



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA ENERGÍA - (ÁREA FUENTES RENOVABLES)

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN SECADOR SOLAR MIXTO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

MAESTRA EN INGENIERÍA

PRESENTA:

ANA LILIA CÉSAR MUNGUÍA

TUTOR:

DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES

Temixco, Morelos, 2022

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza

Secretario: Dr. Jean Fulbert Ituna Yudonago

1er. Vocal: Dr. Octavio García Valladares

2do. Vocal: Dr. Saúl Piedra González

3er. Vocal: Dr. Erick César López Vidaña

Lugar donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables, UNAM, Temixco, Morelos

Tutor de tesis:

Dr. Octavio García Valladares

FIRMA

DEDICATORIA

*A mis papás, Martha y Octavio, y
mi hermano Andrés por brindarme
siempre su apoyo, consejo y amor.*

AGRADECIMIENTOS

- A Dios y la vida por darme la oportunidad de llegar a donde estoy.
- Agradezco al Dr. Octavio García Valladares por siempre brindarme su apoyo, tiempo y consejo e impulsar mi vida académica y profesional.
- Al M.I. Néstor Ortiz Rodríguez por su conocimiento y apoyo en la parte experimental y numérica durante la elaboración de esta tesis. Agradezco enormemente su guía y compañía durante el desarrollo de este y otros proyectos.
- Al Dr. Jean Fulbert Ituna quien me introdujo al CFD y compartió sus conocimientos de Ansys Fluent. Al Dr. Saúl Piedra González por mostrarme el potencial de esta increíble herramienta y lo compleja, pero fascinante que puede llegar a ser. Al Dr. Erick López Vidaña y el Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza por sus valiosas aportaciones a lo largo del proyecto. A todos ellos por enriquecer mi trabajo mediante sus observaciones y crítica constructiva.
- A mis papás y Andrés por siempre apoyarme en la realización de mis sueños, por impulsarme a buscar y seguir lo que me apasiona. Gracias por su amor y respaldo en cada paso que doy.
- A Rubén por motivarme a lograr mis metas y creer siempre en mí. Gracias por ser mi apoyo en todo momento.
- Al equipo de Solar4eat, y al mismo proyecto, por enseñarme de lo que soy capaz y que un grupo de amigos puede lograr hacer un cambio en el mundo y llegar tan lejos como uno se lo proponga y trabaje.
- A mis abuelitos, amigos, familia por siempre motivarme a seguir adelante con todos mis proyectos y esta tesis.
- A la Dra. Karla Cendano por siempre apoyarnos y motivarnos a emprender e innovar desde una perspectiva social y disruptiva. A Magali Nieto por siempre escucharme y brindarme su ayuda psicológica a lo largo de todos estos años llenos de retos y emociones.
- A Blue Rusky por ser mi compañero de tesis, ayudarme a hacer pausas cuando era necesario desestresarme, y sacarme siempre una sonrisa, sobretodo después de días difíciles de trabajo.
- Agradezco al Proyecto P09 del CEMIE-Geo, por brindarme acceso y disponibilidad para usar la infraestructura de su equipo computacional del servidor `geo.ier.unam.mx`
- Al proyecto PRONACES 319188, Centro comunitario para el deshidratado solar de productos agropecuarios de pequeños productores indígenas de Hueyapan, Morelos y al proyecto PAPIIT IN103021.

RESUMEN

En la actualidad existe un problema ambiental, social, y económico que se presenta en todo el mundo, el desperdicio de alimentos. A nivel mundial y en México poco más del 30 % de los alimentos en buenas condiciones se desperdician. Una de las muchas soluciones a este problema es la conservación de alimentos. El secado solar es un método de preservación que puede ayudar a dicho problema de una forma sustentable, asequible y escalable. Hoy en día existen muchos diseños de secadores solares, sin embargo, algunos presentan deficiencias tales como: poca homogeneidad en la distribución del aire al interior, o altos consumos de energía con poco rendimiento energético afectando la calidad del producto deshidratado.

Este comportamiento se ha observado en múltiples secadores solares, mismos que se han estado estudiando con herramientas de CFD con el fin de tener equipos más eficientes y cumplir con lo que demanda el sector de la agropecuario e industrial. El secador solar de tipo gabinete del Instituto de Energías Renovables, previamente estudiado con carga (alimento), presentó algunas de estas indeseables características. En el presente trabajo se describe la simulación numérica del secador solar, en estado estacionario y sin carga, usando el paquete comercial de CFD Ansys Fluent 19. Esto se realizó con el objetivo de conocer la distribución de temperatura y velocidad del aire en su interior.

Para esto se realizó un estudio experimental en los 4 modos de operación que tiene el secador solar de tipo gabinete, ya que cuenta con dos ventiladores móviles, que permite que funcione en convección natural o en convección natural asistida, y además la cámara de secado puede funcionar tanto en modo mixto, permitiendo el paso de la radiación al interior de la cámara o se puede cubrir para que funcione en modo indirecto. Se obtuvieron datos de temperatura, velocidad de aire, irradiancia, para obtener la eficiencia térmica tanto del colector solar como de todo el secador.

Específicamente del modo indirecto en convección natural asistida, mismo modo en que se llevó a cabo la simulación numérica, se encontró que el flujo másico de aire al interior es de 0.036 kg/s. El captador solar tiene una eficiencia de 67.39 % generando un incremento de temperatura de 47.65 °C sobre la temperatura ambiental. La temperatura máxima y promedio al interior de la cabina fue de 69.90 y 65.69 °C, respectivamente. La eficiencia global del secador fue de 46.04 %.

Con los datos experimentales se definieron las condiciones de frontera y se seleccionó el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ Realizable. Se hizo el estudio de independencia del criterio de convergencia y de independencia de malla. Se observó que el modelo predice de manera adecuada el comportamiento del aire al interior de la cámara de secado ya que se compararon los resultados numéricos con los experimentales. Se obtuvo un error relativo promedio de 11.4 % de los resultados numéricos con respecto a las mediciones de velocidad a la entrada y salida de la cámara de secado.

El error relativo promedio de los resultados numéricos de temperatura en los 24 puntos medidos experimentalmente fue de 3.87 %.

Los patrones de velocidad y temperatura indicaron que la sección más cercana a la cubierta sería la más efectiva para un proceso de secado más rápido, al presentar mayores velocidades y temperaturas, sin embargo, este estudio se realizó sin considerar charolas y alimento. Dejando la ruta abierta para un estudio futuro con mayor alcance, tomando como pauta todo el conocimiento y metodología llevada a cabo en este trabajo. Con el objetivo de continuar generando tecnología eficiente, innovadora, y con impacto real en la sociedad e industria mexicana.

Nomenclatura

Variables

A_s	Área de sección transversal	m^2
A_{chan}	Área transversal de ductos de captador solar	m^2
A_{chim}	Área transversal de chimenea	m^2
A_c	Área de bruta del captador solar	m^2
A_{dc}	Área bruta de la cámara de secado	m^2
$C_1, C_2, C_{1\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	Coefficientes y constantes usados en el modelo de turbulencia	
C_f	Coefficiente de fricción	
C_{pda}	Capacidad calorífica del aire a la temperatura promedio	J/kg K
D_h	Diámetro hidráulico	m
E	Energía total	
err_{abs}	Error absoluto	
err_{rel}	Error relativo	%
f	Factor de ajuste de flujo másico	
g	Gravedad	m/s^2
G_b	Generación de energía cinética de turbulencia por flotabilidad	
G_k	Generación de energía cinética de turbulencia por gradientes de velocidad media	
I_T	Irradiancia solar	W/m^2
J_j	Flujo de difusión de especies	
k	Energía cinética turbulenta	m^2/s^2

k	Conductividad térmica	W/m K
k_{eff}	Conductividad efectiva	
\dot{m}_{da}	Flujo másico de aire en el secador	kg/s
p	Presión	N/m^2
P_s	Perímetro de sección transversal	m
$P_{loss_{dc}}$	Porcentaje de pérdidas de calor de la cámara de secado	%
P_b	Potencia del ventilador	W
\dot{Q}_{in}	Potencia de entrada	W
\dot{Q}_{loss}	Pérdidas térmicas	W
\dot{Q}_{out}	Potencia de salida	W
\dot{Q}_U	Potencia útil	W
Re	Número de Reynolds	
S_{ij}	Tensor promedio de deformaciones	
S_k, S_ε, S_h	Términos fuente definidos por el usuario	
T_∞	Temperatura ambiental	$^\circ C$
$T_{in_{dc}}$	Temperatura a la entrada de la cámara de secado	$^\circ C$
T_{out_c}	Temperatura a la salida del colector	$^\circ C$
$T_{out_{dc}}$	Temperatura a la salida de la cámara de secado	$^\circ C$
u	Velocidad	m/s
u_τ	Velocidad de fricción	m/s
u_v	Velocidad de aire en los ventiladores	m/s
V_{chan}	Velocidad a la entrada a la salida del canal	m/s
V_{in}	Velocidad a la entrada pasando la expansión	m/s
y	Distancia perpendicular a la pared	m
y^+	Parámetro adimensional	
Y_M	Dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general	

Letras Griegas

α	Absortancia	
Δ	Diferencia	
Δ_C	Tasa de cambio	%
ϵ	Emitancia	
ε	Tasa de disipación viscosa	m^2/s^3
ϵ_c	Diferencia porcentual entre mallas	%
η_c	Eficiencia térmica instantánea del colector solar	%
η_{Ed}	Eficiencia energética del secador sin carga	%
μ_t	Viscosidad turbulenta	$Pa \cdot s$
μ	Viscosidad dinámica	$Pa \cdot s$
ϕ	Variable de flujo o de campo	
ρ	Densidad	kg/m^3
σ_ε	Números de Prandtl turbulento para ε	
σ_k	Números de Prandtl turbulento para k	
τ	Transmitancia	
$(\tau_{ij})_{eff}$	Tensor de tensión desviador	
$\bar{\bar{\tau}}$	Tensor de tensiones viscosas	

Siglas y abreviaturas

AWA	Area Weighted Average
c	Captador solar
CFD	Dinámica de fluidos computacional
chan	Canal
chim	Chimenea
CN	Convección natural
CNA	Convección natural asistida

dc	Cámara de secado
EWT	Tratamiento de mejoramiento de pared
exp	Experimental
GEI	Gases de efecto invernadero
MI	Modo indirecto
MM	Modo mixto
MWA	Mass Weighted Average
num	Numérico
RANS	Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds
RKE	Modelo $k - \epsilon$ realizable
RNGKE	Modelo $k - \epsilon$ RNG
SKE	Modelo $k - \epsilon$ estándar
WF	Funciones de pared

Índice general

Nomenclatura	9
Índice de Tablas	14
Índice de Figuras	18
1. Introducción	19
1.1. Planteamiento del problema y justificación	21
1.2. Antecedentes	23
1.2.1. Uso de energía en la industria de alimentos y uso de secadores solares en el sector agropecuario	23
1.2.2. Revisión bibliográfica del uso de CFD en secadores solares de tipo gabinete	27
1.2.3. Secador solar a estudiar y observaciones previas	37
1.3. Hipótesis	41
1.4. Objetivos	42
2. Fundamentos teóricos	43
2.1. Secado solar	44
2.1.1. Análisis energético	46
2.2. Dinámica de fluidos computacional-CFD	48
2.2.1. Ecuaciones Gobernantes	48
2.2.2. Modelos de turbulencia	49
2.2.3. Errores e incertidumbre en CFD	55
3. Arreglo experimental	58
3.1. Instrumentos de medición	58
3.2. Análisis de incertidumbre experimental	60
3.3. Instrumentación del secador solar	61
3.4. Metodología experimental	68
3.4.1. Pruebas de día completo	68
3.4.2. Pruebas de perfil de velocidad	69

4. Resultados experimentales	73
4.1. Pruebas de día completo	73
4.1.1. Periodos de estabilidad	73
4.1.2. Estabilidad en la velocidad de aire	76
4.1.3. Comparación entre modos de operación	78
4.2. Modo Indirecto - Convección Natural Asistida (MI-CNA)	83
4.2.1. Pruebas de perfil de velocidad	83
4.2.2. Velocidades al interior de la cámara	84
4.2.3. Análisis térmico	85
4.3. Modo Indirecto - Convección Natural (MI-CN)	90
4.3.1. Pruebas de perfil de velocidad	90
4.3.2. Análisis térmico	91
4.4. Modo Mixto - Convección Natural Asistida (MM-CNA)	94
4.4.1. Pruebas de perfil de velocidad	94
4.4.2. Análisis térmico	96
4.5. Modo Mixto - Convección Natural (MM-CN)	99
4.5.1. Pruebas de perfil de velocidad	99
4.5.2. Análisis térmico	100
5. Metodología de simulación	104
5.1. Modelo computacional	105
5.1.1. Geometría, dominio computacional	105
5.1.2. Cálculo de número de Reynolds	107
5.2. Modelo de turbulencia	110
5.3. Mallado	111
5.4. Condiciones de frontera y propiedades	114
5.4.1. Propiedades del fluido y materiales	114
5.4.2. Condiciones de entrada	114
5.4.3. Condiciones de salida	115
5.4.4. Paredes sólidas adyacentes al fluido	116
5.5. Procedimiento numérico	117
5.6. Post-procesamiento de los datos	118
5.6.1. Independencia de malla y de criterio de convergencia	118
6. Resultados	121
6.1. Independencia de malla y de criterio de convergencia	121
6.2. Validación de resultados numéricos con experimentales	126
6.3. Resultados numéricos	131
7. Conclusiones y trabajo futuro	138
7.1. Conclusiones	138

A. Resultados experimentales	142
A.1. MI-CNA	143
A.2. MI-CN	145
A.3. MM-CNA	147
A.4. MM-CN	149
B. Cámara termográfica	151
C. Resultados numéricos	152
C.1. Independencia de malla y de criterio de convergencia	152
C.2. Resultados numéricos	153

Índice de tablas

1.1.	Aplicaciones de CFD en secadores solares tipo gabinete	29
1.2.	Características principales del captador solar plano para calentamiento de aire	38
1.3.	Modos de operación del secador solar	39
3.1.	Características de los instrumentos	59
3.2.	Máxima incertidumbre de los diferentes parámetros analizados	61
3.3.	Sensores de temperatura	62
3.4.	Posición de anemómetros	66
3.5.	Bitácora de pruebas experimentales de día completo	69
3.6.	Bitácora de pruebas experimentales de perfil de velocidades	70
4.1.	Periodos de estabilización en las diferentes pruebas de día completo	75
4.2.	Comparación de velocidades en pruebas de día completo	77
4.3.	Comparación de modos de operación en periodo estable	81
4.4.	Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MI-CNA	84
4.5.	Velocidades promedio en MI-CNA	84
4.6.	Pruebas de MI-CNA en periodo estable	89
4.7.	Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MI-CN	91
4.8.	Velocidades promedio en MI-CN	91
4.9.	Pruebas de MI-CN en periodo estable	94
4.10.	Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MM-CNA	95
4.11.	Velocidades promedio en MM-CNA	96
4.12.	Pruebas de MM-CNA en periodo estable	98
4.13.	Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MM-CN	100
4.14.	Velocidades promedio en MM-CN	100
4.15.	Pruebas de MM-CN en periodo estable	103
5.1.	Características principales de la malla	114
5.2.	Velocidades de entrada	115
5.3.	Resumen de las condiciones frontera	117
6.1.	Refinamiento de malla	121
6.2.	Error de iteración en Δp para las tres mallas	122

6.3. Error de iteración en C_f para las tres mallas	123
6.4. Independencia de malla	124
6.5. Comparación de velocidades numéricas y experimentales en las diferentes posiciones del secador	127
6.6. Comparación de temperaturas numéricas y experimentales en las diferentes posiciones del secador	129
A.1. Resultados de los sensores en MI-CNA	144
A.2. Resultados de los sensores en MI-CN	146
A.3. Resultados de los sensores en MM-CNA	148
A.4. Resultados de los sensores en MM-CN	150
C.1. Número de iteraciones y evolución del balance de materia y energía .	152
C.2. Tasa de cambio de variables de temperatura y velocidad a la salida de la chimenea para las tres mallas	153

Índice de figuras

1.1.	Emisiones de GEI en la producción y desperdicio de alimentos	25
1.2.	Perfil de temperaturas al interior de secadores solares híbridos	30
1.3.	Perfil de temperaturas al interior de secadores solares indirectos	30
1.4.	Resultados numéricos y malla de secadores solares	31
1.5.	Perfil de velocidades obtenido en el secador solar (Getahun et al.)	32
1.6.	Perfiles de temperatura (a y b) y velocidad (c) obtenidos en cabinas de secadores solares	33
1.7.	Perfiles de temperatura (a) y velocidad (b y c) obtenidos en cabinas de secado	34
1.8.	Perfiles de temperatura (a) y líneas de corriente (b) obtenidos en cabinas de secadores solares con carga	35
1.9.	Perfiles de temperatura (a) y líneas de corriente (b) obtenidos en secadores solares	35
1.10.	Perfiles de velocidad (a) y temperatura (b) obtenidos en secadores solares	36
1.11.	Secador solar de gabinete a estudiar	39
1.12.	Dimensiones del cuerpo de aire al interior de la cámara de secado (mm)	40
1.13.	Secado de pera en el secador solar en MM-CN	41
2.1.	Clasificación de deshidratadores solares	45
2.2.	Partes del secador solar de gabinete	45
2.3.	Balance de energía en un secador solar tipo mixto	47
2.4.	Estructura de la capa límite	53
3.1.	Anemómetros automáticos utilizados	58
3.2.	Anemómetros manuales utilizados	59
3.3.	Secador en ejes coordenados	61
3.4.	Instrumentación del secador solar	63
3.5.	Sensores al interior de la cámara de secado	64
3.6.	Instrumentación de la chimenea del secador solar	64
3.7.	Sensores a la entrada de la cámara de secado	65
3.8.	Diagrama de sensores de temperatura	65
3.9.	Posición de anemómetros utilizados	66
3.10.	Diagrama de sensores de velocidad	67

3.11. Primera medición, estabilización sensores (09/03/2022)	71
3.12. Outliers de velocidad a la entrada del secador (09/03/2022)	71
3.13. Ajuste de mediciones experimentales de velocidad a la entrada de la cámara de secado	72
3.14. Mediciones experimentales de velocidad a la salida de la cámara de secado	72
4.1. Pruebas de día completo en MI	74
4.2. Pruebas de día completo en MM	74
4.3. Periodos de estabilidad en los diferentes modos de operación	75
4.4. Velocidad a la entrada en pruebas de día completo en modo indirecto	76
4.5. Velocidad a la entrada en pruebas de día completo en modo mixto . .	77
4.6. Condiciones ambientales del 23 al 26 de marzo 2022	78
4.7. Comparación de la temperatura promedio a la entrada de la cámara de secado	79
4.8. Comparación de temperaturas en la cabina	80
4.9. Comparación de temperatura promedio a la salida de la chimenea . .	81
4.10. Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MI-CNA . .	83
4.11. Velocidades a lo alto de la cámara de secado MI-CNA	85
4.12. Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (09/03/2022) . . .	86
4.13. Temperaturas al interior del gabinete lado este (09/03/2022)	87
4.14. Temperaturas al interior del gabinete simetrías, lado oeste (09/03/2022)	87
4.15. Temperaturas al interior del gabinete en la parte posterior (09/03/2022)	88
4.16. Temperaturas en la chimenea (09/03/2022)	88
4.17. Mediciones experimentales de velocidad (26/11/2021)	90
4.18. Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MI-CN . . .	91
4.19. Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (26/11/2021) . . .	92
4.20. Temperaturas al interior del gabinete (26/11/2021)	92
4.21. Temperaturas en la chimenea (26/11/2021)	93
4.22. Mediciones experimentales de velocidad (18/02/2022)	95
4.23. Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MM-CNA .	95
4.24. Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (18/02/2022) . . .	96
4.25. Temperaturas al interior del gabinete (18/02/2022)	97
4.26. Temperaturas en la chimenea (18/02/2022)	97
4.27. Mediciones experimentales de velocidad (20/11/2021)	99
4.28. Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MM-CN . .	100
4.29. Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (20/11/2021) . . .	101
4.30. Temperaturas al interior del gabinete (20/11/2021)	102
4.31. Temperaturas en la chimenea (20/11/2021)	103
5.1. Partes de la cámara de secado	105
5.2. Geometría de la cámara de secado	106
5.3. Representación en 2D del modelo físico	108
5.4. Velocidad a la salida y en la expansión de los canales del captador solar	109

5.5. Malla de multicuerpos	112
5.6. Fronteras y malla a la salida de la chimenea	112
5.7. Malla del secador solar	113
5.8. Fronteras donde se colocaron las condiciones de entrada	115
6.1. Error de iteración en Δp para las tres mallas	124
6.2. Independencia de malla: perfiles de velocidad	125
6.3. Independencia de malla: perfiles de temperatura	126
6.4. Comparación de perfiles numéricos de velocidad a la entrada del gabinete con las mediciones experimentales	127
6.5. Comparación de perfiles numéricos de velocidad en el gabinete con las mediciones experimentales	128
6.6. Comparación de perfiles numéricos de temperatura en el gabinete con las mediciones experimentales	130
6.7. Contorno de densidad al interior del secador en el plano $Z=0.3$ m . .	131
6.8. Contornos de velocidad al interior del secador en los planos laterales $Z= 0.3$ m y 0.09 m	132
6.9. Líneas de corriente al interior del secador	133
6.10. Contornos de velocidad al interior del secador en los planos frontales $X= 0.045, 0.405$ y 0.873 m	134
6.11. Contornos de presión al interior del secador en el plano $Z=0.09$ m y $X=0.045$ m	135
6.12. Contorno de temperatura al interior del secador en el plano frontal $X=0.405$	136
6.13. Contornos de temperatura al interior del secador en los planos laterales $Z=-0.48, -0.30, -0.13$ m	136
6.14. Contorno de temperatura al interior del secador en el plano frontal $X=0.045$ m	137
A.1. Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (09/03/2022)	143
A.2. Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (26/11/2021)	145
A.3. Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (18/02/2022)	147
A.4. Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (20/11/2022)	149
B.1. Fotografía con cámara termográfica de la base del secador vista por abajo	151
B.2. Fotografía con cámara termográfica de la cara posterior del secador vista por atrás	151
C.1. Contornos de velocidad en los planos horizontales $Y= 0.05, 0.16, 0.26$ y 1.065 m	153

C.2. Vectores en diferentes planos al interior de la cámara de secado 154
C.3. Contornos de temperatura en los planos horizontales $Y= 0.05,0.16,0.26,$
0.49 y 1.18 m 154

Capítulo 1

Introducción

La comida es una necesidad básica del hombre, sin embargo, uno de los problemas al que se enfrenta la humanidad es el equilibrio entre la producción y consumo de alimentos, ya que solo en México alrededor del 40 % de los productos agropecuarios se desechan en buenas condiciones [1]. El problema alimentario mundial y nacional podría disminuir si se redujeran las pérdidas de alimentos que ocurren principalmente en la producción, almacenamiento y transporte [2]. La conservación de los alimentos es crucial para reducir dichas pérdidas y el secado es un método que se ha adoptado desde hace ya muchos siglos [3].

El secado de alimentos es un método de preservación en el que se inhibe el crecimiento de bacterias, hongos, etc. a través de la remoción de agua por evaporación. La reducción de la actividad del agua impide el crecimiento de microorganismos que provocan la descomposición, y también reduce la actividad de las enzimas que provocan cambios indeseables en los alimentos. El proceso de secado ayuda a lograr una mejor calidad del producto, un período de almacenamiento seguro más prolongado y una reducción de las pérdidas posteriores a la cosecha. Es por esto que el secado es una de las operaciones unitarias más importantes en el procesamiento de productos agrícolas y alimenticios [4].

El secado de alimentos es un proceso que tiene un alto consumo energético debido al calor latente requerido para evaporar agua, además de la baja eficiencia de los secadores actuales de la industria, y las grandes pérdidas de calor asociadas a estos equipos. La energía necesaria para el secado puede suponer del 7 al 15 % del consumo total de energía correspondiente del proceso, por lo tanto el uso de energía solar en aplicaciones de secado tiene un gran potencial ya que puede disminuir el consumo de energía convencional en un 27-80 % [5].

Productores en zonas rurales no pueden costear equipos costosos además de que el acceso a la energía no es fácil en dichas regiones, por lo que para preservar sus productos recurren al secado a cielo abierto [4]. El secado a cielo abierto es el método más antiguo para la conservación de alimentos y uno de los más baratos. Sin embargo,

tiene algunas desventajas, como largos tiempos de secado, requiere de mano de obra y superficie de secado, y el producto obtenido no es de buena calidad, debido al polvo, humedad, insectos, roedores, y contaminantes del ambiente. Aunado a estas desventajas, depende de las condiciones ambientales y es imposible controlar el proceso de secado. Una opción para resolver todas estas desventajas del secado a cielo abierto son los secadores solares.

Los sistemas de secado solar pueden reducir el consumo de energía e impacto ambiental, requerir menos tiempo y espacio, mejorar la calidad del producto, y aumentar la eficiencia del proceso. Debemos considerar el desarrollo de tecnología que emplee recursos energéticos renovables que afecten en menor medida al medio y pueda ser producida a menores costos. Usar la energía solar para el secado de alimentos está ganando popularidad debido al incremento de los costos de los combustibles fósiles y el daño ambiental por el alto consumo de los mismos. Debido a esto y a la búsqueda por productos de mayor calidad, el uso de secadores solares de bandejas está aumentando, ya que son los más sencillos y con menor costo de construcción [6].

En términos de uniformidad del proceso de secado, estos secadores tienen que ser mejorados considerablemente; ya que la distribución no uniforme de los parámetros de secado, como lo son el flujo, presión y temperatura del aire al interior de los sistemas, puede causar riesgos microbianos e introducir una gran diferencia en la calidad final del alimento seco [7].

Se sabe que la velocidad de secado está en función de la temperatura y del flujo de aire. Por lo tanto, es de gran importancia conocer dichos parámetros en la cámara de secado para un proceso adecuado. Sin embargo, medir la velocidad del aire durante la operación es bastante complejo debido a que se necesita colocar sensores en distintas direcciones y ubicaciones del flujo de aire dentro de la cámara de secado. Debido a la dificultad experimental para modelar los fenómenos complejos, especialmente la turbulencia del aire, la dinámica de fluidos computacional, CFD (por sus siglas en inglés) es una poderosa herramienta para ayudar a predecir el comportamiento del flujo de aire dentro de la cámara de secado [8].

Para mejorar la uniformidad de los parámetros en los secadores solares, se han propuesto muchas optimizaciones de diseño, sin embargo, son pocos los que desarrollan secadores a partir de una predicción del flujo de aire y los fenómenos transitorios de transferencia de calor y masa asociados. El uso de las herramientas de CFD en aplicaciones de secado de alimentos ha empezado a cobrar importancia, demostrando ser una herramienta de diseño y modelado prometedora como sustituto de los costosos ensayos experimentales.

Existen diferentes tipos de secadores solares, sin embargo, en este trabajo se estudiará únicamente un secador solar tipo gabinete que puede funcionar bajo diferentes modos de operación. Un secador de tipo gabinete es aquel que cuenta con un captador solar

para calentamiento de aire y una cámara de secado, la cual puede permitir o no el paso de la radiación solar a los alimentos.

En el primer capítulo de este estudio se describe el planteamiento del problema, así como los antecedentes de las aplicaciones de CFD en los secadores solares de tipo gabinete. En el segundo capítulo se describe el marco teórico para el análisis experimental del secador y para las simulaciones numéricas. En el tercer capítulo se presentará la instrumentación así como los resultados de las pruebas experimentales en cuatro modos de operación. En el cuarto capítulo la metodología para el modelado y simulación en Ansys Fluent del secador solar operando en modo indirecto con convección forzada. En el quinto se compararán los resultados numéricos con los experimentales y por último en el sexto capítulo se darán las conclusiones y recomendaciones futuras.

1.1. Planteamiento del problema y justificación

A nivel mundial un tercio de los alimentos se desperdician y en México cerca de 20.4 millones de toneladas de productos alimenticios se tiran, lo equivalente al 34 % de la producción nacional [9]. Es de suma importancia el contar con sistemas sustentables y eficientes para la conservación de alimentos, con el propósito de alcanzar una producción y consumo sostenible en el sector alimentario, ya que al tener una mayor cantidad de productos disponibles se podrá alimentar de forma sostenible a la creciente población mundial.

El secado, como uno de los métodos de conservación más antiguos, ha sido un desafío al que se ha enfrentado la industria alimentaria a lo largo de los siglos [10]. La falta de uniformidad es un problema común asociado con el secado por lotes. Mathioulakis et al. fue una de las primeras personas en usar CFD al modelar el flujo de aire en una cámara de secado de bandejas y destacó el alto nivel de falta de uniformidad que existía en tales procesos [11].

Los secadores de tipo gabinete son de los equipos más utilizados en zonas rurales para el secado de productos agropecuarios ya que son de estructura simple, bajo costo y pueden ser utilizados en diferentes condiciones ambientales. En los artículos [12, 13], se menciona que la no uniformidad en el contenido de humedad de los productos finales es una condición inherente de este tipo de secadores, por lo que productores e industrias no están interesados en estos. Este problema se debe a que en los secadores de gabinete es común encontrar que el aire caliente es introducido en la parte inferior, y continúa su camino hacia las charolas superiores. Por lo tanto, el producto colocado en las charolas inferiores recibirá una mayor cantidad de calor y alcanzando velocidades de secado más rápidas mientras el producto colocado en las charolas superiores no tendrá suficiente energía para secarse a la misma velocidad. Además el potencial de secado del aire caliente disminuye gradualmente a medida

que pasa por las bandejas superiores debido al aumento de la humedad relativa, la disminución de la velocidad y temperatura del aire de secado.

Una distribución uniforme del flujo de aire y temperatura al interior de los secadores es un importante parámetro porque determina la eficiencia del secador y la homogeneidad de los productos a ser deshidratados [12]. Controlar o medir estos parámetros puede ser muy tedioso y complicado en arreglos experimentales. Es por esto que el uso de herramientas computacionales como CFD pueden ayudar a reducir el tiempo requerido en el trabajo experimental y analizar o predecir el patrón de movimiento del flujo de aire en un intervalo de tiempo relativamente corto con el fin de conocer y mejorar el desempeño del mismo [14].

La dinámica de fluidos computacional es una poderosa herramienta numérica que se está utilizando ampliamente para simular muchos procesos en la industria alimentaria para proporcionar soluciones de diseño efectivas y eficientes. En los últimos años ha sido utilizada para predecir la velocidad del aire y la temperatura en cámaras de secado [12], sin embargo, Xia [8], menciona que se debe prestar más atención a los supuestos que se realizan en las simulaciones para lograr una homogeneidad espacial de los parámetros principales porque tales consideraciones podrían conducir a imprecisiones en la predicción.

Algunas de las muchas ventajas de utilizar estas herramientas para diseñar o validar sistemas de secado es que proporcionan una comprensión detallada de la distribución del flujo, las pérdidas de peso, la transferencia de masa y calor, la separación de partículas, etc. También hace posible evaluar cambios geométricos o de materiales con mucho menos tiempo y costo de lo que implicaría una prueba de laboratorio, ya que elimina la necesidad de construir y probar prototipos, y puede reducir considerablemente el número de pruebas que normalmente se requieren en las investigaciones y el desarrollo puramente empírico.

Hoy en día, las soluciones CFD se utilizan para optimizar y desarrollar equipos y estrategias de procesamiento en la industria alimentaria y su tasa de uso ha crecido exponencialmente, como lo demuestra el aumento constante de artículos en revistas a lo largo de los años [10]. Sin embargo, después de una revisión bibliográfica sobre el uso de herramientas de CFD para la modelación y validación de secadores solares de tipo gabinete, misma que se presentará más adelante se ha visto que muchos de estos trabajos carecen de detalle en su metodología de simulación. No existe un referente perfecto que se centre en las soluciones numéricas y simulaciones de distribución de flujo de aire y transferencia de calor en las zonas interiores de los secadores solares [6]. Además de que son pocos los trabajos que evalúan un mismo secador en diferentes modalidades de operación.

Aunque existe una amplia gama de diseños de secadores solares, actualmente no existen estándares que rijan su evaluación del rendimiento. Parte del desafío de

evaluar y comparar el rendimiento de secadores es la dependencia a las condiciones ambientales, como la irradiancia, la temperatura y humedad ambiental, considerando que estas varían a lo largo del día y del año.

Además de la dependencia del clima, el rendimiento del secador dependerá del contenido de humedad inicial del producto a deshidratar. Por lo tanto, cualquier comparación de secadores requiere tener un producto con el mismo contenido de humedad inicial, que es un parámetro difícil de controlar con productos agrícolas provenientes del campo. Otra limitación de estos parámetros, como la eficiencia y velocidad de secado, es que no tienen en cuenta las variaciones espaciales de las condiciones dentro de un secador y no brindan información sobre la falta de uniformidad en el secado [4].

La falta de un procedimiento de evaluación sólido y la dependencia de ensayos experimentales de secado dificultan la selección de cualquier diseño en particular. Es por esto que una alternativa a las pruebas de secado es utilizar modelos matemáticos para predecir el rendimiento de los secadores ya que se pueden definir las mismas condiciones climáticas como condiciones límite para evaluar el rendimiento de uno o diferentes secadores bajo las mismas condiciones sin necesidad de experimentos, y también la humedad del producto se puede establecer como una condición inicial [4].

En este trabajo se evaluará experimentalmente y simulará un secador solar de tipo gabinete sin carga para entender mejor su operación eliminando el impacto que tendría la humedad entregada por los productos. Se busca predecir las velocidades y temperaturas al interior del secador y con esto aproximar el desempeño del mismo.

Durante la realización de dicho trabajo se buscará desarrollar y justificar cada uno de los pasos y partes de la metodología de la simulación numérica con el objetivo de tener más conocimiento e información sobre los modelos de turbulencia, transferencia de calor, etc, que son adecuados para su uso en la simulación de secadores solares y con esto, en un futuro, ser capaces de tener y diseñar secadores solares más eficientes para promover su uso en la agroindustria.

1.2. Antecedentes

1.2.1. Uso de energía en la industria de alimentos y uso de secadores solares en el sector agropecuario

Comprender el crecimiento de la población mundial y anticipar la energía y la demanda futura de alimentos y agua es crucial para el desarrollo sostenible. De acuerdo con la Organización de las Naciones Unidas, ONU, se espera que la población mundial alcance los 9,700 millones en 2050 con altas demandas de energía, agua y alimentos [15]. Esto traerá varios desafíos entorno a la sostenibilidad global y, además de la

energía y agua, el suministro y la seguridad alimentaria serán de los principales desafíos para la sociedad [16].

La industria de procesamiento de alimentos consume grandes cantidades de energía y agua, lo que la convierte en uno de los sectores más importantes para abordar el impacto ambiental. El gran tamaño de la industria alimentaria indica un potencial significativo para el ahorro de energía, ya que de acuerdo con los Objetivos de Desarrollo Sustentable de la ONU, el sector de la alimentación representa alrededor del 30 % del consumo total de energía en el mundo [17, 18].

Según la Agencia Internacional de Energía, EIA, por sus siglas en inglés en 2017, el sector alimentario consumía globalmente aproximadamente 200 EJ por año, de los cuales un 45 % corresponde a actividades de procesamiento y distribución [19]. Se sabe que en la industria una gran parte de la energía que se requiere es en forma de calor, y la industria alimentaria no es la excepción. Los procesos térmicos (refrigeración y calor de proceso) son responsables de una gran porción de la energía consumida en el procesamiento de alimentos, representan el 75 % de las necesidades energéticas totales en toda la industria alimentaria [17, 19].

El calor se utiliza en múltiples técnicas de conservación, sobre todo en procesos que conllevan un cambio de fase, ya que algunos requieren primero la adición de agua al producto seguido de su eliminación. Por ejemplo, el horneado, el secado y la liofilización, son operaciones intensivas en energía debido al alto calor latente de vaporización y sublimación del agua presente en la materia prima o añadida durante el procesamiento [19]. Es importante mencionar que la eficiencia térmica de los secadores industriales es baja, por lo que se desperdician grandes cantidades de energía, que comúnmente es suministrada por combustibles fósiles o electricidad [19].

En los últimos años, se han publicado muchos artículos sobre el potencial de conservación de energía en el secado industrial. En el libro *Handbook of industrial drying* [20], algunos estudios muestran que los secadores industriales consumen una parte importante de la energía total utilizada en los procesos de producción. Por ejemplo, se estimó que la energía utilizada para el secado en diferentes industrias seleccionadas del Reino Unido era de 128 MJ/año equivalente al 12 % de la energía total utilizada en la industria del país. En específico en el secado de alimentos y agricultura se ocuparon 35 MJ/año (12 %) de los 238 MJ/año que se usaron en el sector industrial alimentario y agropecuario británico. Si nos enfocamos únicamente en los 35 MJ/año para el secado de frutas y verduras con respecto a toda la energía de la industria (1103 MJ/año) vemos que es el 3.17 %. El artículo presentado por Iranmanesh en 2020, menciona que alrededor del 3.62 % de la energía mundial en la industria del sector agropecuario se utiliza para el secado de productos agrícolas [21]; y el artículo [16] hace referencia a que el consumo de energía para diversas aplicaciones de secado es uno de los principales componentes del consumo total de energía en los países en desarrollo.

La producción de alimentos representa alrededor de una cuarta parte (26 %) de las emisiones globales de gases de efecto invernadero (GEI) [22]. Esto es un porcentaje considerable, pero es un poco más fácil de digerir cuando recordamos que la comida es una necesidad humana básica. Sin embargo, lo que es más difícil de entender es la cantidad de emisiones de GEI que se producen y la cantidad de recursos usados en la producción de alimentos que nunca se comen. Ya que un tercio de los alimentos que se producen se desperdician a nivel mundial y varios informes indican que las pérdidas posteriores a la cosecha de frutas y verduras en los países en desarrollo son casi del 30 % al 40 % [15, 16].

El estudio de Poore y Nemecek (2018) encontró que casi una cuarta parte (24 %) de las emisiones que provienen de los alimentos son de productos que se pierden en la cadena de suministro (15 %) o que los minoristas y consumidores desperdician (9 %). Esto significa que el desperdicio de alimentos es responsable de alrededor del 6 % de las emisiones globales totales de GEI [23].

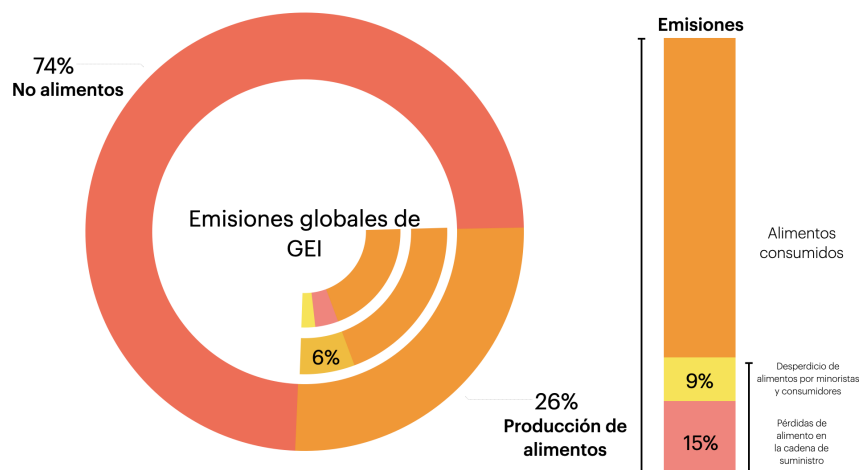


Figura 1.1: Emisiones de GEI en la producción y desperdicio de alimentos [23]

Para lograr el equilibrio adecuado entre la oferta y la demanda mundial de alimentos, es necesario reducir las pérdidas posteriores a la cosecha. Los países en desarrollo sufren pérdidas significativas de alimentos y granos debido al almacenamiento y procesamiento inadecuados. Al disminuir las pérdidas, especialmente en estos países, se puede satisfacer la demanda prevista de alimentos sin ejercer una presión adicional sobre los recursos naturales [16].

El uso de energía solar en aplicaciones de secado es una alternativa potencial ya que puede disminuir el consumo de energía convencional en un 27 %-80 % [5] y puede ayudar a disminuir el desperdicio de alimentos de una forma sustentable. Es una fuente de energía asequible, a diferencia de los combustibles fósiles, cuyo acceso es limitado en estos países en desarrollo y por lo general los productores no pueden

permitirse secadores convencionales debido a sus altos costos operativos y de capital [16]. El secado solar es uno de los métodos más prácticos para deshidratar productos agrícolas que incluye dos métodos principales, el tradicional y el industrial. En el método tradicional o secado a cielo abierto, el producto es deshidratado en un área abierta sin ningún tipo de protección, por lo que la calidad y el precio de los productos secos es inferior al método industrial [24]. Por otro lado se encuentran los secadores solares, en donde de igual forma se aprovecha la energía del sol para remover la humedad de los alimentos pero en un entorno controlado, con cámaras de secado. El contar con condiciones controladas garantiza que los alimentos no se vean afectados por la lluvia y la contaminación de partículas extrañas, lo que reduce la probabilidad de crecimiento de hongos y microbios.

Los secadores solares generalmente exhiben una velocidad de secado más rápida que los métodos tradicionales al lograr temperaturas más altas, menor humedad y mayor movimiento de aire. También pueden mejorar la calidad del producto en cuanto a sabor, color y apariencia, lo que mejora la comercialización del producto y permite mejores oportunidades de tener un negocio rentable [25].

Los secadores solares pueden ayudar a lograr un sistema alimentario sustentable debido a los múltiples impactos que puede generar. Pueden influir tanto en la capacidad de comercialización como en la generación de ingresos, ya que un producto de mejor calidad tiene mayor valor agregado. Al mismo tiempo, puede reducir el desperdicio de alimentos ya que alarga la vida útil del producto mientras se reduce significativamente tanto el volumen como el peso del producto, lo cual ayuda a minimizar los costos y facilita el embalaje, almacenamiento y transporte, haciendo más eficiente la cadena de suministro; el desperdicio de frutas y verduras procesadas es aproximadamente un 14 % menor que el de las frescas [23, 25].

Además de los beneficios mencionados anteriormente, con el secado solar se pueden disminuir las emisiones de GEI, por el hecho de reducir el desperdicio de alimentos y por no usar fuentes fósiles de energía durante el proceso de secado que como se mencionó anteriormente es energéticamente intensivo. A pesar de los beneficios de la deshidratación solar y el continuo desarrollo de la tecnología, existe poco interés industrial debido a la baja eficiencia y uniformidad de la distribución del aire al interior de los secadores solares. Por esta razón, se han realizado muchos esfuerzos para mejorar su rendimiento [21, 25].

De acuerdo con Ladha [19], las reducciones de energía en el sector alimentario se pueden lograr a través de la optimización de procesos, cambios tecnológicos y de fabricación. En los últimos años las aplicaciones de CFD se han generalizado en los procesos de la industria de alimentos y bebidas con beneficios directos tanto para el consumidor como para el ambiente. La investigación desarrollada mediante herramientas CFD ha logrado que los productos se procesen y almacenen en sistemas más eficientes en cuanto a espacio y energía utilizada. Las herramientas de CFD

pueden ayudar a crear productos alimenticios con un mejor rendimiento del equipo, menos contaminación, un tiempo de comercialización más rápido y menores costos de diseño y producción [10].

Por lo tanto, para mejorar el proceso de secado de los productos, ahorrar energía y reducir el costo del producto deshidratado, es esencial un diseño adecuado y óptimo de los secadores solares. En la siguiente sección se muestra el uso de esta herramienta para múltiples aplicaciones para secadores de tipo gabinete, como la simulación y validación del proceso de secado, el análisis de diseños innovadores, predicción de la distribución de temperatura dentro de la cámara de secado, simulación de transferencia de calor y masa en secadores solares, en donde los estudios mostraron concordancia entre los datos simulados y experimentales ($0.87 < R^2 < 0.98$) [21].

1.2.2. Revisión bibliográfica del uso de CFD en secadores solares de tipo gabinete

Como se mencionó anteriormente los secadores de tipo gabinete se han caracterizado por no tener una buena distribución de temperatura y velocidad del aire al interior de la cámara de secado. Con el fin de mejorar la eficiencia de algunos secadores se han diseñado, simulado y validado experimentalmente numerables secadores de tipo gabinete. En la revisión bibliográfica realizada se pudieron encontrar 21 artículos sobre el uso de herramientas de CFD en secadores de tipo gabinete. De todos estos el 71 % realizaron las simulaciones haciendo uso de Ansys Fluent, el 14 % con Ansys CFX y el otro 14 % con diferentes programas, entre ellos COMSOL [25] y SolidWorks Flow Simulation [5].

La mayoría de los secadores simulados son de tipo indirecto, algunos son secadores híbridos, y únicamente 3 modelos permiten el paso de la radiación a la cabina de secado, es decir, funcionan en modo mixto o directo [3, 6, 26]. El 62 % de los trabajos simulan los secadores con el captador solar para calentamiento de aire acoplado y el resto solo la cabina. El 47 % menciona que el equipo a simular funciona en convección forzada, el 43 % en convección natural y dos artículos (10 %) no dan información. En general (66.6 %) se observó que se realizan las simulaciones en tres dimensiones mientras que el otro 33 % solamente en dos. La mayoría de los trabajos, 62 %, consideran un estado estacionario mientras que el 33.3 % realizan el estudio en estado transitorio y el 4.7 % no brindan información.

Se encontró que gran parte de los estudios realizados (71 %) consideran las charolas con carga. Estas comúnmente son simuladas como medios porosos y se modelan agregando un término fuente de cantidad de movimiento a las ecuaciones estándar de flujo. El cual se compone de dos partes: un término de pérdida viscosa y otro de pérdida inercial. Este sumidero de momento crea una caída de presión en la celda porosa [4, 12, 13]. Aquellos artículos que se realizaron en estado transitorio y mode-

laban las charolas con carga comúnmente simulaban el fenómeno de transferencia de masa (vaporización del contenido de agua). En estos casos los autores calculan el calor equivalente que vaporiza el contenido de agua en los productos con un modelo de cinética de secado preexistente y se aplica como fuente de calor negativa en la sección de bandejas [25, 27, 28, 29].

En cuanto a los modelos de turbulencia se encontró que el 71.5 % usan modelos de la familia $k - \varepsilon$, 9.5 % uso el modelo $k - \omega$ SST, 9.5 % considero su flujo laminar y el otro 9.5 % no da información. Para los modelos de radiación, únicamente 6 trabajos de 21 mencionan alguno de los siguientes modelos de radiación, P-1, Montecarlo, ordenadas discretas y carga solar. En la siguiente tabla (Tab. 1.1) se muestra un resumen de los diferentes trabajos encontrados en la literatura sobre la aplicación de CFD en el análisis de secadores solares únicamente de tipo gabinete que también se describirán a continuación.

Modelos de secadores solares con captador solar acoplado

Los siguientes dos artículos simulan y comparan experimentalmente dos secadores solares híbridos, uno solar-gas [5] y otro solar-eléctrico [3]. Ambos autores realizaron la simulación de sus respectivos sistemas sin carga y sin charolas para eliminar el impacto de la humedad entregada por los productos para una mejor comprensión del funcionamiento del secador. Zoukit et al. [5] simula un secador solar indirecto con un ventilador a la salida de la chimenea. Usó el modelo $k - \varepsilon$ estándar (SKE) que fue el de mejor estabilidad y precisión, más no se presentan los resultados con otros modelos de turbulencia. Se tenía un flujo másico de entrada de 0.025 kg/s. Se realizaron pruebas experimentales en las que la cámara de secado alcanza una temperatura entre 55 °C y 60 °C (Fig.1.2a). Se compararon las temperaturas numéricas obteniendo un error cuadrático medio, RMSE, por sus siglas en inglés, de $\pm 2.1^\circ\text{C}$ (1.97 %) por lo que la simulación describe correctamente el comportamiento del secador.

En el artículo presentado por C. Brasil [3], se simula un secador solar mixto híbrido solar-eléctrico con el software Ansys-CFX 11 como se observa en la figura 1.2b. Se utilizó el modelo de turbulencia $k - \omega$ SST en conjunto con la aproximación de Boussinesq y la ecuación de gas ideal para simular el flujo de aire (0.011 kg/s) que pasa a través del secador por convección forzada. Se refinó la malla cerca de las paredes y se realizó independencia de malla tomando como parámetros de control la temperatura y velocidad promedio a la salida de la chimenea. Las condiciones de frontera que manejó fueron de flujo másico de aire a la entrada a temperatura ambiental, presión de salida ambiental y para las paredes condiciones de temperatura tomando los valores medidos experimentalmente. El autor compara los resultados numéricos con los experimentales presentando una buena aproximación dentro de los rangos de incertidumbre de sus sensores de temperatura y velocidad de aire.

