo de estufa Enerchia. Se encontraron resultados muy cercanos a lo reportado en lo experimental. Siendo esta herramienta muy potente para la predicción del desempeño térmico de estos dispositivos.



# Capítulo 6

## Conclusiones

### 6.1. Explicación de las diferencias

Esta tesis contribuye a la comprensión del funcionamiento de las estufas ecológicas. El modelo que se propuso para la estufa Enerchia es realista. Él predice propiedades del funcionamiento de la estufa cercanas a las determinadas experimentalmente: eficiencia térmica, eficiencia modificada de la combustión, período de la fase de calentamiento. Los objetivos de este trabajo de investigación fueron alcanzados con las conclusiones que se presentan a continuación:

- La metodología de código abierto desarrollada es muy útil para complementar el proceso de evaluación de las estufas ecológicas debido a que se pueden obtener datos valiosos del desempeño térmico.
- Con esta metodología, se pueden estimar con precisión muchas características que son difíciles de medir en el experimento, como la eficiencia de la combustión, la potencia de fuego, los campos de temperatura (en algunas zonas no convencionales) y los campos de velocidad.
- Los resultados del método numérico desarrollado y los datos experimentales son comparables dentro de intervalos aceptables. Por ejemplo la eficiencia térmica numérica contra la experimental difiere hasta un 15% y el tiempo de calentamiento un 8%. Se encontraron eficiencias térmicas, eficiencias de combustión, tiros mecánicos y relaciones aire-combustible en condiciones reales de operación.
- Se lograron identificar las condiciones de operación y características más importantes que impactan en el desempeño térmico de la estufa. Por ejemplo la potencia de fuego, la relación aire-combustible y la velocidad de los gases. Los datos presentados sirven para optimizar el diseño actual de la estufa ecológica.
- Debido a la descripción simplificada de la transformación del combustible de sólido a gas, los tiempos para que la superficie de cocción alcance el estado estacionario son más cortos pero muy aproximados. La predicción del período de la fase de calentamiento de 12 *min*, es muy cercana a la medida en el experimento, 15 *min*.

- El conjunto de condiciones iniciales y de contorno implementadas en las simulaciones son muy realistas. Sin embargo, se debe estudiar un rango más amplio de valores.
- Las dimensiones y posiciones del deflector deben estudiarse para mejorar la cámara de combustión porque estos parámetros afectan las características de flujo de los gases de escape a la chimenea, lo que ya afecta el comportamiento de la combustión dentro de la estufa.

Este estudio proporciona una base teórica sólida para futuras investigaciones sobre la simulación numérica de estufas de biomasa tipo plancha. Y con base a ello, se puede investigar configuraciones más complicadas para este tipo de dispositivos.

Desde el punto de vista global del funcionamiento de la estufa los resultados encontrados con el modelo son confiables para la etapa de diseño. A este nivel se pueden comparar los resultados que se vayan encontrando con el WBT. Sin embargo, las escalas más finas deberán validarse con experimentos detallados. Cabe mencionar que estas mediciones no serán tan fáciles de realizar en campo.

Para la combustión se deberá desarrollar un modelo detallado donde se describa a detalle la pirolisis, sus transformaciones y reacciones químicas. Este modelo también deberá describir el transporte del hollín en los gases de escapes. Se sabe que estas partículas emiten radiación e impactan en los campos de temperatura, además de poder encontrarse las zonas donde se puedan concentrar estas partículas. Así mismo se puede incluir un modelo para la predicción de los NO<sub>x</sub> emitidos.

Para mejorar el modelo se deberán estudiar todo el conjunto de condiciones iniciales y de frontera implementadas en las simulaciones para verificar su impacto en los resultados, por ejemplo, incluir distintos coeficientes de convección/radiación y estudiar el impacto en las eficiencias térmicas y de combustión. Desde el punto de vista geométrico, es necesario estudiar las dimensiones y posiciones del deflector para optimizar la cámara de combustión. Estos parámetros afectan las características de flujo de los gases de escape a la chimenea, lo que ya afecta el comportamiento de la combustión dentro de la estufa. Se sugiere además estudiar distintos diámetros y alturas de chimenea para verificar su impacto en la eficiencia. Finalmente se podría estudiar la misma configuración con una segunda zona de aireación y ver su efecto en la eficiencia global.