Tabla 1.1: Aplicaciones de CFD en secadores solares tipo gabinete

Autor	Año	Software	Tipo de secador	Colector acoplado	Convección	Dimensiones	Estado	Carga (Producto)	Medio Poroso	Modelo Turbulencia	Modelo Radiación	Otras consideraciones	Condiciones frontera
Amanlou [12]	2010	Fluent	Cabina de charolas	No	Forzada (V.In)	2D	E ^a	Higo	Sí	$k - \epsilon$	NA ^b	NA	Velocidad entrada, Presión salida
B. Maia [3]	2012	CFX 11	Mixto híbrido solar-eléctrico	Sí	Forzada (V.Out)	3D	E	No	No	$k - \omega$ SST	NA	Boussinesq y Gas ideal	Flujo másico entrada, Presión salida, Pared Dirichlet
Yunus[14]	2013	Fluent	Híbrido solar-biomasa	Sí	Natural	2D	E	No	No	$k - \epsilon$ RNG	P-1	NA	NA
Sandoval [30]	2014	Fluent	Indirecto	Sí	Natural	3D	E	No	No	$k - \omega$ SST	NA	Gas ideal	Presión entrada y salida
Romero [24]	2014	Fluent	Indirecto	Sí	NA	3D	T ^c	Vainilla	NA	Laminar	Carga solar	NA	NA
Vintila [25]	2014	COMSOL	Indirecto	Sí	Natural	2D	E	Sí	NA	NA	NA	Boussinesq	NA
Mehdipour [27, 31]	2015	C++	Indirecto	No	Natural	2D	E	Uvas	Sí	$k - \epsilon$	NA	Gas ideal	Velocidad entrada, Presión salida
Darabi [13]	2015	Fluent	Cabina de charolas	No	Forzada (V.In)	3D	E	Rebanadas Limón	Sí	$k - \epsilon$	NA	NA	Velocidad entrada, Presión salida, Pared Dirichlet
Alqadhi[6]	2017	Fluent	Mixto solar	Sí	Forzada (V. In y Out)	3D	E	No	No	$k - \epsilon$ (EWT)	DTRM	NA	Flujo másico entrada, Presión salida, Pared convección
Maheswari [32]	2018	CFX 14	Indirecto con respaldo	Sí	Natural	3D	NA	Zanahoria	NA	NA	NA	NA	Flujo másico entrada, Presión salida
Sanghi [4]	2018	Fluent	Indirecto	Sí	Natural	3D	T	Maíz	Sí	$k - \epsilon$ RNG	DO, carga solar	NA	NA
Khalidi[28]	2018	Fluent	Indirecto	No	Natural	2D	T	Higo	Sí	$k - \epsilon$	NA	Boussinesq	Presión entrada y salida
Demissie [7]	2019	Fluent	Indirecto	Sí	NA	3D	T	Sí	Sí	$k - \epsilon$ REAL. (Sc.WF)	NA	NA	Velocidad entrada, Presión salida
Jain[26]	2019	Fluent	Directo	No	Natural	3D	E	No	No	Laminar	Carga solar	NA	NA
Tegenaw[33]	2019	Fluent	Indirecto	No	Forzada	2D	T	Rebanadas Camote	Sí	$k - \epsilon$	NA	NA	Velocidad entrada, Presión salida
Zouquit[5]	2019	SolidWorks Flow Simulation	Indirecto, híbrido solar-gas	Sí	Forzada (V. Out)	3D	T	No	No	$k - \epsilon$	NA	NA	Flujo másico entrada, Presión salida
Babu [34]	2020	Fluent	Cabina de charolas	No	Forzada (V)	2D	E	Hojas	Sí	$k - \epsilon$	NA	NA	Velocidad entrada, Presión salida
Guler [35]	2020	Fluent	Indirecto	Sí	Forzada (V. In)	3D	E	Rebanadas Pepino	No	$k - \epsilon$ RNG (EWT)	NA	NA	NA
Desisa [36]	2020	Fluent	Indirecto	Sí	Natural	3D	E	Granos Café	No	$k - \epsilon$	NA	NA	Flujo másico entrada, Presión salida
Iranmanesh[21]	2020	Fluent	Indirecto	No	Forzada (V.)	3D	T	Rebanadas manzana	No	$k - \epsilon$	NA	NA	NA
Getahun[29]	2020	CFX	Indirecto	Sí	Forzada (V.)	3D	T	Chile rojo	Sí	$k - \epsilon$	Montecarlo	NA	Velocidad entrada, Presión salida

^aE: Estacionario

^bNA: No información

^cT: Transitorio

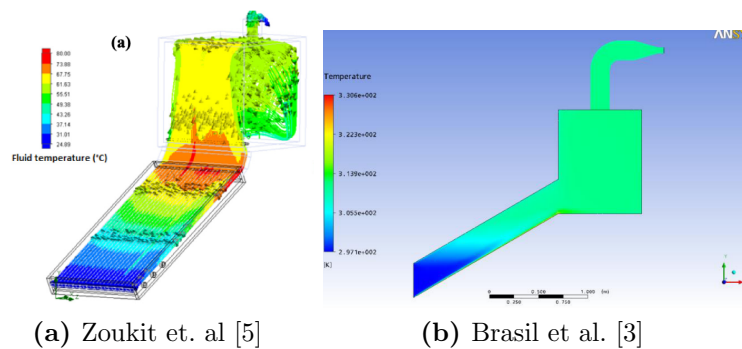


Figura 1.2: Perfil de temperaturas al interior de secadores solares híbridos

Demissie et al. [7], simula un secador solar indirecto en 3D y hace la consideración de que el comportamiento en el secador es simétrico ya que solo simula la mitad del volumen de estudio. Usa el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ realizable (RKE) usando una función de pared. Considera las charolas y el alimento como un medio poroso. Para obtener con mayor precisión los parámetros del flujo cerca de la pared, hace un refinamiento de malla cerca de las mismas así como un estudio de independencia de malla. La diferencia máxima entre los resultados experimentales y los numéricos de temperatura fue de $4.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ que es el 1.4% de desviación. Por lo tanto, concluyen que el modelo CFD brinda una correcta información sobre la distribución de la temperatura dentro de la cámara de secado (Fig. 1.3a).

En el artículo del autor Sandoval [30], se simuló un secador funcionando en modo indirecto en convección natural (Fig. 1.3b). Para simular dicho flujo se usó el modelo de turbulencia $k - \omega$ SST con la ecuación de gas ideal. Se encontró que la simulación realizada en Ansys Fluent tuvo un error promedio de 0.872% en comparación con los resultados experimentales.

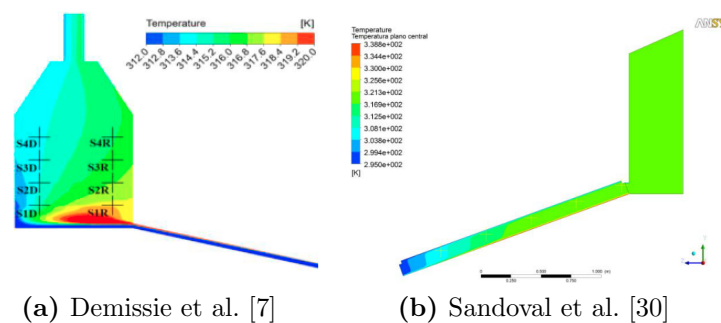


Figura 1.3: Perfil de temperaturas al interior de secadores solares indirectos

El artículo [32] simula un secador solar indirecto con un intercambiador de calor de gas. El secador funcionaba en convección natural y se simuló con carga (zanahoria).

Los resultados de la simulación con el intercambiador de calor acoplado se muestran en la figura 1.4a. El autor concluye que la temperatura en el análisis experimental es menor debido a las pérdidas de calor en comparación con el análisis numérico, al tener diferencias de temperaturas mayores a 10°C .

Los objetivos del trabajo presentado por Sanghi et. al [4] fueron modelar un secador solar de gabinete de convección natural utilizando Ansys Fluent y simular el proceso de secado en condiciones climáticas conocidas y predecidas para evaluar el rendimiento del secador. Posterior a un estudio de independencia de malla, se seleccionó una malla de 89 mil elementos la cual se muestra en la figura 1.4b. Dicho secador se simula con carga (maíz), con el modelo $k - \varepsilon$ RNG (RNGKE) para la dinámica de fluidos y el modelo de ordenadas discretas para la ecuación de transferencia de radiación. Se encontró que la distribución de la temperatura y la humedad pronosticadas fue similar a las observaciones experimentales, aunque hubo una sobre predicción tanto de la temperatura (8.5 %) como de la humedad (21.4 %), lo cual podría deberse a la subestimación de las pérdidas de calor a pesar de la consideración de pérdidas por infiltración de aire que se calcula.

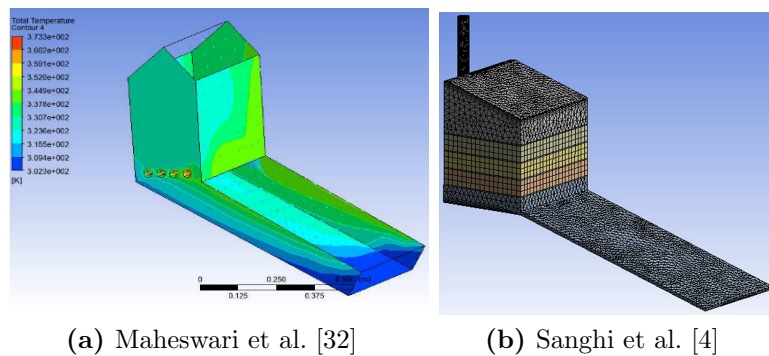


Figura 1.4: Resultados numéricos y malla de secadores solares

El autor del artículo [29] presenta la simulación del diseño de un secador solar indirecto con carga de chile rojo. El sistema de secado es un colector solar de doble paso, una cámara de secado con ocho bandejas y un ventilador posicionado entre la salida del captador y la cámara de secado (Fig. 1.5). El chile rojo se consideró como medio poroso, se dieron condiciones de entrada de velocidad de aire (1.5 m/s) y presión de salida ambiental. Se simuló usando el modelo de turbulencia SKE y el modelo de radiación de Montecarlo. La temperatura de la cámara de secado se encontró en el rango de 36 a 39.7°C . Menciona que el diseño aún requiere de una optimización adicional para posteriormente validarlo experimentalmente.

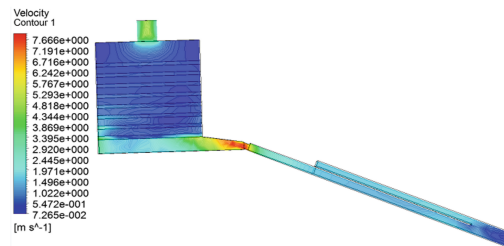


Figura 1.5: Perfil de velocidades obtenido en el secador solar [29]

Modelos de secadores solares sin captador solar acoplado

A diferencia de los trabajos anteriores algunos trabajos únicamente realizan la simulación de la cabina de secado. Mehdipour et al., [27, 31], estudia el efecto de la radiación solar y la longitud de la chimenea de un secador solar indirecto de forma experimental y numérica. Para la simulación del flujo de aire se usó el modelo SKE y la ecuación de gas ideal para modelar la variación de densidad y compresibilidad del fluido, ya que funciona en convección natural. Se simuló 5 charolas con producto (uvas) como medio poroso. Se usó un código propio en C++ para resolver las ecuaciones gobernantes. Realiza un estudio de independencia de malla tomando a la temperatura a la salida del secado como variable de sensibilidad. Se encontró que las mediciones experimentales respecto de las numéricas varían en máximo 4.1 K, equivalente a 1.3% de desviación. El perfil de temperaturas se muestra en la figura 1.6a.

El trabajo de Jain et al. [26], simula un secador solar doméstico directo en 3D con Ansys Fluent, sin carga y con charolas (Fig. 1.6b) en estado estacionario. El secador directo funciona en convección natural y se considera laminar. Para resolver la ecuación de radiación usa el modelo de carga solar en conjunto con la calculadora solar. Se realizó un estudio de independencia de malla, tomando como variable de sensibilidad la eficiencia térmica. En los resultados se encontró un R^2 de 0.98 entre los valores experimentales y los simulados y se tuvo una eficiencia térmica de 36%.

En este artículo [33], la transferencia de calor transitoria en un secador solar se modela con CFD y técnicas de modelado de capacitancia concentrada. La simulación se realizó en 2D, usando Ansys Fluent 17.1. Se realizó un estudio de refinamiento de malla hasta que la malla más refinada difería en menos del 1%. Además, se aplicaron capas de inflación cerca de las paredes. A pesar de que se menciona esto en el artículo, también el autor comenta que usó el modelo de SKE con funciones de pared estándar, el cual podría no estar representando bien la capa límite a pesar de tener una malla fina en las paredes. Las simulaciones se realizaron con carga (camote) como medio poroso. En la figura 1.6c se muestran los resultados de la simulación.

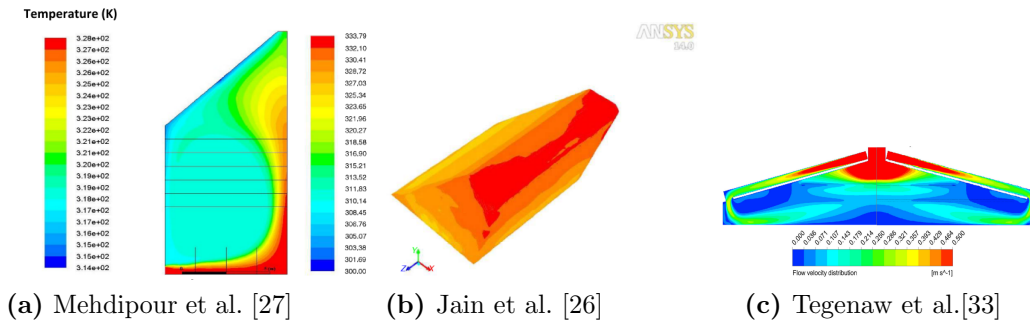


Figura 1.6: Perfiles de temperatura (a y b) y velocidad (c) obtenidos en cabinas de secadores solares

El artículo de Amanlou et al. [12], presenta la simulación de 7 geometrías diferentes para una cabina de secado con el fin de obtener el mejor diseño con flujos y temperaturas homogéneas al interior del secador. El flujo al interior del secador se simuló en 2D, en estado estacionario, usando Ansys Fluent, con un modelo de turbulencia SKE. Simuló tres charolas con carga (higo) como medio poroso. El modelo de la figura 1.7a resultó ser el de mayor homogeneidad y las predicciones del análisis de CFD en relación con los experimentos tuvieron 99.9% y 86.5% de RMSE en temperatura velocidad del aire respectivamente.

El autor H.Darabi presenta en su artículo [13] una comparación con el diseño del trabajo de Amanlou [12], ya que diseña una nueva versión del secador de gabinete con entradas de flujo de aire para cada una de las charolas (Fig. 1.7b). Realizó una simulación en 3D usando Ansys Fluent, el modelo de turbulencia SKE, y de igual forma se simuló las charolas con carga (rebanadas de limón) con el modelo de porosidad. La simulación se realizó en estado transitorio y se dieron las condiciones de velocidad de entrada (1, 2, 3 m/s) y presión ambiental a la salida. Se mostró una correlación de 0.99 de la velocidad de aire al interior de la cabina y menciona que se demostró un desempeño superior en todos los aspectos en comparación con el diseño de Amanlou.

Babu et al. [34] simula diferentes geometrías para una cabina de secado para hojas haciendo uso de Ansys Fluent, con el fin de obtener la mejor distribución de temperatura y velocidad del aire. Usa el modelo de turbulencia SKE, simulando como medio poroso las hojas. Usa velocidad de entrada y presión ambiental a la salida como condiciones de frontera una vez realizado el estudio de independencia de malla. Menciona que para el error de convergencia de malla se usó la técnica de extrapolación generalizada de Richardson. Los resultados con la mejor geometría se presentan en la figura 1.7c.

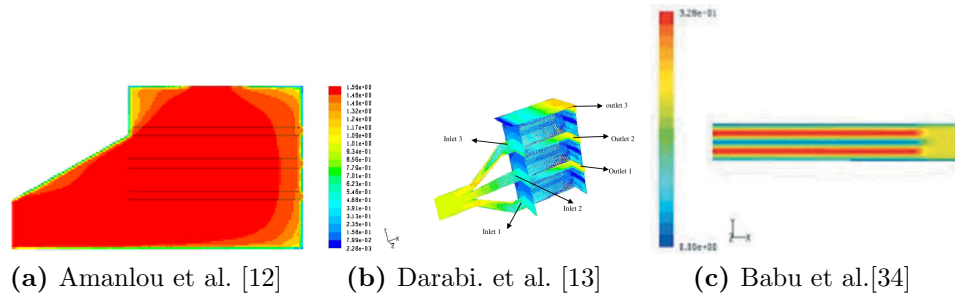
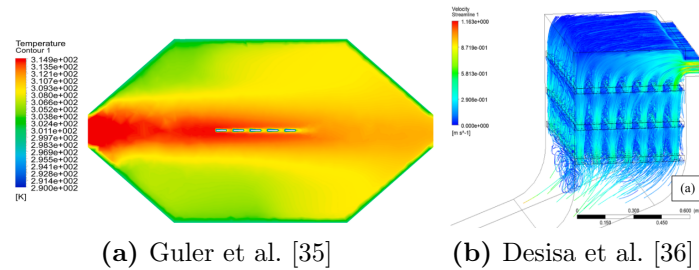


Figura 1.7: Perfiles de temperatura (a) y velocidad (b y c) obtenidos en cabinas de secado

Algunos autores presentan novedosos secadores solares o mejoras innovadoras a los secadores o captadores solares acoplados a alguna cámara de secado. En el artículo [35] se simula un secador solar indirecto de doble paso con la integración de mallas de hierro en el absorbedor del captador solar con el fin de mejorar su eficiencia. Las simulaciones se llevaron a cabo en Ansys Fluent y se usó el modelo RNGKE con tratamiento de pared mejorada para simular el flujo de aire (0.011 kg/s). Se realizó un estudio de independencia de malla. Se refinó la malla cerca de las muestras de producto (pepino) ya que la simulación se realizó con carga. En la figura 1.8a se muestra el perfil de temperaturas al interior de la cabina. La desviación máxima obtenida entre los valores de temperatura numéricos y experimentales fue del 10 %.

Desisa et al. [36], realiza diferentes simulaciones de un secador solar indirecto con carga (café) acoplado a diferentes modelos de captadores solares planos de doble paso de aire, con absorbedor liso, corrugado y con ranuras en V. Las simulaciones fueron en estado estacionario y se usó el modelo de turbulencia SKE. En la figura 1.8b se muestra la cámara de secado con las camas de café acoplado al colector con ranuras en V que fue el que dio los mejores resultados.

Iranmanesh et al. [21] simula un secador solar indirecto acoplado a un captador solar de agua de tubo evacuado y un sistema de almacenamiento térmico. La simulación de la cámara de secado la realiza en 3D en Ansys Fluent, con el modelo de turbulencia SKE en estado transitorio con carga (manzana). Se realizó un estudio de independencia de malla tomando como variable de sensibilidad la temperatura a la salida del secador. Se contaba con un flujo de aire de 0.025 kg/s . Los resultados mostraron que existe una buena concordancia entre lo simulado y lo experimental, con un error máximo de 6.7 %. El nivel de temperatura pronosticado por la simulación CFD fue más alto que el nivel de los valores experimentales (Fig. 1.9a).

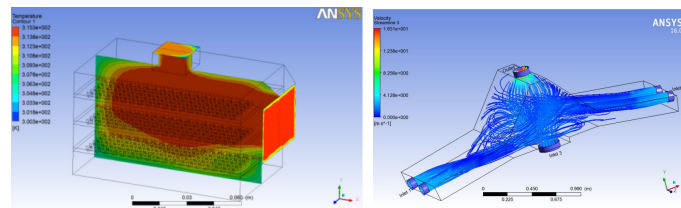


(a) Guler et al. [35]

(b) Desisa et al. [36]

Figura 1.8: Perfiles de temperatura (a) y líneas de corriente (b) obtenidos en cabinas de secadores solares con carga

El artículo presentado por [6] simula un secador solar con un diseño innovador. Este modelo cuenta con dos captadores para calentamiento de aire en ambos lados, un ducto de recirculación de aire, dos ventiladores en la entrada de cada colector, dos ventiladores en la superficie inferior y cuenta también con materiales desecantes debajo de la primera bandeja. Realiza la simulación en 3D, en Ansys Fluent, con una malla de 29,029 elementos. Simulan el flujo con el modelo de SKE con tratamiento de pared mejorado y un modelo de radiación de transferencia discreta (DTRM) y con *Solar ray tracing*. Como condiciones de frontera se usó velocidad de entrada a 3 m/s y presión ambiental a la salida. A pesar de todos los ventiladores que tiene el modelo, ninguna entrada o salida se simuló con condiciones de ventilador. El autor menciona que los resultados obtenidos muestran un flujo de aire uniforme en todo el secador (Fig. 1.9b), la temperatura alcanzada en esta cámara de secado propuesta oscila entre 45 °C y 65 °C. Sin embargo hace referencia a que los resultados de la simulación deben ser validados con un trabajo experimental.



(a) Iranmanesh et al.[21]

(b) Alqadhi et al. [6]

Figura 1.9: Perfiles de temperatura (a) y líneas de corriente (b) obtenidos en secadores solares

En el artículo [24] se presentaron los resultados de una simulación de un secador indirecto para la deshidratación de Vainilla usando Ansys Fluent. Se realizó una simulación de 3 dimensiones con flujo transitorio y laminar. Para simular la radiación solar usaron el modelo de carga solar y la calculadora solar para direccionar los rayos del sol sobre la superficie incidente dependiendo del día, hora y ubicación geográfica. El autor comenta que existe una similitud en el comportamiento de los resultados

experimentales con los numéricos a la salida del colector. Sin embargo, los valores de temperatura al interior de la cabina son diferentes lo cual se pudo deber a la consideración de un coeficiente convectivo constante.

Los artículos presentados por Khaldi [28] y Yunus [14] son algunos otros trabajos realizados en 2D. Khaldi simula un secador solar indirecto con almacenamiento térmico. La simulación se llevo a cabo usando el modelo SKE y las camas porosas en conjunto con las charolas con alimento se modelaron como medios porosos usando Ansys Fluent 6.3. Los resultados obtenidos concuerdan bien con los de los resultados experimentales de temperatura ya que se observa un error relativo promedio de 0.96 % para la temperatura pero de 14 % para la velocidad. En la figura 1.10a se muestran los perfiles de velocidad en la cabina de secado.

Yunus et al., [14], presenta la simulación de un secador solar híbrido con biomasa usando el software de Ansys Fluent. El autor realiza una simulación utilizando el modelo de radiación P-1 y el modelo de turbulencia RNGKE. Se simularon las charolas sin carga y se compararon con los resultados experimentales. Se encontró que colocar la condición de radiación en las paredes del secador fue inadecuado para replicar las condiciones reales, ya que los porcentajes de diferencia entre las temperaturas reales y medidas fueron mayores al 11 %, el perfil de velocidades de la simulación en 2D se puede observar en la figura 1.10b.

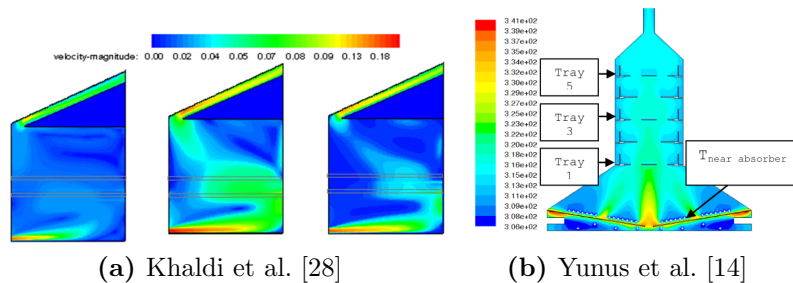


Figura 1.10: Perfiles de velocidad (a) y temperatura (b) obtenidos en secadores solares

Vintila [25], simula en 2D un secador solar indirecto de convección natural con el software COMSOL haciendo uso de la aproximación de Boussinesq para el cambio en la densidad del aire. El efecto térmico de la evaporación del agua del producto fue modelado por una fuente de calor interna negativa de $10 \text{ W}/\text{m}^3$, en lugar de usar el modelo de medio poroso. Mencionan que las mediciones realizadas in situ mostraron valores similares de temperatura y también de humedad del aire, sin embargo se necesita más experimentación para validar las predicciones, particularmente cuando se incorporan suposiciones simplificadoras en el modelo.

En la literatura se encontraron deferentes simulaciones sobre secadores de cha-

rolas, si bien no todos son solares, algunos de los trabajos más relevantes sobre CFD en secadores de charolas son el de Mathiolukis et al. [11], y Misha et al.[37]. Mathiolukis et al. es de los primeros autores en hacer uso de CFD para analizar el aire al interior de un secador. En el artículo se presenta la metodología y resultados de la simulación de un secador de lote industrial (5 ton). Se realizó una simulación en 3D, con el modelo SKE y las charolas con producto se simularon sin porosidad. Se encontró una mala distribución de temperatura y aire al interior de este tipo de secadores y se llegó a la conclusión de que la velocidad de secado puede aumentar significativamente con la velocidad del aire. Misha et al. encuentra que la relación entre la velocidad de secado y la velocidad del aire se describe con la ecuación de una línea recta, con una R^2 de 0.96 mostrando que cuanto mayor sea la velocidad media del aire, mayor la velocidad de secado del producto [37].

Como se observa en la descripción de cada artículo podemos observar que solo el 47% de los trabajos mencionan que en su procedimiento realizaron independencia de malla, sin embargo, de estos trabajos solo 4 [3, 21, 26, 27] mencionan las variables de sensibilidad que usaron, algunas de ellas son la temperatura y velocidad promedio a la salida del secador y la eficiencia de secado. En lo respectivo a la malla también algunos trabajos realizan un refinamiento en la malla de las paredes de los secadores con el objetivo de capturar los fenómenos de capa límite [3, 7, 33, 35], sin embargo, por el modelo de turbulencia seleccionado o número de elementos en la malla que mencionan es difícil de saber si se está representando correctamente la capa límite o el flujo de aire ya que además ninguno hace mención a los valores de y^+ obtenidos en dichas secciones con refinamiento. También es importante mencionar que ningún trabajo realiza una comparación de modelos de turbulencia para un mismo caso. Otra observación es que algunos autores presentan una sobrepredicción de temperatura en las simulaciones en comparación con los resultados experimentales; la mayoría hace mención a no calcular correctamente las pérdidas térmicas o coeficientes convectivos [4, 24, 32]. Sobre las condiciones de frontera se puede notar también que las más usadas son las condiciones de velocidad o flujo másico de aire a la entrada y presión ambiental a la salida. A pesar de que numerosos artículos cuentan con ventiladores integrados ningún autor usa condiciones de ventilador en la simulaciones y sus arreglos experimentales eran diseñados y realizados con el objetivo de registrar velocidades y temperaturas a la entrada y salida de los equipos.

Es por estas razones que en el presente trabajo se busca tener una metodología clara de las simulaciones numéricas así como un arreglo experimental detallado con el cual comparar los resultados obtenidos.

1.2.3. Secador solar a estudiar y observaciones previas

El secador solar que se analizará en este trabajo (Fig.1.11) es un secador solar tipo gabinete el cual tiene tres partes principales, una cámara de secado, una chimeña y un captador solar para calentamiento de aire. El secador solar se encuentra

orientado hacia el Ecuador (Sur) en la plataforma solar del Instituto de Energías Renovables de la UNAM, en Temixco, Morelos, México ($18^{\circ}51'N$ y $99^{\circ}14'W$ a 1250 msnm).

El captador solar fue diseñado y patentado por la UNAM [38], el cuál consiste en una cubierta de vidrio, una placa absorbadora y una capa aislante. El absorbedor es una placa revestida de negro hecha de aluminio para recibir y absorber la máxima cantidad de radiación solar dada la absorptividad del material. Cuenta con 22 aletas rectangulares para aumentar la superficie de contacto entre el absorbedor y el aire que fluye a través de ellas, dichos canales son longitudinales y paralelos al flujo de aire. Entre la cubierta de vidrio y la placa absorbadora hay una capa de aire. El fondo y los lados del captador están cubiertos con material aislante para reducir la pérdida de energía térmica al ambiente. Las características principales del captador se muestran en la tabla 1.2.

Tabla 1.2: Características principales del captador solar plano para calentamiento de aire

Componente	Especificaciones y características
Ángulo de inclinación	22°
Área bruta del captador	$2.51 m^2$
Aislante	Polisocianurato (1/2 in), $k = 0.025 W/m K$
Cubierta	Vidrio templado solar (3.2 mm), $\tau_c = 0.90$
Placa absorbadora	Lámina de aluminio pintada de negro, 0.4 mm, $\alpha=0.88$ y $\epsilon_c=0.36$

Este equipo, es un secador solar que puede funcionar en modo mixto e indirecto, ya que la cámara de secado puede permitir el paso de la radiación solar a través de su cubierta de policarbonato transparente funcionado así en modo mixto (MM) o se puede cubrir para operar en modo indirecto (MI) como se muestra en la figura 1.11a y 1.11b respectivamente. La cubierta de la cámara de secado ($0.9 m^2$) al igual que el captador solar está inclinada 22° con respecto a la horizontal.

La cámara de secado está aislada térmicamente con polisocianurato. El cuerpo de aire de la cámara de secado es de 1.175 m ancho, 0.89 m largo y la máxima altura en la parte posterior es de 0.42 m (Fig. 1.12). En el interior de la cámara de secado ($0.038 m^3$) hay 8 charolas perforadas, con un área total de secado de $0.52 m^2$, las cuales están dispuestas en 4 niveles (Fig. 1.13a) con una altura de 5 cm entre ellas.

Para las pruebas experimentales en modo indirecto la cubierta de policarbonato se recubrió con aislamiento (armaflex) y una lámina de metal pintada de blanco. Adicionalmente, las paredes de polisocianurato de la cámara de secado y las paredes metálicas de la chimenea fueron cubiertas con armaflex y pintadas de blanco para evitar las pérdidas de calor.



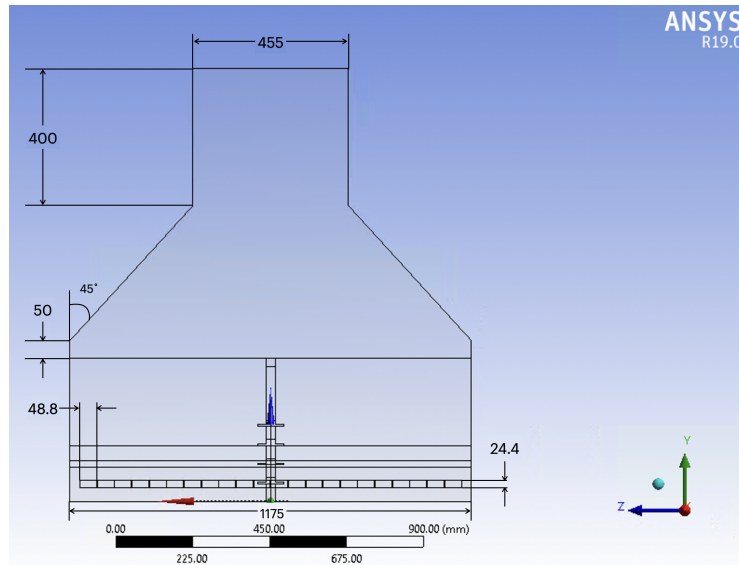
Figura 1.11: Secador solar de gabinete a estudiar

De acuerdo a su funcionamiento de manera activa o pasiva, el secador puede trabajar en convección natural (CN) o forzada. En la parte superior de la chimenea, cuya altura es de 0.845m, se tienen instalados dos extractores eléctricos móviles marca Steren de 4", de 8 cm de ancho por 8 de largo y de 3.8 cm de espesor con una potencia de 15W. Con el objetivo de favorecer el movimiento del aire a través de la cámara de secado entre las charolas y los alimentos. Al ser ventiladores de baja potencia se hará referencia a una convección natural asistida (CNA).

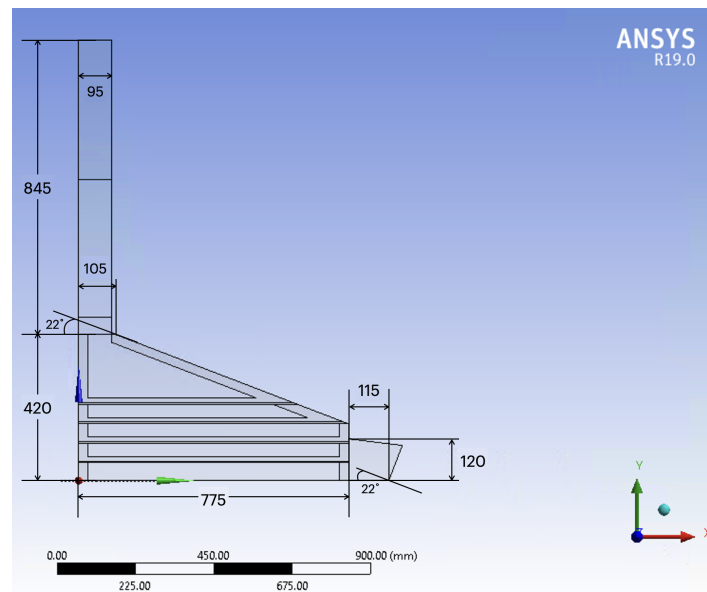
Los modos de operación analizados experimentalmente se muestran en la siguiente tabla y se hablará de ellos en el siguiente capítulo.

Tabla 1.3: Modos de operación del secador solar

Modo de operación	Distribución de componentes	Convección
MM-CNA	Mixto	Natural Asistida
MM-CN	Mixto	Natural
MI-CNA	Indirecto	Natural Asistida
MI-CN	Indirecto	Natural



(a) Vista frontal



(b) Vista lateral

Figura 1.12: Dimensiones del cuerpo de aire al interior de la cámara de secado (mm)

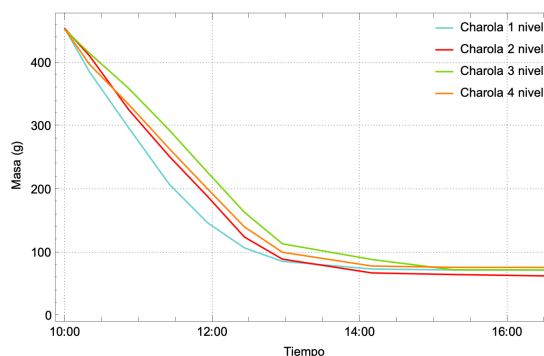
El secador solar que se estudiará en este trabajo se ha probado, modificado y usado en diferentes modos y arreglos experimentales. Principalmente con carga para conocer su eficiencia de secado. Se han realizado dos artículos científicos sobre la eficiencia térmica y de secado del sistema. Un artículo presenta el estudio del desempeño térmico del secador durante el secado de jitomate [39] y el más reciente, determina la cinéticas de secado solar de rebanadas de pera en diferentes condiciones de operación así como el rendimiento térmico del secador solar mediante un análisis de energía y exergía [40].

Si bien en el artículo [40] no se muestran las cinéticas por nivel de charola, durante la obtención de los resultados se observó que las muestras de pera tienen distintas velocidades de secado dependiendo del nivel en el que se encuentren (Fig. 1.13).

En la figura 1.13a podemos observar la disposición de las charolas con carga. El primer nivel de las charolas, el más cercano a la entrada de aire caliente proveniente del captador solar, es en donde el producto se deshidrata más rápido de acuerdo a las cinéticas mostradas en la figura 1.13b. También se puede observar que en modo mixto (MM) la cinética de la charola en el nivel 4 es más rápida que la del nivel 3. Esto se puede deber a que la charola 4 es la más expuesta a la radiación solar cuando se trabaja en modo mixto.



(a) Disposición de las 8 charolas



(b) Cinética de secado en niveles

Figura 1.13: Secado de pera en el secador solar en MM-CN

En la figura 1.13b podemos darnos cuenta que el secado de los productos no es homogéneo, presentando los mismos problemas mencionados en las secciones anteriores. Debido a este comportamiento constante en múltiples experimentos y a la calidad no homogénea de los productos finales obtenidos del secador se decidió hacer uso de las herramientas de CFD para conocer el comportamiento del aire al interior del secador. Ya que como se mencionó en los antecedentes el uso de esta tecnología en el sector agropecuario puede tener un gran impacto social, económico y ambiental en zonas rurales y en la industria del procesamiento de alimentos.

1.3. Hipótesis

Predecir la distribución de aire y temperatura al interior de la cabina con el uso de herramientas de CFD nos permitirá aproximar el desempeño del mismo en diferentes modos de operación reduciendo de manera significativa el tiempo de experimentación.

El conocimiento de la metodología para realizar una simulación de un secador solar ayudará a diseñar y construir equipos más eficientes con el fin de promover su uso en la agroindustria alimentaria para la conservación alimentos.

1.4. Objetivos

Objetivo general

Determinar la distribución de temperaturas y el perfil de velocidades de aire al interior de un secador solar de tipo gabinete realizando una simulación numérica mediante un paquete de CFD comercial y comparar los resultados numéricos con pruebas experimentales realizadas exprofeso para este fin.

Objetivos específicos

1. Evaluar y comparar experimentalmente el secador en sus diferentes modalidades de operación.
2. Establecer un modelo 3D del secador solar y simularlo haciendo uso de CFD con el software Ansys Fluent.
3. Determinar la distribución de temperatura y velocidades al interior del secador en modo indirecto con convección forzada.
4. Validar y comparar los resultados numéricos con datos experimentales hechos exprofeso para este fin.
5. Sugerir recomendaciones de uso de este tipo de secadores.

Capítulo 2

Fundamentos teóricos

El secado es un proceso térmico de separación sólido-líquido, en el cual se remueve el exceso de agua de un producto hasta un nivel seguro de humedad, que permita mantenerlo almacenado durante más tiempo evitando su deterioro. Las principales razones del uso de este proceso es mejorar la calidad, reducir el volumen, y aumentar la duración de un producto, principalmente alimentos. La deshidratación es uno de los métodos con mejor costo beneficio para la conservación de alimentos, ya que al eliminar el agua de la materia orgánica, se reduce el crecimiento de microorganismos que provocan la descomposición de alimentos y evitar las reacciones químicas y enzimáticas [20].

El secado es un proceso complejo en el que la transferencia de masa y energía son primordiales. El calor es transferido al alimento provocando que aumente su temperatura, lo que incrementaría la presión de vapor del producto. En esta condición, la presión de vapor del producto es más alta que la del aire circundante, dicha diferencia de presión genera la evaporación de la humedad de la superficie del producto al aire hasta que se llega a una condición de equilibrio.

En el proceso de secado se lleva a cabo transferencia de masa en dos lugares, de la superficie del producto al aire (externa) y el movimiento de humedad del interior del producto a la superficie (interna). Este último proceso se debe a varios fenómenos, flujo capilar, flujo por vaporización, gravedad, diferencia de temperatura y por difusión, uno de los más importantes fenómenos en la transferencia de masa interna.

Debido a que el calor del aire se transferirá al producto por convección, la rapidez de la pérdida de humedad dependerá de las condiciones externas del aire convectivo como la temperatura, flujo de aire, la humedad relativa y también el área de contacto del producto con el aire. Es por estas variables que se busca conocer la distribución de velocidades y temperatura del aire al interior de cualquier secador.

2.1. Secado solar

El secado solar se refiere al uso de la irradiancia solar como fuente de energía térmica primaria o suplementaria para disminuir el contenido de agua en un material. El método más simple y más utilizado desde la antigüedad es el secado a cielo abierto, este consiste en la exposición del producto al sol sobre el concreto, sin embargo, la exposición directa al ambiente puede contaminar el producto. Por esta razón y el lento proceso de secado se han desarrollado los deshidratadores solares [20].

En la actualidad existen muchos diseños y tipos de secadores, a causa de las condiciones específicas que requiere cada producto, y las diferentes condiciones climáticas posibles. Los secadores solares pueden clasificarse en dos grandes categorías, en secadores activos y pasivos. Los secadores activos son aquellos en los que el aire pasa a través de ellos por convección forzada, es decir, acoplan ventiladores con finalidad de distribuir el flujo de aire de manera más homogénea y arrastrar la mayor cantidad de humedad. Los pasivos son aquellos que funcionan por convección natural [41, 42].

Además de esta clasificación existen otras tres clases de secadores, los secadores integrales o directos, indirectos y mixtos. En los secadores integrales el captador sirve también como cámara de secado y el producto es calentado directamente por el sol, por ejemplo los de tipo invernadero. Los de tipo distribuido cuentan con una cabina de secado separada de los captadores, de tal forma que el alimento está expuesto al aire caliente proveniente de un captador solar de calentamiento de aire y no directamente al sol. Los mixtos son aquellos en los que el deshidratador puede absorber la irradiación solar e integrar un captador solar, por lo que un producto se expone simultáneamente a la ganancia directa de calor solar incidente y a un flujo de aire calentado por el sol [41, 42]. La clasificación y las características principales de los secadores solares se muestran en la figura 2.1.

Secadores de gabinete

La principal diferencia entre los secadores directos e indirectos es que, en los secadores directos, el aire se calienta en la misma cámara donde se encuentran los productos, mientras que en los secadores indirectos o mixtos, el aire que pasa a través del colector se calienta y se transporta a la cámara de secado para transferir la energía térmica al producto que será deshidratado. El aire se puede mover naturalmente por flotabilidad o se puede succionar con un ventilador.

A pesar de las numerosas configuraciones, los secadores de gabinete consisten en su mayoría de algunos de los siguientes tres componentes [41]:

- Cámara de secado: es el espacio con bandejas en cuyo interior se seca el producto. Esta parte del secador es la más compleja en cuanto a análisis de calor y flujo de fluidos.

- Captador solar: aprovecha los rayos solares y transfiere la energía térmica al aire que pasa a través de los ductos del colector.
- Chimenea: ubicada al final del sistema, intensifica la fuerza de flotación y en consecuencia aumenta el flujo convectivo del aire, o es donde comúnmente se colocan ventiladores cuando funciona con convección forzada.

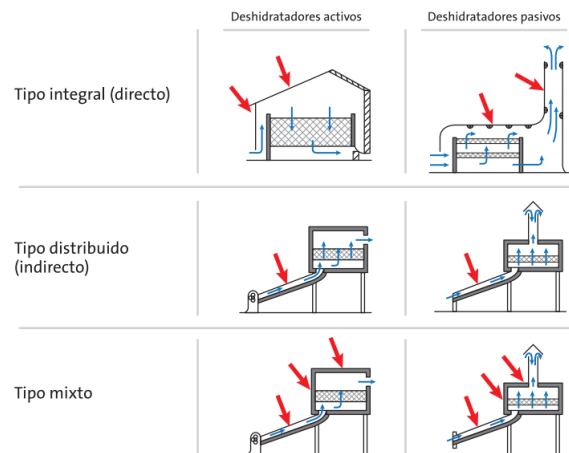


Figura 2.1: Clasificación de deshidratadores solares. [42]

A continuación, se describe el modelo del secador solar de gabinete (Fig. 2.2). El aire ingresa al colector que comprende una cubierta transparente de vidrio templado solar, una placa absorbidora de aluminio con una superficie selectiva negra (22 ductos rectangulares), y un aislante en la parte inferior. El aire se conduce a la cámara de secado donde pasa a través de las charolas con los productos a deshidratar. Mediante procesos de transferencia de calor y de masa, el aire cede calor al alimento y el alimento cede humedad hacia el aire. Posteriormente, el aire caliente y húmedo se mueve hacia la campana de la chimenea y sale por la parte superior.

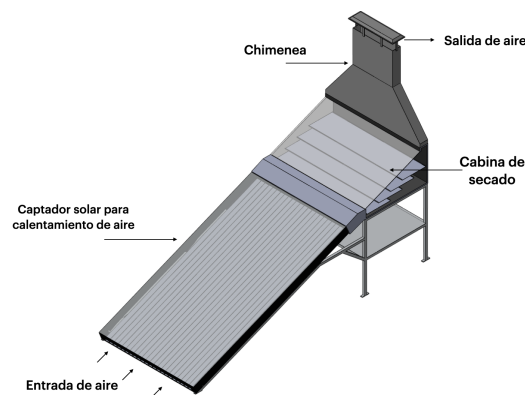


Figura 2.2: Partes del secador solar de gabinete

2.1.1. Análisis energético

El análisis de energía de un secador es muy importante ya que el secado es un proceso energéticamente intensivo y las industrias están interesadas en reducir el consumo de energía con el fin de reducir sus costos. La razón principal por la que se consume más energía en un secador convectivo es porque se elimina el contenido de humedad del producto mediante el suministro de calor latente de vaporización [41].

El rendimiento de cualquier secador puede caracterizarse por sus diferentes indicadores de rendimiento. El consumo de energía específico y la eficiencia energética se consideran parámetros importantes para evaluar un secador en términos de energía. A continuación se presentan las ecuaciones con las que se realizó el análisis de energético sin carga del secador solar.

Eficiencia térmica instantánea del colector solar

Generalmente, la eficiencia térmica instantánea de un colector solar se define como la relación entre la energía útil suministrada por el colector solar (Q_{U_c}) y la radiación solar incidente [40].

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{U_c}}{A_c I_T + P_b} = \frac{\dot{m}_{da} C_{p_{da}} (T_{out_c} - T_\infty)}{A_c I_T + P_b} \quad (2.1)$$

Donde \dot{m}_{da} que es el flujo másico de aire, $C_{p_{da}}$ el calor específico a presión constante del aire a una temperatura promedio entre la entrada y la salida del secador solar, T_{out_c} la temperatura a la salida del colector y T_∞ la temperatura ambiental. La energía incidente sería la irradiancia solar en el plano inclinado del colector (I_T), multiplicada por el área bruta del colector solar (A_c), más la potencia del ventilador (P_b) en caso de que funcione en convección forzada.

Eficiencia energética global del secador solar

La eficiencia de secado de un secador solar relaciona la energía utilizada para la evaporación de la humedad contenida en los alimentos y con la energía total suministrada al secador. Dado que el secador está descargado la evaluación de la eficiencia energética del secador vacío se puede referir como la energía útil del secador con respecto a toda la energía que incide sobre él [5].

$$\eta_{Ed} = \frac{\dot{m}_{da} C_{p_{da}} (T_{out_{dc}} - T_\infty)}{(A_{dc} + A_c) I_T + P_b} \quad (2.2)$$

Cuando el secador solar está funcionando en modo indirecto, la irradiancia incidente en el área de la cubierta del gabinete (A_{dc}) es nula, y cuando está en modo de convección natural asistida, P_b será la potencia consumida por el ventilador [20].

Pérdidas de calor de la cámara de secado

Para conocer el porcentaje de pérdidas térmicas que presenta la cámara de secado con respecto a la energía de entrada en un periodo estacionario se puede utilizar el siguiente balance de energía:

$$\dot{Q}_{U_c} + \dot{Q}_{in_{dc}} = \dot{Q}_{out_{dc}} + \dot{Q}_{loss} \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{U_c} + \dot{Q}_{in_{dc}} - \dot{Q}_{out_{dc}} \quad (2.4)$$

Donde las entradas de energía \dot{Q}_{U_c} y $\dot{Q}_{in_{dc}}$ son la potencia útil proveniente del captador solar y la irradiancia solar incidente en la cámara de secado respectivamente (Fig. 2.3). Y las salidas son la potencia útil a la salida de la cámara de secado ($\dot{Q}_{out_{dc}}$) y las pérdidas que tiene la misma (\dot{Q}_{loss}).

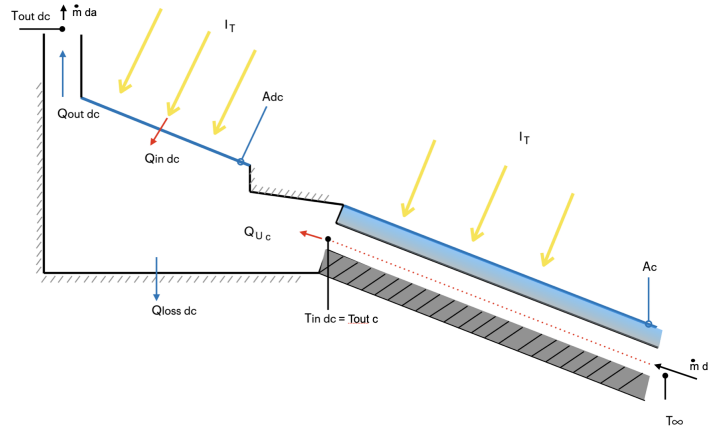


Figura 2.3: Balance de energía en un secador solar tipo mixto

Sustituyendo los valores, donde $T_{in_{dc}}$ es la temperatura de entrada a la cámara de secado, es decir, la temperatura a la salida del colector solar. I_T la irradiancia solar que incide sobre el plano inclinado de la cámara de secado (A_{dc}) y τ_{dc} la transmitancia del policarbonato. $T_{out_{dc}}$ es la temperatura a la salida del secador, \dot{m}_{da} el flujo de aire, obtenemos.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{m}_{da} C p_{da} (T_{in_{dc}} - T_{\infty}) + \tau_{dc} A_{dc} I_T - \dot{m}_{da} C p_{da} (T_{out_{dc}} - T_{\infty}) \quad (2.5)$$

Después de simplificar algebraicamente, las pérdidas térmicas son:

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{m}_{da} C p_{da} (T_{in_{dc}} - T_{out_{dc}}) + \tau_{dc} A_{dc} I_T \quad (2.6)$$

Por lo tanto la fórmula para obtener el porcentaje de energía que pierde o consume la cámara de secado con respecto a toda la energía que entra es:

$$P_{loss_{dc}} = \frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{Q}_{U_c} + \dot{Q}_{in_{dc}}} = \frac{\dot{m}_{da} C p_{da} (T_{in_{dc}} - T_{out_{dc}})}{\dot{Q}_{U_c} + \tau_{dc} A_{dc} I_T} \quad (2.7)$$

2.2. Dinámica de fluidos computacional-CFD

El acrónimo CFD por sus siglas en inglés hace referencia a la rama de la Mecánica de Fluidos denominada *Computational Fluid Dynamics*, que en español es Dinámica de Fluidos Computacional, y consiste en el empleo de computadoras y técnicas numéricas para resolver todos aquellos problemas físicos que están relacionados con el movimiento de los fluidos y de otros fenómenos asociados como la transferencia de calor, reacciones químicas, arrastre de sólidos, etc [43].

Existen diferentes programas comerciales (FLUENT, CFX, COMSOL) de CFD que utilizan diferentes técnicas de solución numérica, diferencias finitas, elementos o volúmenes finitos, etc, para resolver numéricamente las ecuaciones de gobierno de la Mecánica de Fluidos. Para la realización de este trabajo se utilizó Ansys Fluent, el cual se basa en el método de volúmenes finitos.

Los códigos CFD contienen técnicas de discretización adecuadas para el tratamiento de los fenómenos de transporte como la convección y difusión, así como para los términos fuente y la tasa de cambio con respecto al tiempo [44]. Los fenómenos físicos subyacentes son complejos y no lineales, por lo que se busca que las ecuaciones que sean necesarias de resolver se discreticen y linealicen para obtener un sistema algebraico de ecuaciones que se resuelven numéricamente, a través de un enfoque de solución iterativo [43].

Estos métodos se usan para el acoplamiento entre la presión y la velocidad en las ecuaciones de Navier-Stokes [44]. Para este procedimiento se tienen diferentes algoritmos como el SIMPLE, que de acuerdo a Versteeg [44] y Fernández de Oro [43] hasta 2012 era de los algoritmos más populares, y que de igual forma se observó en los artículos de la revisión bibliográfica [28, 36]. Sin embargo, con el avance tecnológico y el desarrollo de software se han implementado a los códigos de CFD muchos otros algoritmos como SIMPLEC, PISO, COUPLE, etc [45]. Para las técnicas iterativas de igual forma se cuenta con un gran abanico de solucionadores como el método de TDMA, Jacobi y Gauss-Seidel, multigrad o de gradiente conjugado [43, 45].

2.2.1. Ecuaciones Gobernantes

Las ecuaciones de gobierno para el flujo y la transferencia de calor y masa, que resuelve Ansys Fluent se muestran a continuación. Las ecuaciones se pueden describir con diferentes términos dependiendo de la naturaleza del flujo, los modelos seleccionados, condiciones frontera e iniciales, términos fuente, etc. que se tengan en el sistema, sin embargo, se mostrarán las ecuaciones en su forma más general de acuerdo a la guía teórica de Ansys Fluent [45].

Ecuación de conservación de masa

La ecuación para la conservación de la masa, o ecuación de continuidad, se puede escribir de la siguiente manera [45]:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = S_m \quad (2.8)$$

La ecuación 2.8 es la forma general de la ecuación de conservación de la masa y es válida tanto para flujos incompresibles como compresibles. La fuente S_m es cualquier masa añadida o definida por el usuario.

Ecuación de conservación de momento

La conservación de la cantidad de movimiento en un sistema de referencia inercial (sin aceleración) se describe mediante [45]:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.9)$$

donde p es la presión estática, $\bar{\tau}$ es el tensor de tensiones viscosas, y \vec{g} y \vec{F} son la fuerza gravitacional del cuerpo y las fuerzas externas del cuerpo, \vec{F} también puede contener otros términos fuente.

Ecuación de conservación de energía

La conservación de la energía se describe mediante [45]:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{u}) \right) + S_h \quad (2.10)$$

Donde E es la energía total, que esta en función de la entalpía, energía cinética, etc. Los primeros tres los términos del lado derecho de la Ecuación 2.10 representan la transferencia de energía debido a la conducción, la difusión de especies y la disipación viscosa, respectivamente. k_{eff} es la conductividad efectiva y \vec{J}_j es el flujo de difusión de especies. S_h incluye el calor de la reacción química y cualquier otra fuente de calor volumétrica que haya definido.

2.2.2. Modelos de turbulencia

La turbulencia es un estado caótico e irregular del movimiento de un fluido que se establece a partir de la aparición de irregularidades en las condiciones iniciales o de contorno de la corriente fluida. Estas inestabilidades se amplifican y se retroalimentan de forma cíclica, creando vórtices turbulentos que se crean y se destruyen. Es una característica de los flujos, no de los fluidos, ya que su aparición exige de la existencia de un fluido en movimiento.

El número de Reynolds comúnmente se utiliza para conocer en que régimen se encuentra un fluido, ya que dicho número adimensional se define como la relación entre las fuerzas inerciales (asociadas con efectos convectivos) y las fuerzas viscosas presentes en un fluido.

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (2.11)$$

En todos los flujos existe un valor de este parámetro para el cual se produce la transición de flujo laminar a turbulento, denominado habitualmente como Reynolds crítico.

La solución numérica para flujos turbulentos puede abordarse desde distintos niveles de aproximación, proporcionando así descripciones del flujo con mayor o menor detalle. Esto se consigue en función del número de escalas de la turbulencia que se quieran resolver en la simulación, o lo que es igual, en función de la cantidad de energía cinética turbulenta que se vaya a transportar en las ecuaciones constitutivas.

En general, se distinguen tres aproximaciones diferentes: la simulación numérica directa (DNS), en la que usa una malla extremadamente fina para poder resolver todas las escalas de la turbulencia, sin embargo, su aplicabilidad está restringida por el alto costo computacional. La simulación de vórtices grandes (LES), con mallas menos densas que permiten resolver sólo los torbellinos grandes que transportan entre el 50 y el 80 % de toda la energía cinética turbulenta pero su costo sigue siendo excesivo para números de Reynolds altos. Finalmente la simulación RANS (ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds) en la que todas las escalas se modelizan mediante el uso de modelos de turbulencia [43].

En la aproximación RANS se introduce un promediado temporal a las variables con el objeto de separar el valor medio de la parte fluctuante. Los modelos RANS han obtenido un papel más destacado gracias a su capacidad para utilizarse en geometrías 3D cada vez más complejas con un costo computacional relativamente bajo y para aplicaciones industriales.

Con esta aproximación, los flujos turbulentos se resuelven a partir de las ecuaciones promediadas en el tiempo. Al aplicar este promedio sobre las ecuaciones de flujo, se obtiene un nuevo conjunto de ecuaciones que pasan a describir las variables promediadas, pero que además contienen promedios de los productos de las componentes fluctuantes de la velocidad. Estos productos, son las tensiones de Reynolds (6 incógnitas más) que tienen que modelarse para poder cerrar el sistema de ecuaciones.

En las últimas décadas se han desarrollado toda una serie de modelos de turbulencia para sustituir esas tensiones de Reynolds desconocidas por otro tipo de relaciones matemáticas que eviten aportar nuevas incógnitas al problema. El objetivo de la modelización es eliminar el problema del cierre aportando algún tipo de hipótesis

que trate de emular el comportamiento físico de la turbulencia. Entre los modelos disponibles, se pueden citar los modelos que introducen una viscosidad artificial o turbulenta, como los de tipo $k - \varepsilon$ y $k - \omega$.

La viscosidad turbulenta surge de la hipótesis de Boussinesq que propone que debía existir alguna analogía entre la interacción de las tensiones viscosas y de las tensiones de Reynolds con el flujo promedio. Constatando que las tensiones turbulentas aumentan cuando se incrementan las componentes del tensor promedio de deformaciones (S_{ij}), ideó que las tensiones de Reynolds debían estar ligadas con el tensor S_{ij} por medio de un coeficiente de viscosidad artificial o turbulenta que puede ser un valor constante o una función (o modelo) que cambie a lo largo del dominio [43].

Para modelar el tensor de esfuerzos de Reynolds mediante la viscosidad turbulenta una de las opciones es la de utilizar modelos de dos ecuaciones, permitiendo la descripción de las propiedades turbulentas básicas: la energía cinética turbulenta, k , y la tasa de disipación viscosa, ε . Se introducen dos ecuaciones de transporte para cada una de estas variables, que se encuentran relacionadas con la viscosidad turbulenta por medio de su cociente adimensional. Este modelo y sus variantes ($k - \omega$) siguen siendo hoy día los modelos de partida básicos y los más empleados en simulaciones de tipo industrial [43].

Modelos $k - \varepsilon$

El método se basa en un modelo de dos ecuaciones, que permiten la solución de las velocidades turbulentas y de las escalas de longitud de forma independiente.

El modelo $k - \varepsilon$ estándar (SKE), desarrollado por Launder y Spalding en 1972, es uno de los más populares y usados en el ámbito de la industria. Su robustez, economía y razonable precisión para resolver un gran número de flujos turbulentos explican su popularidad para simular flujos industriales y aplicaciones en transferencia de calor. Sin embargo, han ido surgido diferentes variantes de la formulación estándar que trataban de mejorar algunos aspectos concretos de su comportamiento. En particular, destacan los modelos $k - \varepsilon$ RNG (RNGKE) y $k - \varepsilon$ Realizable (RKE) [43, 45].

El modelo SKE es un modelo semiempírico en el que la tasa de disipación turbulenta ε es la variable que determina la escala de la turbulencia, siendo k la variable que fija la energía de la turbulencia. Este modelo supone que el flujo turbulento está completamente desarrollado y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Los modelos $k - \varepsilon$ han demostrado su gran utilidad en flujos cortantes libres, en casos de gradientes de presión relativamente pequeños. Del mismo modo, para flujos confinados e internos, el modelo proporciona buenos resultados cuando los gradientes de presión medios son moderados [43].

El término realizable, del modelo RKE, significa que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas (consistentes con la física de los flujos turbulentos) impuestas a las tensiones de Reynolds. Este modelo difiere del estándar en que contiene una formulación diferente para la viscosidad turbulenta. También se ha derivado una nueva ecuación de transporte para la tasa de disipación a partir de una ecuación exacta para el transporte de la fluctuación de vorticidad cuadrática media [45].

Tanto el modelo RKE como el RNGKE han mostrado mejoras sobre el modelo SKE donde las características de flujo incluyen una fuerte curvatura, vórtices y rotación. Dado que este modelo es relativamente nuevo, no está claro exactamente en qué casos el modelo RKE supera sistemáticamente al modelo RNGKE. Sin embargo, los estudios iniciales han demostrado que el modelo RKE proporciona el mejor rendimiento de todas las versiones del modelo $k - \varepsilon$ para varias validaciones de flujos separados y flujos con características complejas de flujo secundario.

Las ecuaciones de transporte modeladas para k y ε en el modelo realizable son

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho k) + \frac{\delta}{\delta x_j}(\rho k u_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.12)$$

y

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho \varepsilon) + \frac{\delta}{\delta x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\delta \varepsilon}{\delta x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (2.13)$$

donde

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.14)$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia debida a los gradientes de velocidad media. G_b es la generación de energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad. Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general. C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes. σ_k y σ_ε son los números de Prandtl turbulentos para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos fuente definidos por el usuario. Las constantes del modelo son las siguientes

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad (2.15)$$

Al igual que los demás modelos $k - \varepsilon$ la viscosidad turbulenta se calcula de la siguiente forma

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.16)$$

Sin embargo, en el modelo realizable a diferencia del estándar y el RNG, la variable C_μ no es constante al ser una función de las velocidades medias de deformación y rotación, la velocidad angular de rotación del sistema y los campos de turbulencia.

En Ansys Fluent, el transporte de calor turbulento se modela utilizando el concepto de la analogía de Reynolds para la transferencia de momento turbulento. Por lo tanto, la ecuación de energía modelada está dada por

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho E) + \frac{\delta}{\delta x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\delta}{\delta x_j} \left(k_{eff} \frac{\delta T}{\delta x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (2.17)$$

La compleja estructura del flujo en la capa límite próxima a la pared implica un serio desafío para cualquier tipo de modelo de turbulencia.

Capa límite

En el flujo cercano a una pared, los efectos de la viscosidad son dominantes en una pequeña zona, muy próxima al contorno, denominada capa límite. En condiciones de flujo turbulento completamente desarrollado, esta capa límite se divide a su vez en tres regiones: la subcapa viscosa, la subcapa logarítmica y la región exterior. Las dos primeras subcapas constituyen la región interior de la capa límite. Para diferenciar cada una de las subcapas se utiliza el parámetro adimensional y^+ , que se define como

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (2.18)$$

donde u_τ es la denominada velocidad de fricción. Esta velocidad se determina como:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}} \quad (2.19)$$

siendo τ_{wall} la tensión cortante en la pared y ρ la densidad del fluido. Se entiende por tensión cortante como aquella que actúa tangencialmente a la pared. La velocidad de fricción se usa también para adimensionalizar la velocidad, fijándose así el parámetro adimensional u^+ definido como:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (2.20)$$

En la siguiente figura 2.4 se muestra la estructura, la distribución de tensión cortante y la velocidad en la capa límite. De igual forma se observa la Ley de la Pared o la Ley logarítmica de pared

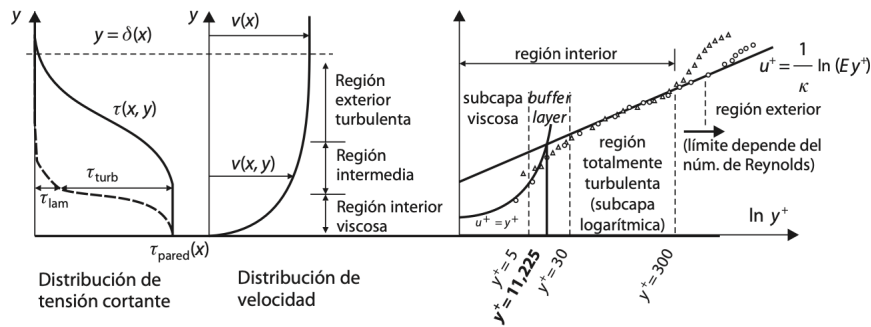


Figura 2.4: Estructura de la capa límite [43]

■ Capa interna:

1. Subcapa viscosa: es extremadamente fina, quedando delimitada por la condición $y^+ < 5$. En esta subcapa se supone que la tensión cortante es constante e igual al valor que corresponde justo con el de la pared (Fig. 2.4). En esta zona, los efectos viscosos predominan sobre los inerciales, por lo que en ella subyace un comportamiento laminar. De este modo se cumple que

$$u^+ = y^+ \quad (2.21)$$

2. Subcapa logarítmica: se desarrolla en el intervalo comprendido aproximadamente entre $30 < y^+ < 300$. En el límite inferior hay una transición difusa entre la subcapa viscosa y logarítmica, que se denomina *buffer layer*, en la que las tensiones viscosas y de Reynolds son similares. Es en esta capa en $y^+ = 11.225$ donde se separa la ley lineal $u^+ = y^+$ de la subcapa viscosa y la nueva ley logarítmica que se ajusta a esta zona según la expresión 2.22

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \text{Ln}(y^+) + B = \frac{1}{\kappa} \text{Ln}(Ey^+) \quad (2.22)$$

donde $\kappa = 0.41$, $B=5.5$ o $E = 9.8$ son las constantes de Von Kármán válidas para todo flujo turbulento sobre superficie lisa a altos números de Reynolds. En esta subcapa dominan las tensiones de Reynolds sobre las tensiones viscosas.

- Capa externa: se desarrolla a partir de $y^+ > 300$. Se dice que la capa límite termina cuando el valor de la velocidad alcanza el 99 % del valor en la zona no viscosa. En esta región exterior dominan los efectos de inercia de la zona central del flujo (alejada de la pared), quedando libre de los efectos viscosos de pared.

El valor de y^+ , sólo se puede conocer una vez obtenida la solución, pero se puede usar una correlación sencilla que permita anticipar una estimación del mismo en función del tipo de flujo que se tenga. Para conocer cuál debe ser la distancia aproximada del primer centroide a la pared asegurando un determinado valor de y^+ de acuerdo al modelo seleccionado y tener la correspondiente malla.

Para estimar la posición del primer centroide basta con fijar el valor de y^+ que se quiera (ya sea en torno a 1 o en torno a 30) y despejar el valor real y de la ecuación 2.18, teniendo en cuenta que la velocidad de fricción u_τ definida en 2.19 se puede igualar también en este caso a

$$u_\tau = \bar{u}_e \sqrt{\frac{\bar{C}_f}{2}} \quad (2.23)$$

donde el Coeficiente de fricción se puede definir por correlaciones empíricas que para flujo interno, como el caso de este trabajo, es:

$$\frac{\bar{C}_f}{2} \approx 0.039 Re^{-0.25} \quad (2.24)$$

El coeficiente de fricción especifica la fracción de la presión dinámica local $\left(\frac{1}{2}\rho u^2\right)$ que se siente como un esfuerzo cortante en la superficie.

Cerca de las paredes, los modelos $k - \epsilon$ requieren un modelo adicional, que comprende los efectos de la viscosidad molecular. En este modelo, se emplean funciones de pared basadas en fórmulas y funciones semi-empíricas.

Tratamientos y funciones de pared

- Funciones de pared
En inglés también llamadas Wall Functions (WF). Se basan en la ley logarítmica que se produce en la zona turbulenta de la región interna en la capa límite y que tiene validez en el rango y^+ de 30 a 300. A su vez se definen como de tipo estándar (SWF) o como de no equilibrio (NWF), que presentan correcciones a la ley logarítmica original cuando la capa no está completamente desarrollada [43].
- Tratamiento de mejoramiento de pared
El tratamiento de mejoramiento de pared, EWT, por sus siglas en inglés, combina el uso de la ley logarítmica (con un ajuste a las condiciones en la subcapa viscosa laminar) con el uso de un modelo de dos zonas para resolver la distribución de la velocidad en toda la capa interna. Para aplicar esta opción es imprescindible tener un mallado muy fino, del orden de $y^+ 1$, lo cual exige al menos entre 10 o 15 celdas en la subcapa viscosa [43].

2.2.3. Errores e incertidumbre en CFD

En el contexto de confianza en el modelado CFD, las siguientes definiciones de error e incertidumbre han sido ampliamente aceptadas [44]. Error: una deficiencia reconocible en un modelo CFD que no es causada por falta de conocimiento. Las causas de los errores son numéricas, de codificación y del usuario. Incertidumbre: una deficiencia potencial en un modelo CFD causada por la falta de conocimiento. Las principales fuentes de son incertidumbre de entrada e incertidumbre del modelo físico.

Para los propósitos de este trabajo, se describirán los errores numéricos más significativos e incertidumbres inevitables en CFD, asumiendo que el código es correcto y que el error del usuario es insignificante.

Errores numéricos

- Error de convergencia: Se dice que la secuencia de iteraciones es convergente, cuando la diferencia entre la solución final del conjunto acoplado de ecuaciones de flujo discretizado y la solución actual después de n iteraciones se reduce a medida que aumenta el número de iteraciones. En la práctica, los recursos

computacionales y tiempo dictan cuando truncar la secuencia de iteraciones. Este truncamiento genera una contribución al error numérico en la solución CFD. Hay formas diferentes de construir criterios de truncamiento útiles en la práctica en CFD, pero la más común se basa en los llamados residuales [44].

Es muy habitual considerar que la convergencia se ha conseguido cuando todas las variables resueltas presentan un residuo global menor que 10^{-3} [43].

- Error de discretización: Los derivados temporales y espaciales de la variable de flujo, que aparecen en las expresiones de las tasas de cambio en las ecuaciones de gobierno, se aproximan en el método de volumen finito con una malla de tiempo y espacio elegida. Esto implica supuestos de perfil simplificados donde se trunca la serie de Taylor. El error de discretización está asociado con las contribuciones despreciadas debido a los términos de orden superior, lo que da lugar a errores en los resultados de CFD.

En teoría, podemos hacer que el error de discretización sea arbitrariamente pequeño mediante reducciones progresivas del paso de tiempo y el tamaño de malla espacial, pero esto requiere cantidades crecientes de memoria y tiempo de computación.

Se puede hablar de convergencia cuando el método iterativo se ha completado satisfactoriamente, además esa convergencia es independiente de la malla. Y el conjunto de ecuaciones resulta estable, es decir, los valores de las variables implicadas tienden hacia una solución correcta sin que los errores de cálculo en la solución discreta deformen los resultados mientras se realiza el proceso numérico.

Incertidumbre

La incertidumbre de entrada está asociada con discrepancias entre el flujo real y la definición del problema dentro de un modelo CFD debido a un conocimiento limitado o simplificación de la geometría del dominio, las condiciones de contorno o las propiedades del fluido.

La incertidumbre del modelo físico se refiere a las deficiencias del modelo debido a la precisión limitada o falta de validez de los submodelos o suposiciones simplificadoras. Ya que estos contienen invariablemente constantes ajustables derivadas de mediciones de alta calidad en una clase limitada de flujos simples. Al aplicar estos submodelos a flujos más complejos, extrapolamos más allá del rango de estos datos y se requieren ajustes de las constantes del submodelo. También puede suceder que el usuario seleccione deliberadamente un submodelo más simple con una descripción menos precisa de la física/química, para ahorrar tiempo en los cálculos.

Verificación y validación

Para cuantificar los errores y la incertidumbre en los resultados de CFD se han definido los procesos de verificación y validación:

- Verificación: el proceso de determinar la coincidencia entre los resultados de CFD y el modelo conceptual del flujo de fluido para cuantificar errores.

Para la verificación de los resultados numéricos se realizará un estudio de independencia del criterio de convergencia y de independencia de malla.

En el criterio de convergencia se uso la tasa de cambio (ec. 2.25) para determinar de forma cuantitativa en que nivel de residuales se puede considerar que el parámetro de interés es cercano a una solución totalmente convergente.

$$\Delta_C \phi = \frac{\phi_{actual} - \phi_{previo}}{\phi_{previo}} \times 100 \quad (2.25)$$

Para la independencia de malla se hizo uso de la diferencia porcentual de los parámetro de interés entre una malla burda y una fina (ϵ_c). La ϵ_c es bastante utilizada en los trabajos de CFD y se define como [46]:

$$\epsilon_c \phi = \frac{\phi_2 - \phi_1}{\phi_1} \times 100 \quad (2.26)$$

Donde ϕ_1 hace referencia al parámetro de interés de la malla fina y ϕ_2 a de la malla burda.

- Validación: es el proceso de determinar la coincidencia entre los resultados de CFD y el problema de flujo real para cuantificar la incertidumbre.

Para la validación de los resultados numéricos del presente trabajo el error relativo de las soluciones numéricas se determinará mediante la siguiente ecuación [30, 14, 7, 27]:

$$err_{rel}[\%] = \frac{\phi_{num} - \phi_{exp}}{\phi_{exp}} \times 100 \quad (2.27)$$

Y el error absoluto [7, 27]:

$$err_{abs} = \phi_{num} - \phi_{exp} \quad (2.28)$$

Donde ϕ_{num} hace referencia al resultado del parámetro numérico y ϕ_{exp} al resultado experimental.

Capítulo 3

Arreglo experimental

La validación de un código CFD requiere información muy detallada sobre las condiciones límite de un problema y genera un gran volumen de resultados. Para validarlos de manera significativa, es necesario contar con datos experimentales de alcance similar, es por esto que se trabajó a detalle en el arreglo experimental.

3.1. Instrumentos de medición

Se colocaron 26 sensores de temperatura PT1000 que fueron previamente calibrados con el termopozo seco, TP37166E, de la marca *SIKA*. Se calibraron los sensores en un rango de 0°C a 100°C. Se usaron tres anemómetros automáticos de hilo caliente, uno de la marca Dwyer modelo 641-6-LED (Fig. 3.1a), y dos de la marca OMEGA, modelo FMA900A (Fig. 3.1b).

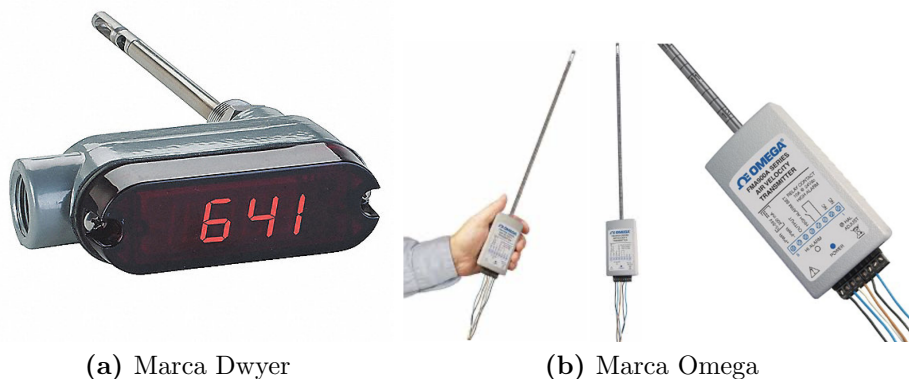


Figura 3.1: Anemómetros automáticos utilizados

Además de los anemómetros automáticos mencionados anteriormente se contaba con dos anemómetros manuales marca Dwyer (Fig.3.2). Uno de hilo caliente, modelo AP1-36, y otro de paletas, modelo 473B-1.

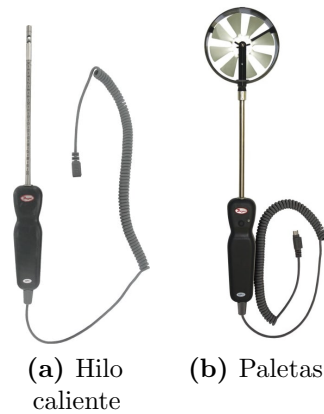


Figura 3.2: Anemómetros manuales utilizados

En la tabla 3.1 se muestran las especificaciones de todos los sensores utilizados para la adquisición de datos.

Tabla 3.1: Características de los instrumentos

Instrumento	Marca y modelo	Rango	Exactitud
Sensores de temperatura	PT1000	-50 a 750°C	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
Sensor de temperatura ambiente	RTD, 4 hilos	-250°C a 600°C	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Anemómetro automático	Dwyer 641-6-LED	0 a 75 m/s estando entre -40 y 100 °C	$\pm 3\%$
Anemómetro automático	OMEGA FMA900A	0 a 50.8 m/s estando entre -40 y 90 °C	$\pm 2\%$
Anemómetro manual	Dwyer AP1-36	0.22 a 30 m/s estando entre -30 y 100 °C	$\pm 3\%$
Anemómetro manual	Dwyer 473B-1	0.25 a 10 m/s estando entre -30 y 100 °C	$\pm 0.1 \text{ m/s}$
Piranómetro	KIPP ZONEN CMP6	0-2000 W/m^2	$\pm < 5\%$
Piranómetro	KIPP ZONEN SP Lite	0-2000 W/m^2	$\pm < 7\%$

3.2. Análisis de incertidumbre experimental

El valor medido experimentalmente puede diferir de su valor real debido a la exactitud limitada de los instrumentos de medición. La incertidumbre es el posible valor del error. Los principales parámetros medidos durante las pruebas fueron la temperatura y velocidad de aire en diferentes posiciones, y la irradiación solar.

Sea δR la incertidumbre en el resultado (R) y $\delta x_1, \delta x_2, \delta x_3$ sea la incertidumbre en las variables independientes. El resultado R es una función dada de variables independientes x_1, x_2, x_3 . Si las incertidumbres en las variables independientes son conocidas, entonces la incertidumbre en el resultado (R) se dará como [40]:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta R}{\delta x_i} \delta x_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

La incertidumbre en el flujo másico será:

$$\delta \dot{m} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}}{\delta v} \delta v \right)^2} \quad (3.2)$$

La incertidumbre de la eficiencia del colector solar, de acuerdo a la ecuación 2.1, considerando el Cp del aire constante se describe cómo:

$$\delta \eta_c = \sqrt{\left(\frac{\delta \eta_c}{\delta \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\delta \eta_c}{\delta \Delta T_c} \delta T \right)^2 + \left(\frac{\delta \eta_c}{\delta I_T} \delta I_T \right)^2} \quad (3.3)$$

La incertidumbre de la eficiencia energética global del secador solar sin carga, de acuerdo a la ecuación 2.2, se determina con la siguiente ecuación:

$$\delta \eta_{Ed} = \sqrt{\left(\frac{\delta \eta_{Ed}}{\delta \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\delta \eta_{Ed}}{\delta \Delta T_d} \delta T \right)^2 + \left(\frac{\delta \eta_{Ed}}{\delta I_T} \delta I_T \right)^2} \quad (3.4)$$

Para el porcentaje de pérdidas térmicas de la cámara de secado (ec. 2.7) la incertidumbre se calculó de la siguiente forma;

$$\delta P_{loss_{dc}} = \sqrt{\left(\frac{\delta P_{loss_{dc}}}{\delta \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\delta P_{loss_{dc}}}{\delta \Delta T_{dc}} \delta T \right)^2 + \left(\frac{\delta P_{loss_{dc}}}{\delta I_T} \delta I_T \right)^2 + \left(\frac{\delta P_{loss_{dc}}}{\delta \dot{Q}_{U_c}} \delta \dot{Q}_{U_c} \right)^2} \quad (3.5)$$

Donde la incertidumbre del Q_{U_c} se describe como:

$$\delta \dot{Q}_{U_c} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_{U_c}}{\delta \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\delta Q_{U_c}}{\delta \Delta T_c} \delta T \right)^2} \quad (3.6)$$

La incertidumbre máxima de los parámetros dependientes se muestra en la tabla 3.2

Tabla 3.2: Máxima incertidumbre de los diferentes parámetros analizados

Parámetro	Unidades	Incertidumbre
Incertidumbre de velocidad	m/s	± 0.1
Incertidumbre de temperatura	$^{\circ}C$	± 0.2
Incertidumbre de ΔT	$^{\circ}C$	± 0.28
Incertidumbre del \dot{m}_{da}	kg/s	± 0.005
Incertidumbre del \dot{Q}_{Uc}	W	± 261.55
Incertidumbre de la η_c	%	± 8.99
Incertidumbre de la η_{Ed}	%	± 7.01
Incertidumbre de la P_{lossdc}	%	± 6.48

3.3. Instrumentación del secador solar

Con el objetivo de evaluar experimentalmente el secador y comparar con los resultados numéricos, se decidió tener un detallado arreglo experimental. Se colocaron los sensores en posiciones que ayudaran a conocer las condiciones de frontera del sistema y que además fuera sencillo comparar los resultados numéricos con los experimentales.

A cada sensor se le asignó un número y un código. En la siguiente tabla 3.3, se muestra la relación de sensores utilizados, las coordenadas de posición de cada uno de ellos junto con una descripción para mayor entendimiento. El centro del secador se encuentra en la parte central en la cara posterior del gabinete, como se muestra con un punto rojo en la figura 3.3. El eje X esta orientado hacia el Sur y el eje Z al Oeste.

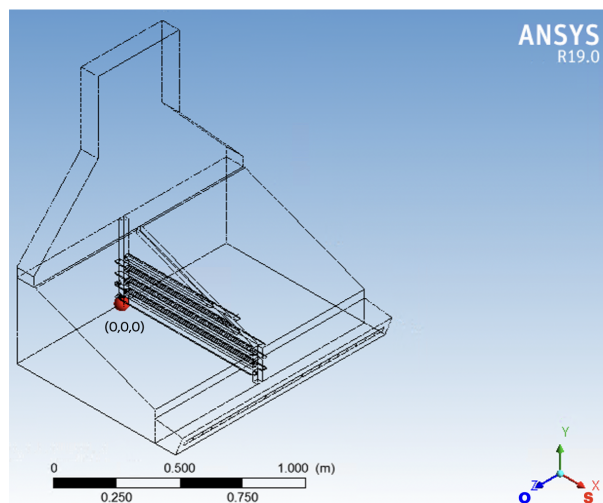


Figura 3.3: Secador en ejes coordenados

Tabla 3.3: Sensores de temperatura

Número	Código	Coordenadas (X,Y,Z) [m]	Descripción de su posición
1	Tin O	0.890,0.038, 0.3150	Entrada a la cabina, lado oeste, canal 17
2	Tin C	0.890,0.038, 0.000	Entrada a la cabina, centro, canal 11
3	Tin E	0.890,0.038, -0.428	Entrada a la cabina, lado este, canal 2
4	Tin Baja O	0.830,0.015, 0.428	Entrada parte inferior, lado oeste
5	Tin Baja E	0.830,0.015,-0.428	Entrada parte inferior, lado este
6	T1n O	0.405,0.050,-0.133	Primer nivel, lado oeste
7	T1n C	0.405,0.050,-0.303	Primer nivel, centro
8	T1n E	0.405,0.050,-0.483	Primer nivel, lado este
9	T2n O	0.405,0.160,-0.133	Segundo nivel, lado oeste
10	T2n C	0.405,0.160,-0.303	Segundo nivel, centro
11	T2n E	0.405,0.160,-0.483	Segundo nivel, lado este
12	Tsim 2n	0.405,0.160,0.303	Segundo nivel, simetría centro
13	T3n O	0.405,0.260,-0.133	Tercer nivel, lado oeste
14	T3n C	0.405,0.260,-0.303	Tercer nivel, centro
15	T3n E	0.405,0.260,-0.483	Tercer nivel, lado este
16	Tsim 3n	0.405,0.260,-0.303	Tercer nivel, simetría centro
17	T1n Post E	0.045,0.020,-0.303	Primer nivel, parte posterior
18	T1n Post O	0.045,0.020, 0.303	Primer nivel, parte posterior simetría
19	Tchim E	0.045,0.490,-0.303	Entrada a la chimenea, lado este
20	Tchim C	0.045,0.490, 0.000	Entrada a la chimenea, centro
21	Tchim O	0.045,0.490, 0.303	Entrada a la chimenea, lado oeste
22	Tchim out E	0.045,1.180,-0.130	Salida de la chimenea, lado este
23	Tchim out C	0.045,1.180, 0.000	Salida de la chimenea, centro
24	Tchim out O	0.045,1.180, 0.130	Salida de la chimenea, lado oeste
25	Tamb	Exterior	Temperatura ambiental
26	Tin col	Exterior	Entrada al colector
27	I Int	0.600,0.050,0.303	Piranómetro SP Lite2 inclinado 22°
28	I Ext	Exterior	Piranómetro SP Lite2 inclinado 22°
29	I Incl	Exterior	Piranómetro CMP6 inclinado 22°
30	I Hor	Exterior	Piranómetro CMP6 horizontal

Se colocó un sensor a la entrada del captador solar (s.26) y un sensor de temperatura ambiental (s.25), como se muestra en las figuras 3.4a y 3.4b respectivamente. Se colocaron 4 piranómetros, dos de ellos modelo SP Lite 2, uno al exterior (s.28) inclinado a 22° (Fig.3.4b) y el otro dentro de la cabina (s.27) con la misma inclinación (Fig. 3.5), con el objetivo de comparar entre ellos el efecto de la transmitancia del policarbonato. También se colocaron dos piranómetros modelo CMP6 al exterior, uno horizontal (s.30) y otro también inclinado a 22° (Fig. 3.4b), ángulo al que se encuentra inclinada la cubierta de policarbonato de la cabina de secado y el captador solar para calentamiento de aire.

Una condición de frontera en Ansys Fluent es la temperatura de entrada del flujo de aire al sistema, para conocer dicha variable se colocaron tres sensores de temperatura a la salida del captador, procurando que la punta de cada vaina del sensor quedara en el centro del canal que le correspondía. Como se mencionó en la sección 1.2.3, el captador cuenta con 22 canales, para hacer referencia de algunos de ellos a lo largo de este trabajo se enumeraron empezando por el lado este y terminando por el oeste. Se colocó un sensor en el centro del captador (canal 11), y un sensor en cada lateral de la cabina, del lado este se colocó uno en el segundo canal y en el lado oeste en el canal 17 (Fig. 3.4a).



(a) Sensores a la entrada de la cabina y del colector

(b) Piranómetros y sensor de temperatura ambiental

Figura 3.4: Instrumentación del secador solar

Se realizó una malla de 9 sensores en la mitad este del gabinete, colocando 3 sensores cercanos al policarbonato (3^{er} nivel), 3 al centro (2^{do} nivel) y 3 cerca de la base (1^{er} nivel). Se colocó otro sensor en la parte inferior posterior para ver si hay algún estancamiento del aire en esta zona (s. 17). Para comprobar la simetría del comportamiento del secador se colocaron del lado oeste dos sensores en la parte central, en el segundo (s. 12) y tercer nivel (s.16), así como en la parte posterior inferior (s.18). La distribución de los sensores al interior de la cabina se puede observar en la figura 3.5.

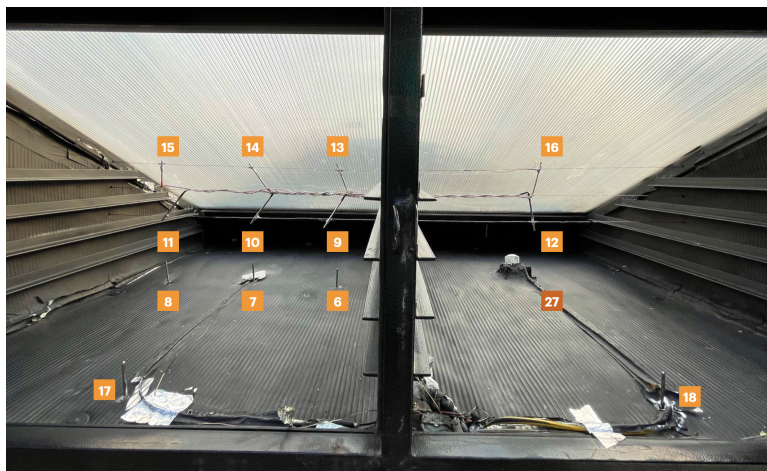
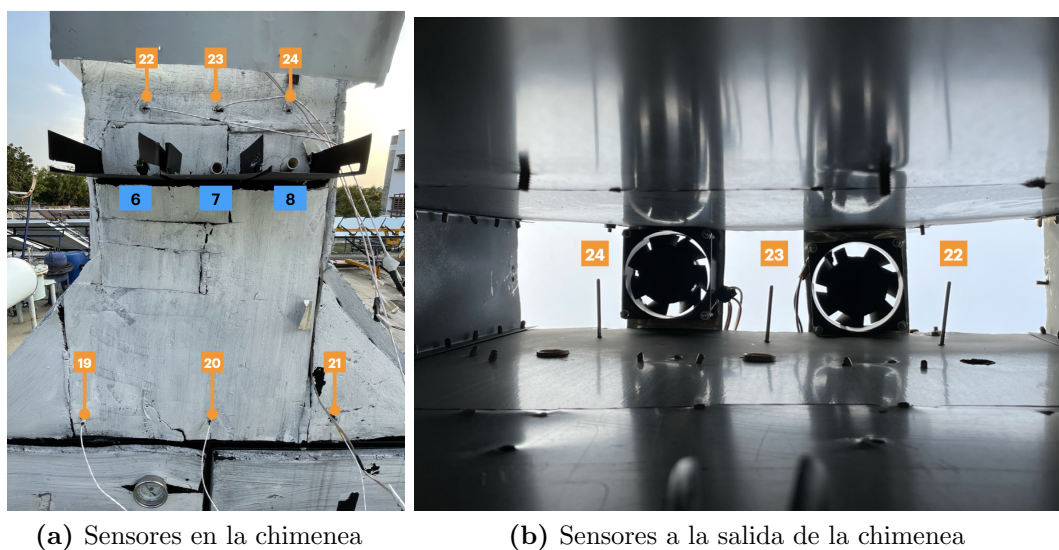


Figura 3.5: Sensores al interior de la cámara de secado

En la chimenea se colocaron seis sensores de temperatura, tres en donde comienza la chimenea (s.19-21) y tres a 10 cm de la salida de la chimenea (s. 22-24) como se observa en la figura 3.6a. Se buscó que la vaina del sensor estuviera a la mitad del ancho de la chimenea (Fig. 3.6b).



(a) Sensores en la chimenea

(b) Sensores a la salida de la chimenea

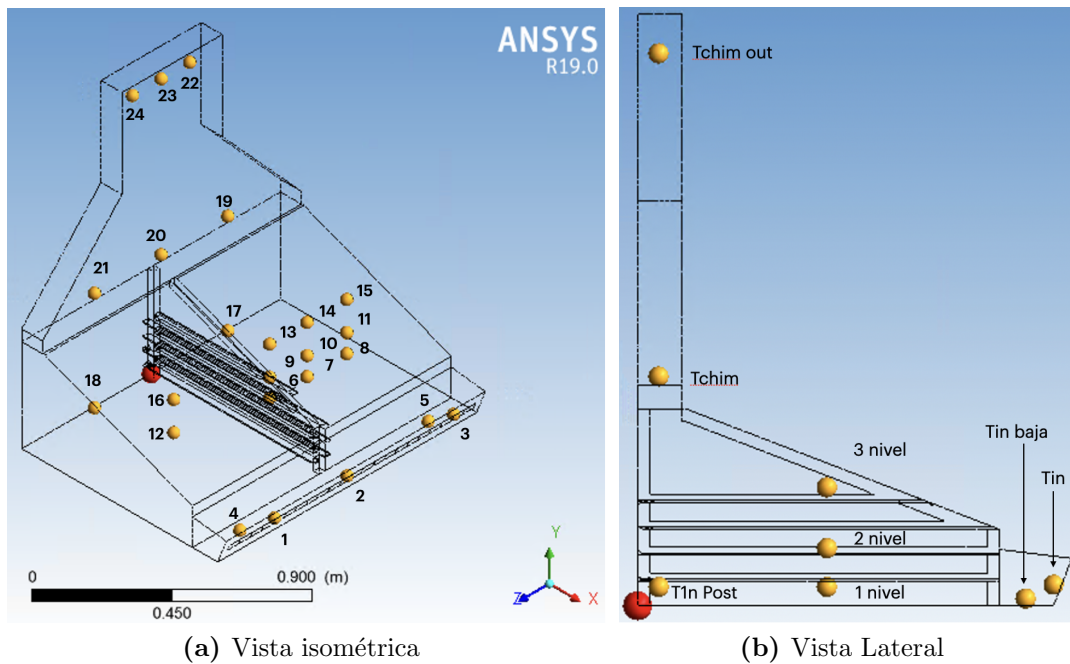
Figura 3.6: Instrumentación de la chimenea del secador solar

Para validar que existe una zona fría en la parte inferior del secador cercana a la entrada del gabinete se colocaron dos sensores en la parte inferior, los sensores 4 y 5 (Fig. 3.7). Se encontró esta zona fría debido a una expansión súbita que tiene el flujo de aire al venir de los canales del captador y entrar a una cabina de mucho mayor tamaño, generando zonas de recirculación. En el modelo físico se hablará de esta consideración de expansión súbita.



Figura 3.7: Sensores a la entrada de la cámara de secado

Para una mejor visualización de los sensores de temperatura presentados en las imágenes previas se pueden observar también los diagramas de la figura 3.8. En la figura 3.8a se muestran los 24 sensores de temperatura al interior de cámara de secado desde una vista isométrica. Se puede observar como se realizó un mallado de sensores más fino en el lado este del secador y se colocaron algunos sensores del lado oeste para confirmar la simetría de la distribución de flujo y temperatura al interior de la cabina. En la figura 3.8b se pueden observar los sensores desde una vista lateral. Se buscó esta distribución ordenada de sensores para facilitar la extracción de información, por medio de líneas de las simulaciones realizadas en Ansys Fluent.



(a) Vista isométrica

(b) Vista Lateral

Figura 3.8: Diagrama de sensores de temperatura

Se trabajó con 3 anemómetros automáticos de hilo caliente para medir la velocidad del aire a la entrada de la cabina y la salida de la chimenea. Se realizaron cinco perforaciones a la entrada de la cabina como se ve en la figura 3.9a de la vista debajo del secador, y otras tres a la salida de la chimenea (Fig. 3.9b); para medir en diferentes puntos simultáneamente y determinar los perfiles de velocidad. Los sensores en la parte inferior se colocaban alineando el hilo caliente al centro del canal correspondiente como se observan en la figura 3.7 en las posiciones 1(E), 2 y 3.

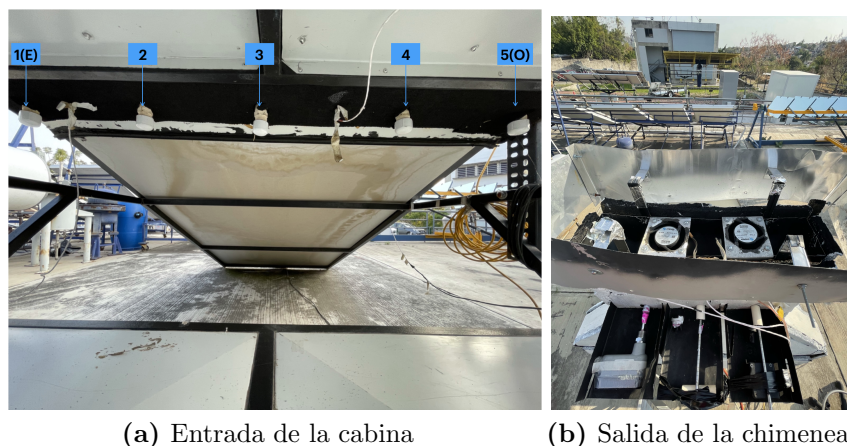


Figura 3.9: Posición de anemómetros utilizados

Además de los anemómetros automáticos, con el anemómetro manual se midió la velocidad en lo alto de la cabina, desde un punto cercano a la base hasta uno cercano a la cubierta de policarbonato. En la tabla 3.4 se muestran las coordenadas de las posiciones donde se midió con los diferentes anemómetros.

Tabla 3.4: Posición de anemómetros

Número	Código	Coordenadas (X,Y,Z) [m]	Descripción de su posición
1 (E)	Vel in 1	0.873,0.05,-0.53	Entrada a la cabina, canal 1, lado este
2	Vel in 2	0.873,0.05,-0.28	Entrada a la cabina, canal 6
3	Vel in 3	0.873,0.05, 0.00	Entrada a la cabina, canal 11
4	Vel in 4	0.873,0.05, 0.28	Entrada a la cabina, canal 17
5 (O)	Vel in 5	0.873,0.05, 0.53	Entrada a la cabina, canal 22, lado oeste
6	Vel out E	0.045,1.065,-0.13	Salida de la chimenea, lado este
7	Vel out C	0.045,1.065, 0.00	Salida de la chimenea, centro
8	Vel out O	0.045,1.065, 0.13	Salida de la chimenea, lado oeste
9	Vel vertical 1	0.30,0.03,0.30	Nivel 1, a 3 cm de la base
10	Vel vertical 2	0.30,0.09,0.30	Nivel 2,a 9 cm de la base
11	Vel vertical 3	0.30,0.14,0.30	Nivel 3,a 14 cm de la base
12	Vel vertical 4	0.30,0.24,0.30	Nivel 4,a 24 cm de la base
13	Vel vertical 5	0.30,0.30,0.30	Nivel 5,a 30 cm de la base

En la figura 3.10 se muestra la ubicación de los anemómetros en la cabina de secado. Al frente, se tienen las 5 posiciones para obtener el perfil de velocidades a la entrada. A la salida 3, para medir la velocidad en la chimenea; y a lo alto del cuerpo principal de cámara de secado 5 posiciones para darnos una idea de la distribución de velocidades al interior.