# Referencias

- [1] Skreiberg Ø, Seljeskog M, and Georges L. The process of batch combustion of logs in wood stoves – Transient modelling for generation of input to CFD modelling of stoves and thermal comfort simulations. *Chem. Eng. Trans*, 43:433–438, 2015.
- [2] Kalla S, Marcoux H, and deChamplain A. CFD approach for modeling high and low combustion in a natural draft residential wood log stove. *Int. J. Heat Tech.*, 33:33–38, 2015.
- [3] Miller-Lionberg D. A fine resolution CFD simulation approach for biomass cook stove development. Master’s thesis, Colorado State University, 2011.
- [4] Martínez O. Desarrollo de un laboratorio y una metodología para la evaluación de estufas ecológicas. Master’s thesis, Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, 2016.
- [5] Hernández EN. Estudio experimental de la estufa ecológica enerchía para mejorar su eficiencia. Master’s thesis, Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, 2018.
- [6] Neumann S, Dubberstein T, Chaves H, Kirmse C, and Schwarze R. Influencing parameter study on primary breakup of free falling steel melt jets using volume of fluid simulation. *Steel Res. Int.*, 87(8):1002–1013, 2016.
- [7] Kshirsagar MP and Kalamkar VR. A comprehensive review on biomass cookstoves and a systematic approach for modern cookstove design. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 30:580 – 603, 2014.
- [8] Medina P, Berrueta V, Martínez M, Ruiz V, Edwards RD, and Masera O. Comparative performance of five mexican plancha-type cookstoves using water boiling tests. *Dev. Eng.*, 2:20 – 28, 2017.
- [9] Boy E, Bruce N, Smith KR, and Hernandez R. Fuel efficiency of an improved wood-burning stove in rural guatemala: implications for health, environment and development. *Energy for Sustainable Development*, 4(2):23–31, 2000.
- [10] World Health Organization. *WHO guidelines for indoor air quality: household fuel combustion*. Geneva: WHO Document Production Services, 2014.
- [11] Sutar KB, Kohli S, Ravi MR, and Ray A. Biomass cookstoves: A review of technical aspects. *Renew Sust Energy Rev*, 41:1128 – 1166, 2015.

- [12] Gomez RA. Optimización bajo criterios de sostenibilidad y salubridad de cocinas de biomasa construidas por mujeres de comunidades rurales de nicaragua. justificación mediante cfd. Master's thesis, Universidad del País Vasco, 2015.
- [13] Bugge M, Haugen N, and Skreiberg Ø. Transient CFD simulations of wood stoves with varying heat storage capacity. *Chem. Eng. Trans*, 74:85 – 90, 2019.
- [14] Kshirsagar MP and Kalamkar VR. Application of multi-response robust parameter design for performance optimization of a hybrid draft biomass cook stove. *Renewable Energy*, 153:1127 – 1139, 2020.
- [15] Zube DJ. Heat transfer efficiency of biomass cookstoves. Master's thesis, Colorado State University, 2010.
- [16] *Clean Burning Biomass Cookstoves*. APROVECHO Research Center, 2021.
- [17] Prapas J, Baumgardner ME, Marchese AJ, Willson B, and DeFoort M. Influence of chimneys on combustion characteristics of buoyantly driven biomass stoves. *Energy Sustain. Dev.*, 23:286 – 293, 2014.
- [18] MacCarty NA and Bryden KM. Modeling of household biomass cookstoves: A review. *Energy Sustain. Dev.*, 26:1–13, 2015.
- [19] MacCarty NA and Bryden KM. A generalized heat-transfer model for shielded-fire household cookstoves. *Energy Sustain. Dev.*, 33:96 – 107, 2016.
- [20] Kshirsagar MP and Kalamkar VR. A mathematical tool for predicting thermal performance of natural draft biomass cookstoves and identification of a new operational parameter. *Energy*, 93:188 – 201, 2015.
- [21] Pande R, Sharma SK, and Kalamkar VR. Experimental and numerical analyses for designing two-pot biomass cookstove. *J Braz Soc Mech Sci*, 41(8):1–18, 2019.
- [22] Scharler R, Benesch C, Schulze K, and Obernberger I. CFD simulations as efficient tool for the development and optimisation of small-scale biomass furnaces and stoves. In *Proceedings of the 19th European Biomass Conference & Exhibition*, pages 4 – 12, 2011.
- [23] Fernández-Oro JM. *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. Barcelona: Reverté, 2012.
- [24] Núñez J, Moctezuma-Sánchez MF, Fisher ME, Berrueta V, Masera O, and Beltrán A. Natural-draft flow and heat transfer in a plancha-type biomass cookstove. *Renewable Energy*, 146:727 – 736, 2020.
- [25] Medina P, Núñez J, Ruiz-García VM, and Beltrán A. Experimental and numerical comparison of co2 mass flow rate emissions, combustion and thermal performance for a biomass plancha-type cookstove. *Energy for Sust. Devel.*, 63:153–159, 2021.
- [26] Benesch C, Blank M, Scharler R, Kossl M, and Obernberger I. Transient CFD simulation of wood log stoves with heat storage devices. In *Proceedings of the 22th European Biomass Conference & Exhibition*, pages 578 – 584, 2013.