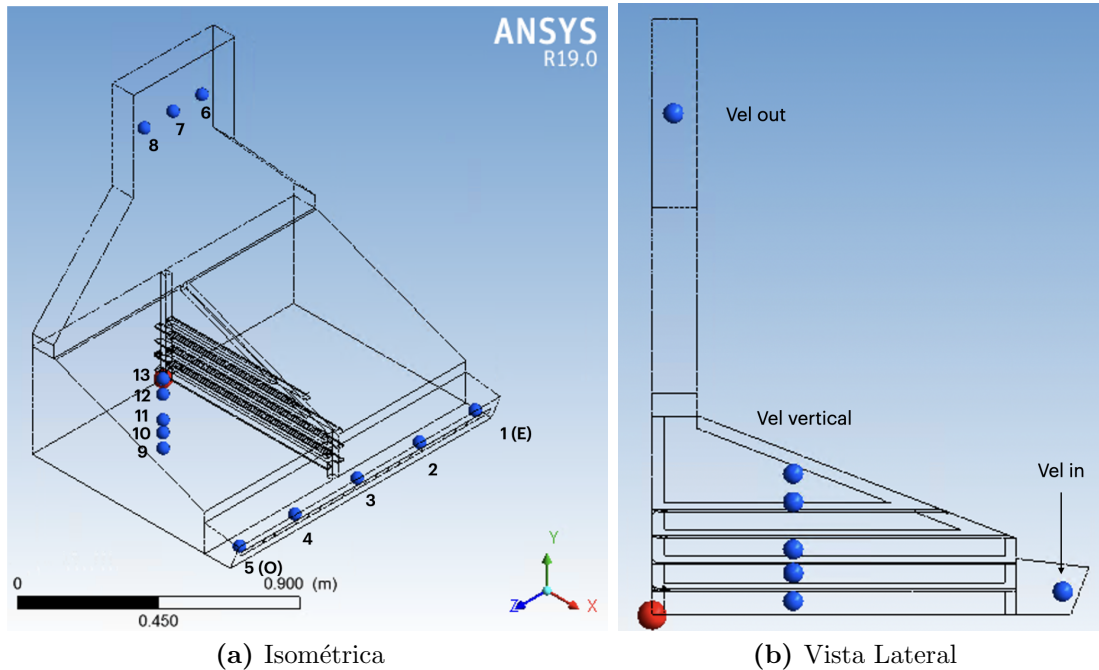


Figura 3.10: Diagrama de sensores de velocidad

En la siguiente sección se describe la metodología experimental para determinar los perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado y a la salida de la chimenea, así como las temperaturas en las diferentes posiciones de todo el volumen de aire al interior del secador. Se realizó la misma metodología para cada uno de los modos de operación.

Es importante mencionar que las mediciones de velocidad a lo alto de la cámara de secado únicamente se realizaron para el MI-CNA, que es el modo de operación que se simuló en Ansys Fluent. Dichas mediciones fueron usadas para la validación experimental que se mostrará capítulos adelante.

3.4. Metodología experimental

Todos los experimentos realizados fueron llevados a cabo en la plataforma experimental del Instituto de Energías Renovables de la UNAM, en Temixco, Morelos, México ($18^{\circ}51'N$ y $99^{\circ}14'O$ a 1250 msnm). Las mediciones se realizaban automáticamente mediante un adquisidor de datos, marca Keysight, modelo 34972A, cada 30 segundos. El intervalo de medición en todos los días de prueba fue de las 10 a las 14h, hora solar, con el objetivo de tener estable el sistema a mediodía solar que es donde se podría esperar un estado cuasiestacionario por cierto lapso de tiempo.

Se realizaron dos tipos de pruebas diferentes, las pruebas a las que se le llamó de día completo y las pruebas de perfil de velocidades. Es importante mencionar que en ambos tipos de pruebas, cuando se trabajaba en convección natural, los ventiladores se retiraban por completo con el objetivo de que la estructura del ventilador no obstruyera el flujo de aire en este modo de operación. En todas las pruebas se registraron los datos de temperatura y velocidad de aire, e irradiancia, dos horas antes y dos horas después del mediodía solar.

3.4.1. Pruebas de día completo

El objetivo principal de las pruebas de día completo era poder comparar los 4 modos de operación bajo condiciones ambientales similares. Por esta razón se realizaban en días consecutivos cambiando el modo de operación en cada uno de ellos. Este tipo de pruebas se repitieron tres veces, con el objetivo de tener el mínimo número de pruebas estadístico para poder comparar de manera correcta los comportamientos encontrados. Se realizaron 4 pruebas en noviembre, y 4 en diciembre de 2021 y 4 en febrero de 2022 dando un total de 12 días de pruebas. Los días de prueba se muestran en la tabla 3.5, indicando la fecha, la hora del mediodía solar en horario civil y el modo de operación del secador solar.

En las pruebas de día completo, cada uno de los tres anemómetros automáticos se dejaron fijos en una posición a la entrada de la cabina durante toda la prueba. Ya que otro de los objetivos de estas pruebas era ver que los anemómetros tuvieran un comportamiento relativamente estable en el periodo determinado de dos horas antes y dos horas después del mediodía solar.

A lo largo de todas las pruebas de día completo el anemómetro Dwyer se colocó en la posición 1(E), el Omega 83 en la posición 2 y el Omega 82 en la posición 3. Los sensores de temperatura e irradiancia al igual que los anemómetros permanecieron fijos y no se abrió la cabina en ningún momento para evitar desestabilizar el sistema y afectar las mediciones.

Tabla 3.5: Bitácora de pruebas experimentales de día completo

Día	Mediodía solar (hora civil)	Modo de operación
21/11/2021	12:24	MM-CN
22/11/2021	12:24	MM-CNA
23/11/2021	12:24	MI-CN
24/11/2021	12:24	MI-CNA
07/12/2021	12:28	MM-CN
08/12/2021	12:28	MM-CNA
09/12/2021	12:28	MI-CN
10/12/2021	12:28	MI-CNA
23/02/2022	12:51	MI-CNA
24/02/2022	12:51	MI-CN
25/02/2022	12:51	MM-CNA
26/02/2022	12:51	MM-CN

3.4.2. Pruebas de perfil de velocidad

El objetivo de estas pruebas, a diferencia de las de día completo, era obtener un perfil de velocidades a la entrada y a la salida de la cámara de secado para cada modo de operación. Se realizaron mínimo 3 pruebas para cada modo de operación, con el objetivo de tener el mínimo número de pruebas estadístico para comprobar comportamientos constantes en cada modo de trabajo.

En la siguiente tabla 3.6 se muestran los días de pruebas de perfil de velocidades, el mediodía solar de cada uno de ellos en hora civil, el modo de operación y el objetivo de la prueba. Ya que algunos días fueron únicamente para obtener el perfil de velocidades a la entrada, o para el perfil de velocidades a la salida. Sin embargo, en todos los modos de operación se realizó por lo menos un día de pruebas para medir ambos, antes del mediodía solar se medía en la entrada y después del mediodía solar, a la salida de la chimenea. Estos días de pruebas son de los que más se tiene información para usarlos posteriormente en las simulaciones numéricas.

Para poder obtener un perfil de velocidades a la entrada de la cámara de secado era necesario estar moviendo los anemómetros en las diferentes ubicaciones que se tenían planeadas, ya que únicamente se tenían 3 instrumentos. Es por esto que una vez que se vio que tenían un comportamiento estable en las pruebas de día completo se procedió a alternar sus posiciones.

Tabla 3.6: Bitácora de pruebas experimentales de perfil de velocidades

Día	Mediodía solar (hora civil)	Modo de operación	Objetivo de la prueba
24/02/2021	12:50	MI-CNA	Perfil de velocidades a la entrada
08/03/2022	12:49	MI-CNA	Perfil de velocidades a la entrada y salida
09/03/2022	12:49	MI-CNA	Perfil de velocidades a la entrada y salida
10/03/2022	12:48	MI-CNA	Perfil de velocidades a la entrada y salida
19/05/2021	13:34	MM-CNA	Perfil de velocidades a la entrada
01/12/2021	12:46	MM-CNA	Perfil de velocidades a la entrada y salida
17/02/2022	12:52	MM-CNA	Perfil de velocidades a la entrada y salida
18/02/2022	12:52	MM-CNA	Perfil de velocidades a la entrada y salida
19/11/2021	12:23	MM-NC	Perfil de velocidades a la entrada
20/11/2021	12:23	MM-NC	Perfil de velocidades a la entrada y salida
15/02/2022	12:50	MM-NC	Perfil de velocidades a la salida
16/02/2022	12:50	MM-NC	Perfil de velocidades a la entrada y salida
23/11/2021	12:24	MI-NC	Perfil de velocidades a la entrada
25/11/2021	12:25	MI-NC	Perfil de velocidades a la entrada
26/11/2021	12:25	MI-NC	Perfil de velocidades a la entrada y salida
06/12/2021	12:50	MI-NC	Perfil de velocidades a la salida

Para las pruebas de los perfiles de velocidad se realizaban mediciones de 20 a 30 minutos en diferentes posiciones alternando los 3 anemómetros automáticos disponibles. Esto con el objetivo de realizar un arreglo aleatorio y que la prueba no se viera afectada por usar siempre el mismo sensor en cierta posición.

Las mediciones con los anemómetros se comenzaban entre una hora y media o dos antes del mediodía solar, buscando tener alrededor de 4 mediciones antes y 4 mediciones después del mediodía solar. Se consideró esta duración y número de mediciones tomando en cuenta el tiempo de estabilización del sensor y del secador, pero sobretodo el tiempo requerido para realizar el movimiento manual para colocar los anemómetros en sus posiciones correctas.

A continuación se detalla el procedimiento para la prueba del día 9 de marzo de 2022 funcionando el secador en MI-CNA. El día 9 de marzo se realizaron 5 mediciones a la entrada de la cámara de secado, y 4 a la salida de la chimenea. Todas de entre 20 y 30 minutos, alternando los 3 anemómetros en las diferentes posiciones, comenzando a las 10 h y finalizando a las 14 h, hora solar.

En la primera medición se colocó el sensor Omega 83 en la posición 2, el sensor Dwyer en la posición 1(E) y el Omega 82 en la posición 3 al centro del secador. En la figura 3.11 se muestran las velocidades obtenidas en el rango de 25 minutos de la primera medición realizada. En la figura podemos observar que se encuentran

relativamente estables los tres sensores, cada uno en su posición correspondiente. También se puede observar que el sensor Omega 83 en la posición 2, tuvo las velocidades más altas durante el primer intervalo de medición, seguido del sensor Omega 82 en la posición 3 y por último el sensor Dwyer en la posición 1(E).

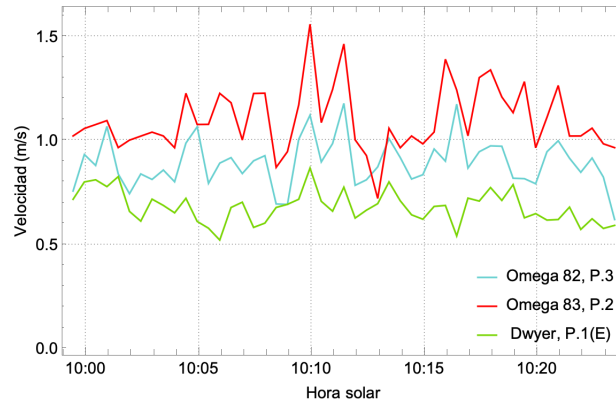


Figura 3.11: Primera medición, estabilización sensores (09/03/2022)

En cada periodo de medición se obtenían alrededor de 40 a 60 datos de velocidad por sensor. De dichas series de datos se detectaban los valores atípicos, como se muestra en la figura 3.12a. Una vez detectados y filtrados dichos valores (Fig. 3.12b), se realizaba un promedio de cada medición de cada sensor. Con esto, en cada medición se obtenían tres valores puntuales de velocidad de aire en tres posiciones diferentes.

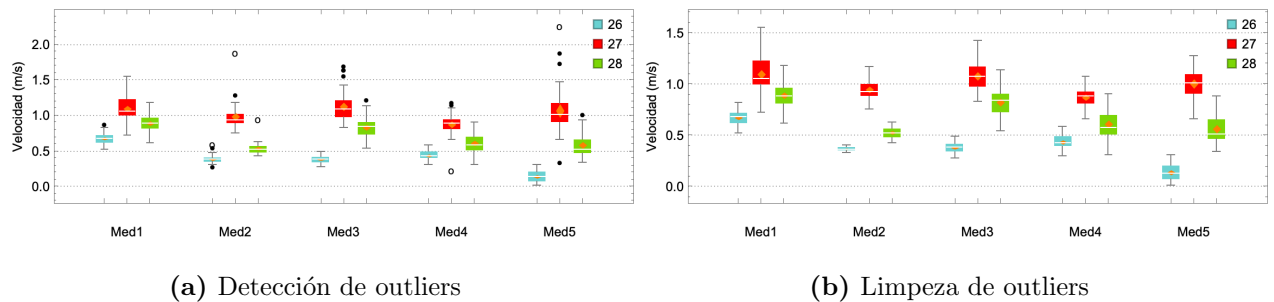


Figura 3.12: Outliers de velocidad a la entrada del secador (09/03/2022)

Al finalizar el día de prueba se procesaron las 5 mediciones a la entrada de la cabina y se ajustó una curva de 4° grado. Obteniendo el perfil de velocidades ajustado por la curva $0.714378 - 0.235582x + 3.00888x^2 + 0.248161x^3 - 12.0281x^4$ como se muestra en la figura 3.13. Como se puede observar es en el centro donde se encuentra el soporte metálico de las charolas, que disminuye ligeramente la velocidad del flujo de aire que entra a la cabina de secado. También se puede ver que tiene un comportamiento muy similar de ambos lados prácticamente simétrico como era de esperarse.

Es importante mencionar que en la gráfica de la figura 3.13 el eje X es la posición a lo largo del eje Z, como se dibujó el modelo numérico (Fig. 3.10a). Por lo tanto el lado oeste tendrá los valores positivos y el lado este los valores negativos, siendo el centro del secador el valor 0 del eje.

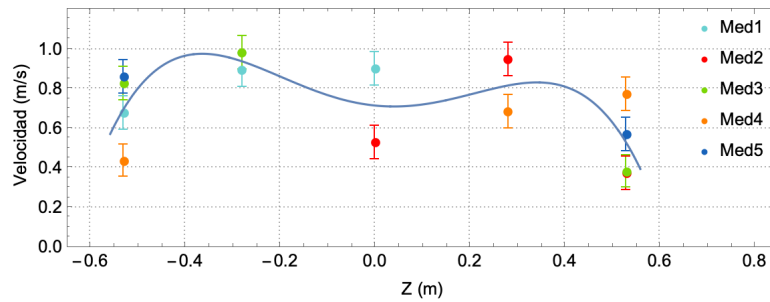


Figura 3.13: Ajuste de mediciones experimentales de velocidad a la entrada de la cámara de secado

Para las velocidades en la chimenea no se ajustó ninguna curva ya que se tenían únicamente 3 puntos de medición. Sin embargo se siguió el mismo procedimiento de detección de outliers y promedios. Obteniendo valores de velocidad como los que se observan en la figura 3.14.

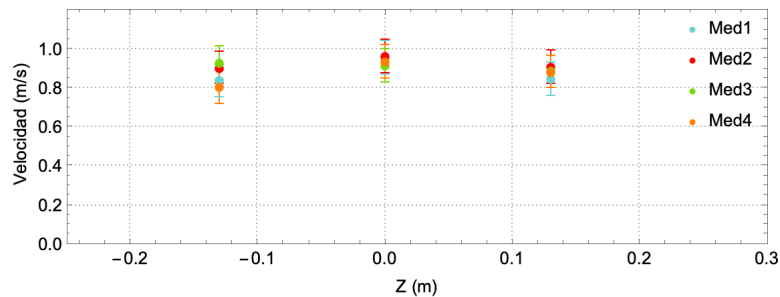


Figura 3.14: Mediciones experimentales de velocidad a la salida de la cámara de secado

Dicha metodología se siguió para las pruebas de perfil de velocidad en todos los modos de operación. Es importante mencionar que aunque los anemómetros se movían de posición los sensores de temperatura e irradiancia permanecían fijos y se registraban los datos cada 30 segundos.

En el siguiente capítulo se mostrarán los resultados obtenidos de las pruebas experimentales tanto de día completo como de perfil de velocidades en los 4 modos de operación.

Capítulo 4

Resultados experimentales

4.1. Pruebas de día completo

En esta sección se muestran los resultados de las pruebas de día completo. Se analizaron todas las pruebas realizadas de noviembre y diciembre de 2021 y las de febrero de 2022, sin embargo, en este trabajo se muestran a detalle las pruebas realizadas del 23 al 26 de febrero de 2022, ya que son los más recientes y con las mejores condiciones ambientales.

4.1.1. Periodos de estabilidad

En todas las pruebas realizadas tanto de día completo como de perfil de velocidad se encontró un desfase de tiempo entre la irradiancia máxima, y las temperaturas máximas al interior de la cámara de secado. Por esta razón se decidió estudiar más a fondo el periodo de estabilidad de la cabina, ya que a pesar de que se podría pensar que a mediodía solar se tiene un sistema cuasiestático, este se da minutos después del mediodía solar.

Sabemos que a mediodía solar es cuando se da la máxima irradiancia en días despejados, esto se puede observar en las figuras 4.1 y 4.2. Donde se muestran las temperaturas en diferentes posiciones de la cabina y la irradiancia sobre el plano inclinado del colector solar a lo largo del día correspondiente de prueba. En todas las figuras podemos observar un desfase claro entre el máximo alcanzado de irradiancia y los máximos de temperatura a la entrada, al interior y salida de la cámara de secado. Este desfase se puede deber a que la energía incidente no sólo tiene que calentar el aire que pasa a través del secador sino también toda la masa del sistema, que son perfiles y láminas de metal, material aislante, etc.

Además de dicho desfase se puede observar que la cabina permanece estable cierto lapso de tiempo por toda la masa térmica acumulada en el sistema. Se buscó determinar dicho periodo para cada modo de operación o en su caso un periodo que aplicará para todos. Ya que es este periodo en el que se pueden comparar los modos

de operación entre ellos. Además dicho periodo es el que se podrá simular en Ansys Fluent de manera estacionaria.

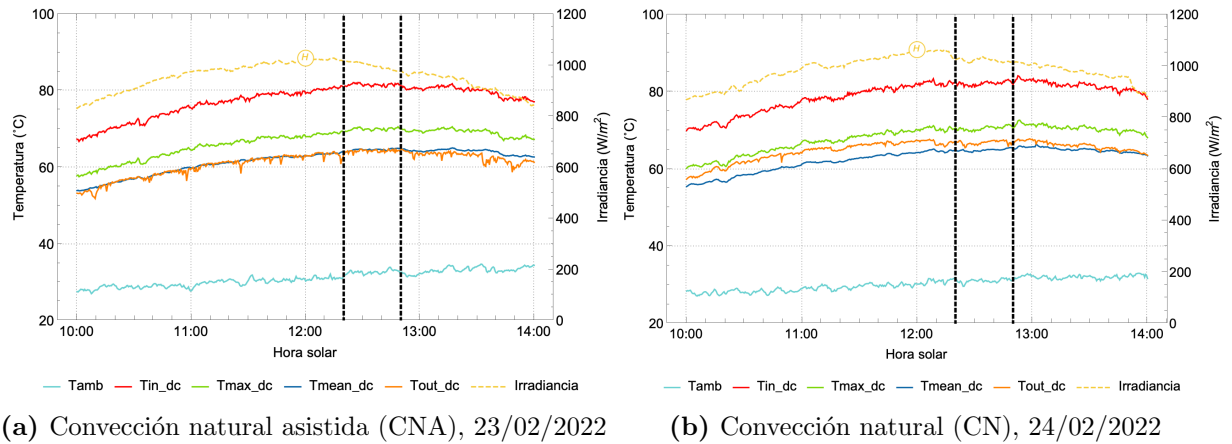


Figura 4.1: Pruebas de día completo en MI

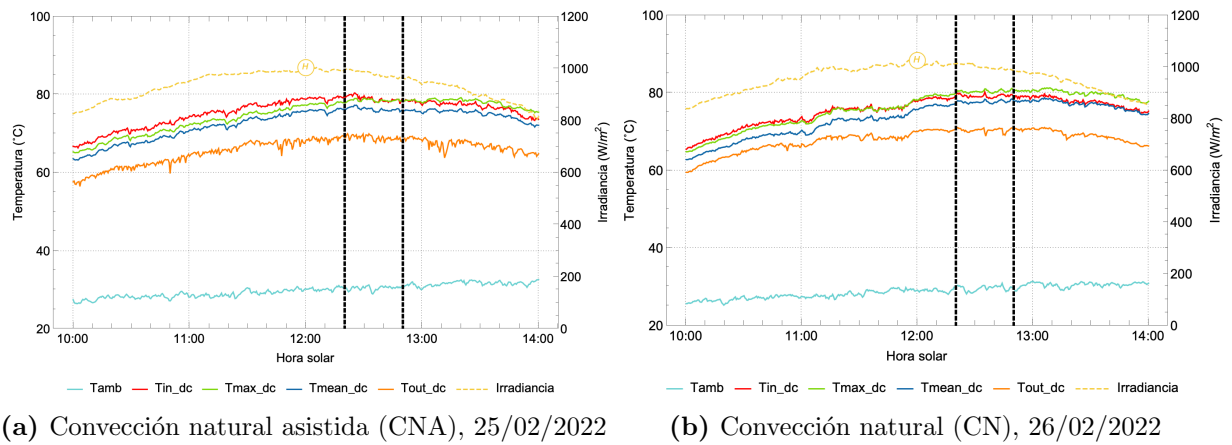


Figura 4.2: Pruebas de día completo en MM

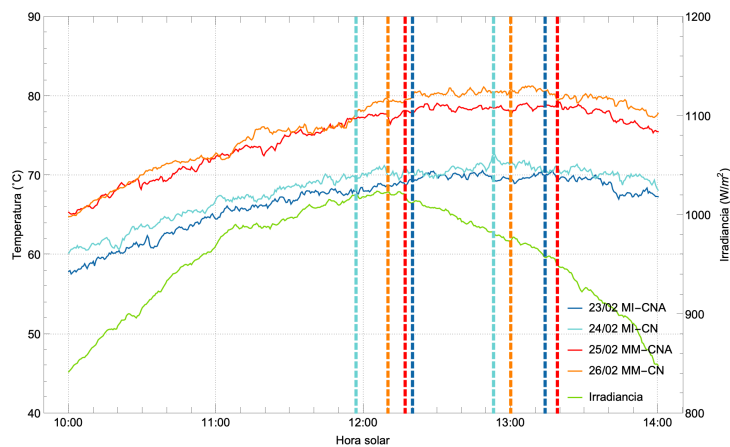
Para encontrar el periodo de estabilidad de la cámara de secado, primero se encontraba la hora solar a la cual se daba el máximo de la temperatura al interior de la cámara de secado. Una vez que se tenía el máximo se encontraba el lapso de tiempo en el que la temperatura no fuera 3°C menor al máximo. Esto se realizó para las 12 pruebas de día completo con el objetivo de encontrar un patrón de estabilidad. En la tabla 4.1 se muestran los periodos de estabilidad de la cámara de secado para cada modo de operación y se calculó un periodo promedio donde se promediaron los periodos de las tres pruebas realizadas en cada modo.

Tabla 4.1: Periodos de estabilización en las diferentes pruebas de día completo

Modo	Fecha	Periodo de estabilización (hora solar)
MI-CNA	24/11/2021	12:14-13:08
	10/12/2021	12:23-13:01
	23/02/2022	12:24-13:34
	Promedio	12:20-13:14
MI-CN	23/11/2021	11:47-12:53
	09/12/2021	11:51-12:50
	24/02/2022	12:08-13:05
	Promedio	11:57-12:53
MM-CNA	22/11/2021	12:21-13:16
	08/12/2021	12:08-13:14
	25/02/2022	12:22-13:29
	Promedio	12:17-13:19
MM-CN	21/11/2021	11:43-12:49
	07/12/2021	12:34-13:05
	26/02/2022	12:21-13:15
	Promedio	12:10-12:59

Como se puede observar los periodos promedio en CNA son muy similares independientemente si está en MI o MM. Los de CN se dan ligeramente antes de los de CNA pero no son similares entre ellos. Todos se desfasan de entre 10 a 20 minutos del mediodía solar, a excepción del MI-CN que se da en algunos casos minutos antes de las 12:00 h.

En la figura 4.3 se visualizan periodos de estabilidad promedio para cada modo de operación. Se muestra la temperatura máxima de la cámara de secado en cada modo de operación y la irradiancia promedio de los días 23, 24, 25 y 26 de febrero de las 10 h a las 14 h.

**Figura 4.3: Periodos de estabilidad en los diferentes modos de operación**

Al no tener un comportamiento constante en el periodo de estabilidad de los modos de CN y para facilitar el análisis, se decidió seleccionar un periodo promedio general, es decir, que aplica para todos los modos de operación, que es de las 12:20 a 12:50 h hora solar. Dicho intervalo permanece estable ($\pm 0.47^\circ\text{C}$) en todas las pruebas realizadas (Fig. 4.3).

En las figuras 4.1 y 4.2 se delimitó el periodo de estabilidad con líneas punteadas negras. En los MI se puede observar como la temperatura máxima al interior de la cabina siempre permaneció por debajo de la temperatura de entrada, es decir, a la salida del captador solar. Sin embargo, en los MM la temperatura máxima de la cámara de secado si llega a superar la temperatura de entrada a la cámara de secado ya que está entrando la radiación solar al interior de la cabina. En las secciones siguientes se realizará una comparación mucho más a fondo entre los modos de operación en las pruebas de día completo.

4.1.2. Estabilidad en la velocidad de aire

Como se mencionó uno de los objetivos de las pruebas de día completo era saber si la velocidad es estable en el sistema a lo largo del periodo de las 10 a las 14 h tiempo solar, ya que en las pruebas de perfil de velocidad, los anemómetros se movieron de posición cada 20 minutos. El saber que es estable la velocidad a lo largo del periodo establecido, nos permite mover los sensores con la confianza de que la velocidad al interior del sistema cambia poco con respecto al tiempo.

En las siguientes figuras 4.4 y 4.5 se muestra la velocidad de los 3 anemómetros colocados en la entrada del gabinete. Los cuales permanecieron en la misma posición durante los 4 días de pruebas como se muestra en la tabla 4.2. El anemómetro Dwyer en la posición 1 (E), frente al primer canal del captador del lado este; y los anemómetros Omega 82 y 83 en las posiciones 2 (canal 6) y 3 (canal 11) respectivamente.

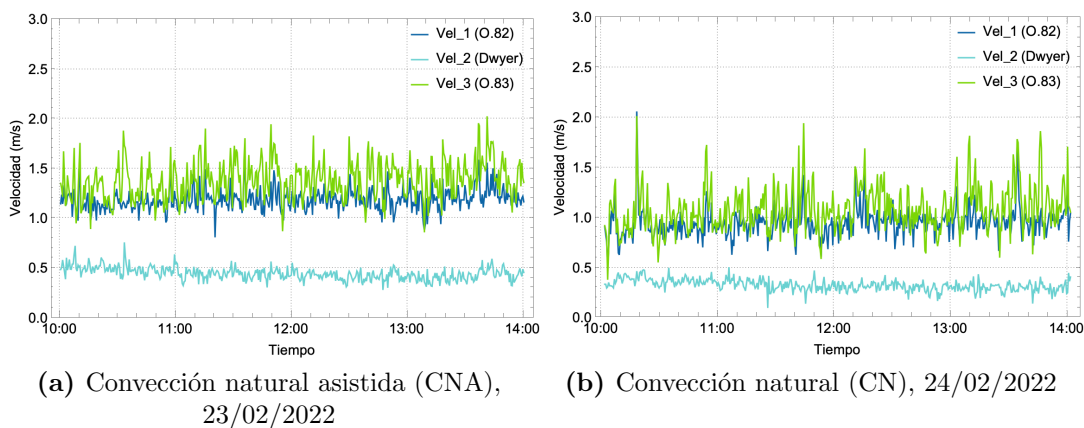


Figura 4.4: Velocidad a la entrada en pruebas de día completo en modo indirecto

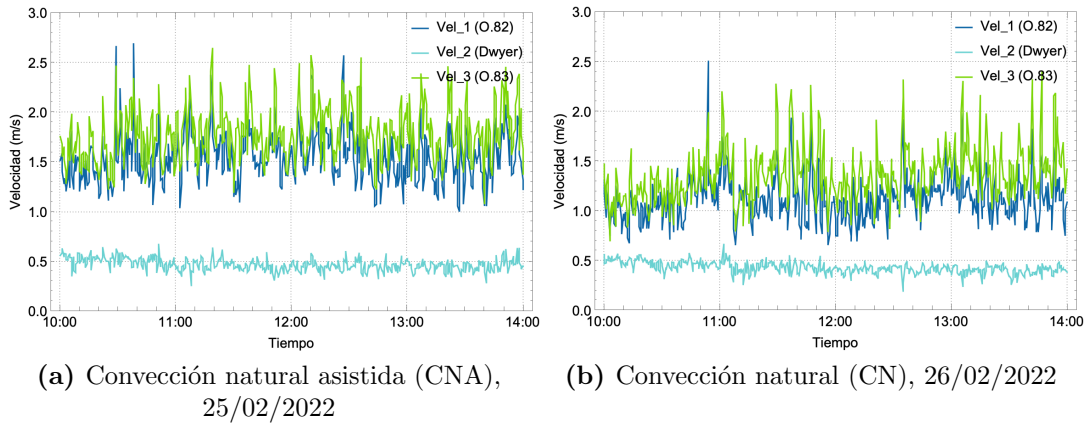


Figura 4.5: Velocidad a la entrada en pruebas de día completo en modo mixto

En las 4 figuras podemos observar bastantes fluctuaciones en la medición de la velocidad. Esto se puede deber al rango de velocidades que se estaban midiendo que como vemos es entre 0 m/s y 2 m/s para los modos indirectos y entre 0 m/s y 3 m/s para los modos mixtos. Dichos rangos son pequeños en comparación con la escala completa que pueden leer los sensores (Tabla. 3.1).

De igual manera en los 4 modos de operación podemos notar que el sensor O.83, que estaba en la posición 2, muestra las velocidades más altas, seguido del sensor O.82 en la posición 3, al centro del gabinete frente al soporte metálico y al final el sensor Dwyer en el primer canal. Este comportamiento se verá de igual forma en las pruebas de perfil de velocidad.

Las velocidades en modo indirecto podemos observar como disminuyen cuando el secador funciona en CN (Fig. 4.4b). La velocidad promedio disminuye de 0.44 m/s a 0.32 m/s en la posición 1(E), y en las posiciones 2 y 3 de 1.38 m/s a 1.08 m/s y 1.18 m/s a 0.94 m/s respectivamente (Tabla 4.2). El cambio en estas dos últimas posiciones es más notorio entre las figuras 4.4a y 4.4b.

Tabla 4.2: Comparación de velocidades en pruebas de día completo

Posición	Sensor	Canal	Velocidad m/s	23/02	24/02	25/02	26/02
				MI-CNA	MI-CN	MM-CNA	MM-CN
1(E)	Dwyer	1	Promedio	0.44	0.32	0.47	0.43
			Desv. est.	0.06	0.06	0.07	0.06
2	O.83	6	Promedio	1.38	1.08	1.78	1.36
			Desv. est.	0.20	0.23	0.28	0.28
3	O.82	11	Promedio	1.18	0.94	1.54	1.12
			Desv. est.	0.11	0.14	0.25	0.23

Comparando la figura 4.4 con la 4.5 vemos como aumenta la velocidad en las tres posiciones. También se puede notar que las fluctuaciones son de mayor magnitud. Ambas observaciones se deben a que el efecto de convección natural aumenta, ya que se permite el paso de la radiación solar a la cámara de secado al funcionar en MM. Logrando que exista un mayor gradiente de temperatura entre el aire la cámara y el aire del ambiente.

En la figura 4.5a en MM-CNA podemos observar que las velocidades son superiores a las de la figura 4.5b en MM-CN debido a los ventiladores colocados en parte superior de la chimenea. El MM-CNA es el que presenta las velocidades más altas de 0.47 m/s, 1.78m/s y 1.53 m/s, en la primera, segunda y tercera posición de los anemómetros.

En la tabla 4.2 se muestra el promedio y la desviación estándar de la velocidad obtenida en cada anemómetro en las pruebas de día completo del mes de febrero. Podemos observar el comportamiento previamente mencionado, donde las velocidad en CNA aumentan con respecto a las de CN. Los MM presentan velocidades superiores a sus correspondientes MI. Además de esto vemos que la desviación estándar aumenta en la mayoría de los sensores en los modos de CN ya que su flujo depende de las condiciones ambientales siendo menos constante que el flujo en CNA, ya que los ventiladores actúan de manera continua.

4.1.3. Comparación entre modos de operación

Para lograr una correcta comparación entre modos de operación se realizaron las pruebas en días consecutivos, con el objetivo de tener condiciones ambientales similares. En la figura 4.6 se muestra la irradiancia y la temperatura ambiental del 23 al 26 de febrero de 2022. Como podemos observar la irradiancia y la temperatura ambiental fueron similares en los 4 días. Sin embargo, la irradiancia del día 24 fue ligeramente mayor debido a que el cielo tuvo menos bruma. Este comportamiento se confirmó con los datos de la estación meteorológica del IER (ESOL-MET [47]).

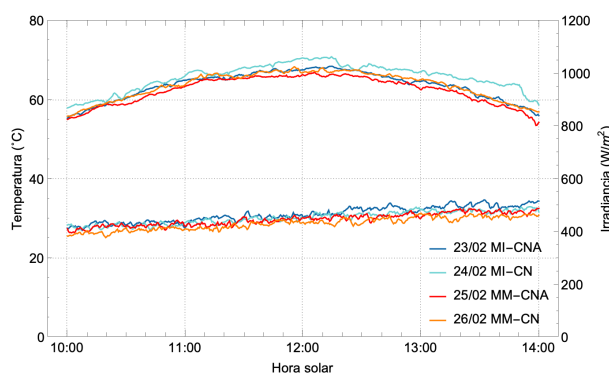


Figura 4.6: Condiciones ambientales del 23 al 26 de marzo 2022

En la figura 4.7, se muestra la temperatura promedio de los 3 sensores a la salida del captador en los diferentes modos de operación y la irradiancia promedio de los 4 días de pruebas en el plano inclinado del colector solar. Podemos observar que los MI son los que alcanzaron las temperaturas más altas, esto quizá se puede deber a los flujos másicos que se tenían en el sistema y a que se tuvo una ligera mayor temperatura ambiental e irradiancia. También se puede notar que cuando el sistema funciona con CNA es menor la temperatura comparada con su respectiva prueba en CN como era de esperarse.

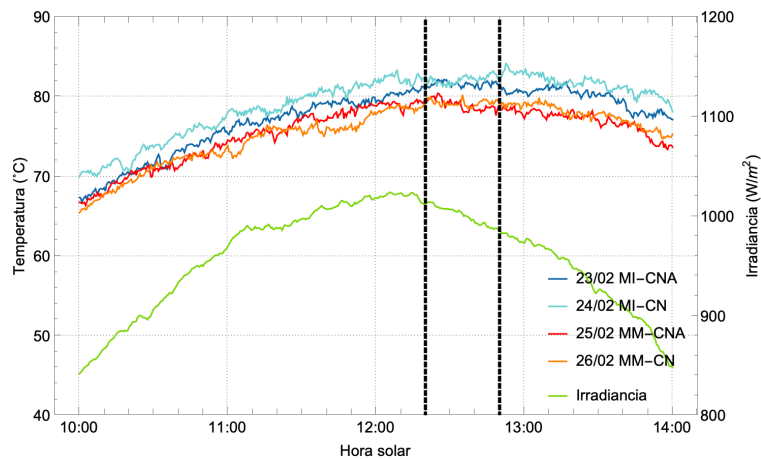


Figura 4.7: Comparación de la temperatura promedio a la entrada de la cámara de secado

En la tabla 4.3, podemos observar que la temperatura a la entrada de la cámara de secado ($T_{in_{dc}}$) tiene el comportamiento previamente mencionado durante el periodo de estabilidad (12:20 a 12:50 h). En las figuras 4.7 a 4.9 se delimitó el periodo de estabilidad con líneas punteadas negras. Analizando el incremento de temperatura del captador solar (ΔT_c), podemos observar que el más grande fue de 51.09°C en MI-CN, seguido del MM-CN con 49.64°C . Este comportamiento va de acuerdo al flujo másico promedio de cada modo de operación (Tabla 4.3). Los flujos más bajos son en CN, 0.0285 kg/s en MI-CN y 0.0338 kg/s en MM-CN. En cambio, el mayor flujo másico (0.0399 kg/s) se dio operando en MM-CNA, donde también se obtuvo el menor ΔT_c (48.51°C) respectivamente.

Comparando las temperaturas al interior de la cámara de secado (Fig. 4.8) podemos observar que el modo que alcanza las temperaturas más altas es el MM-CN ya que está entrando irradiación solar a la cámara de secado y además su flujo de aire es menor que el de MM-CNA. Este último modo es el segundo con las temperaturas más calientes como es de esperarse. El MI-CN alcanza temperaturas ligeramente más altas que estando los ventiladores en convección natural asistida activados.

Las temperaturas promedio de la figura 4.8a se obtuvieron promediando las tempera-

turas de los sensores 6 al 16, es decir, del 1^{er}, 2^{do} y 3^{er} nivel del mallado de sensores al interior de la cámara. Para las temperaturas máximas promedio en cada modo de operación (Fig. 4.8b) se realizó un promedio de temperatura por cada nivel de sensores y se encontró en todas las pruebas que la temperatura máxima promedio es la del tercer nivel, a excepción del MM-CN que se da en el segundo nivel. Esto debido a que se tienen pérdidas convectivas a través del policarbonato disminuyendo la temperatura de los sensores más cercanos a esta frontera.

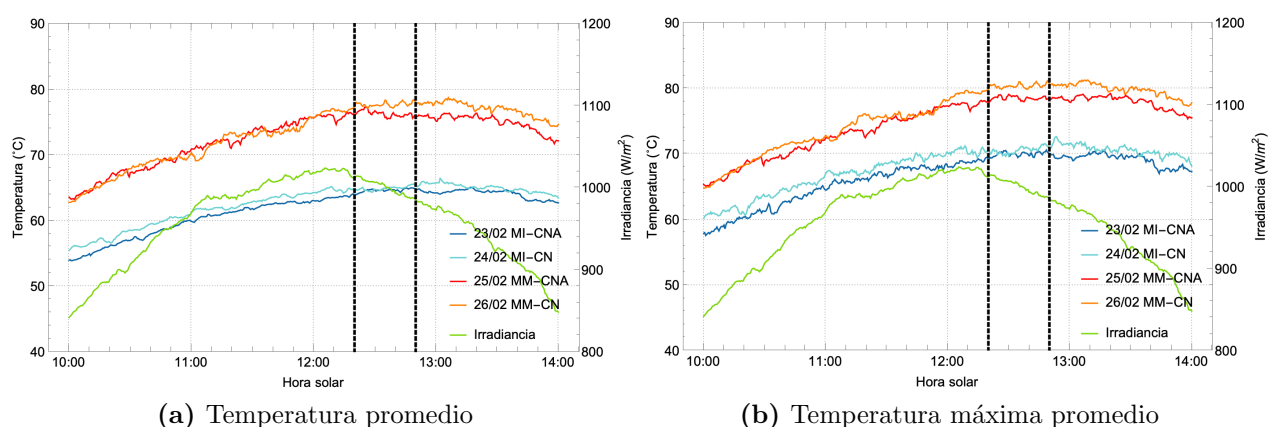


Figura 4.8: Comparación de temperaturas en la cabina

Comparando los modos específicamente en el periodo de estabilidad (Tabla. 4.3) vemos que el permitir el paso de radiación solar a la cámara puede incrementar de 8 a 10 °C la temperatura máxima alcanzada y entre 12 y 13 °C la temperatura promedio.

En la siguiente figura 4.9 se muestra la comparación de las temperaturas promedio a la salida de la chimenea en los diferentes modos de operación. Cada serie de datos es el promedio de las temperaturas de los tres sensores, Tchim out E, C y O, para cada modo de operación. En todas las curvas se presenta cierta oscilación o ruido en la lectura de las mediciones a comparación de otros sensores; esto se puede deber al viento que podría haber ingresado al sistema o a la radiación solar que quizá en algunos momentos del día incidía sobre algunos sensores. Además de que este ruido es más notorio en las pruebas de CNA, que se puede deber a la cercanía de los sensores a los ventiladores.

A pesar de dicha conducta, podemos ver claramente como se da el mismo comportamiento que al interior de la cabina, e incluso en esta gráfica es más notorio. La temperatura más alta a la salida de la chimenea se da con el MM-CN con una temperatura de 70.39 °C en el periodo de estabilidad (Tabla 4.3). Después sigue el MM-CNA con 68.95°C. El MI-CN presentaba temperaturas de 66.87°C y por último el MI-CNA con 64.28°C en el periodo de estabilidad.

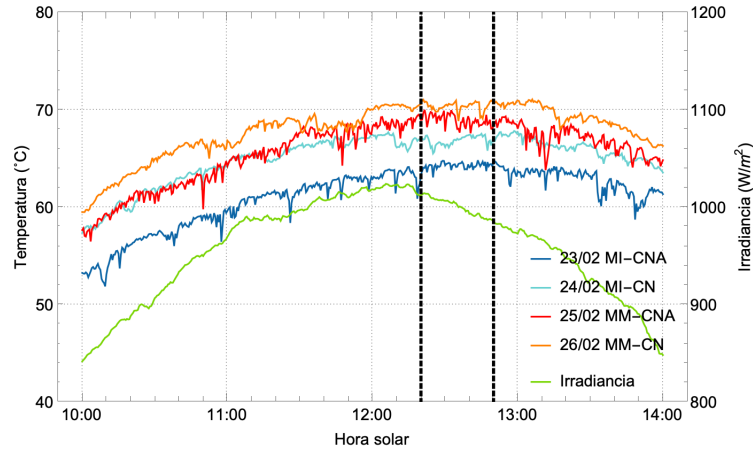


Figura 4.9: Comparación de temperatura promedio a la salida de la chimenea

En la tabla 4.3 se muestran los resultados promedio de los diferentes sensores en el periodo de estabilidad. Podemos observar que los MI presentan una estratificación del aire mucho mayor que los MM, debido a que en este último modo también está entrando radiación solar a la cabina. En los modos MI-CNA y MI-CN la temperatura en el primer nivel es de 57°C , en el segundo nivel de entre 66 y 67°C y en el tercer nivel de 70°C , obteniendo un promedio de 64°C en la cámara de secado en ambos modos de operación.

Tabla 4.3: Comparación de modos de operación en periodo estable

Parámetro	Unidades	MI-CNA 23/02	MI-CN 24/02	MM-CNA 25/02	MM-CN 26/02
I_T	W/m^2	998.7	1022.9	980.6	1001.1
T_{∞}	$^{\circ}\text{C}$	32.70	31.09	30.47	29.58
\dot{m}_{da}	kg/s	0.036	0.029	0.040	0.034
$T_{in_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	81.58	82.18	78.98	79.22
ΔT_c	$^{\circ}\text{C}$	48.88	51.09	48.51	49.64
T1n	$^{\circ}\text{C}$	57.43	57.14	71.39	75.51
T2n	$^{\circ}\text{C}$	66.46	67.07	78.96	80.41
T3n	$^{\circ}\text{C}$	70.01	70.59	78.55	77.21
$T_{mean_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	64.60	64.91	76.43	77.71
$T_{chim_{in}}$	$^{\circ}\text{C}$	65.89	66.22	70.19	70.60
$T_{out_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	64.28	66.87	68.95	70.39
ΔT_{dc}	$^{\circ}\text{C}$	17.30	15.31	10.03	8.83
$P_{loss_{dc}}$	%	35.39	29.96	44.90	45.85
η_c	%	73.05	58.97	80.77	68.93
η_{Ed}	%	47.20	41.30	47.29	41.75

A diferencia del modo indirecto, en los modos MM-CNA y MM-CN podemos observar

que la cabina se mantiene por arriba de los 70°C y la temperatura máxima llega a ser igual o superior que la T_{indc} . La temperatura del segundo y tercer nivel en MM-CNA son bastante similares (78°C). En el MM-CN el primer, segundo y tercer nivel tienen diferentes temperaturas. Incrementando la temperatura 1.7 °C del nivel base al intermedio y disminuyendo 3°C del segundo al tercer nivel. Se obtuvo un promedio de 76.43°C y 77.71 °C en el MM-CNA y MM-CN respectivamente.

Podemos observar que colocar los ventiladores influye directamente en una disminución de temperatura con respecto a los modos de CN. Esto se debe a que al incrementar el flujo de aire de un sistema se remueve más energía del mismo y la temperatura disminuye. Otro comportamiento encontrado es que en los modos de CN la temperatura entre la entrada ($T_{chim_{in}}$) y salida ($T_{out_{dc}}$) de la chimenea permanece prácticamente igual, sin embargo, en CNA los ventiladores generan que la temperatura a la salida de la chimenea disminuya por lo menos 1 °C con respecto a la de la entrada de la chimenea.

Analizando las pérdidas térmicas de la cámara de secado, podemos observar el decremento de temperatura entre la entrada y la salida de la cabina (ΔT_{dc}) y el porcentaje de pérdidas de la misma en cada modo de operación. La cámara de secado presenta un decremento de temperatura de 17.30 °C, 15.31 °C, 10.03°C y 8.83 °C para los modos MI-CNA, MI-CN, MM-CNA, y MM-CN respectivamente.

Como podemos observar los MI son en los que más baja la temperatura a la salida de la cámara, esto se debe a que no hay una energía extra de entrada que este compensando las pérdidas de la cámara de secado como en el caso de los MM. Se logró disminuir el ΔT_{dc} aproximadamente 7°C pasando de 17.30°C a 10.03 °C en los modos de CNA y de 15.31°C a 8.83 °C en los modos de CN.

Por esta razón el porcentaje de pérdidas es mayor en los MM, ya que de toda la energía que esta entrando tanto por el colector solar como la cubierta de policarbonato se está perdiendo aproximadamente el 45 %, ya que esta energía extra se esta consumiendo para contrarrestar las pérdidas base que serían las del modo indirecto que fueron de 35.39 % y 29.96 % en CNA y CN respectivamente. Esto se debe a que en MI-CN la entrada de energía fue menor al tener un flujo másico menor y también el ΔT_{dc} fue menor.

Comparando la eficiencia energética del captador solar podemos observar que su máxima eficiencia fue en MM-CNA (80.77 %) debido al flujo máximo que se tenía ya que el ΔT_c y la irradiancia es bastante similar en los 4 modos de operación. De igual forma en este modo se obtuvo la máxima eficiencia energética global del secador solar al ser el segundo modo de operación con la temperatura más alta y el de mayor flujo másico. Los modos en CN fueron los de menor eficiencia debido a los flujo másicos con los que se trabajó.

En las siguientes secciones se estudia a detalle cada modo de operación de manera individual, mostrando comportamientos bastante similares a los obtenidos en las pruebas de día completo.

4.2. Modo Indirecto - Convección Natural Asistida (MI-CNA)

En esta sección se describirá a fondo el comportamiento del secador estando en modo indirecto en convección natural asistida (MI-CNA). Se mostrarán los resultados de las pruebas de perfil de velocidad y un análisis térmico detallado en el periodo de estabilidad de la cámara de secado ya que será de este modo de operación del que se realizará la simulación numérica usando Ansys Fluent.

Las pruebas de perfil de velocidad en MI-CNA como se mencionó en la metodología se llevaron a cabo en diferentes días del año 2021 y 2022. Los resultados que se mostrarán en este trabajo serán de los días 24 de febrero de 2021, 8, 9 y 10 de marzo del 2022, ya que fueron los más parecidos en condiciones ambientales, sin embargo, se llevaron a cabo 9 pruebas en total para este modo de operación.

4.2.1. Pruebas de perfil de velocidad

El perfil de velocidades mostrado en la figura 3.13, fue obtenido durante la prueba del 9 de marzo en MI-CNA. Como se mencionó en la metodología, se realizó este mismo procedimiento para todas las pruebas del perfil de velocidad a la entrada y la salida del gabinete. En la figura 4.10 se muestran los perfiles de velocidad a la entrada del gabinete obtenidos en las 4 pruebas mencionadas.

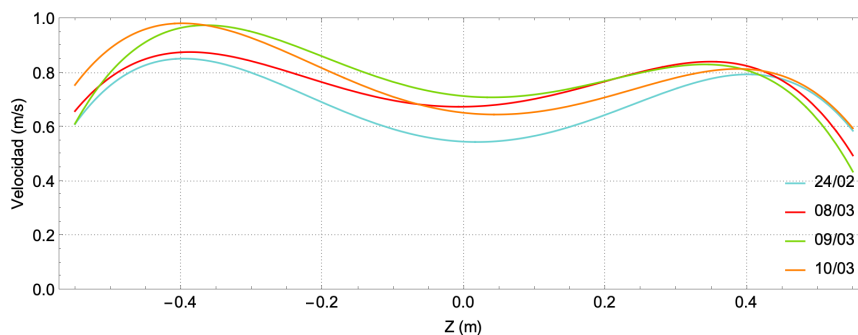


Figura 4.10: Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MI-CNA

Como se puede observar cambian ligeramente en magnitud más no en comportamiento. Podemos observar que el lado este, lado negativo del eje, en todas las pruebas presentaba valores más altos de velocidad en comparación con el lado oeste. Esto quizá se puede deber a los obstáculos que se tienen frente al secador solar o también

en que se medía siempre antes, durante y poco después del mediodía solar. Con lo cual está más expuesto a la radiación solar el lado este del secador, calentándose más y por ende generando un mayor flujo convectivo en esta sección del captador. Que a pesar de que se vio que era estable la medición en las pruebas de día completo, también estas se realizaron en este mismo periodo de tiempo, nunca se midió por la tarde.

También se puede observar como disminuye la velocidad en la sección central y las orillas del secador solar. En la parte central se puede deber a que el aire que viene del captador solar choca con el soporte central metálico de las charolas. En la siguiente tabla (Tab. 4.4) y en la figura 4.10 se muestran las 4 curvas ajustadas a los 4 días de prueba. Como se puede observar todas tienen un comportamiento similar y una R^2 mayor a 0.95.

Tabla 4.4: Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MI-CNA

Día	Ecuación	R^2
24/02/2021	$0.546265 - 0.128596x + 3.48221x^2 + 0.351577x^3 - 10.9379x^4$	0.976
08/03/2022	$0.67513 + 0.033233x + 2.69457x^2 - 0.600577x^3 - 9.97867x^4$	0.959
09/03/2022	$0.714378 - 0.235582x + 3.00888x^2 + 0.248161x^3 - 12.0281x^4$	0.956
10/03/2022	$0.652762 - 0.285835x + 3.17336x^2 + 0.465167x^3 - 10.2438x^4$	0.982

Cómo se mencionó anteriormente, hubo días en los que el objetivo era obtener el perfil a la entrada de la cámara o a la salida, o ambos. En la figura 3.14 se muestran las mediciones realizadas el 9 de marzo en la chimenea, resultados similares se obtuvieron en los días 8 y 10 de marzo. En la siguiente tabla 4.5 se muestra el flujo másico calculado a partir de las velocidades obtenidas y un promedio de las mediciones de velocidad tanto a la entrada de la cámara como a la salida.

Tabla 4.5: Velocidades promedio en MI-CNA

Parámetro	Unidades	24/02/2021	08/03/2022	09/03/2022	10/03/2022
Flujo	kg/s	0.038	0.038	0.036	0.037
Vin media	m/s	1.60	1.62	1.56	1.57
Vout media	m/s	NA	0.93	0.90	0.90

4.2.2. Velocidades al interior de la cámara

Como se mencionó, para este modo de operación se realizaron mediciones de velocidad con los anemómetros manuales a lo alto de la cámara de secado en las posiciones de la figura 3.10. Dichas mediciones se realizaron de igual forma el día 9 de marzo de 2022 en el periodo de estabilidad de 12:20 a 12:50 h, hora solar.

Se tomaron lecturas de la velocidad durante 5 minutos en cada posición y se promediaron dichos valores. En la figura 4.11 se muestran los resultados obtenidos al interior de la cabina. Como se puede observar, en la parte más cercana a la base

se tiene valores de entre 0.12 y 0.14 m/s, en parte central disminuye a 0.09 m/s e incrementa ligeramente en la parte cercana al policarbonato, a una altura de 30 cm de la base con una velocidad de 0.25 m/s.

Estas mediciones se realizaron con el objetivo de validar los resultados numéricos, por lo que únicamente se realizaron para este modo de operación.

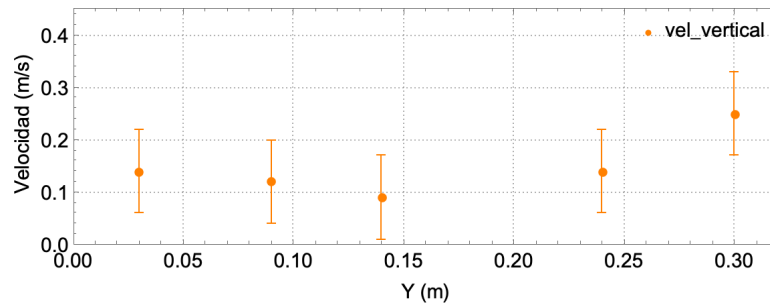


Figura 4.11: Velocidades a lo alto de la cámara de secado MI-CNA

4.2.3. Análisis térmico

Durante la realización de las pruebas de perfil de velocidad se medían al mismo tiempo los valores de temperatura en diferentes posiciones del secador solar. Para los resultados de las mediciones de temperatura mostrados a continuación se seleccionaron únicamente los datos del periodo de estabilidad encontrado que fue de 12:20 a 12:50 h hora solar. Durante este período de tiempo, la irradiación solar, la temperatura ambiente y las temperaturas al interior del gabinete se pueden asumir cuasiconstantes (Fig. 4.12). Además es en dicho momento en el que secador solar alcanza su mayor temperatura como se observó en las pruebas de día completo.

El día que se tomó como base para realizar la simulación numérica y mostrar los resultados más significativos del secador funcionado en modo MI-CNA fue el día 9 de marzo, ya que de dicho día se tienen los valores de velocidad del aire a la entrada y salida del secador. Sin embargo, es importante mencionar que a pesar de que el secador funcionó en días distintos tuvo un comportamiento bastante similar, como se muestra en la tabla 4.6 y en la tabla A.1 del apéndice A.

El día 9 de marzo en el periodo seleccionado se tuvo una irradiancia promedio de 1055.82 W/m^2 sobre el plano del captador y una temperatura ambiental de 32.04°C . En la figura 4.12 se puede observar que las temperaturas a la entrada a la cabina en las tres diferentes posiciones de los sensores, son similares, por lo que se puede asumir que la temperatura a la entrada es homogénea, en promedio de 79.69°C . El sensor del lado oeste (Tin O) es menor que el central y el del lado este en aproximadamente 3°C ya que este se encuentra en el canal 5, mismo por el cual pasa la velocidad más alta de acuerdo con el perfil de la figura 3.13 y 4.10. Los resultados

de los sensores 4 y 5 de la figura muestran que existe una zona de menor temperatura en la parte baja a la entrada del secador ($T_{in_{baja}}$), con valores de $55.64\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $55.41\text{ }^{\circ}\text{C}$, en el lado este y oeste respectivamente.

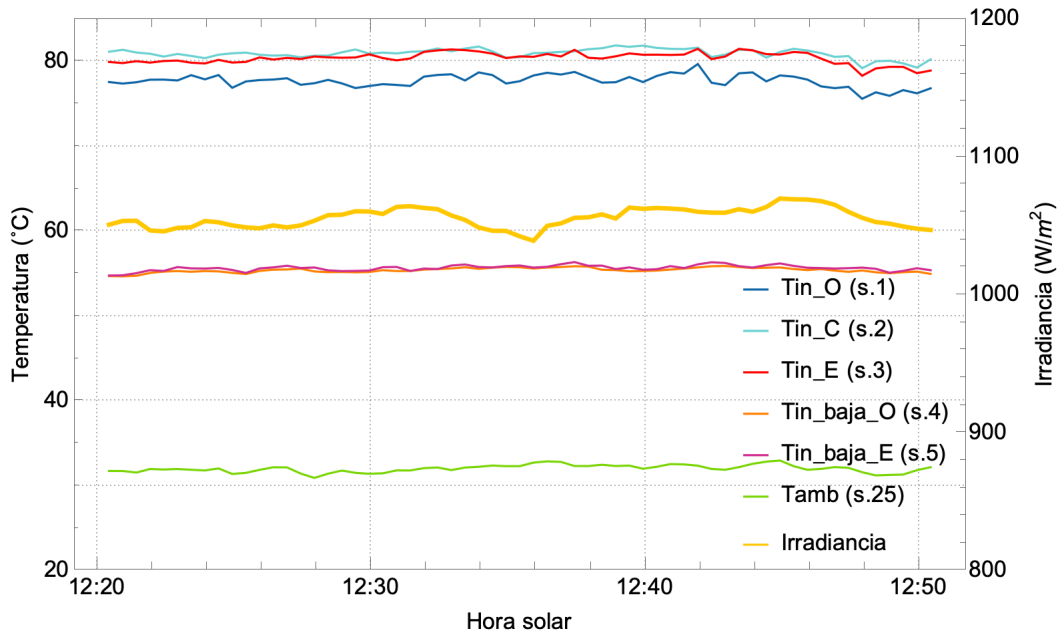


Figura 4.12: Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (09/03/2022)

Al entrar el aire a la cabina disminuye su temperatura. Como se puede ver en la figura 4.13. Los valores de temperatura promedio en el primer nivel con respecto a la base son de $59.46\text{ }^{\circ}\text{C}$, y de $67.70\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $69.90\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el segundo y tercer nivel respectivamente. Logrando observar la estratificación del aire, estando el aire más caliente en la parte superior. También se puede notar que las temperaturas de los diferentes sensores en el mismo nivel son similares, sin embargo, si se logran diferenciar uno del otro, sobretodo en el nivel uno y dos.

En los tres niveles los sensores al centro (líneas punteadas) son los que tienen una temperatura ligeramente superior sobre todo en el primer nivel de aproximadamente $0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Seguidos de los sensores pegados al lado oeste, en este caso sería al soporte metálico, y por último los del lado este. En el apéndice se muestra la temperatura promedio de cada sensor en el periodo de estabilización.

Para comprobar la simetría del lado este del gabinete con el lado oeste se realizó la figura 4.14. Donde se compara el sensor central del segundo y tercer nivel (s.10 y 14) con los sensores simétricos del lado oeste del nivel 2 (s.12) y 3 (s.16). Como se puede observar son prácticamente simétricos. La temperatura del segundo nivel en la parte central ($T_{2n\ C}$) fue de $68.27\text{ }^{\circ}\text{C}$ y su simétrico ($T_{2n\ C-sim}$) fue de $67.69\text{ }^{\circ}\text{C}$; y en el nivel tres ($T_{3n\ C}$) fue de $70.13\text{ }^{\circ}\text{C}$ y su simétrico de $69.65\text{ }^{\circ}\text{C}$. Siendo diferentes en

menos de $0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

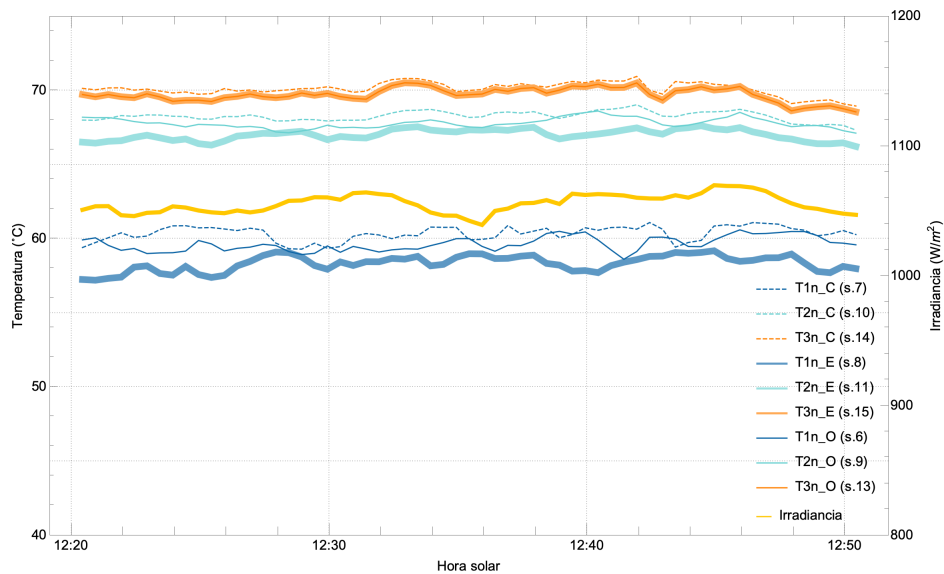


Figura 4.13: Temperaturas al interior del gabinete lado este (09/03/2022)

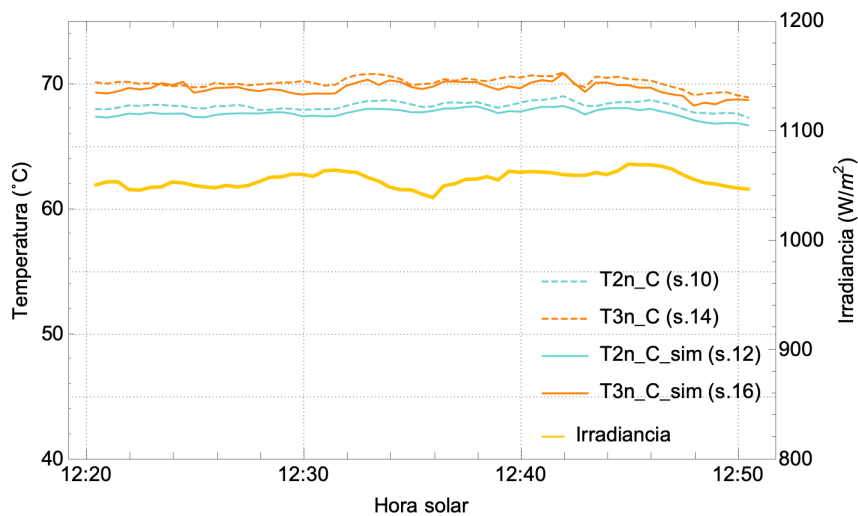


Figura 4.14: Temperaturas al interior del gabinete simetrías, lado oeste (09/03/2022)

En la parte posterior, a la altura del primer nivel también se colocaron dos sensores, uno del lado este (T1n post) y otro del lado oeste (T1n post-sim) sobre la misma línea central de ambos lados. En la figura 4.15 se muestra como es ligeramente superior la temperatura en la parte posterior, entre 0.5 y $1.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ comparado con el sensor 7 (T1n C), colocado en la malla central de sensores.

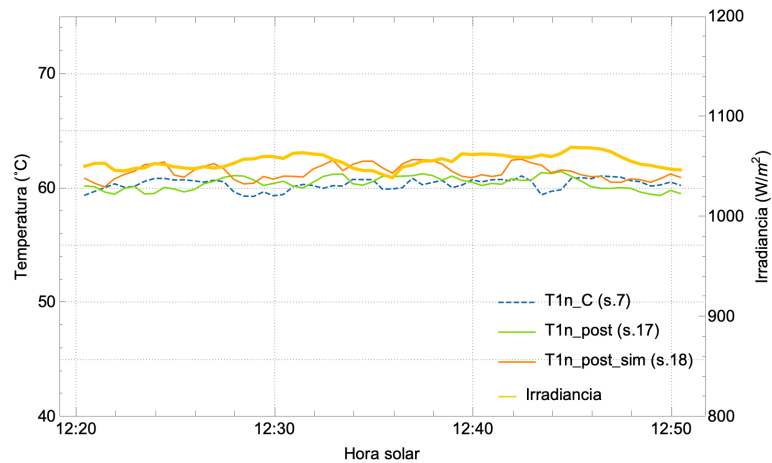


Figura 4.15: Temperaturas al interior del gabinete en la parte posterior (09/03/2022)

Comparando las temperaturas en la chimenea, tanto a la entrada como a la salida (Fig. 4.16) podemos ver que la temperatura de los extremos este y oeste es superior a la central tanto en la entrada como en la salida. También se puede observar que la temperatura a la entrada (líneas punteadas) es superior a la de salida entre 2.2°C y 3.7°C dependiendo de la posición. Las temperaturas a la salida como se había comentado anteriormente presentan variación en su medición debido a que están cerca de los ventiladores y más expuestos al viento circundante y la posible incidencia de la radiación solar.

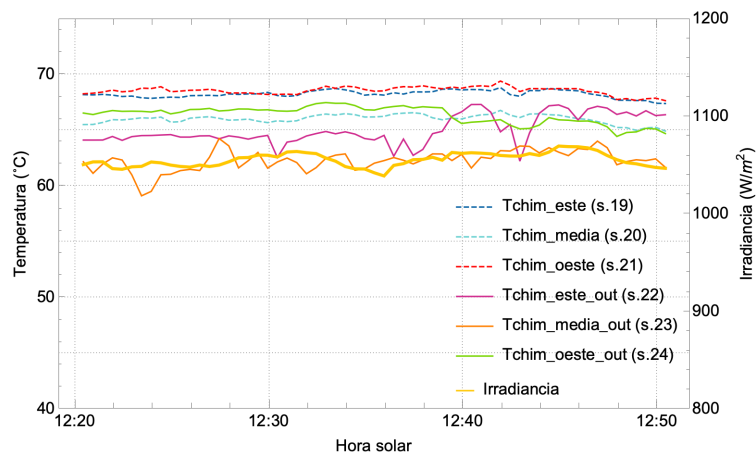


Figura 4.16: Temperaturas en la chimenea (09/03/2022)

En la tabla 4.6 se muestran los promedios de los diferentes sensores en el periodo estable de las 4 pruebas en MI-CNA. Se puede observar un comportamiento similar en todos los días, sin embargo, es importante mencionar que el día 9 de marzo de 2022 se selló completamente la cámara de secado con silicón ya que se detectaron pérdidas térmicas importantes en todos los días previos.

Tabla 4.6: Pruebas de MI-CNA en periodo estable

Parámetro	Unidades	24/02	08/03	09/03	10/03
I_T	W/m^2	1033.5	1046.8	1055.8	1061.6
T_∞	$^\circ C$	30.30	32.00	32.04	31.52
\dot{m}_{da}	kg/s	0.038	0.038	0.036	0.037
$T_{in_{dc}}$	$^\circ C$	77.81	80.81	79.69	79.91
ΔT_c	$^\circ C$	47.52	48.81	47.65	48.38
T1n	$^\circ C$	54.41	57.31	59.46	59.41
T2n	$^\circ C$	63.40	66.57	67.70	67.66
T3n= $T_{max_{dc}}$	$^\circ C$	67.39	69.90	69.90	69.96
$T_{mean_{dc}}$	$^\circ C$	61.93	64.59	65.69	65.68
$T_{chim_{in}}$	$^\circ C$	61.59	64.00	67.17	67.18
$T_{out_{dc}}$	$^\circ C$	59.98	62.71	64.59	64.21
ΔT_{dc}	$^\circ C$	17.83	18.10	15.10	15.69
$P_{loss_{dc}}$	%	37.53	37.09	31.69	32.43
\dot{Q}_{U_c}	W	1864.6	1912.7	1803.2	1842.3
η_c	%	71.18	72.10	67.39	68.48
η_{Ed}	%	44.47	45.36	46.04	46.27

La diferencia más notoria se ve entre el día 8 y 9 marzo, que fueron los días sin sellar y completamente sellado respectivamente. Como se puede observar hubo una disminución ligera en el flujo másico, el ΔT en la cabina y el porcentaje de pérdidas, ya que se tenían varias infiltraciones que estaban afectando estos parámetros.

La temperatura a la entrada de la chimenea aumentó aproximadamente $3^\circ C$, que eran los sensores más cercanos a las puertas del gabinete y a la conexión entre la chimenea y el gabinete, mismas ranuras en las que se tenían las mayores infiltraciones.

A pesar de este cambio que se realizó en las últimas pruebas podemos ver que la temperatura promedio aumentó solo $1.1^\circ C$. La eficiencia térmica del captador solar varió en un $\pm 4.7\%$ estando en un rango de 67.39% a 72.10% . La eficiencia global del sistema estuvo entre 44.47% y 46.27% , mejorando entre un 1% y 2% al sellar las infiltraciones.

En la sección A.1 del apéndice A, en la figura A.1, se muestra un diagrama de las temperaturas promedio de cada sensor durante el periodo de estabilidad del día 9 de marzo de 2022 para una mejor visualización de la distribución de temperatura al interior de la cámara. En la tabla A.1 se observan los valores promedio de cada sensor durante el periodo de estabilidad de los 4 días de prueba.

4.3. Modo Indirecto - Convección Natural (MI-CN)

En esta sección se describe el comportamiento del secador estando en modo indirecto en convección natural (MI-CN). De igual forma se muestran los resultados de las pruebas de perfil de velocidad y un análisis térmico detallado en el periodo de estabilidad de la cámara de secado. Las pruebas de perfil de velocidad en MI-CN se llevaron a cabo los días 23, 25, 26 de noviembre y 6 de diciembre de 2021.

Para mostrar a detalle los resultados del perfil de velocidades y el análisis térmico, de igual forma se seleccionó un día del que se tuviera información tanto a la entrada como a la salida del gabinete, que en este caso es el día 26 de noviembre de 2021.

4.3.1. Pruebas de perfil de velocidad

En la figura 4.17 se muestran las mediciones experimentales de velocidad tanto a la entrada como a la salida del gabinete. De nuevo, a la entrada del gabinete (Fig. 4.17a y 4.18) se observa que el lado este presenta velocidades mayores que el lado oeste y una disminución en la parte central frente al soporte metálico central de las charolas. En cambio en la chimenea observamos un comportamiento más homogéneo (Fig. 4.17b).

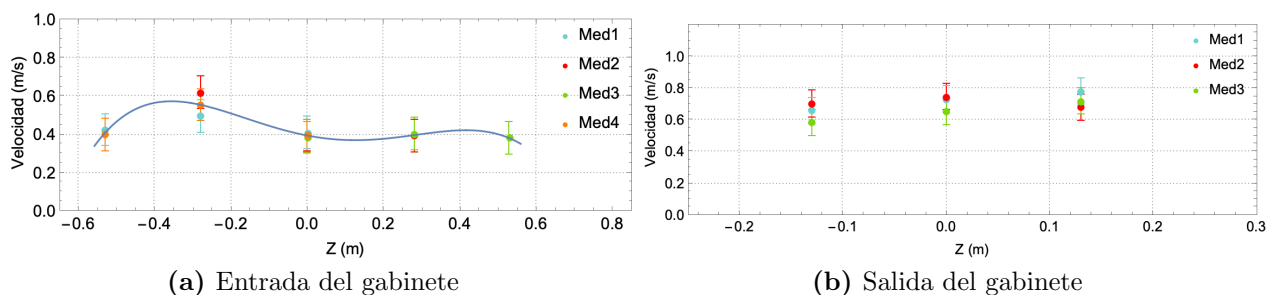


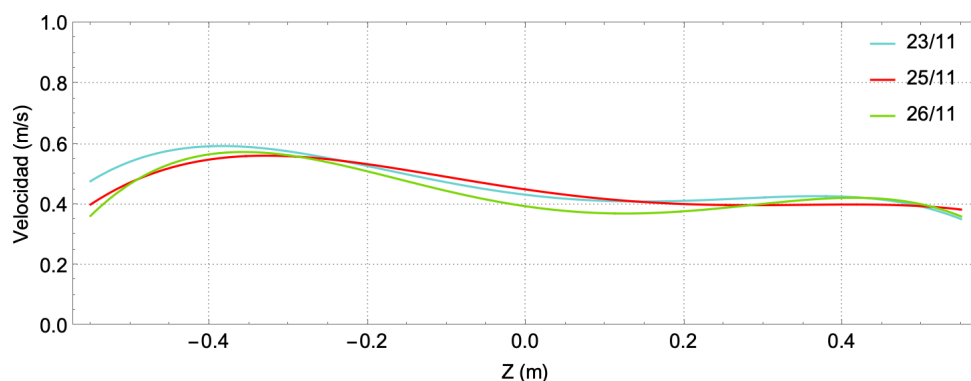
Figura 4.17: Mediciones experimentales de velocidad (26/11/2021)

Comparando los perfiles de velocidad a la entrada en los diferentes días de prueba podemos notar que fueron bastante similares tanto en comportamiento como en magnitud (Fig. 4.18), lo cual se pudo deber a que fueron días prácticamente consecutivos. A diferencia del MI-CNA, vemos que es un perfil mucho más homogéneo a lo largo del colector, que probablemente se debe a que se tiene un flujo másico menor.

En la siguiente tabla 4.7 se muestran las ecuaciones de cuarto grado del perfil de velocidad para cada día de pruebas. Como podemos observar todas tuvieron un buen ajuste con una $R^2 > 0.96$ en todos los casos.

Tabla 4.7: Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MI-CN

Día	Ecuación	R^2
23/11/2021	$0.432505 - 0.313488x + 1.08888x^2 + 0.660148x^3 - 3.79295x^4$	0.9744
25/11/2021	$0.45003 - 0.377181x + 0.541115x^2 + 1.19694x^3 - 2.42266x^4$	0.9685
26/11/2021	$0.394464 - 0.380102x + 1.44242x^2 + 1.25098x^3 - 5.12412x^4$	0.9964

**Figura 4.18: Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MI-CN**

Podemos observar que el flujo másico en todas las pruebas fue cercano a 0.028 kg/s (Tabla. 4.8), disminuyendo 0.008 kg/s en comparación del flujo másico promedio en MI-CNA. La velocidad a la salida estuvo entre 0.69 m/s y 0.72 m/s como se observa en la figura 4.17b que fue la prueba del día 26 de noviembre.

Tabla 4.8: Velocidades promedio en MI-CN

Parámetro	Unidades	23/11/2021	25/11/2021	26/11/2021	06/12/2021
Flujo	kg/s	0.028	0.027	0.029	0.029
Vin media	m/s	1.18	1.15	1.16	NA
Vout media	m/s	NA	NA	0.69	0.72

4.3.2. Análisis térmico

Durante el periodo de estabilidad podemos observar en la siguiente figura 4.19 que se tuvo una irradiancia de $924.11W/m^2$ en el plano inclinado del colector y una temperatura ambiental prácticamente constante de $26.76^{\circ}C$. La temperatura de entrada al gabinete, es decir, a la salida del captador en promedio fue de $72.31^{\circ}C$. Al igual que en MI-CNA se observa que la $T_{in O}$ es menor, en esta prueba fue $5.8^{\circ}C$ menor que la temperatura al centro. Podemos ver que entre la $T_{in E}$ y $T_{in C}$ hay menor diferencia ($3.2^{\circ}C$), sin embargo, se debe a que el sensor está en una zona de menor flujo de aire que $T_{in O}$. También se observa la zona fría a la entrada de la cámara de secado a $47.5^{\circ}C$.

En la figura 4.20 se muestran las temperaturas al interior de la cabina, del lado este se tiene el mallado de 9 sensores (Fig. 4.20a) y del lado oeste, 2 sensores en el segundo y tercer nivel para comprobar la simetría (Fig. 4.20b). Vemos de nuevo que el tercer nivel es el que presenta las mayores temperaturas (61.87 °C). Todos los niveles presentan un comportamiento homogéneo a lo ancho del secador y la simetría se cumple bastante bien difiriendo en menos de 0.5 °C entre los sensores al centro del lado este y oeste.

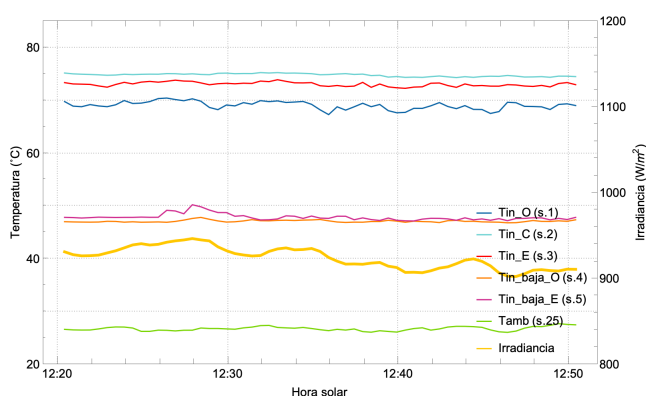


Figura 4.19: Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (26/11/2021)

Al igual que el MI-CNA, el primer nivel tiene una temperatura notoriamente más baja (50.15 °C) que el segundo nivel (58.86 °C). Esto se debe a que en la parte inferior del secador se tienen pérdidas térmicas importantes ya que no se colocó ningún aislante extra (armaflex) a diferencia de todas las otras superficies de la cámara de secado. Con una cámara termográfica se logró observar este comportamiento en dicha zona del secador solar (Apéndice B).

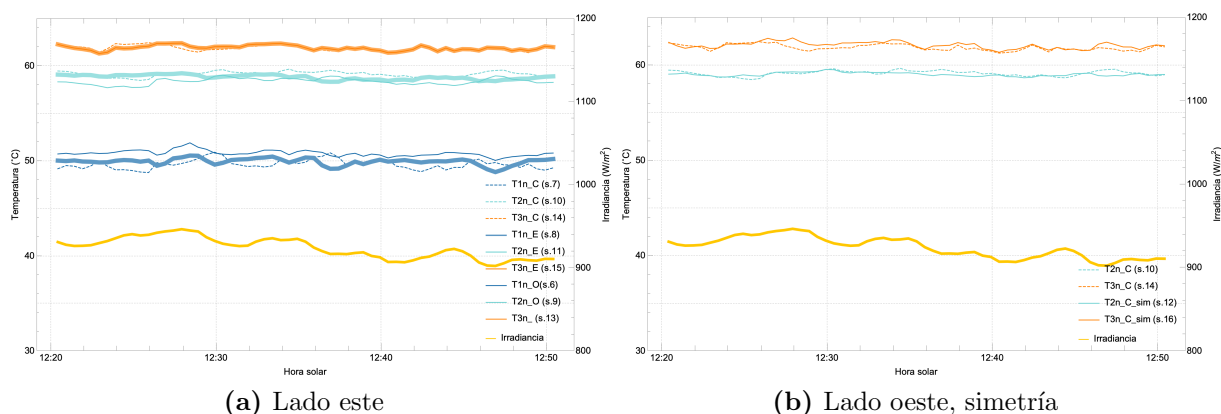


Figura 4.20: Temperaturas al interior del gabinete (26/11/2021)

En cuanto a la chimenea, figura 4.21, podemos observar que la temperatura de entrada (líneas punteadas) del lado este y oeste son las más altas, 58.36 °C y 61.37 °C respectivamente. La temperatura a la entrada de la chimenea en la parte central es de 56.23°C, similar a las temperaturas a la salida de la chimenea que en promedio fueron de 56.25°C. En la sección A.2 del apéndice A, en la figura A.2, se muestra como resumen, el diagrama de temperaturas promedio durante el periodo de estabilidad del día 26 de noviembre de 2021.

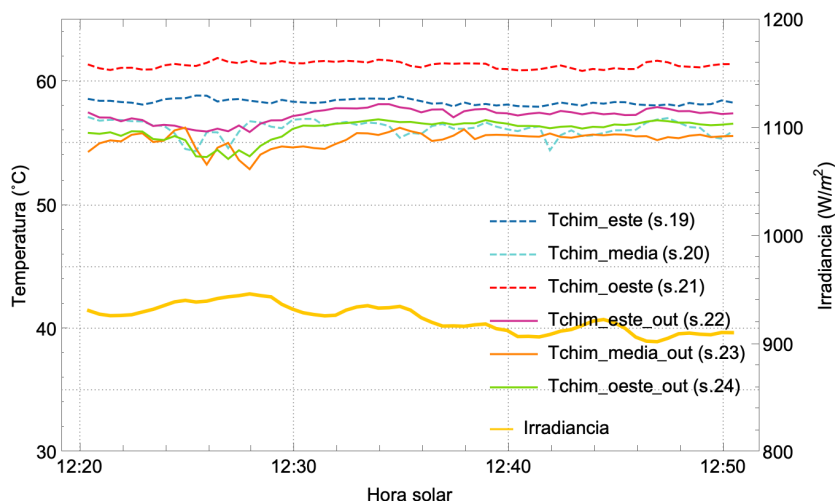


Figura 4.21: Temperaturas en la chimenea (26/11/2021)

En la tabla A.2 del apéndice A se muestran los valores de los sensores en los 4 días de prueba y podemos observar que se tuvo un comportamiento similar, mismo que se observa en la tabla siguiente 4.9. El incremento de la temperatura del captador solar estuvo entre 45.48°C y 46.65°C. La temperatura promedio al interior de cámara de secado estuvo en un rango de 56.96°C y 59.65°C dependiendo de las condiciones ambientales.

También vemos que estando en MI-CN el ΔT_{dc} fue en promedio de 16.68 °C lo cual representa un promedio de 36.26 % de pérdidas térmicas en la cámara de secado. El secador en este modo de operación tiene una eficiencia energética global de entre 35.2 % y 39.27 % y el captador solar de entre 55.89 % y 60.75 %. Los valores de eficiencia tanto del captador como del secador se vieron disminuidos debido a los flujos máxicos menores que se tienen al trabajar únicamente por CN.

Tabla 4.9: Pruebas de MI-CN en periodo estable

Parámetro	Unidades	23/11/2021	25/11/2021	26/11/2021	06/12/2021
I_T	W/m^2	956.3	932.5	924.1	925.4
T_∞	$^\circ C$	27.71	28.55	26.76	28.93
\dot{m}_{da}	kg/s	0.028	0.027	0.029	0.029
$T_{in_{dc}}$	$^\circ C$	74.36	74.80	72.31	74.41
ΔT_c	$^\circ C$	46.65	46.25	45.55	45.48
T1n	$^\circ C$	51.36	52.64	50.15	51.95
T2n	$^\circ C$	60.55	61.47	58.86	60.81
T3n= $T_{max_{dc}}$	$^\circ C$	63.90	64.49	61.87	63.88
$T_{mean_{dc}}$	$^\circ C$	58.60	59.53	56.96	58.88
$T_{chim_{in}}$	$^\circ C$	58.89	59.65	57.30	67.18
$T_{out_{dc}}$	$^\circ C$	56.68	57.93	56.25	64.21
ΔT_{dc}	$^\circ C$	17.68	16.87	16.07	16.08
$P_{loss_{dc}}$	%	37.91	36.48	35.27	35.36
\dot{Q}_{U_c}	W	1365.9	1313.4	1371.8	1416.6
η_c	%	56.69	55.89	58.90	60.75
η_{Ed}	%	35.20	35.50	38.13	39.27

4.4. Modo Mixto - Convección Natural Asistida (MM-CNA)

La sección que se describe a continuación contiene los resultados experimentales del secador funcionando en modo mixto en convección natural asistida (MM-CNA). Las pruebas de perfil de velocidad se llevaron a cabo los días 19 de mayo y 1 de diciembre de 2021 y el 17 y 18 de febrero de 2022.

4.4.1. Pruebas de perfil de velocidad

Los resultados que se muestran a detalle en la figura 4.22 son los del día 18 de febrero de 2022, ya que se registraron las velocidades tanto a la entrada como a la salida de la cámara de secado. Podemos observar que el perfil de velocidades a la entrada de la cabina es diferente al perfil de velocidades en MI. En este modo de operación las velocidades del lado oeste y al centro son similares, generando un perfil más cercano a una parábola (Fig.4.22a). Esto se puede deber a que hay un mayor flujo másico debido al gradiente de temperaturas que se generó al permitir el paso de la radiación solar al gabiente. Al igual que en todos los modos previamente analizados, el lado este presenta mayores velocidades.

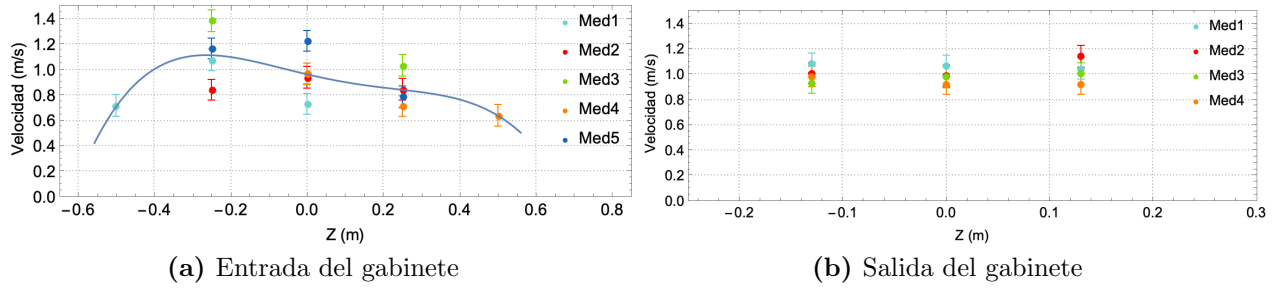


Figura 4.22: Mediciones experimentales de velocidad (18/02/2022)

En las cuatro pruebas se tuvo un comportamiento bastante similar (Fig.4.23), aunque en magnitud difirieron un poco, excepto por las pruebas del 17 y 18 de febrero que fueron días consecutivos. En la tabla 4.10 se muestran las ecuaciones del perfil de velocidad ajustado a las mediciones experimentales en todas las pruebas realizadas. Como podemos observar, todas la ecuaciones se ajustaron con una $R^2 > 0.97$.

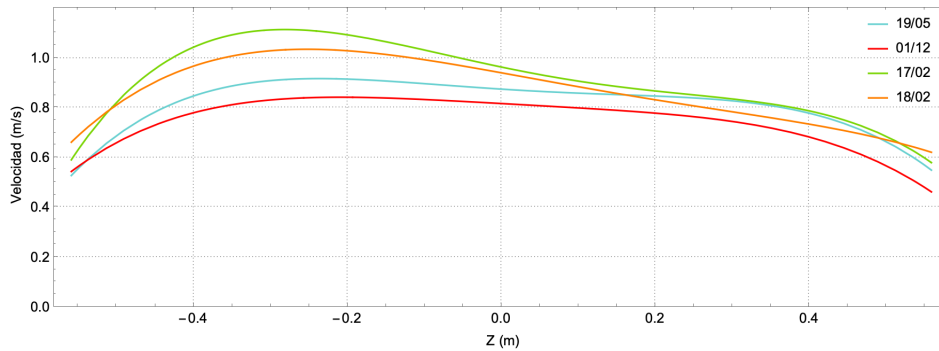


Figura 4.23: Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MM-CNA

Tabla 4.10: Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MM-CNA

Día	Ecuación	R^2
19/05/2021	$0.874533 - 0.197787x + 0.335882x^2 + 0.696332x^3 - 4.53194x^4$	0.979
01/12/2021	$0.816636 - 0.505312x + 1.1225x^2 + 1.66306x^3 - 8.53047x^4$	0.982
17/02/2022	$0.963155 - 0.645247x + 0.65669x^2 + 2.03638x^3 - 5.99332x^4$	0.976
18/02/2022	$0.940041 - 0.559459x - 0.142835x^2 + 1.67769x^3 - 2.61413x^4$	0.983

Como se comentó previamente, el flujo másico aumentó ligeramente con respecto al MI-CNA, subió de 0.036 kg/s a 0.040 kg/s en promedio. De igual forma las velocidades en la chimenea y en la entrada de la cámara de secado aumentaron. Podemos ver que la velocidad en la chimenea está entre 0.98m/s y 1.00 m/s, y es relativamente homogénea a lo ancho de la misma (Fig.4.22b).

Tabla 4.11: Velocidades promedio en MM-CNA

Parámetro	Unidades	19/05/2022	01/12/2021	17/02/2022	18/02/2022
Flujo	kg/s	0.040	0.039	0.039	0.040
Vin media	m/s	1.71	1.68	1.72	1.75
Vout media	m/s	NA	0.98	0.99	1.00

4.4.2. Análisis térmico

Para el análisis térmico de igual forma se muestran los resultados del día 18 de febrero. En dicho día, durante el periodo de estabilidad (12:20 a 12:50 h) se tuvo una irradiancia promedio de 1028.29 W/m^2 y una temperatura ambiental de $32.88 \text{ }^\circ\text{C}$ (Fig. 4.24). A diferencia de los modos analizados previamente la Tin O es bastante similar a la Tin E. Sin embargo, la Tin C sigue siendo la temperatura más alta al igual que en todos los casos, ya que es donde disminuye la velocidad del aire proveniente del captador solar debido al soporte central de las charolas.

Se sigue observando la zona fría a la entrada de la cámara de secado. Dicha zona fría tiene una temperatura promedio de 63.49°C , 18.73°C menor que la temperatura de entrada a la cámara (82.22°C).

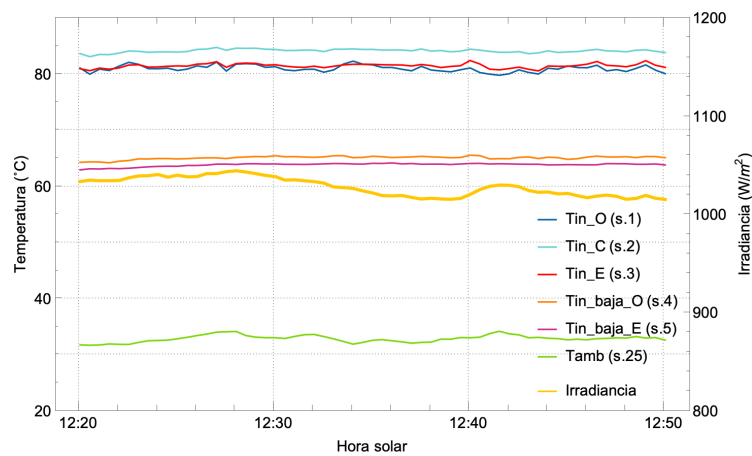


Figura 4.24: Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (18/02/2022)

En las siguientes figuras 4.25 se muestran las temperaturas al interior de la cámara de secado. Podemos observar en la figura 4.25a que la temperatura en el segundo y tercer nivel es bastante similar, 82.02°C y 82.08°C en promedio respectivamente. Esto se debe a que la irradiancia está entrando a la cámara de secado y el uso de ventiladores logra homogeneizar el aire a la altura del nivel 2 y 3. Como ya se había mencionado la temperatura en el nivel 1 siempre es la más baja de los tres niveles, en este caso fue de 74.55°C , 7.47°C grados menor que el nivel 2.

4.4. MODO MIXTO - CONVECCIÓN NATURAL ASISTIDA (MM-CNA)

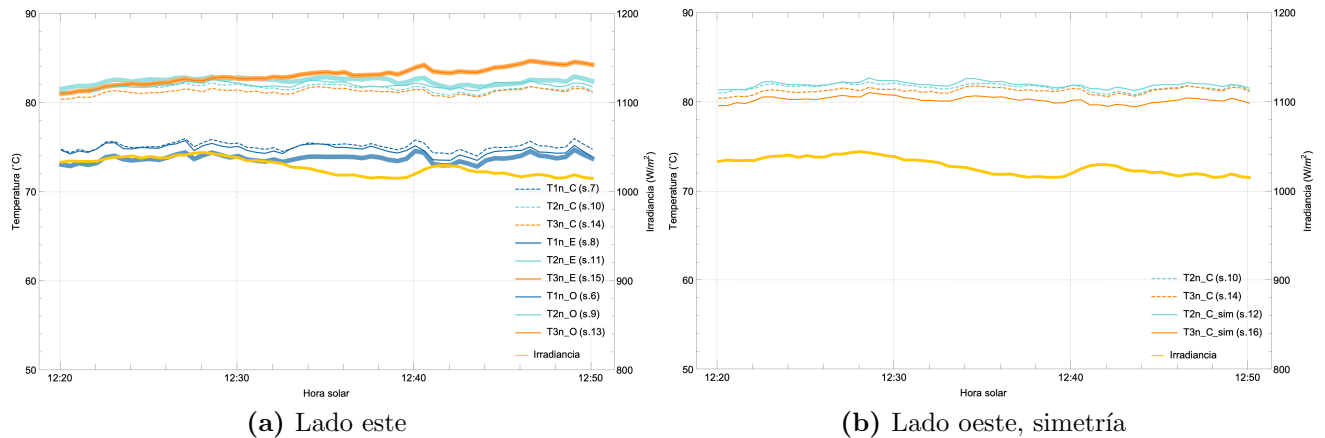


Figura 4.25: Temperaturas al interior del gabinete (18/02/2022)

Podemos ver que la temperatura de los sensores en el lado oeste del secador son de 81.96 °C y 80.25°C en el nivel 2 y 3 respectivamente (Fig. 4.25b). Sin embargo, de este lado del secador vemos que el segundo nivel es 1.71°C superior en todo momento que el nivel 3.

La temperatura promedio de entrada de la chimenea es de 70.49°C, pero hay una diferencia notoria entre la temperatura de los laterales y la central que es de 68.50°C. A la salida de la chimenea se tuvo una temperatura promedio de 69.89°C. Como se mencionó anteriormente se observa bastante ruido en los sensores en esta posición en la gráfica (Fig. 4.26). Es probable que el sensor Tchim este out (s.22) haya estado expuesto a la radiación solar y por esa razón sea superior a sus pares.

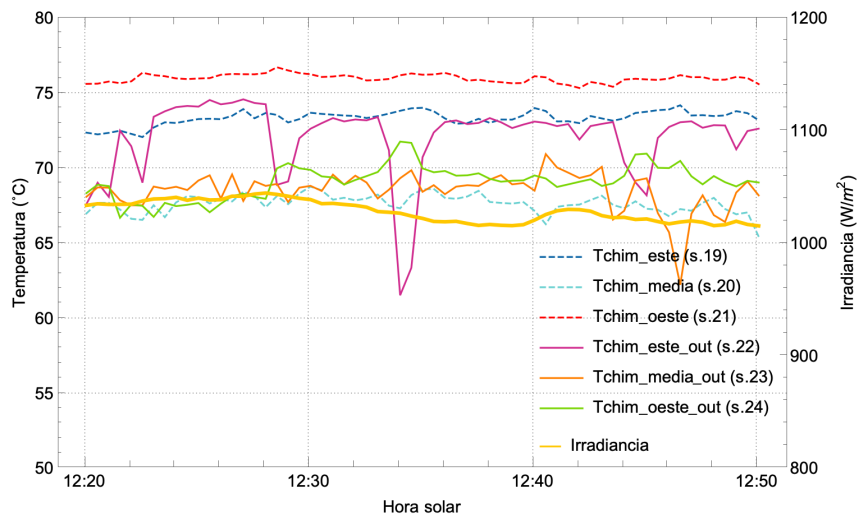


Figura 4.26: Temperaturas en la chimenea (18/02/2022)

Podemos notar en la tabla 4.12 que el flujo másico fue similar en las 4 pruebas realizadas. Vemos que el incremento de la temperatura del aire ambiental al pasar por el captador solar fue de entre 43.67°C a 50.88°C , dependiendo de las condiciones ambientales, principalmente la irradiancia. Sin embargo comparando la eficiencia térmica instantánea fue bastante similar variando un $\pm 2.7\%$ entre pruebas.

Podemos notar que la temperatura promedio de la cámara fue siempre superior a los 70°C . Sin embargo, fue menor entre 2°C y 3°C a la temperatura de entrada a la cámara de secado. Con esto podemos darnos cuenta que, a pesar de que se permitió la entrada de irradiación solar a la cabina, la cabina perdía temperatura. Analizando la ΔT_{dc} vemos que la temperatura entre la entrada de la cabina y la salida de la chimenea fue de entre 10.66°C a 13.77°C . Vemos que es menor a comparación de los MI.

A pesar de que el ΔT_{dc} disminuyó, el porcentaje de pérdidas en realidad aumentó ya que está ingresando aún más energía al sistema pero la pérdidas térmicas siguen siendo importantes. Toda la irradiación solar incidente está siendo consumida para contrarrestar parte de las pérdidas. Se deduce que se consume toda ya que de lo contrario la temperatura a la salida sería superior a la de entrada. El porcentaje de pérdidas que se tiene en este modo de operación es de entre 48.02% y 53.62% , es decir, prácticamente el 50% de la energía que entra al sistema se está perdiendo. Además otro factor a considerar es que a mayores temperaturas también se tienen mayores pérdidas.

Tabla 4.12: Pruebas de MM-CNA en periodo estable

Parámetro	Unidades	19/05/2022	01/12/2021	17/02/2022	18/02/2022
I_T	W/m^2	951.7	924.4	1048.7	1028.3
T_{∞}	$^{\circ}\text{C}$	31.36	29.52	31.30	32.88
\dot{m}_{da}	kg/s	0.040	0.039	0.039	0.040
$T_{in_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	75.44	73.19	82.18	82.22
ΔT_c	$^{\circ}\text{C}$	44.08	43.67	50.88	49.35
T1n	$^{\circ}\text{C}$	69.67	66.23	78.18	74.55
T2n	$^{\circ}\text{C}$	73.37	73.79	82.81	82.02
T3n= $T_{max_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	73.45	74.00	79.64	82.08
$T_{mean_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	72.16	71.34	80.21	79.55
$T_{chim_{in}}$	$^{\circ}\text{C}$	65.37	64.51	71.00	70.49
$T_{out_{dc}}$	$^{\circ}\text{C}$	62.06	62.53	68.41	69.89
ΔT_{dc}	$^{\circ}\text{C}$	13.38	10.66	13.77	12.34
$P_{loss_{dc}}$	$\%$	53.10	48.02	49.70	53.62
\dot{Q}_{U_c}	W	1839.4	1832.6	2097.5	2063.4
η_c	$\%$	76.22	78.17	78.92	79.17
η_{Ed}	$\%$	37.61	43.61	42.47	43.82

La eficiencia del captador solar es bastante alta, cercana al 80 %, lo cual se debe al flujo másico que se tiene en este modo de operación y a los ΔT_c alcanzados. La eficiencia global energética fue de 43 %, ya que la temperatura a la salida no disminuye tanto, en comparación a los modos indirectos, gracias a la aportación energética al permitir el paso de la radiación solar al sistema.

En la sección A.3 del apéndice A, en la figura A.3, se muestra un diagrama de las temperaturas promedio de cada sensor durante el periodo de estabilidad del 18 de febrero de 2022. En la tabla A.1 se observan los valores promedio de cada sensor durante el periodo de estabilidad de los 4 días de prueba en MM-CNA, que como podemos ver tienen el mismo comportamiento.

4.5. Modo Mixto - Convección Natural (MM-CN)

En la última sección de este capítulo se muestran los resultados del secador solar operando en modo mixto pero en convección natural (MM-CN). En este caso las pruebas se realizaron los días 19 y 20 de noviembre del 2021 y el 15 y 16 de febrero del 2022. La prueba que se detallará para los perfiles de velocidad y análisis térmico será la del día 20 de noviembre.