- [27] Scharler R, Gruber T, Ehrenhöfer T, Kelz J, Bardar R M., Bauer T, Hochenauer C, and Anca-Couce C. Transient CFD simulation of wood log combustion in stoves. *Renewable Energy*, 145:651 – 662, 2020.
- [28] Masera O, Navia T, and Riegelhaupt E. Patrones de consumo de leña en tres microregiones de México. *TCP/FAO/MEX/4553*, page 42, 1997.
- [29] SENEER. Balance nacional de energía 2002. pages 99–199, 2002.
- [30] Wereko-Brobby CY and Hagan EB. Biomass conversion and technology. 1996.
- [31] Haberle I, Skreiberg O, Lazar J, and Haugen NE. Numerical models for thermochemical degradation of thermally thick woody biomass, and their application in domestic wood heating appliances and grate furnaces. *Prog. Energy Combust. Sci.*, 63:204 – 252, 2017.
- [32] Tillman DA, Rossi AJ, and Kitto WD. *Wood Combustion*. Academic Press, 1981.
- [33] Emmons HW and Atreya A. The science of wood combustion. *P. Indian A.S. Eng. Sci.*, 5(4):259, 1982.
- [34] Xiong Q, Hong K, Xu F, Smith J, and Chaouki J. CFD simulation of biomass thermochemical conversion: Model development, practical application and experimental validation. *Renewable Energy*, 147:2043 – 2045, 2020.
- [35] Zamorano R. *Firefoam (CFD solver) validation in compartment fire scenario using high resolution data*. PhD thesis, Pontificia Universidad Católica de Chile, 2018.
- [36] Westbrook CK and Dryer FL. Chemical kinetic modeling of hydrocarbon combustion. *Prog. Energy Combust. Sci.*, 10(1):1 – 57, 1984.
- [37] Fikri DR. Modeling non-premixed turbulent combustion in industrial cement kiln: Application in openfoam. Master’s thesis, Delft University of Technology, 2017.
- [38] Pande R, Kshirsagar M, and Kalamkar V. Experimental and cfd analysis to study the effect of inlet area ratio in a natural draft biomass cookstove. *Env. Dev. and Sust.*, 10 2018.
- [39] AENOR. Chimeneas. Métodos de cálculo térmicos y de fluidos dinámicos. Parte 1: Chimeneas que se utilizan con un único aparato. *UNE-EN 13384-1*, 2003.
- [40] Li TZ, Huang C, Anderson J, Svensson R, Ingason H, Husted B, Runefors M, and Wahlqvist J. Verification, validation and evaluation of firefoam as a tool for performance design, 2017.
- [41] Robert Scharler and Ingwald Obernberger. Deriving guidelines for the design of biomass grate furnaces with cfd analysis—a new multifuel-low-nox furnace as example. In *Proceedings of the 6th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril-Lisbon, Portugal*, 2002.



## Apéndice A

# Códigos en Openfoam para correr casos

Se adjunta un repositorio con las librerías para realizar las simulaciones bajo las condiciones de operación utilizadas en esta tesis. Además se adjuntan scripts para generar una malla parametrizada de la cámara de combustión de una estufa con retardador. Dependerá del usuario seleccionar las dimensiones de la cámara de combustión. El código funciona ejecutando los comandos definidos en el scrip *AllMesh*. Este archivo llamado *blockMeshDict.m4* genera un nuevo archivo llamado *blockMeshDict* con los parámetros definidos por el usuario. Todas las dimensiones están en metros. Para mayor información se puede contactar al autor.

<https://develop.openfoam.com/-/snippets/36>



## Apéndice B

# Resultados adicionales

Se presentan a continuación resultados adicionales que servirán como indicios para mejorar en el dispositivo. Se presentan distintas geometrías que dan distintos resultados. Esto puede ser útil en investigaciones futuras para lograr la optimización del modelo de estufa. Se presentan