4.5.1. Pruebas de perfil de velocidad

En las siguientes figuras 4.27a y 4.27b se muestran los resultados experimentales de velocidad a la entrada y salida de la cámara de secado respectivamente. Podemos observar que el perfil es similar a los obtenidos en MI, a pesar de tener la cubierta de cabina descubierta como en MM-CNA. Esto se puede deber a que el flujo másico disminuyó al funcionar únicamente en CN.

Al igual que en los perfiles anteriores se muestra un ligero incremento en la velocidad del lado este y un decremento al centro. Las velocidades en la chimenea son relativamente homogéneas a lo ancho de la misma con un promedio de 0.82 m/s.

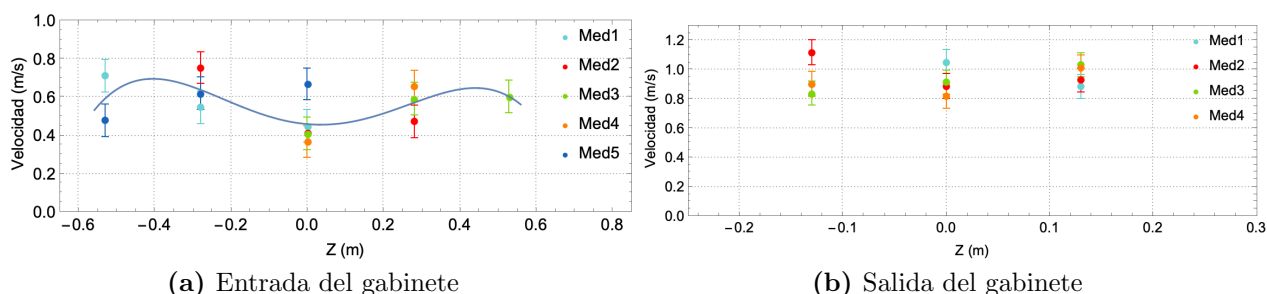


Figura 4.27: Mediciones experimentales de velocidad (20/11/2021)

En la figura 4.28 y en la tabla 4.13 se muestran los perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado en las 3 pruebas realizadas y sus respectivas ecuaciones algebraicas obteniendo también una $R^2 > 0.97$.

Tabla 4.13: Ecuaciones del perfil de velocidades a la entrada de la cabina en MM-CN

Día	Ecuación	R^2
19/11/2021	$0.565902 - 0.166561x + 2.31802x^2 + 0.469399x^3 - 7.13233x^4$	0.971
20/11/2021	$0.459691 - 0.167214x + 2.38998x^2 + 0.619957x^3 - 6.75501x^4$	0.972
16/02/2022	$0.635798 - 0.267662x + 4.07567x^2 + 1.30878x^3 - 15.7881x^4$	0.984

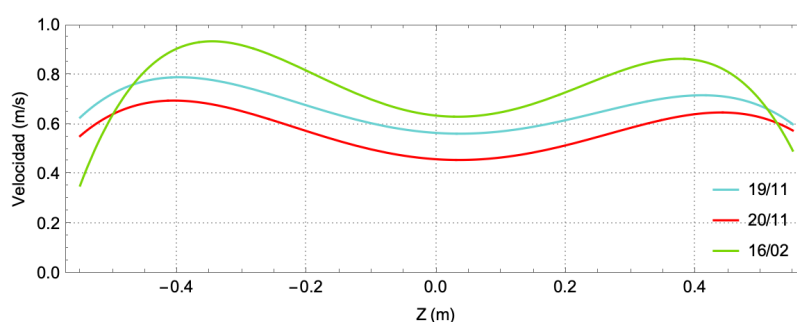


Figura 4.28: Perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado MM-CN

El flujo másico en MM-CN fue menor que en MM-CNA como era de esperarse, en la tabla 4.14 vemos que el flujo másico estuvo entre 0.033 kg/s y 0.035 kg/s. Podemos también notar que la velocidad de entrada fue en promedio de 1.45 m/s y la de salida de 0.84 m/s. Algo interesante a resaltar es que cuando el secador opera en CN, tanto en MI como en MM, coincide que las velocidades a la entrada y a la salida son mayores en los días con mayor irradiancia como era de esperarse. En este caso fue el día 16 de febrero de 2022.

Tabla 4.14: Velocidades promedio en MM-CN

Parámetro	Unidades	19/11/2022	20/11/2021	15/02/2022	16/02/2022
Flujo	kg/s	0.033	0.034	0.034	0.035
Vin media	m/s	1.40	1.44	NA	1.51
Vout media	m/s	NA	0.82	0.84	0.87

4.5.2. Análisis térmico

El día 20 de noviembre, durante el periodo estable, se tuvo una irradiancia promedio de 966.46 W/m^2 y una temperatura ambiental de 29.05°C . Como podemos observar en la figura 4.29 las temperaturas a la entrada de la cámara de secado difieren aproximadamente 2°C entre ellas. La temperatura frente al canal 2 (Tin E) es de

77.12°C, frente al canal 11 (Tin C) 79.79°C, y frente al canal 18 (Tin O) 73.31°C. Este comportamiento en el que son diferentes las tres temperaturas parece darse cuando funciona en CN ya que la figura 4.19 del MI-CN tiene el mismo comportamiento.

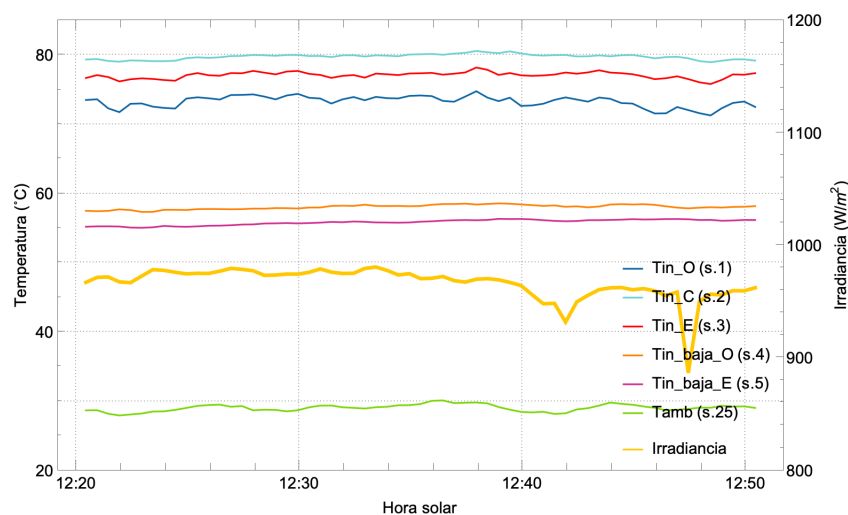


Figura 4.29: Temperatura ambiental y a la entrada del gabinete (20/11/2021)

En la figura 4.30, se muestran las temperaturas del lado este del mallado de 9 sensores y del lado oeste con los dos sensores de simetría. En ambas podemos notar que el segundo nivel es el que tiene las mayores temperaturas, 78.35°C en promedio. En cambio, el nivel 3 es de 74.75°C, 3.6 °C menor que el nivel inferior a este. Esto puede deberse a que el flujo másico disminuyó en comparación al MM-CNA y no logra homogeneizar la temperatura en esta sección superior del gabinete y además como la cubierta permite el paso de la radiación solar también permite que el calor al interior de la cámara salga por dicha área, y al alcanzar temperaturas altas también genera que las pérdidas térmicas sean mayores.

Este comportamiento también se observó en la simetría (Fig. 4.30b) la temperatura del segundo nivel es de 78.15 °C y en el tercer nivel de 73.85°C. Vemos que los sensores T2n C (lado este) y T2n C sim (lado oeste) son bastante similares con menos de 0.5 °C de diferencia entre ellos. Y los sensores T3n C y T2n C sim tienen 1.3°C. Sin embargo, se puede considerar que el secador tiene un comportamiento simétrico. Los sensores del nivel 3 del lado este siempre tuvieron un comportamiento bastante estable en todas las pruebas, incluida la del 20 de noviembre (Fig. 4.30a).

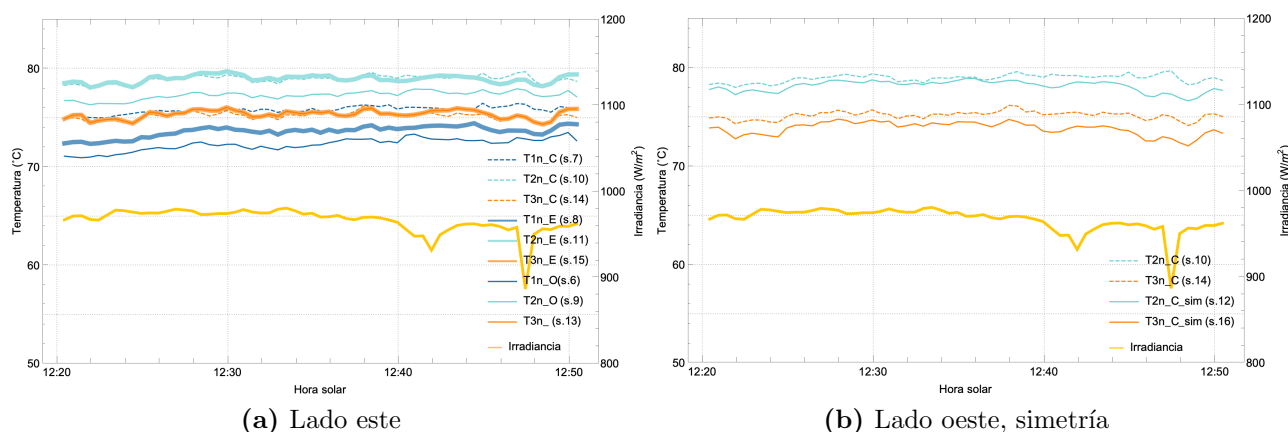


Figura 4.30: Temperaturas al interior del gabinete (20/11/2021)

En la chimenea (Fig. 4.31) se tuvo una temperatura promedio de entrada de 68.19°C que disminuyó a 66.30°C en promedio a la salida. Comparando las temperaturas en la sección central de la chimenea con sus laterales tanto a la entrada como en la salida, vemos que estas siempre fueron menores a sus contiguas en todas las pruebas realizadas independientemente del modo de operación. En la sección A.4 del apéndice A, en la figura A.4, se muestra como resumen, el diagrama de temperaturas promedio durante el periodo de estabilidad del día 20 de noviembre de 2021.

En la tabla A.4 del apéndice A se muestran los valores de los sensores en los 4 días de prueba y podemos observar que se tuvo un comportamiento similar, mismo que se observa en la tabla siguiente 4.15. Como podemos observar en todos se tuvo un comportamiento similar. El incremento de temperatura a la entrada y a la salida del colector solar (ΔT_c) estuvo entre 45.97°C y 50.15°C y su eficiencia estuvo en un rango de 67.25% y 70.32% dependiendo de las condiciones ambientales.

Los porcentajes de pérdidas son similares a los del MM-CNA, sin embargo, en este modo de operación es bastante notorio la energía que se pierde a través de la cubierta de policarbonato ya que la temperatura del tercer nivel en la mayoría de las ocasiones fue menor que en el segundo nivel. El porcentaje de pérdidas fue mayormente de 48% perdiendo en promedio entre 10°C y 11°C entre la entrada y salida del gabinete (Tabla 4.15).

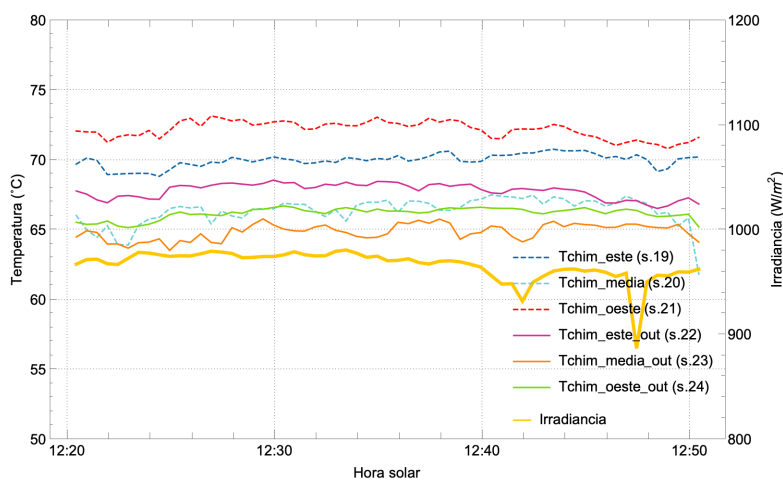


Figura 4.31: Temperaturas en la chimenea (20/11/2021)

La eficiencia del secador solar estuvo en un rango de 37.35 % y 40.16 % que a pesar de que alcanza temperaturas muy altas, su flujo másico es menor; al no contar con ventiladores que favorezcan las velocidades al interior de la cámara.

Tabla 4.15: Pruebas de MM-CN en periodo estable

Parámetro	Unidades	19/11/2022	20/11/2021	15/02/2022	16/02/2022
I_T	W/m^2	932.5	966.5	1014.2	1023.7
T_∞	$^\circ C$	28.78	29.05	29.64	30.58
\dot{m}_{da}	kg/s	0.033	0.034	0.034	0.035
$T_{in_{dc}}$	$^\circ C$	74.74	76.74	79.74	80.72
ΔT_c	$^\circ C$	45.97	47.69	50.10	50.15
T1n	$^\circ C$	70.53	73.92	75.70	73.14
T2n= $T_{max_{dc}}$	$^\circ C$	75.10	78.35	80.58	80.87
T3n	$^\circ C$	72.70	74.75	77.37	81.13
$T_{mean_{dc}}$	$^\circ C$	72.78	75.67	77.88	78.38
$T_{chim_{in}}$	$^\circ C$	65.44	68.19	69.67	69.74
$T_{out_{dc}}$	$^\circ C$	63.59	66.30	68.98	69.61
ΔT_{dc}	$^\circ C$	11.16	10.44	10.77	11.12
$P_{loss_{dc}}$	%	50.54	48.73	48.33	48.38
\dot{Q}_{U_c}	W	1580.2	1661.9	1756.8	1814.1
η_c	%	67.25	68.24	68.74	70.32
η_{Ed}	%	37.35	39.09	39.59	40.16

Capítulo 5

Metodología de simulación

En el presente trabajo se simula el flujo interno del aire en el secador solar funcionando únicamente en modo indirecto con convección natural asistida (MI-CNA), es decir, la cámara de secado no permite el paso de radiación solar a su interior; la entrada de aire caliente a la cámara de secado proviene del captador solar por convección natural asistida, ya que existe una succión de aire que generan los ventiladores colocados a la salida de la chimenea además del efecto de convección natural.

El objetivo de la simulación es conocer la distribución de temperatura y velocidad al interior del secador solar de tipo gabinete funcionando en MI-CNA y comparar los resultados numéricos con los resultados experimentales, en este caso del 09/03/2022. Un secador solar funcionando con carga es un modelo bastante complejo, por esto se decidió tomar un enfoque modular, o en inglés *building block approach* que el Instituto Americano de Aeronáutica y Astronáutica, AIAA, sugiere tomar para el modelado de sistemas complejos [48].

La guía de la AIAA menciona que la complejidad del sistema completo se reduce mediante la descomposición en subsistemas más simples para los cuales se dispone de datos experimentales de alta calidad y, por lo tanto, es posible una validación integral [44]. Lo que se aprende con la realización de simulaciones CFD, se va implementando y mejorando a medida que el estudio avanza hacia a los subsistemas de mayor complejidad. En cada etapa de validación, los resultados de CFD se comparan con datos experimentales para refinar el enfoque de modelado, teniendo en cuenta que es probable que la definición del problema y los datos medidos sean menos precisos a medida que nos acercamos al sistema de flujo de la vida real [44, 48].

Siguiendo este enfoque, el modelo numérico cuenta con algunas simplificaciones del modelo físico. El modelo simplificado consistió en el análisis únicamente de la cámara de secado en conjunto con la chimenea, sin el captador acoplado, ni las 8 charolas que se pueden colocar al interior. Esto con el objetivo de: 1. iniciar con un proceso de nivel más sencillo de complejidad geométrica y acoplamiento de la física de fluidos. 2. Buscar los mejores parámetros numéricos y malla del

subsistema y 3. Validar este proceso con el análisis experimental, que a pesar de que se simplificó el modelo real se buscó detallar lo más posible en la instrumentación.

El modelo real se simplificó ya que en todas las pruebas experimentales se trabajó sin las charolas metálicas y sin carga (alimento). Todas las paredes de la cámara de secado, a excepción de la base, se recubrieron con aislante (armaflex) de 3/4" de espesor. Al funcionar en modo indirecto, la cubierta de policarbonato también se aisló con armaflex y una lámina de metal pintada de blanco, para disminuir lo más posible las pérdidas de calor desde la entrada de la cámara de secado hasta la salida de la chimenea.

El estudio numérico se realizó en 3D, en estado estacionario, y se utilizó el programa comercial de CFD Ansys Fluent 19.1. Las simulaciones se realizaron usando el servidor de la Universidad Nacional Autónoma de México `geo.ier.unam.mx`. El cual es un Windows Server 2012 Standard, con un procesador Intel(R) Xeon (R), CPU E5-2620 v4, 2.1 GHz, 32 procesadores, cuenta con una memoria RAM de 32 GB, y un sistema operativo de 64 bits.

5.1. Modelo computacional

5.1.1. Geometría, dominio computacional

En las figuras 1.12 y 5.1 se presenta el dibujo computarizado de la cámara de secado, el cual se dibujó con la herramienta Design Modeler de la plataforma Ansys Workbench. La cámara de secado tiene algunas partes principales a las que se hará referencia en las siguientes secciones.

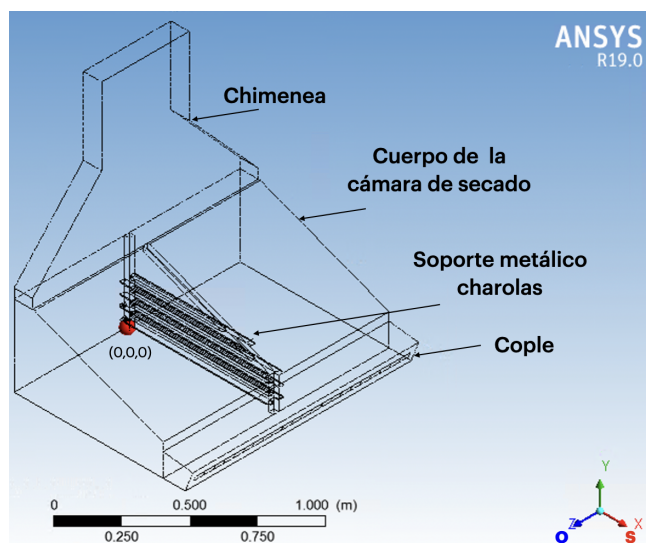


Figura 5.1: Partes de la cámara de secado

El cople, es la unión entre la cámara de secado y el captador solar, en donde se tienen dibujadas las 22 entradas rectangulares de los canales del captador solar por los que ingresa el aire caliente. Cada canal es de 48.8 mm de ancho y 24.4 mm ($A_{chan}=0.0012 m^2$). El cuerpo principal de la cámara que tiene un perfil lateral en forma de trapecio recto, al igual que el trabajo de Amanlou et al. [12], y es dónde se encuentra el soporte central de las charolas. Por último, la chimenea que es básicamente un ducto en forma de campana y a la salida un ducto rectangular.

El soporte central se decidió considerar en el modelo computacional ya que en las mediciones experimentales se detectó una disminución de la velocidad en la parte central frente al soporte metálico (Fig. 4.10). Sin embargo, como el objetivo es describir únicamente el flujo de aire al interior de la cámara de secado, se extrajo del volumen de aire de la cámara de secado el volumen que ocupa el sólido del soporte metálico, para mallar y simular únicamente el cuerpo de aire, es decir, no se malló ni simuló ningún sólido.

Durante el desarrollo del presente trabajo se realizaron diferentes dibujos computarizados de menor a mayor complejidad. Sin embargo el dibujo del modelo más cercano a la realidad es el que se presenta en la figura 5.2 y del que se presentarán la malla, condiciones de frontera y los resultados más significativos.

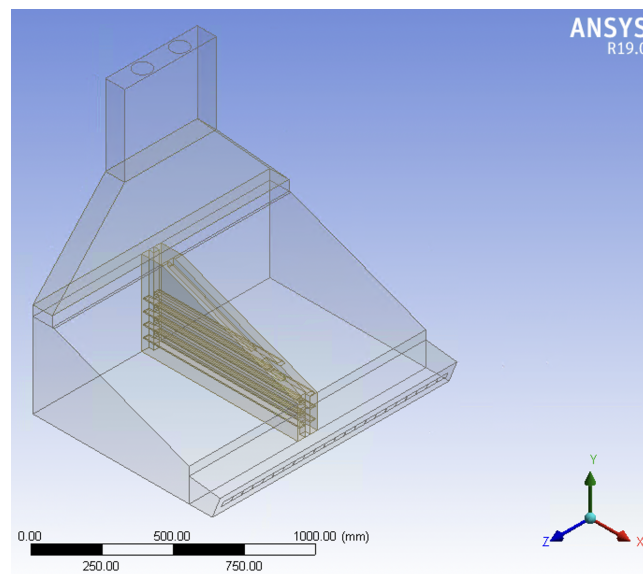


Figura 5.2: Geometría de la cámara de secado

El dibujo cuenta con dos superficies circulares que representan la salida de aire de los ventiladores. Esto se realizó con el objetivo de ver si cambia la solución numérica al tener esta condición de salida. Como se mencionó en la revisión bibliográfica, a pesar de que muchos secadores tienen ventiladores y funcionan por convección forzada ninguno de los artículos estudiados [3, 5, 6, 12, 13, 21, 29, 33, 34, 35] usa condiciones

específicas para ventiladores en sus simulaciones, como *Exhaust Fan*, *Outlet-vent*, *Interior fan*, etc, por mencionar algunas de las que tiene Ansys Fluent [55].

Que a diferencia de la condición de presión de salida (*Pressure Outlet*) en estas se requiere de información del ventilador, como el salto de presión que genera el ventilador, o incluso su velocidad tangencial y radial [55]. En cambio en la condición de presión de salida únicamente se requiere de la especificación de una presión estática (manométrica) en el límite de salida, que en el caso de los secadores solares es la presión ambiental [55]. En la sección 5.4.3 se detallan las ecuaciones para algunas de estas condiciones frontera de salida.

La chimenea cuenta con un área transversal (A_{chim}) de 0.043 m^2 ($0.095 \text{ m} \times 0.455 \text{ m}$). Ambos ventiladores tienen un diámetro de 0.08 m y sus centros están a 0.135 m de las orillas, quedando separados entre si por 0.185 m .

Como se puede observar el modelo computarizado es simétrico, sin embargo, no se pudo trabajar con esta condición porque había flujo que cruzaba a través de lo que sería la frontera de simetría [45] debido a la turbulencia que genera el soporte central de las charolas en dicha zona central. Por esta razón se tuvo que trabajar con el cuerpo completo del secador.

5.1.2. Cálculo de número de Reynolds

Como se vio en el capítulo anterior para el MI-CNA, el día de pruebas del que se obtuvieron más datos fue el 09/03/2022, ya que se tenían las velocidades tanto a la entrada de la cámara de secado y como a la salida de la chimenea y se revisaron y sellaron todas las infiltraciones al secador solar. Con estos valores se procedió a calcular el número de Reynolds, para conocer en qué régimen de flujo estamos trabajando. Para ductos no circulares, como lo es la chimenea y los 22 ductos rectangulares a la entrada de la cámara de secado, el diámetro hidráulico está en función del área de la sección transversal (A_s) y el perímetro de dicha área (P_s) mediante la siguiente expresión:

$$D_h = \frac{4A_s}{P_s} \quad (5.1)$$

A continuación, se describe de forma detallada el procedimiento y consideraciones realizadas para calcular el número de Reynolds en la entrada y en la salida de la cámara de secado.

Número de Reynolds a la entrada de la cámara de secado

Para calcular el número de Reynolds en la entrada de la cámara se tomaron en cuenta dos suposiciones importantes. La primera es que el aire caliente proveniente del captador entra a la cámara de secado en una expansión súbita. Segunda, que no existen infiltraciones en el secador por lo que el flujo másico de entrada es igual al

de salida.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (5.2)$$

En la siguiente imagen (Fig.5.3) se muestra la representación simplificada en dos dimensiones del modelo físico. Es importante remarcar que el perfil de velocidades obtenido y mostrado en la figura 3.13 es de las velocidades pasando la expansión más no de las velocidades justo a la entrada de la cámara de secado o bien, a la salida del captador solar, como se muestra en la figura a continuación. Se realizaron las mediciones experimentales pasando la expansión debido a la facilidad de perforar la cámara de secado. V_{in} es la velocidad medida experimentalmente pasando la expansión y V_{chan} la velocidad que se calculó justo a la salida de cada canal del captador solar.

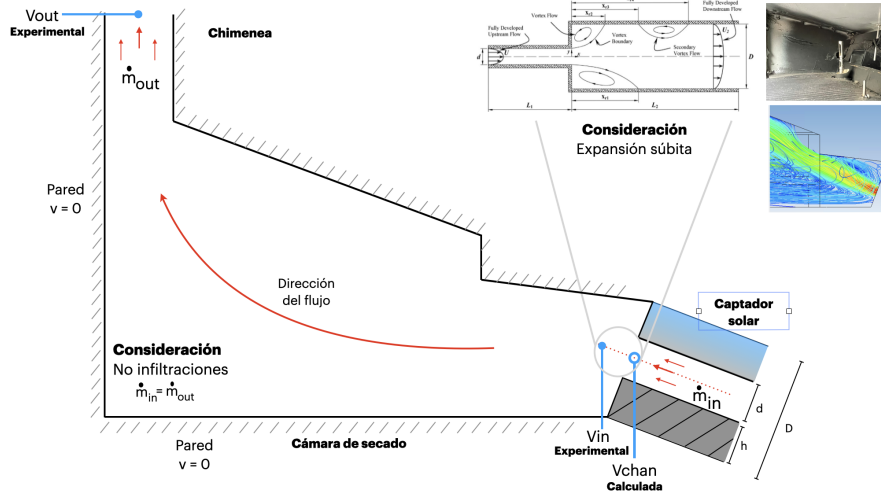


Figura 5.3: Representación en 2D del modelo físico

Para calcular estas velocidades de aire justo a la salida del ducto del captador solar, tomando en cuenta que el flujo que entra es igual al que sale (ec. 5.2), se encontró un factor f en el que al multiplicar este por las velocidades medidas experimentalmente el flujo másico fuera el mismo que a la salida (ec. 5.3). Ya que sin este factor, es decir, tomando únicamente la velocidad medida en la expansión como si fuera la velocidad exactamente a la entrada del secador, el flujo másico era menor al de salida, lo cual no podía ser ya que el secador estaba completamente sellado. Dicho factor f resultó ser de 2.08 ± 0.11 .

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} = \rho A_{chan} f \sum_{i=1}^{22} V_{in_i} \quad (5.3)$$

Siendo entonces $V_{chan_i} = f \cdot V_{in_i}$, por lo tanto

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} = \rho A_{chan} \sum_{i=1}^{22} V_{chan_i} \quad (5.4)$$

Se decidió seguir este procedimiento ya que no solo es un canal pasando a uno de mayor diámetro, son 22 canales pasando a una cámara más amplia. Este factor se calculó en todos los días de prueba experimental y siempre resultó estar en un rango de entre 1.97 y 2.19.

Con este factor, se usó el perfil de velocidades con respecto a la posición en Z (Fig. 3.13) y se estimó la velocidad del aire justo a la salida de cada canal del captador solar. En la figura 5.4, se muestra en la línea azul, el perfil de velocidades experimental (V_{in}) de acuerdo a la curva ajustada por las mediciones pasando la expansión. Y en rojo el perfil de velocidades calculado que se tendría justo a la salida de cada canal (V_{chan}). Se hace la suposición de que dicha velocidad calculada es la promedio en cada canal y se considera homogénea en el área transversal del ducto.

Como se puede observar, la velocidad aumenta prácticamente el doble, ya que el factor para este día de prueba fue de 1.97. Se puede notar como el lado este es superior tanto a la salida de los canales como pasando la expansión, siendo más notorio en V_{chan} . Del lado este, los canales 4 y 5 son los que tienen las velocidades más altas, de 1.92 m/s y 1.91 m/s. Los canales 18 y 19, con 1.64 m/s y 1.62 m/s, fueron los canales con mayor velocidad del lado oeste, mostrando un comportamiento simétrico.

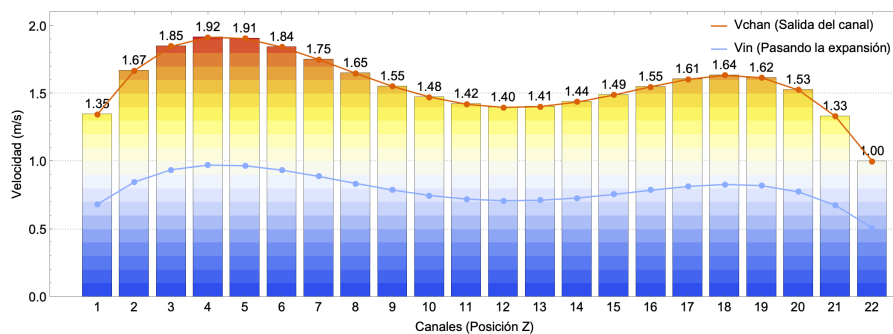


Figura 5.4: Velocidad a la salida y en la expansión de los canales del captador solar

Una vez que se tenía la velocidad a la salida de cada ducto del captador solar se procedió a calcular el número de Reynolds en cada uno de ellos usando la ecuación 2.11. Se tomó la densidad y viscosidad para una temperatura promedio entre la entrada y salida que era de 72.14°C. Se calculó este número usando dos procedimientos:

1. El primero fue usando el diámetro hidráulico para ductos rectangulares (0.033 m), como se define en la ecuación 5.1. Se calculó el número de Reynolds en cada canal con el área transversal ($A_{chan}=0.0012 \text{ m}^2$) y perímetro ($P_{schan}=0.146 \text{ m}$) de los ductos rectangulares del captador solar, así como su respectiva velocidad en cada uno de los 22 canales.
2. En el segundo se investigó sobre cómo calculaban el número de Reynolds en

una expansión súbita y se encontró que en los artículos [49, 50, 51] ocuparon el tamaño del escalón de la expansión (0.0398 m) como diámetro hidráulico y la velocidad aguas arriba de la expansión, es decir, la calculada justo a la salida del canal. Con esto se calculó de igual forma el número de Reynolds en cada canal

En ambos casos, la mayoría de los canales tuvieron un número de Reynolds de entre 2,150 y 3,286 dependiendo de la posición del canal. En los canales 1 y 22 se tuvo un número de Reynolds de entre 1,727 y 1,900, que son los canales con las velocidades más bajas.

Número de Reynolds a la salida de la cámara de secado

Para obtener el número de Reynolds a la salida de la chimenea se realizó un promedio de las velocidades en las 3 posiciones diferentes de la chimenea (0.90 m/s), mismo que se muestra en la tabla 4.5. Se calculó el diámetro hidráulico con las dimensiones de la chimenea ($A_{chim}=0.043 \text{ m}^2$ y $P_{s_{chim}}=1.15 \text{ m}$) y se obtuvo un valor de 6,158.

Como en la entrada y salida de la cámara de secado se obtuvieron valores superiores a 2,000 se concluyó que se estaba trabajando en un régimen turbulento [36, 45]. Sin embargo, por los valores obtenidos de número de Reynolds a la entrada se puede pensar que en las orillas laterales del cople el flujo está en una régimen cercano al de transición ($Re \leq 2000$).

5.2. Modelo de turbulencia

Los modelos de turbulencia fueron seleccionados en función a los números de Reynolds que se obtuvieron de acuerdo a las mediciones experimentales de velocidad a la entrada y salida de la cámara de secado. Como se sabe los programas de CFD modernos como Ansys Fluent ofrecen una amplia gama de métodos y modelos para simular la turbulencia.

De acuerdo con la revisión bibliográfica realizada (Tabla. 1.1), los modelos $k - \varepsilon$ han sido empleados ampliamente para la simulación de este tipo de secadores, algunos también los han usado con algún tratamiento de pared o también el modelo $k - \omega$ SST. En la presente investigación se probaron diferentes modelos de turbulencia, sin embargo, el que presentó una mayor tasa de convergencia y estabilidad fue el modelo $k - \varepsilon$ Realizable.

Otros criterios por los que también se decidió usar $k - \varepsilon$ Realizable para este primer estudio fue que de acuerdo al autor Fernández de Oro, los modelos k-epsilon han demostrado su gran utilidad para flujos confinados e internos, proporcionando buenos resultados cuando los gradientes de presión medios son moderados [43]. De acuerdo con la guía de Ansys Fluent también el modelo $k - \varepsilon$ Realizable y RNG han

mostrado mejoras sustanciales sobre el modelo estándar donde las características del flujo incluyen una deformación rápida, vórtices y rotación. Sin embargo, el modelo realizable ha demostrado que proporciona el mejor rendimiento de todas las versiones del modelo $k - \varepsilon$ para varias validaciones de flujos [45]. Siendo posiblemente más preciso y más fácil para converger que el modelo RNG. De acuerdo a estas referencias, al comportamiento de las simulaciones preliminares y la capacidad computacional del servidor se decidió trabajar con el modelo $k - \varepsilon$ realizable.

Se decidió usar el tratamiento mejorado de pared (EWT, por sus siglas en inglés), ya que se quería ver el comportamiento de la capa límite en la entrada y salida en el modelo computacional donde fueron colocados los anemómetros de hilo caliente y poder validar el modelo numérico con dichas mediciones de velocidad, además de las registradas por los sensores de temperatura.

El autor Fernández Oro [43] recomienda el EWT, si se quiere usar un modelo de tipo $k - \varepsilon$, para números de Reynolds bajos o cuando es imprescindible resolver las características del flujo en la pared. Además de que en la guía de Ansys se recomienda utilizar el modelo $k - \varepsilon$ en combinación con el tratamiento de pared mejorado (EWT) [55]. Para usar EWT, también se recomienda un y^+ próximo a 1 por lo que se requiere una capacidad computacional moderada y disponible, misma con la que se contaba en el servidor Geo.

Con esto en mente se calcularon los valores de la distancia del primer centroide a la pared en la entrada del gabinete y salida de la chimenea con los valores de Reynolds previamente calculados y fijando el valor de $y^+ \approx 1$, tratando de evitar la capa buffer en todos los casos. Para esto se usaron las fórmulas y conceptos detallados en el capítulo 2 en la sección 2.2.2 sobre la capa límite.

5.3. Mallado

La malla computacional representa el dominio computacional de interés y debe discretizarse utilizando volúmenes de control que proporcionen una resolución adecuada de las características geométricas y de flujo esperadas.

Para obtener una malla de buena calidad y con los valores de y^+ necesarios para que los modelos de turbulencia funcionen de manera adecuada se optó por realizar una malla de multicuerpos, fraccionando la geometría estratégicamente para realizar un refinamiento de malla en las zonas que se busca analizar con mayor detalle, cómo es la entrada y la chimenea. Se decidió analizar con mayor detalle esta zona ya que es donde se colocaron los anemómetros de hilo caliente, sin embargo, también se refinó en la medida de lo posible el cuerpo de la cabina, de acuerdo a la capacidad computacional con la que se contaba.

Como se puede ver en la figura 5.5, el dominio se partió en 6 cuerpos, el cople que une al captador solar con la cámara de secado, el cuerpo principal de la cámara de secado se dividió en 3 secciones, la parte central donde está el soporte metálico de las charolas y dos lados (este y oeste) del cuerpo de la cabina, y la chimenea se partió en lo que es la campana y el ducto rectangular a la salida.

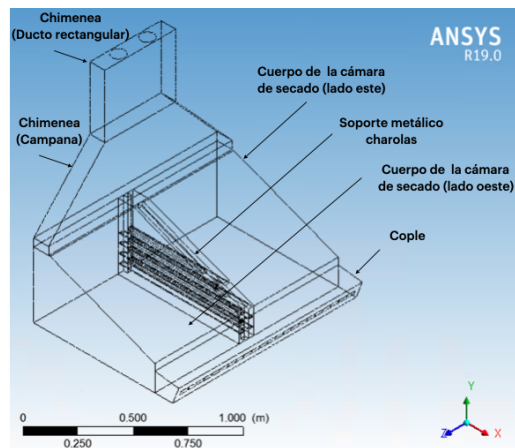


Figura 5.5: Malla de multicuerpos

Debido a la geometría del modelo no se logró aplicar la herramienta de Inflation para la refinar la malla cercana a todas las paredes internas y al mismo tiempo obtener una buena calidad, por lo que se optó por refinar con otras herramientas que pudieran generar el mismo efecto. Como se muestra en la figura 5.6, la salida de la chimenea además de estar completamente abierta contaba con ventiladores que succionaban el aire dentro del secador y descargaban al ambiente. Por lo que se delimitaron las superficies circulares que son frontera de tipo extractor de aire, que se detallará mas adelante.

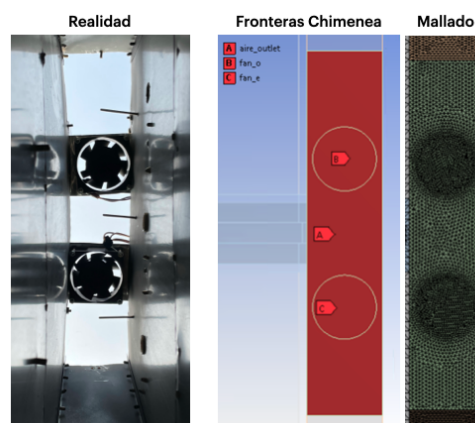


Figura 5.6: Fronteras y malla a la salida de la chimenea

Para poder alcanzar los valores de y^+ requeridos en la chimenea se tuvo que realizar un mallado no estructurado de 5 mm en todo el cuerpo de la chimenea y de 3 mm en la cara de los ventiladores como se observa en la figura 5.6, consumiendo un número importante de elementos en dicha zona.

Los demás cuerpos también se mallaron con una malla no estructurada, en este caso fueron tetraedros. A la entrada de la cámara de secado se usó el método automático con un tamaño de cuerpo uniforme de 5 mm buscando que a pesar de ser una malla no estructurada se logrará representar de forma adecuada el fenómeno de capa límite al ser elementos muy pequeños (Fig. 5.7). En todo el cuerpo se tuvo una relación de aspecto máxima de 11 y en promedio de 1.81, buscando que las relaciones de aspecto siempre fueran menores a $Re^{0.5}$ [43].

Se realizó una malla de 5 millones de volúmenes de control con la se obtuvo una calidad de malla relativamente aceptable [52], con una ortogonalidad promedio de 0.79 y mínima de entre 0.13 y 0.15 en solo 3 elementos. Se tuvo una oblicuidad promedio y máxima de 0.21 y 0.87 respectivamente. En la tabla 5.1 se muestra un resumen de las características principales de la malla.

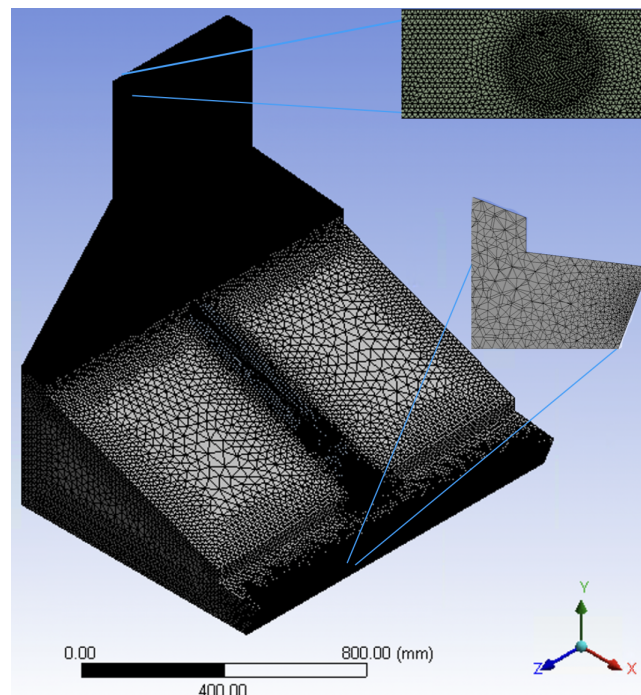


Figura 5.7: Malla del secador solar

Tabla 5.1: Características principales de la malla

Nodos global	902,884
Elementos global	5,095,641
Ortogonalidad promedio	0.79
Ortogonalidad mínima	0.13
Oblicuidad promedio	0.21
Oblicuidad máxima	0.87
Elementos cuerpo de cabina y cople	1,747,893
Elementos chimenea	3,347,748

5.4. Condiciones de frontera y propiedades

En esta sección se detallarán las condiciones de frontera del modelo computacional funcionando el secador en MI-CNA, es decir, con los dos ventiladores activados.

5.4.1. Propiedades del fluido y materiales

Se definieron las propiedades del aire como dependientes de la temperatura ya que a pesar de que el modelo físico cuenta con dos pequeños ventiladores la convección natural tiene un papel importante en el flujo de aire del secador en MI-CNA. Cuando la temperatura del aire T (K) está en el rango de 280 a 470 K, se pueden obtener las siguientes correlaciones empíricas para estimar la densidad, viscosidad dinámica, conductividad térmica [53] y la capacidad calorífica del aire [54]. De igual forma es importante mencionar que para todas las simulaciones se tomó en cuenta la fuerza de gravedad.

$$\rho = 3.9147 - 0.016082T + 2.9013 \times 10^{-5}T^2 - 1.9407 \times 10^{-8}T^3 \quad [kg/m^3] \quad (5.5)$$

$$\mu = (1.6157 + 0.06523T - 3.0297 \times 10^{-5}T^2) \times 10^{-6} \quad [Pa \cdot s] \quad (5.6)$$

$$\lambda = (0.0015215 + 0.09746T - 3.3322 \times 10^{-5}T^2) \times 10^{-3} \quad [W/K \cdot m] \quad (5.7)$$

$$Cp = 1107 - 1.346T + 6.756 \times 10^{-3}T^2 - 1.53 \times 10^{-5}T^3 + 1.333 \times 10^{-8}T^4 \quad [J/kg \cdot K] \quad (5.8)$$

5.4.2. Condiciones de entrada

Las condiciones de entrada se definieron en cada una de las 22 entradas rectangulares que se tenían en la parte frontal del secador solar (Fig. 5.8). La condición de entrada que se seleccionó fue de tipo velocidad y se ingresaron los valores que se muestran en la tabla 5.2. Los cuales fueron tomados del perfil del lado oeste obtenido en la figura 5.4.

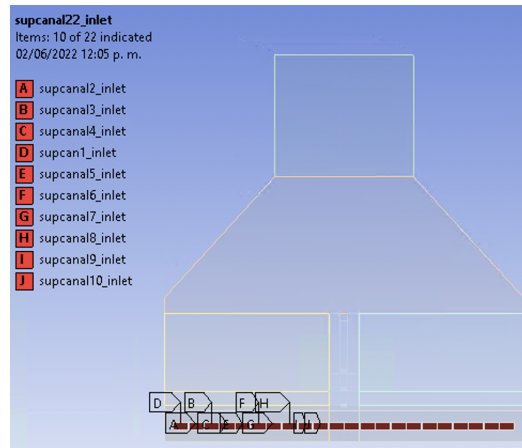


Figura 5.8: Fronteras (canales) donde se colocaron las condiciones de entrada

Se decidió ingresar un perfil con comportamiento simétrico a pesar de que siempre se registraron valores ligeramente más altos en el lado este. Esto se hizo con el objetivo de simplificar el modelo, ya que de lo contrario, los resultados podrían ser más difíciles de interpretar. Además de tomar en cuenta que este incremento del lado este puede ser por varias causas que no suceden en un sistema estacionario y además la razón exacta de este comportamiento se desconoce.

Se consideró que la velocidad era perpendicular y uniforme en toda el área transversal de cada rectángulo. Como se puede ver son valores simétricos, los canales 1 y 22 son los canales de las orillas del lado oeste y este respectivamente y los canales 11 y 12 están al centro del secador.

Tabla 5.2: Velocidades de entrada

Canal	1, 22	2, 21	3, 20	4, 19	5,18	6,17	7,16	8,15	9, 14	10, 13	11,12
Velocidad (m/s)	1.00	1.33	1.53	1.62	1.64	1.61	1.55	1.49	1.44	1.41	1.40

Todos los modelos simulados usaron el perfil de velocidades mostrado en la tabla 5.2. Se supuso una temperatura del aire de entrada a la cámara de secado homogénea en todos canales de 79.69°C que es el promedio de los tres sensores a la entrada (Tin O, Tin C, Tin E). Se realizó esta suposición de temperatura uniforme a lo largo del captador ya que no se contaba con los suficientes sensores para poder crear un perfil de temperaturas.

5.4.3. Condiciones de salida

Como se muestra en la figura 5.6, la chimenea del modelo tiene 3 superficies transversales por las que puede salir aire, la superficie transversal principal de la chimenea,

aire outlet, que se definió con una condición de presión ambiental (ec. 5.9) y a las superficies de los ventiladores (*fan o* y *fan e*) se les colocó una condición de extractor de aire, *exhaust fan*, en inglés. Para esta última condición se calculó el salto de presión (ec. 5.10) que se tiene en los ventiladores midiendo la velocidad justo a la salida de los mismos con el anemómetro de paletas (Fig.3.2b). Se calculó con la siguiente ecuación y se obtuvo un salto de 0.46 Pa, mismo valor que se colocó en ambas fronteras.

$$P_{estatica} = 0 \quad (5.9)$$

$$p = \frac{1}{2} \rho u_v^2 \quad (5.10)$$

Al activar la energía se dejó la condición térmica de todas las fronteras de salida con la temperatura por default de Ansys Fluent de 300 K (26.85°C).

5.4.4. Paredes sólidas adyacentes al fluido

En todos los casos se definieron las superficies sólidas adyacentes al fluido como paredes estacionarias con una condición de no deslizamiento para los esfuerzos cortantes. Además, en las condiciones de rugosidad se consideró como una pared lisa, por lo tanto, se dejaron los parámetros de rugosidad predeterminados.

En cuanto a la parte térmica, a pesar de que experimentalmente se tenía todo aislado con armaflex, no se consideraron paredes adiabáticas en la simulación. Ya que en las mediciones experimentales se estaban perdiendo cerca de 15.1 °C entre la entrada y salida de la cámara de secado (Tabla 4.6). Por esto se decidió como primera aproximación usar la condición de flujo calor.

Se calcularon las pérdidas térmicas experimentales en la cámara de secado y se dividieron entre el área total de las superficies exteriores del modelo, obteniendo un flujo de calor de -129.45 W/m^2 que se colocó en todas las paredes que daban al exterior. Se decidió usar esta condición también porque en diferentes artículos de la revisión bibliográfica se llegaba a la misma conclusión: las temperaturas experimentales al interior de la cámara de secado siempre eran menores a las de la simulación numérica [4, 24, 32].

Algunos autores se lo adjudicaban a la parte de condiciones de frontera, debido a una subestimación de las pérdidas térmicas o coeficientes convectivos [24, 32] o a la parte experimental, donde se comentaba que probablemente se tenían infiltraciones en el sistema [4]. Sin embargo, el día 9 de marzo se sellaron todas las infiltraciones de aire que tenía el secador solar y aún se tienen pérdidas importantes. Al no tener información suficiente para obtener los coeficientes convectivos se decidió optar por dicha metodología para la definición de condiciones de frontera térmica de las paredes.

Las paredes que son frontera con elementos internos como el soporte metálico

central y el aislante del captador solar se dejaron como paredes adiabáticas. A las líneas metálicas que dividen los 22 canales se les colocó una condición de frontera de temperatura de 79.69°C pensando en que están en equilibrio térmico con el aire que entra a la cámara de secado.

En la siguiente tabla se muestra un resumen de las condiciones del modelo.

Tabla 5.3: Resumen de las condiciones frontera

Modelo	Secador solar con ventiladores
Propiedades del aire	Dependientes de la temperatura (Ec.5.5-5.8)
Condición de entrada de aire	Velocidad de entrada Perfil de velocidades (Tabla 5.2) Temperatura: 79.69°C
Condición de salida de aire	Frontera: aire outlet: presión ambiental fan e: extractor de aire fan o: extractor de aire Temperatura: 26°C
Paredes sólidas	Flujo de calor: $-129.45\text{W}/\text{m}^2$

5.5. Procedimiento numérico

Las simulaciones numéricas se realizaron utilizando el software comercial de dinámica de fluidos computacional Ansys Fluent. El solucionador fue con doble precisión y de tipo *Pressure-based*. Todas las simulaciones se realizaron con más de 8 procesadores en paralelo. El cuerpo principal del procedimiento de solución consiste en modelos integrados de flujo, energía y turbulencia de Fluent. El método de volumen finito se utilizó para la discretización de las ecuaciones de gobierno. El acoplamiento presión-velocidad se manejó usando el algoritmo SIMPLE (ecuación ligada a presión semi-implícita).

Se utilizó un esquema *upwind* de segundo orden para la discretización espacial de los términos convectivos de ecuaciones de transporte de momento, energía y turbulencia con el objetivo de reducir el error de truncamiento. Los gradientes se evalúan utilizando el método *Least-Squares Cell Based*. Se asignó un valor objetivo residual de 10^{-3} como criterio de convergencia iterativa para todas las ecuaciones y de 10^{-6} para la de energía. Sin embargo, se llegaba hasta 10^{-5} en los residuales de continuidad con el objetivo de que se estabilizara la velocidad. Otros monitores de la convergencia era la estabilización de la velocidad y temperatura al interior del secador solar, así como la conservación de la masa y la energía (Tabla. C.1).

En las simulaciones se movieron los controladores de relajación a 0.8 de presión y 0.2 de momento y el controlador de energía se colocó en 0.9 como lo recomienda la guía de ANSYS [55] para problemas donde el campo de energía impacta el flujo del fluido a través de propiedades dependientes de la temperatura. Esto se realizó después de probar con diferentes combinaciones, ya que los controladores que maneja Fluent por default no lograban que las simulaciones se estabilizaran ni convergieran. Los controladores se movían de uno en uno hasta llegar a los valores previamente mencionados, al ver que los residuales descendían de forma constante y las soluciones se estabilizaban. La inicialización de las simulaciones siempre se hacía de manera híbrida y se aseguraba de alcanzar la tolerancia de convergencia para comenzar con los cálculos.

5.6. Post-procesamiento de los datos

Se determinaron 4 parámetros de interés, relacionados directamente con el funcionamiento termohidráulico del secador solar, para realizar el estudio de independencia de malla y de criterio de convergencia: la temperatura y velocidad a la salida de la chimenea, la diferencia de presión estática (Δp) entre la entrada y salida del secador y el coeficiente de fricción neto de las paredes (C_f) del secador solar. De cada una de las simulaciones realizadas se obtenían dichos valores y algunos campos de temperatura, velocidad y presión.

5.6.1. Independencia de malla y de criterio de convergencia

Para el estudio de independencia de malla y de criterio de convergencia se usó la metodología propuesta en la guía de buenas prácticas ERCOFTAC [56]. Es importante mencionar que previo a este estudio se llevó a cabo un estudio de sensibilidad para poder determinar la configuración de los parámetros (esquema de discretización, controladores, modelo de turbulencia, etc) y condiciones de frontera clave que se mostraron en el capítulo anterior. Dicha configuración se basó en la comprensión física del flujo y los trabajos de la revisión bibliográfica. Para llevar a cabo el estudio de independencia de malla y de convergencia se mantuvo constante esta configuración en todas las simulaciones realizadas.

Como se menciona en la guía, se identificaron cuidadosamente los parámetros con mayor sensibilidad en los resultados. Las variables para la sensibilidad de la malla reportadas por los autores Maia et al [3], Iranmanesh et al [21], y Mehdipour et al [27], fueron la velocidad y/o la temperatura a la salida de la chimenea de cada uno de sus equipos. El autor Jain et al. [26] toma como parámetro de sensibilidad la eficiencia térmica del secador.

En el presente trabajo, similar a los trabajos previamente mencionados, se seleccionaron la velocidad y temperatura promedio (ponderada por masa, MWA) en el plano

XZ a la salida del secador, a una altura de 1.065 m sobre el eje Y. Sin embargo, se detectó que no eran lo suficientemente sensibles a la solución del presente modelo por lo que se seleccionó la Δp y el C_f como las variables de sensibilidad principales. Debido a que estas dos últimas dependen más de la estabilidad de todos los perfiles internos de velocidad en el secador solar.

A continuación se describen a detalle las variables de sensibilidad, Δp y el (C_f):

- Diferencia de presión (Δp) entre el promedio (ponderado por área, AWA) de presión estática de las 22 entradas de aire y el promedio (AWA) de presión estática de las superficies de salida.

Ansys Fluent define la presión estática como una presión manométrica expresada en relación con la presión de operación. La presión absoluta es la suma de la presión estática y la presión de operación (101,325 Pa) [55].

- Coeficiente de fricción neto (AWA) de todas las superficies del secador

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho_{ref}u_{ref}^2} \quad (5.11)$$

Ansys Fluent define al coeficiente de fricción como un parámetro adimensional de la relación entre el esfuerzo cortante de pared y la presión dinámica de referencia (ec. 5.11). Los valores de densidad y velocidad que usa Ansys Fluent para obtener la presión dinámica de referencia son 1.225 kg/m^3 y 1 m/s respectivamente [55].

Se usaron los valores de MWA para la temperatura y velocidad y de AWA para presión y el C_f ya que el MWA es el promedio ponderando con respecto al flujo másico superficial y no con el área como se muestra a continuación.

El promedio ponderado por área (AWA) de una cantidad se calcula dividiendo la suma del producto de la variable de campo seleccionada y el área de la cara de la celda por el área total de la superficie:

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \phi_i |A_i| \quad (5.12)$$

El promedio ponderado por masa de una cantidad se calcula dividiendo la suma del valor de la variable de campo seleccionada multiplicada por el valor absoluto del producto escalar del área de la cara y los vectores de momento por la suma del valor absoluto del producto punto del área de las caras y los vectores de cantidad de movimiento (flujo de masa superficial):

$$\frac{\int \phi \rho |\vec{u} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{u} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n \phi_i \rho_i |\vec{u}_i \cdot \vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{u}_i \cdot \vec{A}_i|} \quad (5.13)$$

Cuando se menciona que es el C_f neto (AWA) de todo el secador es la ecuación 5.12 aplicada a todas las paredes del mismo, es decir, es la suma del producto de los coeficientes de fricción de cada pared por su respectiva área dividida entre el área total de todas las paredes.

Se analizaron tres resoluciones de malla significativamente diferentes (Tabla 6.1). Se siguió el procedimiento del *Grid Convergence Index* (GCI) y la extrapolación de Richardson [46]. En el artículo de la revisión bibliográfica [34] de igual manera mencionan dicha metodología. Para realizar un refinamiento significativo en cada una de las mallas se usó el factor de refinamiento de malla, r , calculado para dos tamaños de malla no estructurada, que se recomienda que sea superior a 1.30 [46, 57]

$$r = \frac{N_1^{1/D}}{N_2} \quad (5.14)$$

Donde N es el número de elementos (1 fina, 2 burda) y $D = 3$ para problemas tridimensionales. Este parámetro se utilizó para el refinamiento de la mallas partiendo de una malla inicial “burda”. De tal manera, que el refinamiento e incremento de los elementos de cada malla proporcionara un factor r lo más cercano a 1.3.

En el siguiente capítulo se muestran los resultados numéricos obtenidos, la cuantificación de los errores y la incertidumbre en los resultados de CFD. Se mostrará el estudio de independencia de malla y del criterio de convergencia realizado, así como el proceso de validación con los resultados experimentales y los resultados numéricos más significativos de la distribución de temperatura y velocidad al interior del secador.

Capítulo 6

Resultados

6.1. Independencia de malla y de criterio de convergencia

En cuanto a los resultados obtenidos para la independencia de malla y el criterio de convergencia se muestra la siguiente tabla 6.1. Como se puede observar el número de elementos cambia sucesivamente con referencia al tamaño de la malla base. No se logró refinar más la malla fina debido a la capacidad computacional del servidor por lo que únicamente se obtuvo un factor de refinamiento de 1.15, sin embargo en el trabajo de Roache [46] se menciona que incluso un 10 % ($r=1.1$) puede ser aceptable.

Tabla 6.1: Refinamiento de malla

Parámetro	Burda (B)	Intermedia (I)	Fina (F)
Nodos global	401,422	902,884	1,381,156
Elementos global	2,209,922	5,095,641	7,734,299
Aumento porcentual de celdas	-	131 %	52 %
Factor de refinamiento	-	1.32	1.15
Ortogonalidad promedio	0.78	0.79	0.78
Ortogonalidad mínima	0.13	0.13	0.13
Oblicuidad promedio	0.22	0.21	0.21
Oblicuidad máxima	0.87	0.87	0.87
Elementos chimenea	854,359	3,347,748	3,346,930
Elementos cuerpo de cabina y cople	1,355,563	1,747,893	4,387,369

De las 3 mallas diferentes se realizó una prueba del efecto de la convergencia a diferentes niveles de residuales en los 4 parámetros de interés. Esta prueba demuestra a qué nivel de residuales se puede considerar que el parámetro de interés ha convergido e identifica el nivel de residual al que se debe apuntar en simulaciones similares de esta clase de problemas.

Además de registrar los parámetros de sensibilidad se comprobaba siempre la convergencia de los balances globales, como el balance de flujo de masa y energía entre las entradas y salidas y del sistema como se muestra en la tabla C.1 [56]. Así como también la tasa de cambio del residuo con el aumento del recuento de iteraciones. También se compararon de manera cualitativa y cuantitativa perfiles de velocidad y temperatura en diferentes posiciones del secador solar, iguales a donde también se tomaron las mediciones experimentales.

En la tablas 6.2 y 6.3 se muestra el análisis de independencia del criterio de convergencia con respecto a los residuales de continuidad usando las variables Δp y C_f respectivamente. Se tomó como criterio de convergencia para cada malla el nivel de residuales, de continuidad, cuando la tasa de cambio (Δ_c) fuera menor a 3% en todas las variables de sensibilidad.

Tabla 6.2: Error de iteración en Δp para las tres mallas

Crit. Conv	B (Pa)	Δ_C (%)	I (Pa)	Δ_C (%)	F (Pa)	Δ_C (%)
1×10^{-2}	0.195	-	0.190	-	0.522	-
5×10^{-3}	0.365	86.94	0.270	42.28	0.268	48.723
1×10^{-3}	0.530	45.10	0.547	102.59	0.458	71.143
7.5×10^{-4}	0.568	7.13	0.609	11.47	0.516	12.772
5×10^{-4}	0.681	20.02	0.575	5.68	0.560	8.435
2.5×10^{-4}	0.723	6.16	0.634	10.32	0.589	5.107
1.8×10^{-4}	0.727	0.56	0.661	12.94	0.622	5.636
1.5×10^{-4}			0.710	7.56	0.642	3.275
1×10^{-4}			0.716	0.77	0.666	3.757
9×10^{-5}					0.691	3.647
8.5×10^{-5}					0.693	0.286

Para la malla burda fue a partir de 2.5×10^{-4} , que como se muestra en la tabla C.1 del apéndice C, es a partir de las 10,546 iteraciones que el cambio es de 0.56% en la Δp y de 1.84% en el C_f con respecto al siguiente nivel de residuales (Tabla 6.2 y 6.3).

Tabla 6.3: Error de iteración en C_f para las tres mallas

Crit. Conv	B (-)	Δ_C (%)	I (-)	Δ_C (%)	F (-)	Δ_C (%)
1×10^{-2}	0.00429	-	0.01142	-	0.00576	-
5×10^{-3}	0.00392	8.77	0.00473	58.56	0.00456	20.85
1×10^{-3}	0.00323	17.59	0.00345	27.05	0.00337	26.08
7.5×10^{-4}	0.00312	3.32	0.00327	5.38	0.00331	1.66
5×10^{-4}	0.00346	10.81	0.00328	0.56	0.00344	3.90
2.5×10^{-4}	0.00375	8.60	0.00337	2.62	0.00345	0.11
1.8×10^{-4}	0.00382	1.84	0.00345	2.27	0.00352	2.09
1.5×10^{-4}			0.00364	5.62	0.00360	2.20
1×10^{-4}			0.00370	1.49	0.00362	0.74
9×10^{-5}					0.00367	1.26
8.5×10^{-5}					0.00368	0.27

Para la malla intermedia se llegó hasta 1.5×10^{-4} en los residuales de continuidad (15,000 iteraciones) logrando que la diferencia con el nivel posterior de residuales fuera únicamente de 0.77%. En la malla fina la Δp tuvo una tasa de cambio menor a 3% hasta 1.5×10^{-4} (20,005 iteraciones). En cambio en el C_f vemos que desde 5×10^{-4} la diferencia es menor a 3%, sin embargo, como se definió que tenían que estar todas las variables por debajo de dicho porcentaje fue que se seleccionó hasta el nivel de 9×10^{-5} .

En la tabla C.2 del apéndice C se muestra la tasa de cambio (Δ_c) de temperatura y velocidad a la salida de la chimenea. Se puede notar que esta es menor a 3 o incluso 1%, a partir de 1×10^{-3} , es por esta razón que se consideró que no son lo suficientemente sensibles en comparación de las variables Δp y C_f . Este mismo comportamiento se observa en el artículo [3], del autor B. Maia en el que muestra los valores de la temperatura y velocidad a la salida para su estudio de independencia de malla y describe una diferencia de 1% en velocidad y menor al 1% en temperatura entre los resultados de la malla burda y la malla más fina, de 23,000 y 424,700 nodos respectivamente.

Es común que diferentes variables de sensibilidad tengan diferentes criterios de convergencia para llegar al mismo error de iteración. Como en este caso que la Δp , que está asociada con pérdidas viscosas, requirió de un criterio de convergencia más estrictos que, por ejemplo, la temperatura [56].

En la figura 6.1 se presentan las soluciones numéricas de la Δp de las simulaciones realizadas así como la tasa de cambio Δ_C de cada una de ellas. Se puede observar que conforme la solución del método iterativo avanza y la malla se vuelve cada vez más fina, los valores de las soluciones numéricas (barras) son más consistentes hacia un valor constante formando una asíntota, en este caso, cercano a la solución numérica de la simulación de malla más fina.

En cambio vemos que la tasa de cambio Δ_C de la Δp (líneas) comienza con valores altos, y va disminuyendo conforme incrementan las iteraciones y los residuales disminuyen y la malla se refina. Es notorio que a partir del residual 7.5×10^{-4} la tasa de cambio disminuye de valores superiores al 50 % a menores al 15 %.

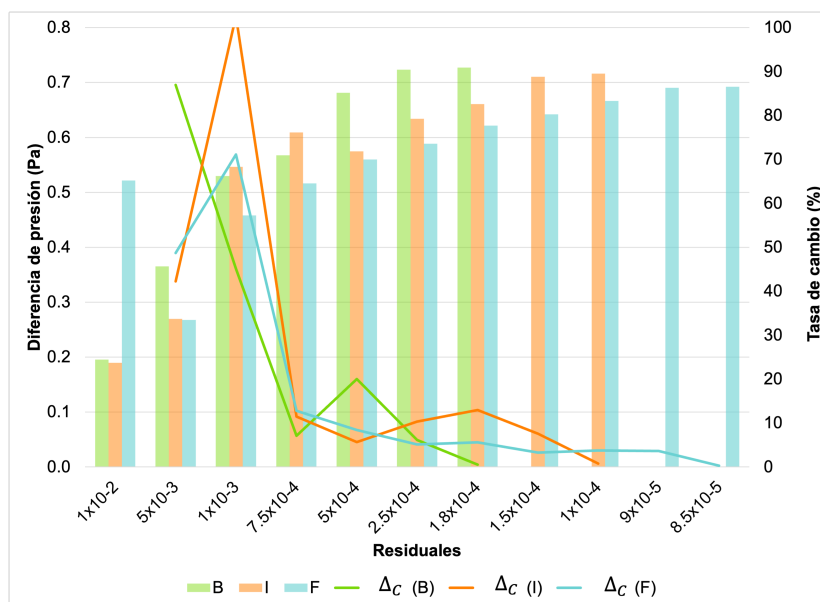


Figura 6.1: Error de iteración en Δp para las tres mallas

De acuerdo a la guía ERCOFTAC [56], con los valores seleccionados de una solución que se considera convergente para cada malla (B, I, F) se procedió a evaluar la independencia de malla como se muestra a continuación en la tabla 6.4.

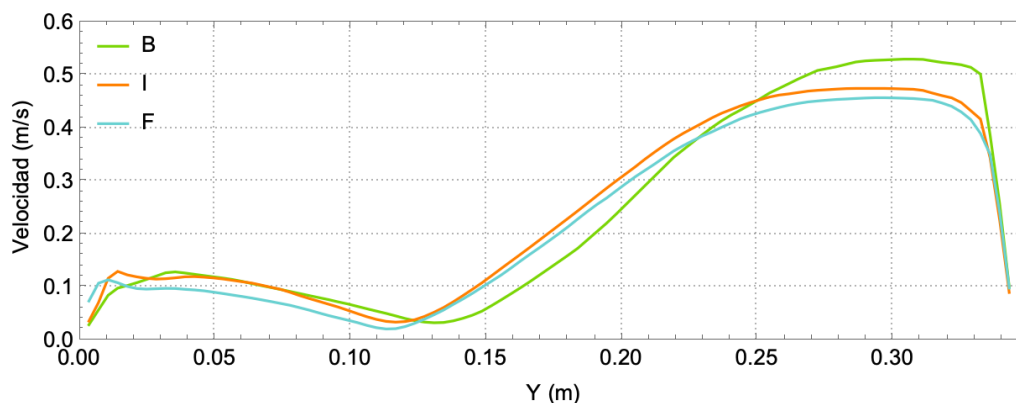
Tabla 6.4: Independencia de malla

Malla	Temp. (°C)	ϵ_c (%)	Vel (m/s)	ϵ_c (%)	Δp (Pa)	ϵ_c (%)	C_F (-)	ϵ_c (%)
B	64.55	-	0.896	-	0.723	-	0.00375	-
I	64.25	0.46	0.907	1.22	0.710	1.81	0.00364	3.12
F	64.24	0.02	0.907	0	0.691	2.89	0.00367	0.77

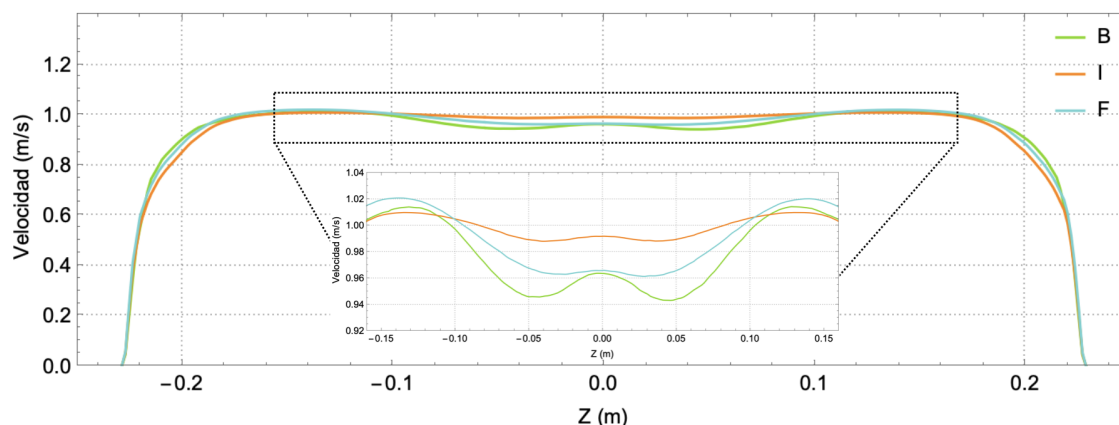
Cuando la diferencia porcentual entre valores consecutivos (ϵ_c) es menor al 1 % se considera aceptable en una malla fina de problemas 2D [58]; mientras para 3D es aceptable hasta un 3 % [59, 57]. Como se muestra en la tabla 6.4 la malla intermedia presenta una ϵ_c menor a 3 % en todas las variables.

Además de la tabla 6.4 se realizó un análisis cuantitativo y cualitativo con perfiles de velocidad y temperatura en diferentes posiciones al interior del secador para observar el comportamiento y estabilidad de las 3 mallas diferentes. En la figura 6.2 se muestran los perfiles de velocidad obtenidos por las tres mallas en diferentes

posiciones del secador, mismas donde se midió experimentalmente (Fig. 3.10). El perfil de velocidad a lo alto de la cámara es la figura 6.2a, podemos observar que presenta un cambio más notorio entre mallas que la figura 6.2b, donde se comparan los perfiles de velocidad a la salida de la chimenea 6.2b.



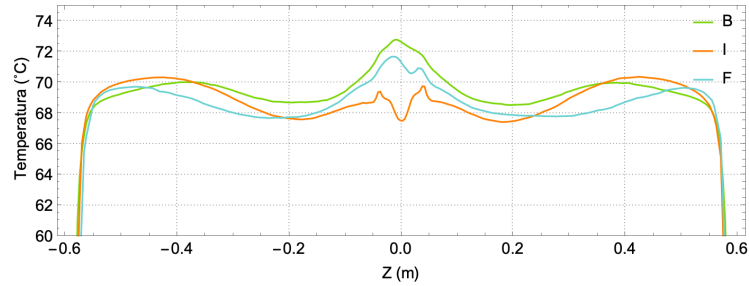
(a) A lo alto de la cámara de secado (Vel vertical)



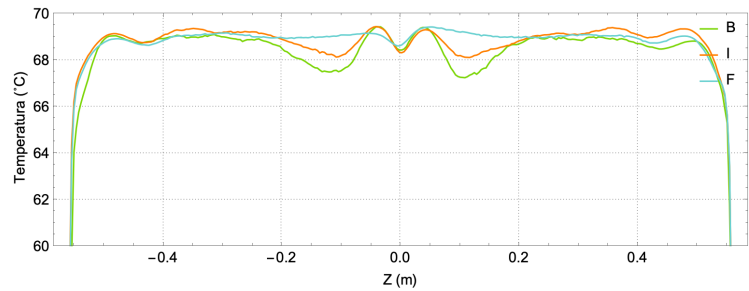
(b) A la salida de la chimenea (Vel out)

Figura 6.2: Independencia de malla: perfiles de velocidad

En la figura 6.3 se comparan los perfiles de temperatura en el segundo nivel de sensores donde se midió experimentalmente y a la entrada de la chimenea. Los perfiles de velocidad y temperatura obtenidos convergen en una solución independiente de la malla, ya que los resultados obtenidos en las mallas I y F son casi indistinguibles. La concordancia con los datos de las tablas 6.2-6.4 es satisfactoria. Por lo que se concluyó que el tamaño de la malla intermedio era la mejor opción. Fue más burda que la fina; sin embargo, permite simular correctamente el comportamiento del secador. Con este tamaño de malla se realizó la validación con los resultados experimentales que se mostrará en la siguiente sección.



(a) Segundo nivel de sensores en la cabina (T2n)



(b) Entrada de la chimenea (Tchim)

Figura 6.3: Independencia de malla: perfiles de temperatura

6.2. Validación de resultados numéricos con experimentales

En el presente trabajo el modelo CFD se comparó con los resultados experimentales del 09/03/2022, estando en MI-CNA completamente sellado. La validación se realizó comparando las mediciones de velocidad y temperatura en los puntos de las figuras 3.8 y 3.10, mostrados en el capítulo 3, con los resultados numéricos de la simulación CFD como se muestra en la tabla 6.5 y 6.6 respectivamente.

En la tabla 6.5 podemos observar que el error relativo (err_{rel}) más grande de velocidad a la entrada es de 27.26 %. Sin embargo, esto se debe a que son los puntos del lado este y como se mencionó, el perfil que se usó para la condición de entrada fue simétrico pero tomando el lado oeste como base. Mismo donde se tiene una diferencia menor a 0.061 m/s (8.84 %).

En la figura 6.4 se muestra el perfil de velocidades numérico calculado justo a la salida del canal (V_{chan} , rojo) y medido pasando la expansión (V_{in} , azul). Este último es el que se compara con el perfil de velocidades ajustado experimentalmente y los puntos experimentales de velocidad (Fig. 3.13); mostrando como el perfil numérico se acerca más del lado oeste con una diferencia de entre 1.45 y 3.30 %.

Tabla 6.5: Comparación de velocidades numéricas y experimentales en las diferentes posiciones del secador

Sensor		V. Exp (m/s)	V.Num (m/s)	er_{abs} (m/s)	er_{rel} (%)
Vel. in	1(E)	0.698	0.508	0.190	27.26
	2	0.937	0.801	0.136	14.47
	3	0.714	0.654	0.061	8.48
	4	0.816	0.789	0.027	3.30
	5 (O)	0.523	0.530	0.008	1.45
Vel. out	E	0.868	1.010	0.141	16.29
	C	0.943	0.992	0.049	5.19
	O	0.880	1.010	0.130	14.76
Vel. vertical	1(Base)	0.140	0.114	0.026	18.25
	2	0.120	0.072	0.048	39.76
	3	0.090	0.083	0.007	7.81
	4	0.140	0.435	0.295	210.93
	5(Cub.)	0.250	0.475	0.225	89.89

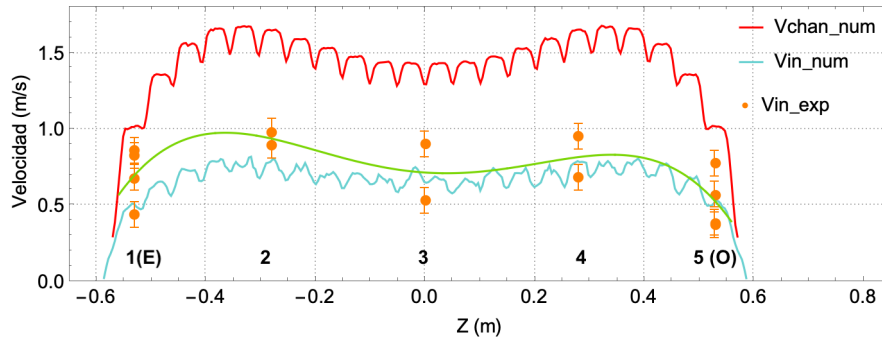


Figura 6.4: Comparación de perfiles numéricos de velocidad a la entrada del gabinete con las mediciones experimentales

La velocidad de salida tiene un err_{rel} menor a 16.30% en las 3 posiciones. En el centro, el perfil de velocidad numérico (0.992 m/s) está dentro del rango de incertidumbre del valor experimental promedio de (0.943 m/s) con un err_{rel} de 5.19% (Fig. 6.5a). La velocidad a lo alto de la cámara de secado presenta un error más grande, como se observa en la figura 6.5b y en la tabla anterior 6.5. Sin embargo, el comportamiento tiende a ser bastante similar. Esto se puede deber a que en esta zona existe una mayor turbulencia y el flujo de aire va en diferentes direcciones, por lo que la posición del sensor de hilo caliente influye bastante en la lectura de datos experimentales. Además de que el simple hecho de introducir la bayoneta afectará el flujo al interior del secador, disminuyendo su velocidad al tener un objeto obstruyendo.

Además de la incertidumbre experimental, algunas de las simplificaciones que tiene el modelo también pueden estar directamente relacionadas a esta falta de acuerdo

entre los experimentos y las simulaciones, como puede ser que se consideró que la velocidad a la entrada de cada canal era homogénea en el área transversal, es decir, no se contempló el efecto de las paredes sobre el flujo de cada canal, se consideró que no existía ninguna infiltración. El modelo de turbulencia de igual forma podría estar causando alguna incertidumbre al no estar el flujo en algunos canales completamente en la zona de turbulencia.

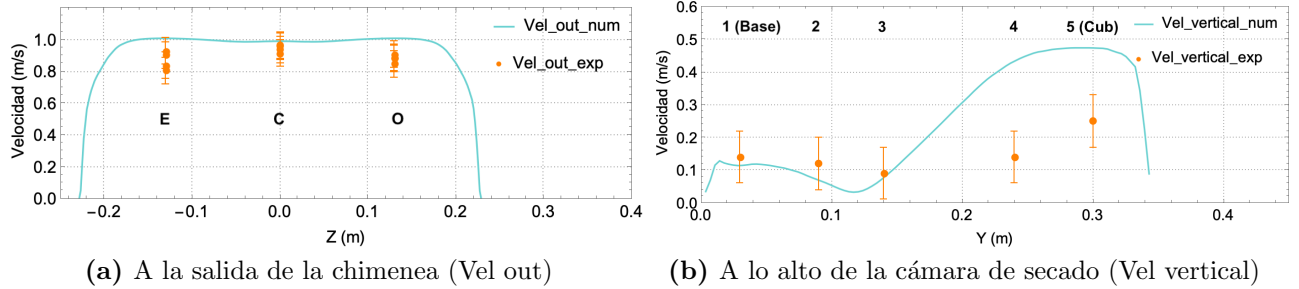


Figura 6.5: Comparación de perfiles numéricos de velocidad en el gabinete con las mediciones experimentales

El autor Maia et al. [3], presenta una diferencia de 0.26m/s en la velocidad de salida numérica y experimental. Khaldi et al. [28] menciona que tuvo un error relativo promedio de 14 % para la velocidad. En el presente trabajo, si se consideran únicamente los errores de V_{in} y V_{out} se tiene un error relativo promedio de velocidad de 11.4 % y una diferencia máxima de 0.19 m/s. Como se puede observar, los resultados del modelado concuerdan bien con las medidas experimentales disponibles. Es importante mencionar que se decidió excluir los errores de V_{ver} debido a que el valor experimental tiene mucho error humano debido a la dependencia de la posición en que se colocara el sensor al ser una geometría irregular en esta zona.

En cuanto a temperatura, en la tabla 6.6 se muestra la temperatura numérica y experimental, junto con el error absoluto y relativo de los 24 sensores distribuidos al interior del sistema. El err_{rel} más grande fue de 12.47 % en el sensor T1n E, con 7.28° C de diferencia. Es en el primer nivel nivel (T1n y T1n post) donde se presentan las mayores diferencias. Esto se debe a que, como se mencionó en el capítulo previo, el flujo de calor asignado a cada superficie fue el mismo para todas. Sin embargo, la base del secador no tenía un aislante extra de armaflex, y es la superficie que presenta las mayores pérdidas térmicas presentando temperaturas experimentales más bajas, como se vio en capítulos anteriores y en el apéndice B (Fig. B.1).

De la figura 6.6a a la 6.6d se muestran los perfiles de temperatura en las diferentes posiciones donde se tomaron las mediciones experimentales. Como podemos observar, en casi todos los perfiles los resultados numéricos están sobre estimando la temperatura. El autor Demissie [7] también menciona que sus resultados numéricos

de temperatura son más elevados que los experimentales, con una máxima diferencia de 4.3°C , pero concluye que su modelo CFD es capaz de producir una buena información cualitativa y cuantitativa sobre la distribución de la temperatura dentro de la cámara de secado. Lo mismo sucede con el autor [5] cuya temperatura de la cámara se sobre estima levemente en aproximadamente 2°C , concluyendo que el modelo desarrollado proporciona un comportamiento térmico predicho aceptable. Los trabajos [24, 32, 27, 4] de igual forma mostraron una sobre predicción de temperatura, este último incluso del 8.5%. Sin embargo, consideran sus modelos válidos con los valores medidos experimentalmente.

A diferencia de los demás perfiles, en los casos de los sensores Tin y Tin baja, figura 6.6a y 6.6b respectivamente, vemos que el valor experimental esta por arriba del resultado numérico. En las figuras 6.6c y 6.6d vemos que los perfiles numéricos de temperatura de los sensores T2n, T3n y Tchim se ajustan bastante bien a los resultados experimentales, con diferencias de entre 0.16 y 3.1°C .

Tabla 6.6: Comparación de temperaturas numéricas y experimentales en las diferentes posiciones del secador

Sensor		V. Exp ($^{\circ}\text{C}$)	V.Num ($^{\circ}\text{C}$)	er_{abs} ($^{\circ}\text{C}$)	er_{rel} (%)
Tin	E	80.40	79.40	1.00	1.24
	C	80.95	79.04	1.91	2.36
	O	77.72	79.34	1.63	2.09
Tin baja	E	55.67	53.87	1.81	3.25
	O	55.42	54.17	1.25	2.25
T1n	E	58.35	65.62	7.28	12.47
	C	60.37	62.70	2.33	3.87
	O	59.66	66.02	6.36	10.65
T2n	E	67.01	70.14	3.13	4.68
	C	68.28	69.01	0.74	1.08
	O	67.80	67.96	0.16	0.24
	Sim	67.69	69.03	1.33	1.97
T3n	E	69.73	71.43	1.70	2.43
	C	70.13	72.06	1.94	2.76
	O	70.09	71.19	1.10	1.57
	Sim	69.65	71.96	2.30	3.31
T1n post	E	60.46	66.84	6.39	10.57
	O	61.44	67.02	5.58	9.08
Tchim	E	68.28	69.07	0.79	1.15
	C	66.05	68.32	2.27	3.43
	O	68.58	69.09	0.51	0.74
Tchim out	E	62.31	67.77	5.46	8.76
	C	66.39	66.68	0.29	0.43
	O	65.07	67.67	2.60	4.00

De acuerdo con la tabla 6.6, el error relativo de temperatura, en las posiciones diferentes al primer nivel, oscila principalmente entre 1 y 4 %, equivalente a entre 0.7 y 3.2°C. La temperatura numérica de los sensores T2n O, Tchim O y Tchim out C, fueron los que más se acercaron al valor experimental obtenido, con diferencias menores a 0.5°C. En promedio el error de todas las temperaturas fue de 3.87 %.

Si comparamos la velocidad promedio ponderada por masa en el plano donde se midió la velocidad, 0.907 m/s (Tabla. 6.4) con la velocidad promedio de los 3 sensores (0.90 m/s) reportada en la tabla 4.5 vemos que es prácticamente igual. Esto mismo sucede con la temperatura promedio en el plano, que en la simulación fue de 64.25°C (Tabla. 6.4) y en la tabla 4.6 se reportó una temperatura promedio de los tres sensores de 64.59°C para el día 09/03/2022. Lo cual es una diferencia de 0.34°C.

Comparando la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida promedio del gabinete (ΔT_{dc}) experimental con la numérica, 15.10 °C y 15.44 °C respectivamente encontramos un err_{rel} de 2.25 %.

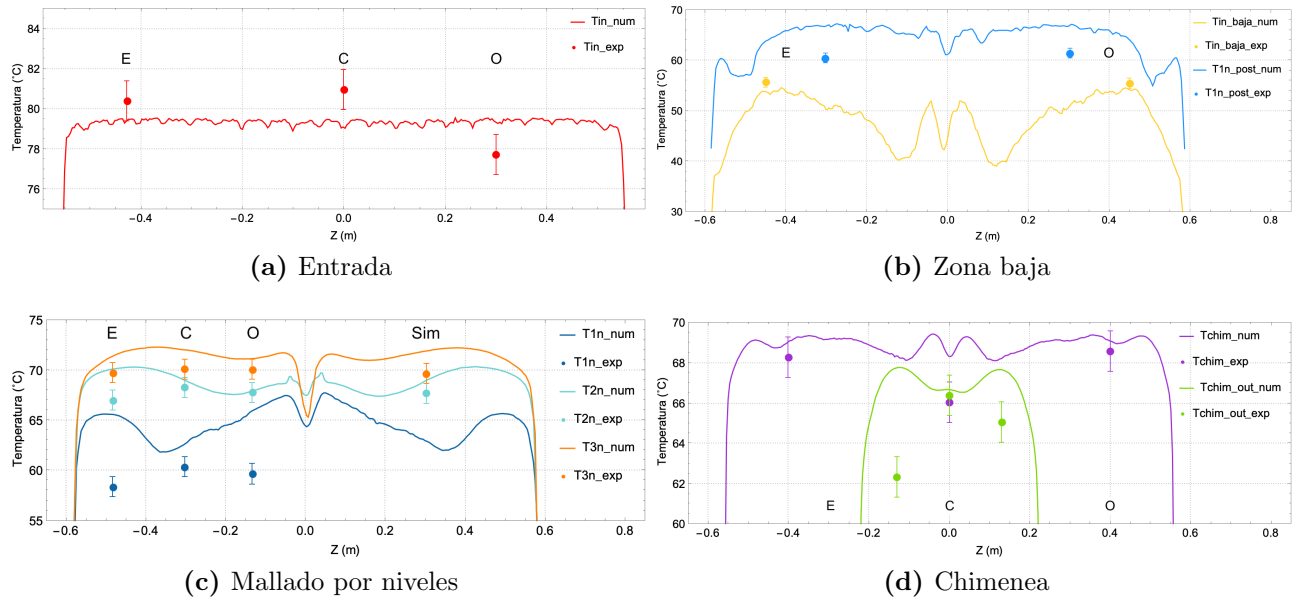


Figura 6.6: Comparación de perfiles numéricos de temperatura en el gabinete con las mediciones experimentales

El autor Sandoval et al. [30] menciona que es totalmente aceptable un error relativo de 10 % para el cálculo de temperaturas, incluso el autor Yunus et al. [14] menciona una diferencia del 11 % para decir que el modelo computacional propuesto es válido. Con base en esto y tomando en cuenta todo lo anterior mencionado, se concluye que el modelo presentado en el presente trabajo es válido y permite simular correctamente el comportamiento dinámico y térmico dentro del secador solar.

Los resultados numéricos del modelo computacional se muestran a detalle en la siguiente sección.

6.3. Resultados numéricos

La cámara de secado es el componente más importante del secador ya que en esta parte, el flujo de aire hace que los productos se sequen al pasar por las bandejas, por lo que se busca que tenga una distribución homogénea de velocidad y temperatura [41]. Como se mencionó, este trabajo se realizó sin charolas con el objetivo de entender el flujo de aire libre que pasa al interior de la cámara y validar los parámetros seleccionados con resultados experimentales.

Una vez validado el modelo, se procedió a analizar los contornos obtenidos. En primera instancia se analizó el contorno de densidad dentro del deshidratador, en el plano $Z=0.3$ m (Fig. 6.7), ya que este parámetro influye en la convección natural que en este caso es apoyada también de un ventilador. Se puede observar, que se tiene el mínimo valor de densidad a la entrada de la cabina, ya que es la zona del dominio en la cual el aire caliente proveniente del captador solar entra. Puede apreciarse como va cambiando de manera gradual conforme se va enfriando dentro del deshidratador.

También se puede observar que el valor máximo para la densidad se encuentra en la zona que está en contacto con la base del secador, al ser la zona más fría. Debido a que la densidad del aire disminuye al aumentar la temperatura, se puede notar como el aire menos denso es el que sube a través del secador por diferencia de densidades y temperaturas.

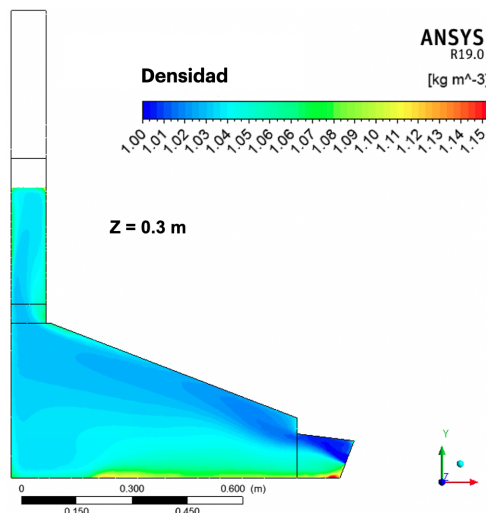


Figura 6.7: Contorno de densidad al interior del secador en el plano $Z=0.3$ m

Se debe tener en cuenta que el flujo por convección natural asistida a pesar de ser turbulento, es un flujo con velocidades menores a 1.6 m/s. En la figura 6.8 es fácilmente apreciable que a la entrada del cople, justo a la salida de los canales del captador, se dan las velocidades de mayor magnitud. En el plano $Z=0.3$ m, en las posiciones mostradas en la figura, fue donde se midió experimentalmente la velocidad a lo alto de la cámara (Vel. vertical). Los perfiles de velocidad numérica y experimental que corresponden a estas posiciones del contorno, son los mostrados en la figura 6.5b.

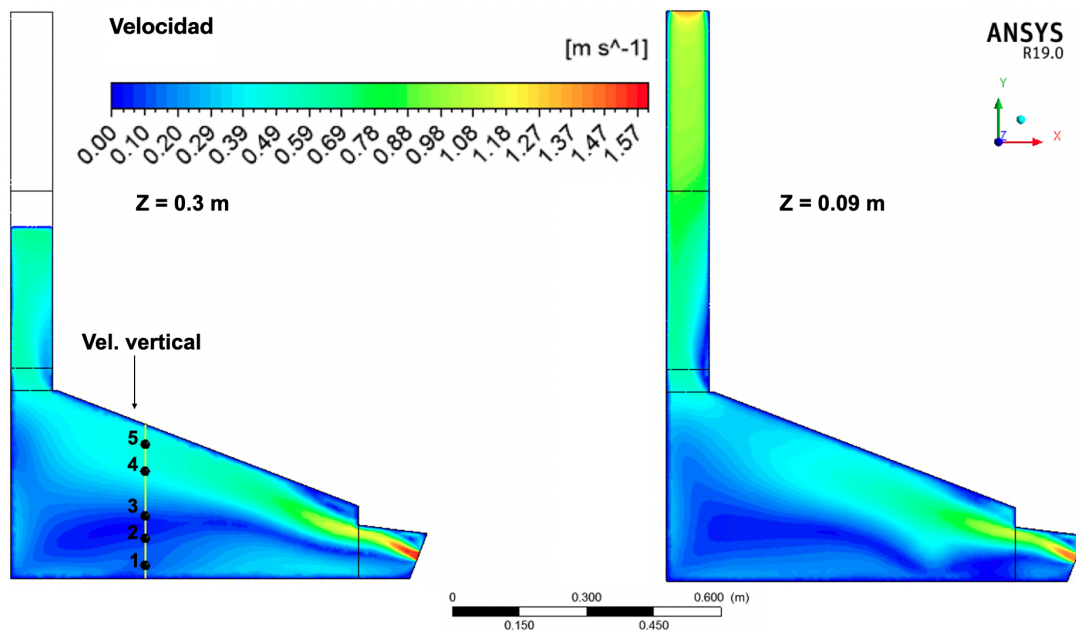


Figura 6.8: Contornos de velocidad al interior del secador en los planos laterales $Z=0.3$ m y 0.09 m

El plano $Z=0.09$ m se encuentra ubicado cerca a la barra central del soporte de charolas, debido a la turbulencia generada por dicho obstáculo vemos que el contorno de velocidad es ligeramente diferente al contorno del plano $Z=0.3$ m. El plano $Z=0.09$ m de igual forma cruza por la mitad de uno de los dos ventiladores. Se puede apreciar como la velocidad va aumentando a lo largo de la chimenea gracias a la geometría de la misma. Cercano al ventilador se observa un incremento de velocidad que genera el salto de presión en los mismos.

En ambos planos, $Z=0.3$ y 0.09 m, se puede apreciar que el flujo de aire se va principalmente por la parte superior de la cámara, que es donde se tienen las velocidades más altas de la cabina. En cambio, en la parte inferior y cerca de la pared posterior vemos que se tiene un flujo con velocidades bajas, este patrón se puede explicar por las líneas de corriente que se muestran en la figura 6.9.

Como se observa en esta figura, el aire más caliente proveniente del captador solar forma una región de recirculación en la dirección vertical de la cámara de secado, ya que fluye primero cerca de la cubierta de la cámara de secado y una parte choca con la pared posterior y gira hacia la base de la cámara para de nuevo volver a subir.

El comportamiento descrito anteriormente parece ser el patrón de flujo principal en la sección de secado. Como era de esperar, esta región de recirculación está formada por los efectos de flotabilidad y convección forzada, que están presentes en el flujo al mismo tiempo. Este mismo comportamiento de recirculación lo reportan los autores de los trabajos [3, 27].

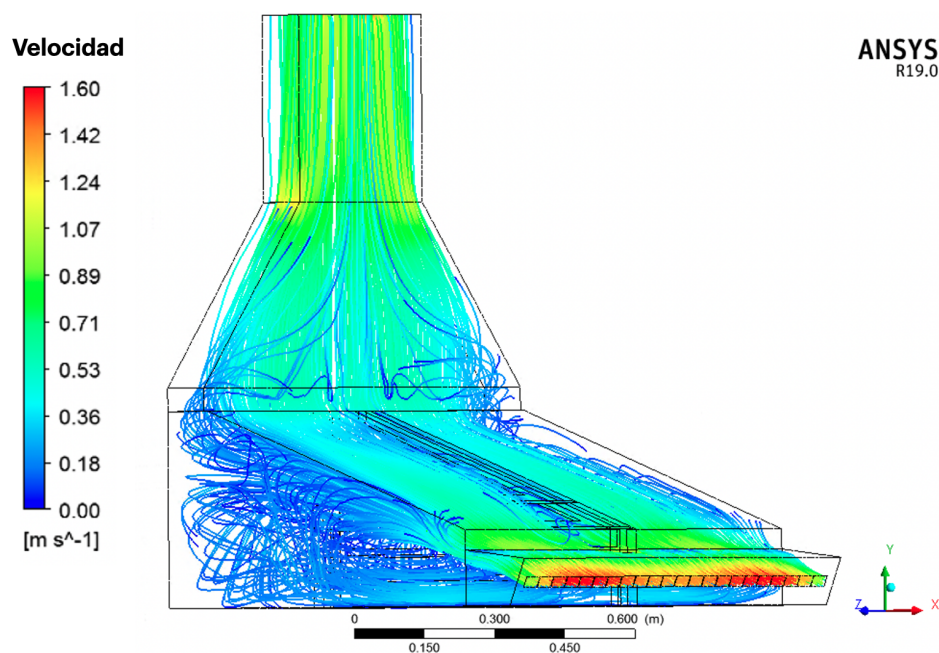


Figura 6.9: Líneas de corriente al interior del secador

En la figura C.1 del apéndice C.2, donde se muestran los contornos de velocidad en los planos horizontales $Y = 0.05$, 0.16 , y 0.26 m, se observa que el flujo de aire más cercano a la superficie inclinada tiene velocidades de mayor magnitud. Todos estos patrones de flujo indican que la región cercana a la cubierta debería ser la más efectiva para fines de secado.

El contorno de velocidad en el plano $X = 0.05$ m, mostrado en la figura 6.10, es un corte transversal a la mitad de la chimenea. Se puede apreciar como el aire al entrar a la parte de la campana de la chimenea incrementa su velocidad. El diseño en forma de pirámide, el efecto chimenea y los ventiladores en la parte superior producen este incremento de velocidad en el flujo. Esto es necesario porque durante el proceso de secado el aire de secado transportará humedad y el aumento de velocidad en la salida tendrá un efecto positivo para facilitar la eliminación de la humedad dentro

de la cámara de secado.

Los perfiles de velocidad numérica y experimental obtenidos de los puntos de Vel. out y Vel. in mostrados en los contornos de velocidad de la figura 6.10 son los que se encuentran en la figura 6.5a y 6.4 respectivamente. El perfil y contorno de velocidad que se obtiene en el ducto rectangular a la salida de la chimenea muestra como la velocidad del fluido cerca de las paredes estacionarias es menor que la velocidad más lejos de la pared, formando la capa límite.

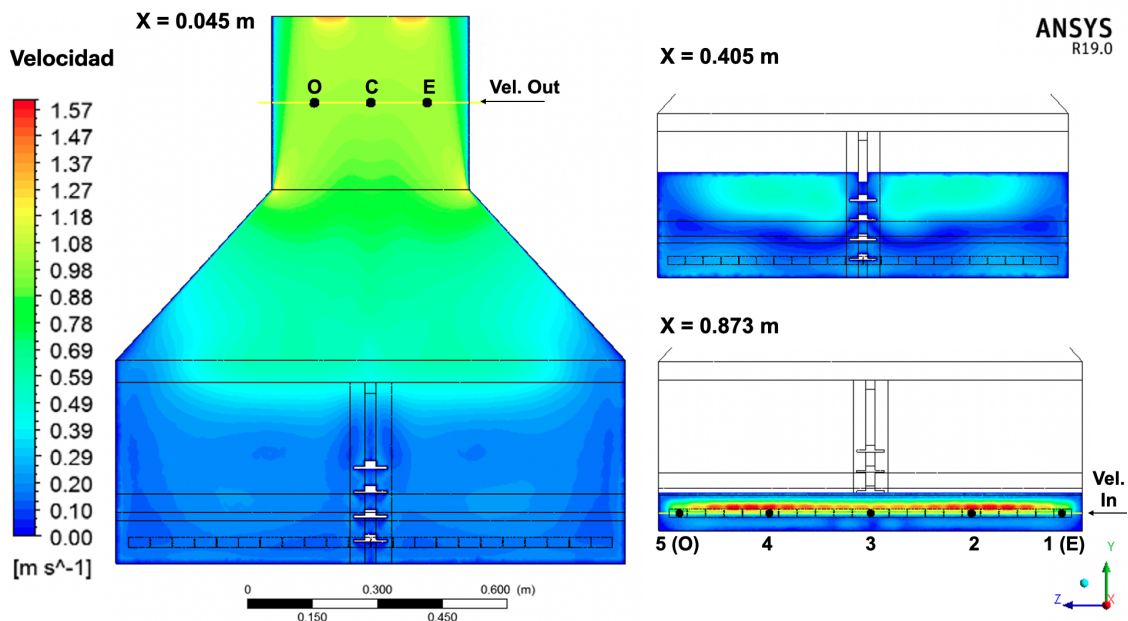


Figura 6.10: Contornos de velocidad al interior del secador en los planos frontales $X=0.045$, 0.405 y 0.873 m

En la figura C.2 del apéndice C.2 se muestran algunos vectores en diferentes planos al interior del secador. En la parte inferior izquierda de la figura, se encuentran los vectores en el mismo plano $X=0.05$ m, a la salida del ducto rectangular de la chimenea. Podemos observar el comportamiento previamente descrito de la capa límite y el efecto de los ventiladores.