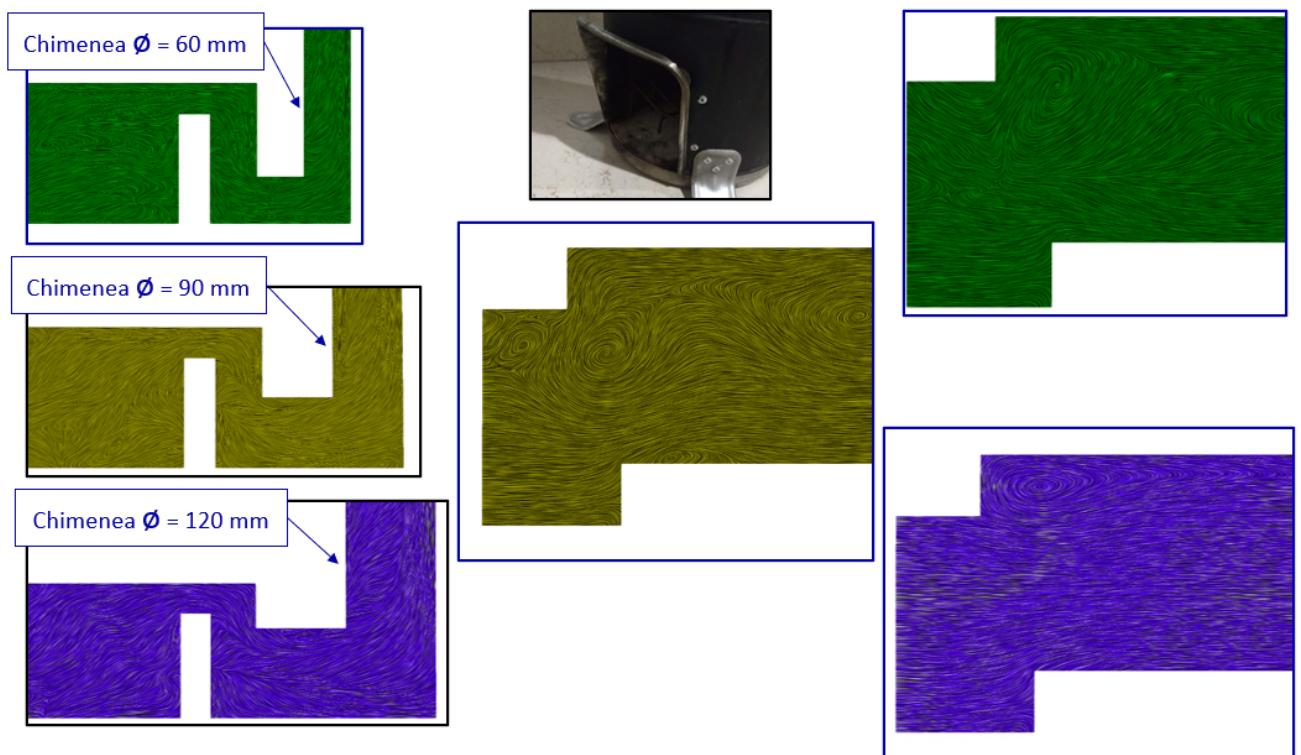


Figura B.1: Comportamiento del aire en la entrada para diferentes tamaños de chimenea. Se sugiere diseñar la entrada del aire como en la figura central.

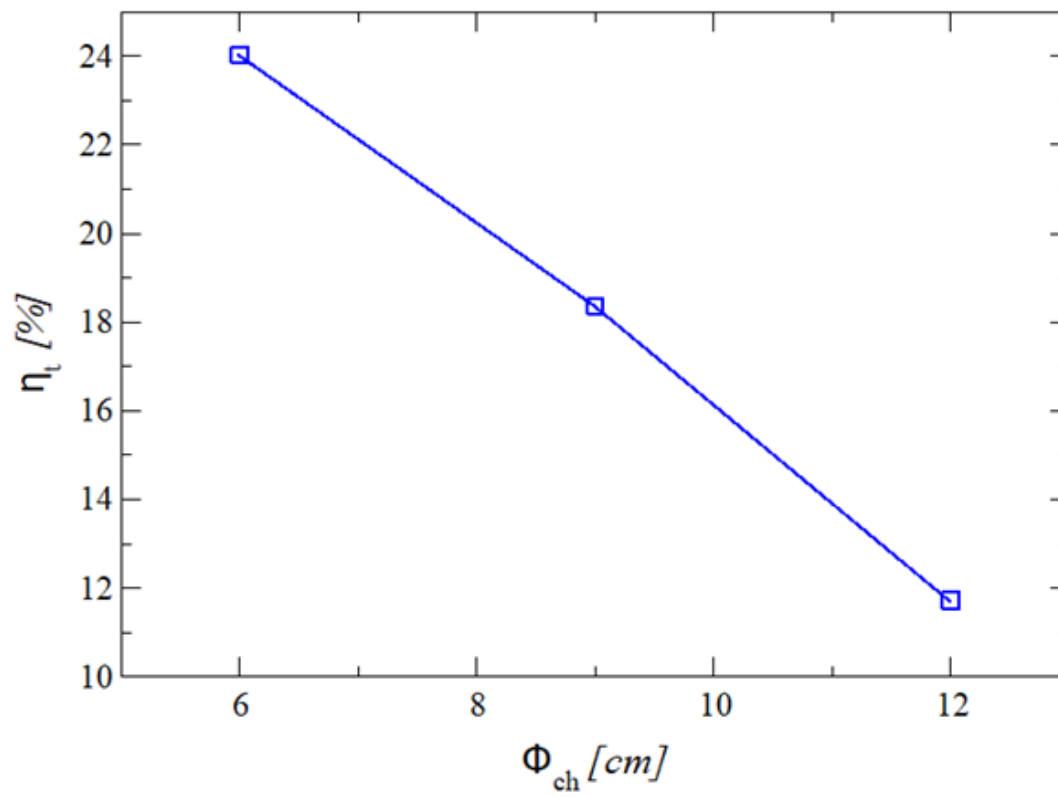


Figura B.2: Desempeño térmico para diferentes diámetros de chimenea.



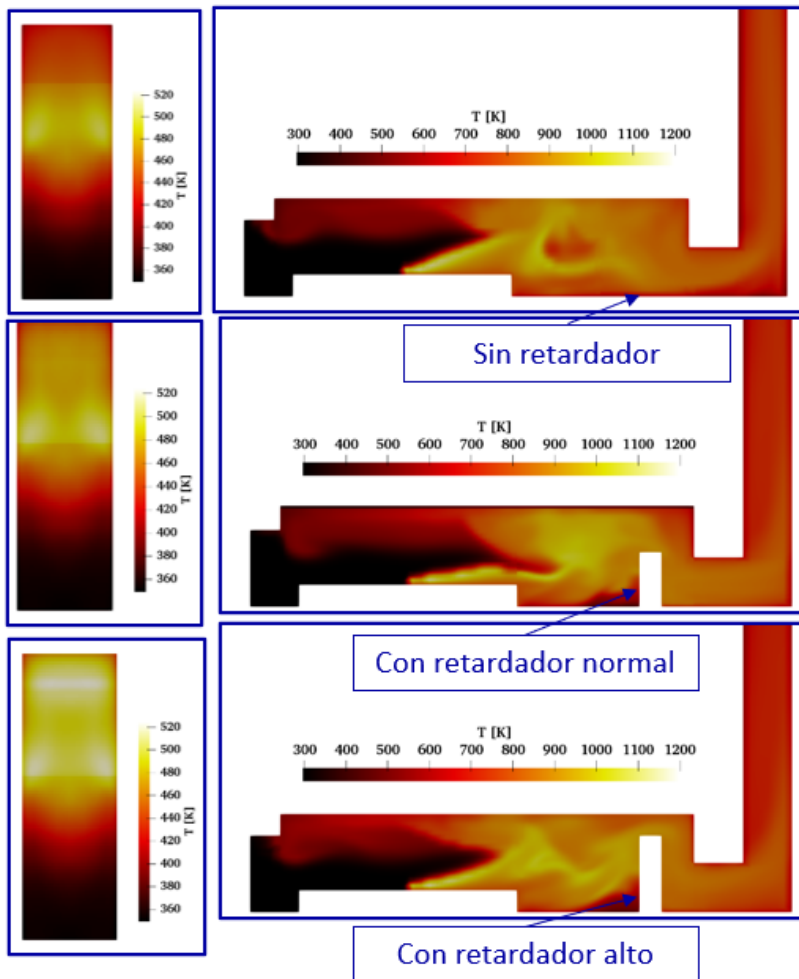
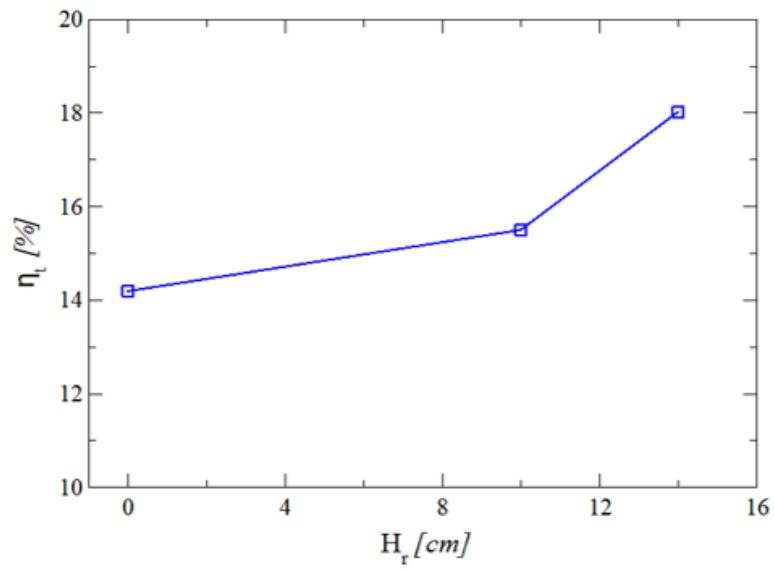


Figura B.3: Desempeño térmico para diferentes retardadores.

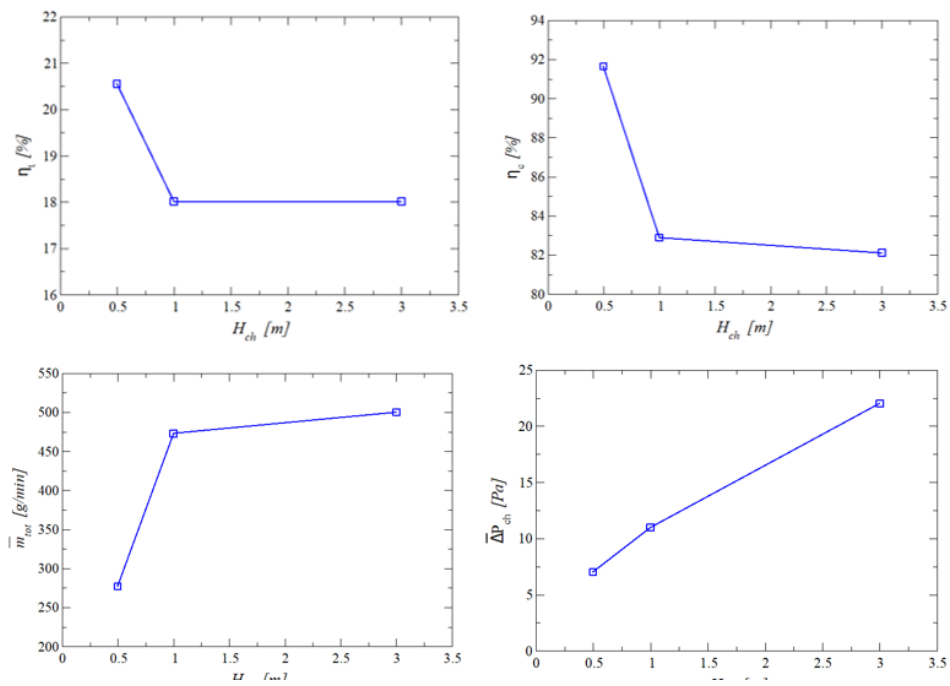
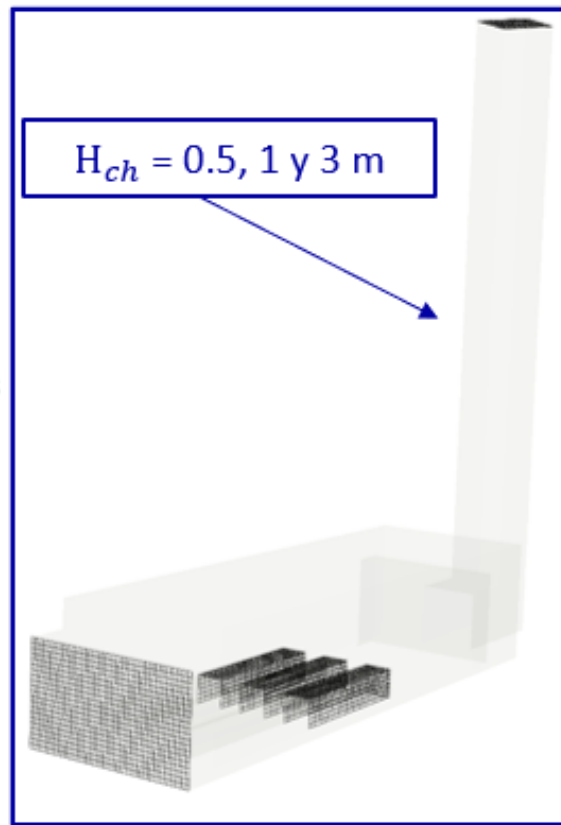


Figura B.4: Desempeño térmico para diferentes alturas de chimenea.

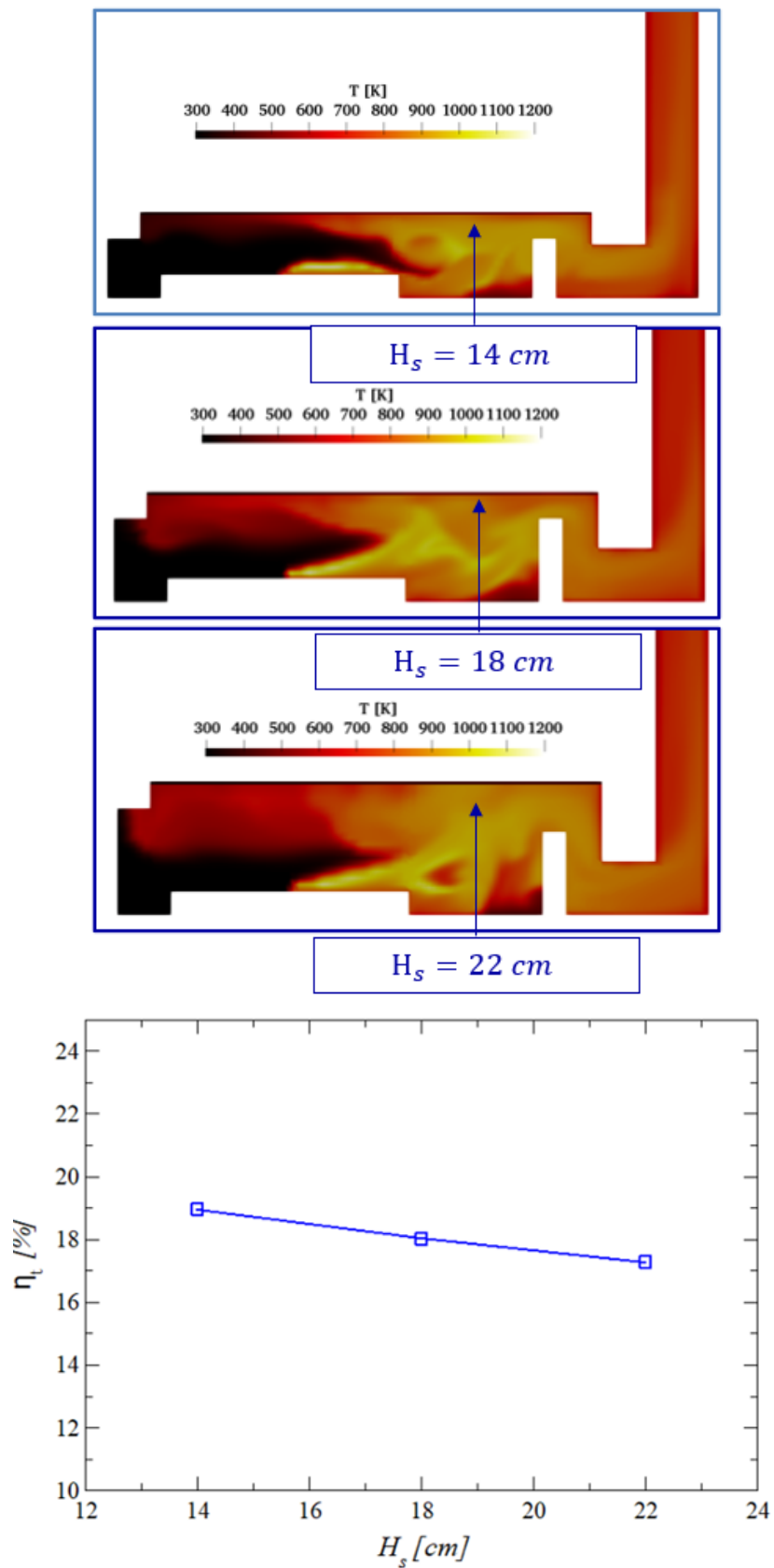


Figura B.5: Desempeño térmico para diferentes altura de la cámara de combustión.



## Apéndice C

# Producción Académica



# Transient CFD simulations of a biomass plancha-type cookstove using free software

Luis Borraz<sup>1,2</sup> · Juan A. Reyes-Nava<sup>1</sup> · Alberto Beltrán<sup>2</sup> · Joel Moreira-Acosta<sup>3</sup> · Guillermo Ibáñez<sup>1</sup>

Received: 18 October 2021 / Accepted: 23 June 2022

© The Author(s), under exclusive licence to The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 2022

## Abstract

The thermal performance of a biomass cookstove is obtained experimentally with the international testing protocol called the water boiling test (*WBT*). In this work, a numerical methodology was developed to complement the design and evaluation processes. Transient state simulations for the transport phenomena in an Enerchia biomass plancha-type cookstove were conducted using the open-source software *OpenFOAM* v1812+. A combustion *LES* solver (*fireFOAM*) was used, applying initial and boundary conditions close to the ones found in the experiments. Results for the temperature field, fluid flow, and emissions of combustion gases are reported; in particular, heating curves of the comal were obtained, with an order of magnitude similar to those reported in the literature. Thermal and combustion efficiencies are in the range of 16 to 19% and 79 to 88%, respectively. This methodology reproduces the temporal and spatial fine scales of the flow and gives an approach to the involved processes. Additionally, it opens the possibility for entities responsible for the development of this kind of device to have access to low-cost design and improvement tools.

**Keywords** Plancha-type biomass cookstove · Combustion · Radiation · Transient state · LES model · OpenFOAM

Technical Editor: Mario Eduardo Santos Martins.

✉ Alberto Beltrán  
albem@materiales.unam.mx

Luis Borraz  
laborrazj@gmail.com

Juan A. Reyes-Nava  
andres.reyes@unicach.mx

Joel Moreira-Acosta  
jmoreira23@yahoo.com.mx

Guillermo Ibáñez  
guillermo.ibanez@unicach.mx

<sup>1</sup> Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, Libramiento Norte Poniente No. 1150, Col. Potinaspak, 29018 Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México

<sup>2</sup> Instituto de Investigaciones en Materiales, Unidad Morelia, Universidad Nacional Autónoma de México, Antigua Carretera a Pátzcuaro No. 8701, Col. Ex Hacienda de San José de la Huerta, 58190 Morelia, Michoacán, México

<sup>3</sup> Centro de Investigación, Innovación, y Desarrollo Tecnológico, Campus Chiapas, Universidad del Valle de México, Boulevard Los Catillos, No. 375, Col. Montes Azules, 29056 Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México

## List of symbols

$(A/F)_{\text{stq}}$	Stoichiometric air–fuel
$\Delta P_{\text{ch}}$	Mechanical draft of chimney, [Pa]
$h_c$	Combustion enthalpy, [kJ/kg]
$m_{\text{in}}$	Inlet mass flow rate, [g/min]
$m_{\text{tot}}$	Outlet mass flow rate, [g/min]
$m_{\text{vol}}$	Volatile mass flow rate, [g/min]
$\dot{Q}_p$	Comal heat flow, [W]
$\omega_i$	Consumption rates of <i>i</i> -th reaction, [kg/m <sup>3</sup> s]
$\mathbf{I}_m$	Identity matrix
$\mathbf{S}$	Strain rate tensor, [kg/ms <sup>2</sup> ]
$\tilde{\mathbf{u}}$	Velocity vector, [m/s <sup>2</sup> ]
$A$	Arrhenius pre-exponential factor, [m <sup>3</sup> /kmol s]
$A_{\text{cc}}$	Cross-sectional area of the combustion chamber, [mm <sup>2</sup> ]
$A_{\text{uwl}}$	Area unoccupied by wood logs, [mm <sup>2</sup> ]
AFR	Air–Fuel Ratio, [%]
$C_e$	Model constant
$c_p$	Specific heat, [J/kgK]
CCT	Controlled cooking test
$D_{\text{eff}}$	Effective mass diffusivity, [m <sup>2</sup> /s]
$D_i$	Diffusivity of the <i>i</i> -th specie, [m <sup>2</sup> /s]
$D_{\text{sgs}}$	Sub-grid scale mass diffusivity, [m <sup>2</sup> /s]
$E_a$	Activation energy, [J/kmol]
$F^*$	Characteristic diameter of the flame, [mm <sup>2</sup> ]



# An injection head to generate a stable falling liquid film within a circular duct

Luis Borraz<sup>1,2</sup> · Fernando Larrainzar<sup>2</sup> · Florencio Sánchez-Silva<sup>2</sup> · Juan A. Reyes-Nava<sup>1</sup> · Ignacio Carvajal-Mariscal<sup>2</sup> · Alberto Beltrán<sup>3</sup>

Received: 21 November 2021 / Accepted: 25 October 2022  
© The Author(s), under exclusive licence to The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 2022

## Abstract

An injection head system was designed and mounted to generate a falling water film in a circular duct with five air jets. The internal diameter of the duct is 94.56 mm. Reynolds number for water is in the range of  $Re_{in,w} = 16,046–19,366$ ; whereas, for the air we have  $Re_{in,a} = 0–32,177$ . The system is able to generate a uniform water film inside a circular duct. The water film flow is measured with the PIV technique. An air flow is injected into the center of the injection head through five nozzles. The stability and resistance of the water film to the air jets for different flow conditions are verified. In addition, numerical simulations for the water film flow are performed with the open source CFD library OpenFOAM. In particular, the interFoam solver is coupled to a LES  $\kappa$ -equation turbulence model to capture the water-air interface. In all cases, it is observed an undulatory flow behavior described by the axial variation of the interaction of the air and water phases. Although the nature of the flow is unstable, numerical and experimental results show a stable water film thickness.

**Keywords** Falling liquid film · Annular flow · PIV technique · OpenFOAM · LES model · Film thickness

## 1 Introduction

Different devices in the chemical, nuclear, and energy industries use the Falling Liquid Film (FLF) flow as a medium of transport to carry out certain processes that cannot be achieved with any other type of flow pattern. In particular, the FLF is found in industrial processes of evaporation, distillation, film cooling, catalysis, among others [1–3]. This flow has great advantages due to its high sensitivity to fluid

temperature, low flow residence times, low pressure drops in the ducts; as well as, high mass and thermal energy transport [4, 5].

One of the most important applications of this flow pattern is on the falling film evaporators [1]. In these devices, the liquid phase is injected from the top of the container and is distributed so that it flows through all the tubes of the evaporator in the form of a FLF, which must be kept uniform within the surfaces of the pipes at all times. Breakage, low uniformity, and film instabilities impact the efficiency of the process, so they can also decrease the quality of the final

Technical Editor by Erick Franklin.

✉ Alberto Beltrán  
albem@materiales.unam.mx

Luis Borraz  
laborrazj@gmail.com

Fernando Larrainzar  
escultura@hotmail.com

Florencio Sánchez-Silva  
fsnchz@yahoo.com.mx

Juan A. Reyes-Nava  
andres.reyes@unicach.mx

Ignacio Carvajal-Mariscal  
icarvajal@ipn.mx

<sup>1</sup> Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables, Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, Libramiento Norte Poniente No. 1150, Col. Potinaspak, 29018 Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México

<sup>2</sup> Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada, Instituto Politécnico Nacional, Unidad Profesional “Adolfo López Mateos”, Zacatenco, Av. Luis Enrique Erro S/N, Zacatenco, 07738 Del. Gustavo A. Madero, Ciudad de México, México

<sup>3</sup> Instituto de Investigaciones en Materiales, Unidad Morelia, Universidad Nacional Autónoma de México, Antigua Carretera a Pátzcuaro No. 8701, Col. Ex Hacienda de San José de la Huerta, 58190 Morelia, Michoacán, México



## CERTIFICATE OF PARTICIPATION

# Luis Alberto Borraz Jonapa

M.Sc.

Instituto de Investigación e Innovación en Energías Renovables.  
Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas

Attended at the

“6<sup>th</sup> ESI OpenFOAM Conference 2018”  
in Hamburg, Germany on October 23<sup>rd</sup> - 24<sup>th</sup>  
and joined the following workshops  
on October 25<sup>th</sup> :  
“Optimization in OpenFOAM”  
and  
“Opensource simulation with OpenFOAM and  
Scilab”

Frankfurt, Germany  
[www.esi-group.com](http://www.esi-group.com)

Christina Theuerkauf,  
Marketing Programs Manager



Figura C.1: OpenFOAM Conference Hamburgo - Alemania (2018).





Figura C.2: XIII Escuela de Ciencia de Materiales y Nanotecnología- UNAM Campus Morelia.