Dentro de todo el cuerpo del secador solar y específicamente en la figura C.2 se muestra como el flujo de aire se separa de las paredes en las esquinas, generando recirculaciones a su alrededor. También se observa como a la entrada de la cámara se genera un comportamiento similar al de un flujo pasando por una expansión súbita como se propuso en el capítulo 5. Formando una especie de chorro de aire caliente al ser un un flujo proveniente de un orificio pequeño que emerge en una gran extensión de fluido.

Se observó en los contornos de presión en los planos $Z=0.09$ m y $X=0.045$ m, que donde hay un desprendimiento de las capas límite (esquinas mayormente) es debido a la influencia de un gradiente de presión adverso ya que la presión aumenta en la dirección del flujo fuera de la capa límite [44].

En los mismos contornos vemos como la presión estática disminuye en las secciones donde aumenta la velocidad (entrada y chimenea) de acuerdo con el teorema de Bernoulli para flujos no viscosos [44]. En general vemos como trabaja bajo succión al tener una presión más baja a la salida que a la entrada, apreciando el salto de presión que generaban los ventiladores (-0.46 Pa).

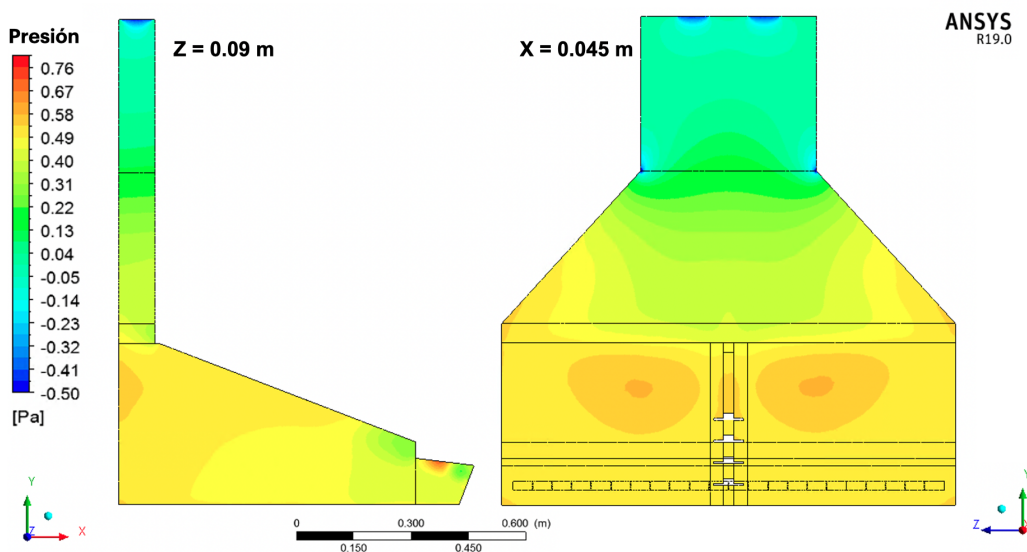


Figura 6.11: Contornos de presión al interior del secador en el plano $Z=0.09$ m y $X=0.045$ m

En la siguiente figura (Fig. 6.12) se muestra el contorno de temperaturas en el plano $X=0.405$ m que fue donde se tenía la malla de sensores para validar experimentalmente los resultados. Como se muestra en las figuras 6.12 y 6.6c las temperaturas más altas se dan en el centro de cada lado de la cabina (C y Sim), alcanzando cerca de 73°C . En cambio la zona cercana a la pared inferior es la que tiene menores temperaturas al ser la superficie que presenta las mayores pérdidas térmicas al tener una mayor área.

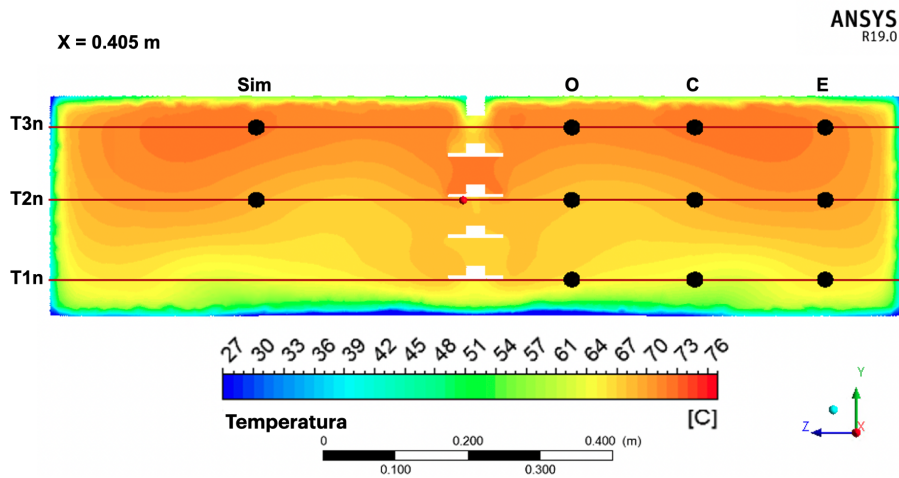


Figura 6.12: Contorno de temperatura al interior del secador en el plano frontal $X=0.405$ m

Tanto en la figura anterior como en la 6.13 vemos que en las zonas más cercanas a las paredes laterales (E, plano $Z=-0.48$ m), se tiene una mayor diferencia de temperaturas a lo alto de la cámara de secado. En comparación, la temperatura en la zona central (O, plano $Z=-0.13$ m) es ligeramente más homogénea, principalmente en la zona posterior (Fig. 6.13) de la cámara de secado. Vemos que el contorno de densidad de la figura 6.7 esta en concordancia con el contorno de temperatura del plano central (C, $Z=-0.30$ m) debido a la dependencia de esta estas dos variables entre si.

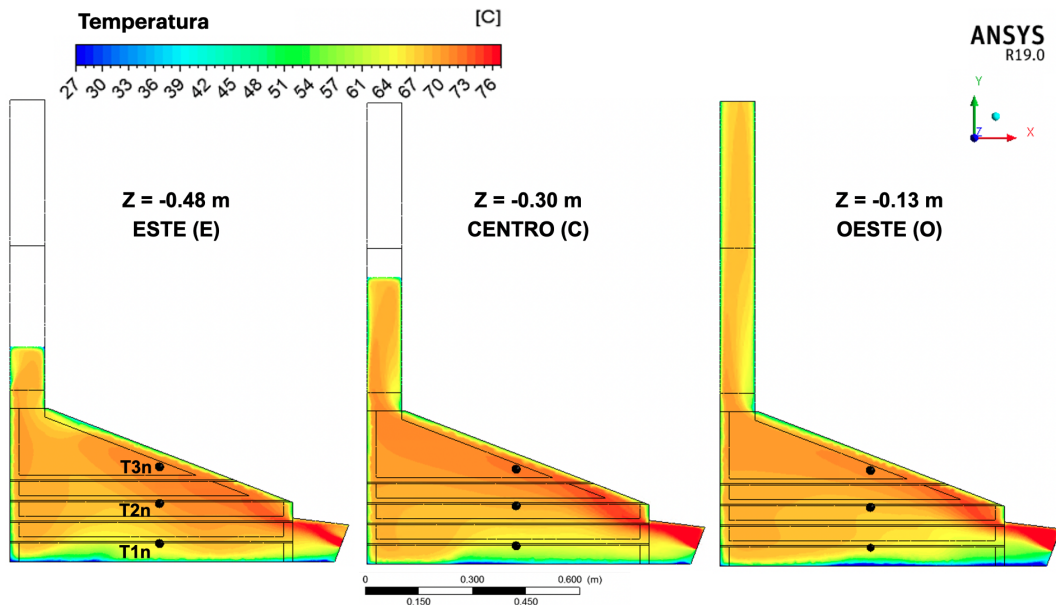


Figura 6.13: Contornos de temperatura al interior del secador en los planos laterales $Z=-0.48, -0.30, -0.13$ m

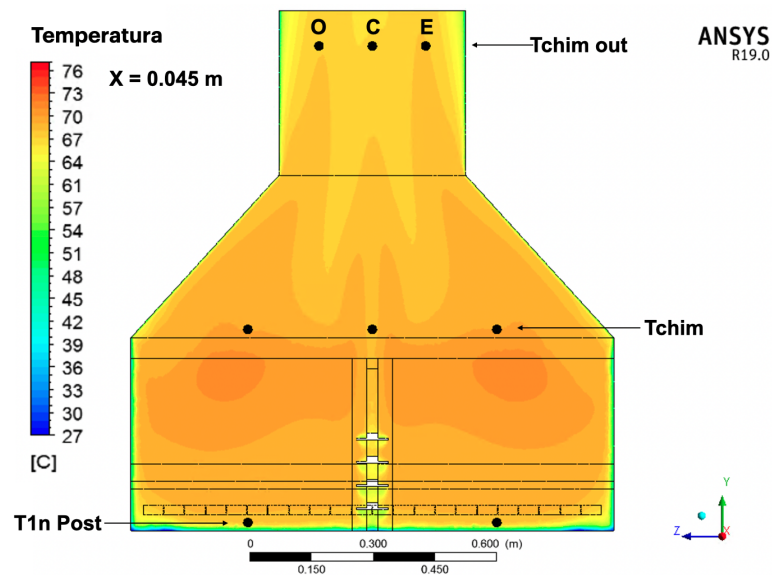


Figura 6.14: Contorno de temperatura al interior del secador en el plano frontal $X=0.045$ m

En el corte transversal de la chimenea y cabina en el plano $X=0.045$ m vemos que la temperatura es bastante homogénea, en un rango de 65 a 70°C aproximadamente. También si relacionamos este perfil con el de velocidad, podemos ver como al incrementar la velocidad del aire en la chimenea también disminuye ligeramente su temperatura. Los perfiles de temperatura numéricos y experimentales correspondientes a dicho contorno son los mostrados en las figuras 6.6d y 6.6b.

Por último, en la figura C.3 del apéndice C.2 se muestran los contornos de temperatura en algunos planos horizontales donde se midió temperatura experimentalmente. Al igual que lo que se observó en los perfiles de velocidad en la figura C.1, podemos notar que la zona pegada a la superficie inclinada de la cubierta podría ser mejor para un proceso de secado al tener temperaturas más altas, ya que es por esta sección por donde pasa el mayor flujo de aire proveniente del captador solar. Aunque en temperatura es apreciable que la zona posterior de la cámara es más homogénea, debido probablemente a las recirculaciones que se observaron en esta sección.

Es importante remarcar que en el presente análisis no se consideraron las bandejas y los productos de secado que conducen a distribuciones de temperatura más uniformes [3]. Sin embargo estos primeros resultados son un acercamiento a conocer como es la dinámica de fluidos y transferencia de calor al interior de la cámara, lo cual nos puede servir para ver un primer arreglo del acomodo de las charolas dentro del secador para futuras pruebas o diseñar obstrucciones que dirijan de mejor manera el aire hacia las charolas. Una de las ventajas de validar este modelo es que puede servir para diseñar y optimizar este tipo de sistemas.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajo futuro

7.1. Conclusiones

El objetivo general planteado en esta tesis de conocer la distribución de temperaturas y velocidades al interior de un secador solar de tipo gabinete realizando una simulación numérica utilizando un paquete de CFD comercial y comparar los resultados numéricos con un análisis experimental fue alcanzado.

Después de caracterizar experimentalmente el secador solar en diferentes modos de operación (MI-CNA, MI-CN, MM-CNA, MM-CN) se pueden concluir principalmente los siguientes puntos:

- Se encontró que la medición de velocidad con anemómetros de hilo caliente puede presentar complicaciones al tener un equipo con una geometría compleja o presentar flujos turbulentos y no desarrollados. Debido a que mide de manera puntual y la posición en que se coloque el sensor afecta de manera directa la medición. El tener pocos puntos de medición hace que el resultado promedio sea susceptible a un mayor error.
- Es importante realizar algunas simulaciones preliminares para definir el mejor arreglo experimental. Buscando que todo este bien sellado, aislado, sensores calibrados, etc. para que de esta manera el arreglo experimental sea lo más cercano posible a la simulación numérica y viceversa.
- Durante los experimentos, se encontró un desfase de tiempo de aproximadamente 10 a 20 minutos entre la irradiancia máxima y las temperaturas máximas al interior de la cámara de secado. El periodo promedio general de estabilidad térmica de la cámara de secado es de aproximadamente 30 minutos, de entre las 12:20 a las 12:50h hora solar. Este comportamiento se debe a la masa térmica del sistema.
- Se concluyó que es importante evaluar el sistema en estado estacionario para conocer su funcionamiento en este periodo de tiempo. También para tener

los parámetros que se ingresan al realizar una simulación numérica. Una vez validado el modelo en estado estacionario, será más sencillo realizar un modelo más complejo en estado transitorio.

- En los modos de CNA se observó que las velocidades son superiores y más estables con respecto a las de CN. El funcionamiento en MM, incrementa la velocidad en comparación con su respectivo modo en MI. Esto debido a la generación de un mayor gradiente de temperaturas al interior de la cámara, y por ende un gradiente de densidades, que genera un mayor movimiento de aire.
- El modo MM-CN fue el que alcanzó mayores temperaturas en la cámara de secado (80.41°C) ya que permite el paso de la radiación solar y además su flujo de aire es menor que en CNA. El MM-CNA es el modo que presentó mejores eficiencias térmicas en el colector y en la cámara de secado, 80.77% y 47.29% respectivamente, debido a las temperaturas que alcanza y al mayor flujo másico de aire que provocan los ventiladores.
- Los MM fueron los que presentaron un mayor porcentaje de pérdidas, a pesar de que el Δ_{dc} disminuyó. Esto se da debido a que la energía extra que está entrando por la cubierta de policarbonato de la cámara está compensando las pérdidas térmicas que se presentan en el caso base que sería en MI.
- Se encontraron 4 perfiles de velocidad a la entrada de la cámara de secado uno para cada modo de operación. Los perfiles de los modos MI-CNA y MM-CN son bastante similares en comportamiento. Sin embargo, el perfil en MM-CNA tuvo un comportamiento en forma de parábola. De igual manera el perfil de velocidades del MI-CN es más homogéneo a lo ancho del captador solar. Con respecto a todos los perfiles de velocidad obtenidos, no se logró identificar la causa de porque el lado Este siempre resultó ligeramente más alto
- En el caso más estudiado en el presente trabajo, MI-CNA, durante el día 09/03/2022, se obtuvo un ΔT_c de 47.65°C , una temperatura máxima y promedio al interior de la cabina de 69.90 y 65.69°C respectivamente. Entre la entrada y la salida de la cámara de secado se perdieron 15.10°C , con un P_{loss} de 31.69% una vez sellada la cámara de secado. Se obtuvo una η_c de 67.39% y una η_{Ed} de 46.04% .

En cuanto a la simulación numérica se llegó a las siguientes conclusiones después de haber simulado el secador solar en MI-CNA:

- Durante el proceso de realización de este trabajo se reforzó el conocimiento adquirido sobre Ansys Fluent. Siguiendo la metodología de la AIAA comenzando con un dominio sencillo e ir volviéndolo más complejo, permitiendo encontrar las condiciones de contorno adecuadas, y mejorando los resultados a medida que el estudio avanzaba.

- Se presentaron dificultades en encontrar las variables que fueran lo suficientemente sensibles para la realización del procedimiento de la independencia de malla y de criterio de convergencia. Sin embargo, el Δp y el C_f fueron las variables más sensibles a los cambios numéricos en el presente estudio. Siendo la malla intermedia (5,095,641 elementos) suficiente para simular el comportamiento del aire al interior del secador.
- Los resultados obtenidos con el modelo de turbulencia k- ϵ realizable representan de manera adecuada el flujo de aire al interior del secador con base en los resultados experimentales.
- Se tuvo un err_{rel} promedio de 11.4% en las mediciones de la velocidad a la entrada y a la salida del gabinete. En cuanto a la velocidad a lo alto de la cámara (Vel vert) se puede decir que en comportamiento son bastante similares. Es importante considerar que incluso la velocidad experimental es también una estimación debido a la exactitud de los sensores de velocidad utilizados y el error asociado a la posición del hilo caliente.
- En general, el modelo CFD predice temperaturas más altas a las experimentales en la mayoría de los puntos de medición, lo que se atribuye a las diferentes pérdidas de calor a través de las diversas paredes de la configuración experimental que fue complejo representar numéricamente ya que hizo falta instrumentación en estas superficies.
- La diferencia máxima de temperatura media entre la medición y la simulación CFD es de 7.28 °C (12.47%) en el primer nivel de sensores de la cámara de secado. Sin embargo, el err_{rel} promedio de temperaturas fue de 3.87%. El modelo CFD es capaz de producir una buena visión cualitativa y cuantitativa de la distribución de temperatura dentro de la cámara de secado.
- Los patrones de velocidad y temperatura indican que la región cercana a la cubierta sería la más efectiva para un proceso de secado más rápido, ya que es donde se tienen las velocidades y temperaturas más altas. Sin embargo, en la zona posterior del secador la velocidad y la temperatura del flujo de aire son más homogéneas. Este comportamiento es deseable y adecuado para fines de secado, ya que garantiza un proceso de secado homogéneo y de alta calidad.

La modelación computacional ofrece una herramienta poderosa para simular fenómenos físicos, pero debe de ser utilizada con precaución y con experiencia para interpretar los resultados. La verificación y validación son procesos importantes para que los resultados arrojados por el modelo sepamos que son acertados.

Recomendaciones y trabajo futuro

Siguiendo la metodología de descomposición en subsistemas en un futuro se pueden realizar simulaciones del secador mucho más complejas, como por ejemplo:

- Simular el secador de igual forma vacío y sin charolas pero en estado transitorio ya que como se mencionó en las conclusiones, sería lo más adecuado debido a la naturaleza del proceso.
- Con la distribución de temperaturas y/o velocidades al interior de la cámara de secado se pueden comenzar pruebas experimentales y numéricas con diferentes acomodos de las charolas vacías, para encontrar el más adecuado y mejorar el proceso de secado.
- Simular el equipo con carga.
- Realizar el mismo proceso con los 3 modos de operación faltantes (MI-CN, MM-CNA, MM-CN) incorporando modelos de radiación y convección natural a las simulaciones.

El contar con un modelo computacional validado, hace posible realizar cambios en la geometría, realizar pruebas experimentales nuevas, incorporar modelos numéricos más complejos, de una manera más sencilla debido a todo el conocimiento adquirido, con el objetivo de ir mejorando cada vez más los secadores solares.

Los resultados que de este se obtengan, serán confiables para construir nuevos modelos físicos con mayor probabilidad de que esté se comporten de la manera descrita por el modelo computacional diseñado. Ya que estando el modelo validado se cuenta con una herramienta muy valiosa para el diseño y optimización de este tipo de sistemas.

Se requiere diseñar equipos o sistemas que satisfagan las necesidades que demanda la industria y la sociedad para que encontremos múltiples soluciones o estrategias que ayuden a disminuir el impacto ambiental en el sector industrial, así como a reducir el desperdicio de alimentos; mejorar la eficiencia agrícola; y lograr tener más tecnologías limpias que sean escalables y asequibles.

Apéndice A

Resultados experimentales

A.1. MI-CNA

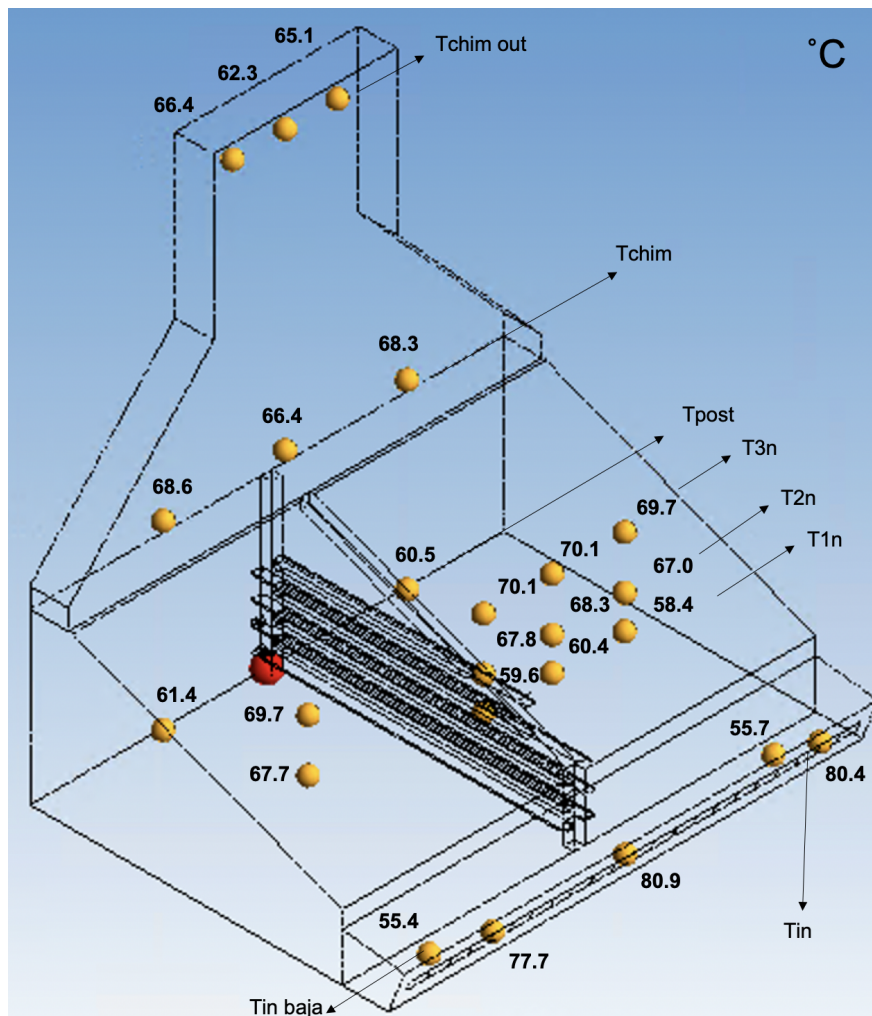


Figura A.1: Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (09/03/2022)

Tabla A.1: Resultados de los sensores en MI-CNA

Sensor	Código	Unidades	24/02/2022	08/03/2022	09/03/2022	10/03/2022
1	Tin O	°C	77.81	79.23	77.72	78.08
2	Tin C	°C	77.93	81.74	80.95	81.02
3	Tin E	°C	77.70	81.47	80.40	80.62
4	Tin Baja O	°C	52.14	54.53	55.42	55.44
5	Tin Baja E	°C	51.32	54.78	55.68	55.67
6	T1n O	°C	54.43	58.05	59.66	59.37
7	T1n C	°C	55.15	56.85	60.37	60.53
8	T1n E	°C	53.66	57.03	58.35	58.32
9	T2n O	°C	63.98	66.38	67.80	67.61
10	T2n C	°C	64.58	66.63	68.28	68.22
11	T2n E	°C	63.66	66.53	67.01	66.94
12	Tsim 2n	°C	63.74	66.75	67.69	67.88
13	T3n O	°C	67.21	69.59	70.09	70.14
14	T3n C	°C	67.65	69.85	70.13	70.05
15	T3n E	°C	67.67	70.30	69.73	69.65
16	Tsim 3n	°C	67.03	69.84	69.65	70.01
17	T1n Post	°C	55.32	58.94	60.46	60.35
18	T1n Post sim	°C	58.59	60.99	61.44	61.44
19	Tchim E	°C	62.10	64.85	68.28	68.21
20	Tchim C	°C	61.08	63.16	66.05	66.15
21	Tchim O	°C	60.54	67.21	68.58	68.73
22	Tchim out E	°C	60.81	64.15	65.07	64.61
23	Tchim out C	°C	58.15	60.71	62.32	63.35
24	Tchim out O	°C	60.99	63.27	66.39	64.69
25	Tamb	°C	30.30	32.00	32.04	31.52
26	Tin col	°C	35.31	38.36	38.10	37.55
27	I Int	W/m^2	NA	NA	NA	NA
28	I Ext	W/m^2	900.0	882.0	890.6	896.5
29	I Incl	W/m^2	1033.5	1046.8	1055.8	1061.6
30	I Hor	W/m^2	944.8	980.0	993.3	1000.9

A.2. MI-CN

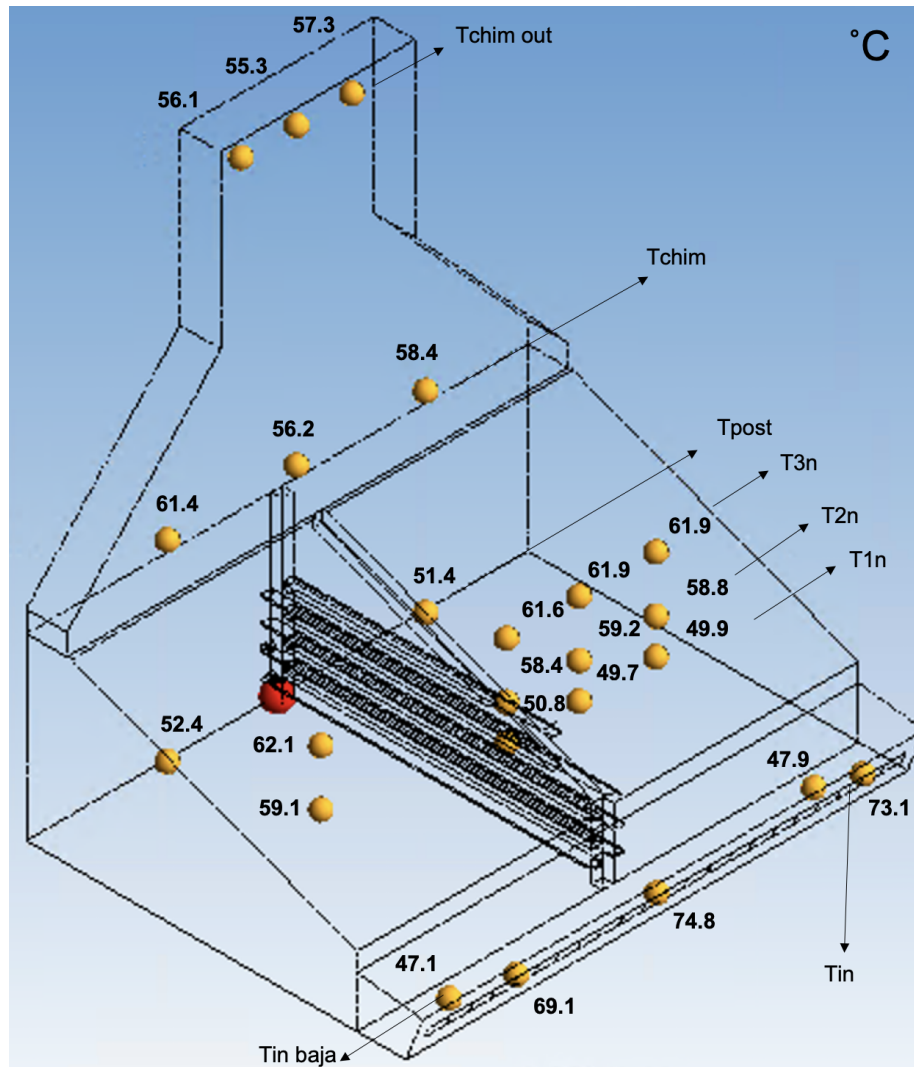


Figura A.2: Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (26/11/2021)

Tabla A.2: Resultados de los sensores en MI-CN

Sensor	Código	Unidades	23/11/2021	25/11/2021	26/11/2021	06/12/2021
1	Tin O	°C	71.72	71.75	69.06	71.38
2	Tin C	°C	75.76	77.13	74.81	76.65
3	Tin E	°C	75.60	75.51	73.06	75.21
4	Tin Baja O	°C	47.85	49.19	47.12	48.83
5	Tin Baja E	°C	48.19	49.12	47.87	49.51
6	T1n O	°C	52.29	53.30	50.82	52.71
7	T1n C	°C	50.64	52.17	49.67	51.27
8	T1n E	°C	51.14	52.45	49.95	51.87
9	T2n O	°C	60.08	61.00	58.40	60.35
10	T2n C	°C	60.79	61.86	59.16	61.04
11	T2n E	°C	60.70	61.50	58.84	60.76
12	Tsim 2n	°C	60.62	61.53	59.05	61.10
13	T3n O	°C	63.50	64.19	61.58	63.54
14	T3n C	°C	64.00	64.57	61.87	63.84
15	T3n E	°C	64.03	64.62	61.93	63.90
16	Tsim 3n	°C	64.06	64.59	62.10	64.26
17	T1n Post	°C	53.18	54.27	51.44	53.57
18	T1n Post sim	°C	54.13	55.12	52.40	54.63
19	Tchim E	°C	59.82	60.98	58.36	61.91
20	Tchim C	°C	57.95	58.32	56.23	58.52
21	Tchim O	°C	62.60	63.44	61.36	63.77
22	Tchim out E	°C	57.99	59.02	57.29	59.65
23	Tchim out C	°C	55.68	57.19	55.32	56.62
24	Tchim out O	°C	56.37	57.58	56.12	58.72
25	Tamb	°C	27.71	28.55	26.76	28.93
26	Tin col	°C	28.79	29.90	27.82	28.89
27	I Int	W/m^2	NA	NA	NA	NA
28	I Ext	W/m^2	830.3	816.1	811.7	808.5
29	I Incl	W/m^2	956.3	932.5	924.1	925.4
30	I Hor	W/m^2	806.6	786.7	780.1	772.0

A.3. MM-CNA

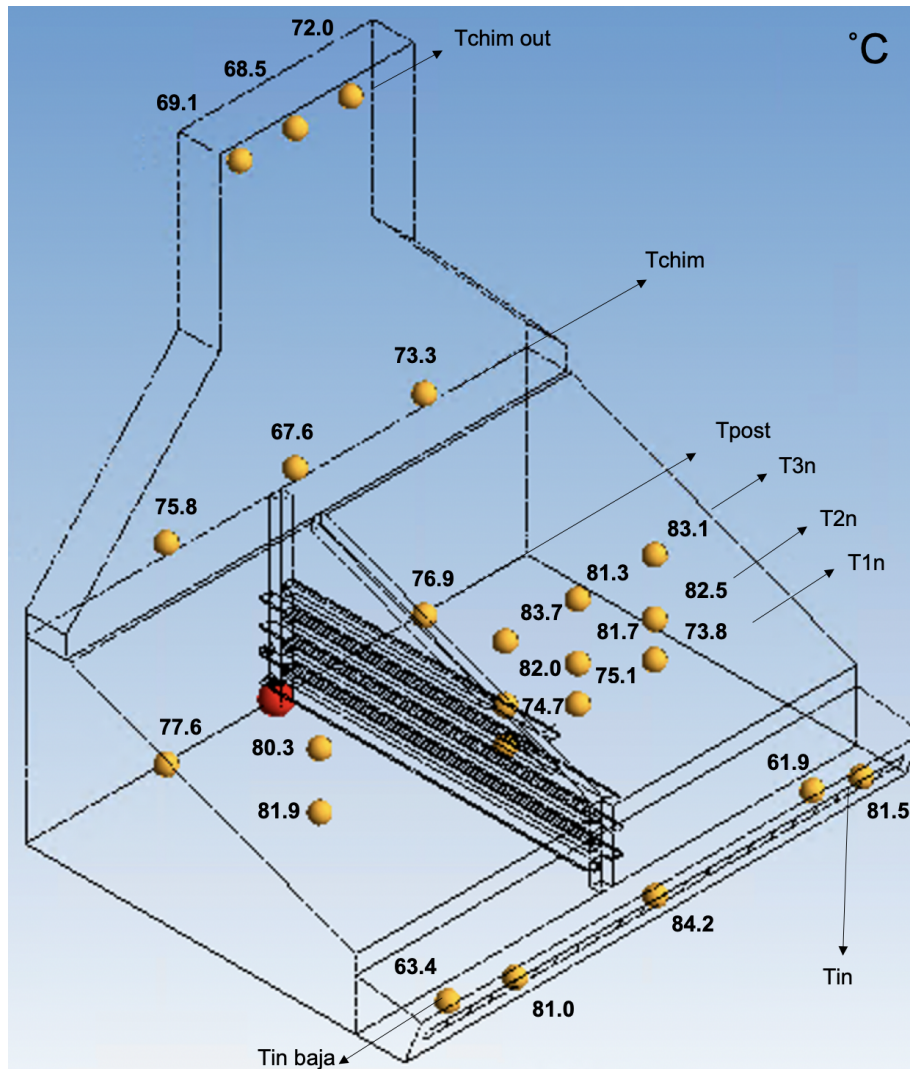


Figura A.3: Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (18/02/2022)

Tabla A.3: Resultados de los sensores en MM-CNA

Sensor	Código	Unidades	19/05/2021	01/12/2021	17/02/2022	18/02/2022
1	Tin O	°C	72.77	69.82	80.89	81.01
2	Tin C	°C	78.45	76.18	84.21	84.16
3	Tin E	°C	75.08	73.55	81.42	81.49
4	Tin Baja O	°C	60.07	54.66	63.71	63.44
5	Tin Baja E	°C	58.69	53.99	62.36	61.86
6	T1n O	°C	67.73	66.32	76.34	74.74
7	T1n C	°C	72.06	66.68	80.10	75.13
8	T1n E	°C	69.21	65.68	78.08	73.77
9	T2n O	°C	72.63	74.18	81.67	81.98
10	T2n C	°C	73.34	73.36	83.27	81.67
11	T2n E	°C	74.77	73.66	83.23	82.46
12	Tsim 2n	°C	72.72	73.96	83.07	81.94
13	T3n O	°C	74.01	74.74	79.10	83.68
14	T3n C	°C	73.97	73.31	80.06	81.27
15	T3n E	°C	73.71	75.46	79.94	83.12
16	Tsim 3n	°C	72.08	72.48	79.42	80.26
17	T1n Post	°C	64.49	69.16	74.74	76.94
18	T1n Post sim	°C	64.00	72.09	75.67	77.64
19	Tchim E	°C	66.62	66.98	72.54	73.33
20	Tchim C	°C	64.12	62.03	69.45	67.63
21	Tchim O	°C	61.61	70.36	76.08	75.83
22	Tchim out E	°C	64.28	65.20	71.77	72.04
23	Tchim out C	°C	62.85	60.77	66.17	68.50
24	Tchim out O	°C	59.04	61.59	67.26	69.11
25	Tamb	°C	31.36	29.52	31.30	32.88
26	Tin col	°C	34.43	29.01	36.64	37.36
27	I Int	W/m^2	695.4	734.3	882.8	870.8
28	I Ext	W/m^2	792.4	806.3	892.7	881.5
29	I Incl	W/m^2	991.6	924.3	1048.7	1028.3
30	I Hor	W/m^2	932.0	763.1	938.2	928.9

A.4. MM-CN

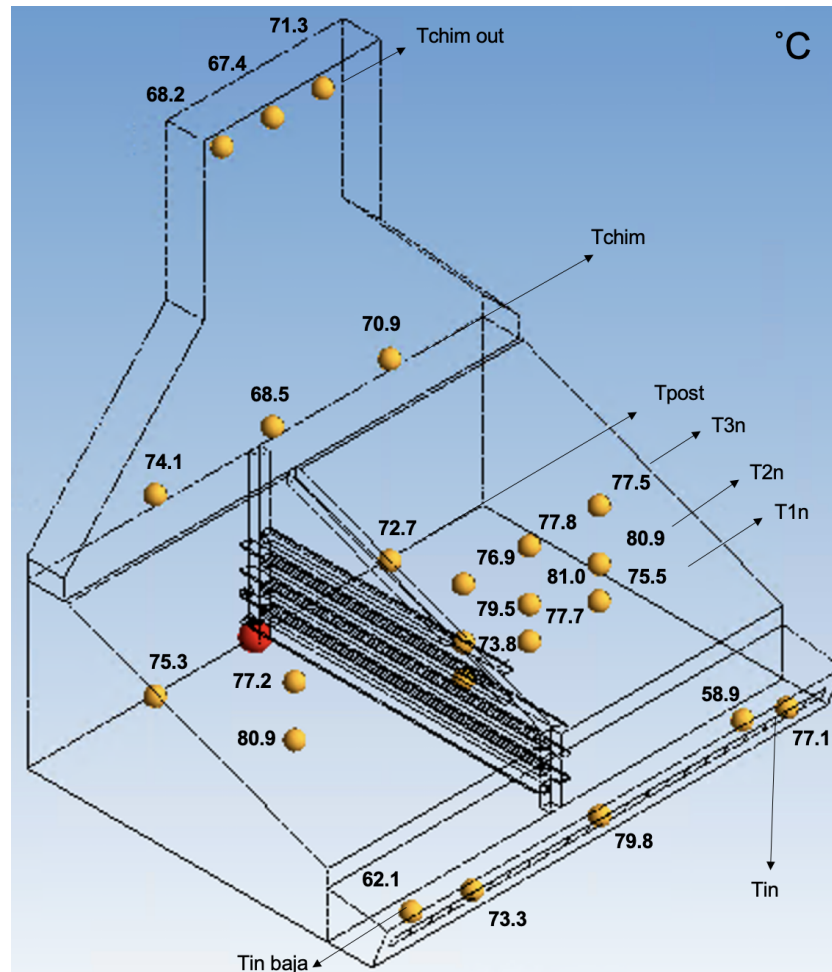


Figura A.4: Diagrama de temperaturas promedio al interior de la cámara de secado en su posición correspondiente (20/11/2021)

Tabla A.4: Resultados de los sensores en MM-CN

Sensor	Código	Unidades	19/11/2021	20/11/2021	15/02/2022	16/02/2022
1	Tin O	°C	71.39	73.31	78.57	79.36
2	Tin C	°C	77.57	79.79	81.67	82.72
3	Tin E	°C	75.26	77.12	78.97	80.07
4	Tin Baja O	°C	56.19	58.07	62.09	62.91
5	Tin Baja E	°C	54.06	55.87	58.87	22998
6	T1n O	°C	69.33	72.31	73.84	72.98
7	T1n C	°C	72.23	75.82	77.72	74.00
8	T1n E	°C	70.04	73.63	75.53	72.42
9	T2n O	°C	73.80	77.31	79.48	80.62
10	T2n C	°C	75.77	78.95	81.03	80.69
11	T2n E	°C	75.73	78.98	80.85	81.34
12	Tsim 2n	°C	75.08	78.15	80.93	80.81
13	T3n O	°C	72.57	74.59	76.86	82.90
14	T3n C	°C	72.89	75.19	77.83	80.28
15	T3n E	°C	73.40	75.38	77.52	82.14
16	Tsim 3n	°C	71.91	73.85	77.23	79.18
17	T1n Post	°C	67.82	70.71	72.66	75.43
18	T1n Post sim	°C	70.19	73.07	75.33	78.88
19	Tchim E	°C	67.21	69.70	70.88	72.54
20	Tchim C	°C	63.67	66.38	68.45	66.94
21	Tchim O	°C	69.20	72.19	74.06	75.23
22	Tchim out E	°C	65.25	67.81	71.26	71.71
23	Tchim out C	°C	62.53	64.88	67.42	70.00
24	Tchim out O	°C	62.97	66.20	68.24	67.10
25	Tamb	°C	28.77	29.05	29.64	30.57
26	Tin col	°C	30.17	30.65	34.45	35.78
27	I Int	W/m^2	767.1	842.8	837.2	864.6
28	I Ext	W/m^2	811.1	842.8	864.6	874.2
29	I Incl	W/m^2	932.5	966.5	1014.2	1023.7
30	I Hor	W/m^2	NA	NA	902.2	919.4

Apéndice B

Cámara termográfica

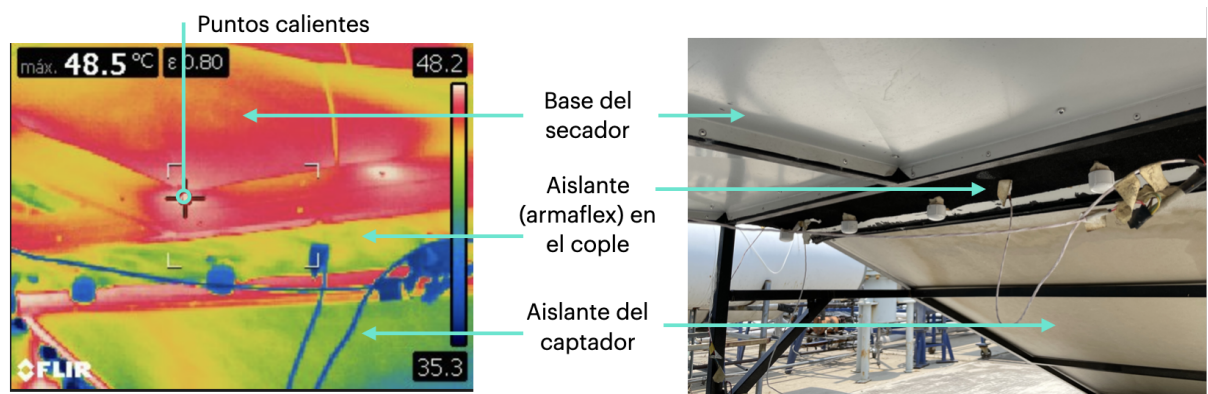


Figura B.1: Fotografía con cámara termográfica de la base del secador vista por abajo

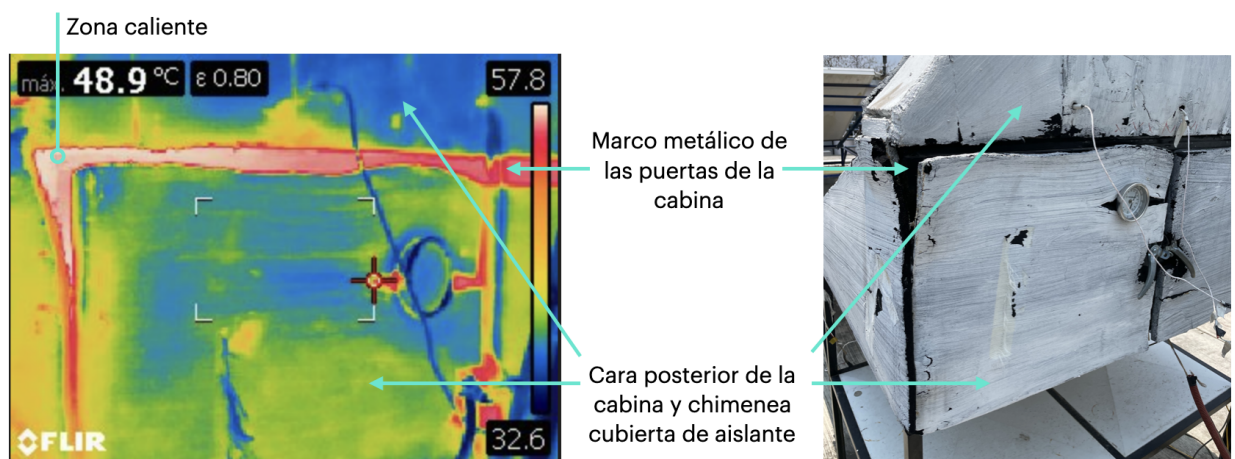


Figura B.2: Fotografía con cámara termográfica de la cara posterior del secador vista por atrás

Apéndice C

Resultados numéricos

C.1. Independencia de malla y de criterio de convergencia

Tabla C.1: Número de iteraciones y evolución del balance de materia y energía

Crit. Conv	Iteraciones			B. Materia (kg/s)			B. Energía (W)		
	B	I	F	B	I	F	B	I	F
1 E-02	110	119	124	1.7E-07	2.1E-07	-4.2E-09	-247.51	-351.17	-358.93
5 E-03	205	232	289	9.5E-08	6.2E-08	5.1E-08	-98.19	-201.63	-225.85
1 E-03	768	818	1319	-1.5E-09	4.6E-09	5.0E-09	10.75	12.06	37.48
7.5 E-04	1285	1166	1905	-1.0E-08	5.6E-09	5.5E-09	0.00	15.11	34.02
5 E-04	6046	2836	4541	-9.6E-11	8.9E-10	-1.7E-09	-0.36	-1.81	0.00
2.5 E-04	10546	4782	6190	-3.9E-10	8.4E-10	9.9E-10	-0.80	2.21	1.70
1.8 E-04	11466	7365	8421	-2.2E-10	1.1E-09	1.3E-09	-1.06	-0.31	1.06
1.5 E-04		15000	9328		-1.3E-10	7.2E-10		-0.42	0.86
1 E-04		15860	15521		-4.5E-11	-1.5E-10		-0.52	-0.88
9 E-05			20005			3.9E-11			0.89
8.5 E-05			28605			1.1E-11			-0.25

Tabla C.2: Tasa de cambio de variables de temperatura y velocidad a la salida de la chimenea para las tres mallas

Crit Conv	Temperatura						Velocidad					
	B	E	I	E	F	E	B	E	I	E	F	E
	°C	%	°C	%	°C	%	m/s	%	m/s	%	m/s	%
1 E-02	70.74	-	73.59	-	74.02	-	0.860		0.867	-	0.868	-
5 E-03	67.47	4.62	69.64	5.37	70.38	4.91	0.852	0.88	0.859	0.86	0.863	0.56
1 E-03	64.56	4.31	64.37	7.57	63.56	9.70	0.862	1.11	0.865	0.63	0.873	1.13
7.5 E-04	64.98	0.66	64.26	0.17	63.68	0.19	0.874	1.45	0.871	0.76	0.878	0.65
5 E-04	64.43	0.84	64.48	0.34	64.28	0.95	0.898	2.71	0.886	1.72	0.898	2.31
2.5 E-04	64.55	0.17	64.18	0.46	64.13	0.24	0.896	0.16	0.899	1.47	0.904	0.58
1.8 E-04	64.56	0.03	64.16	0.03	64.13	0.00	0.896	0.03	0.906	0.70	0.906	0.28
1.5 E-04			64.25	0.14	64.13	0.00			0.907	0.19	0.907	0.05
1 E-04			64.26	0.02	64.17	0.07			0.907	0.01	0.908	0.12
9 E-05					64.24	0.10					0.907	0.05
8.5 E-05					64.25	0.02					0.905	0.23

C.2. Resultados numéricos

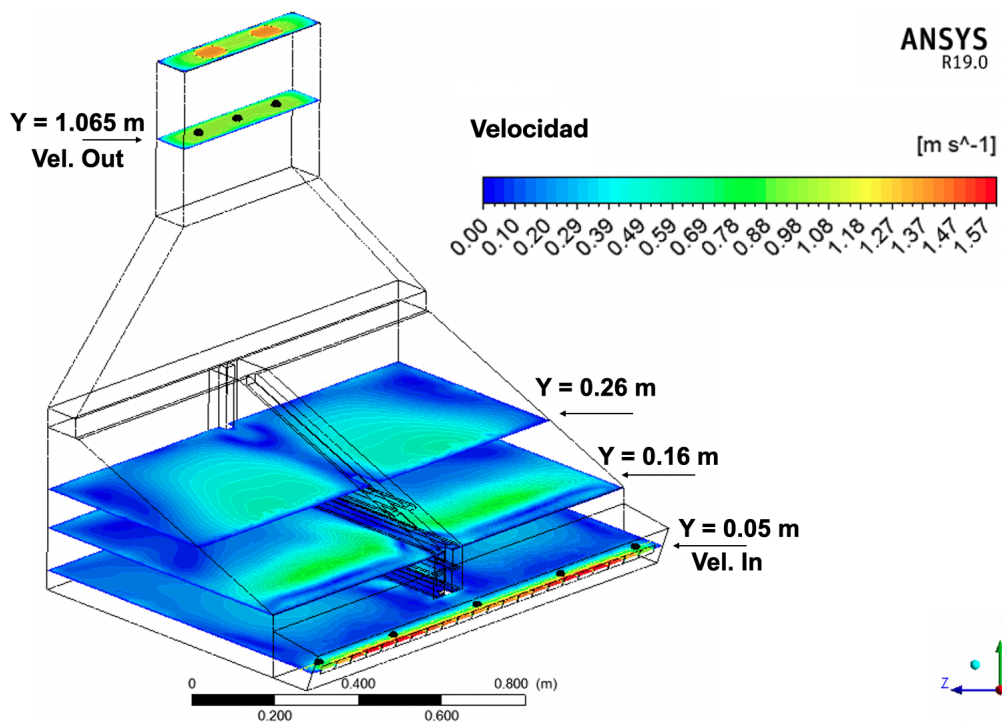


Figura C.1: Contornos de velocidad en los planos horizontales $Y = 0.05, 0.16, 0.26$ y 1.065 m

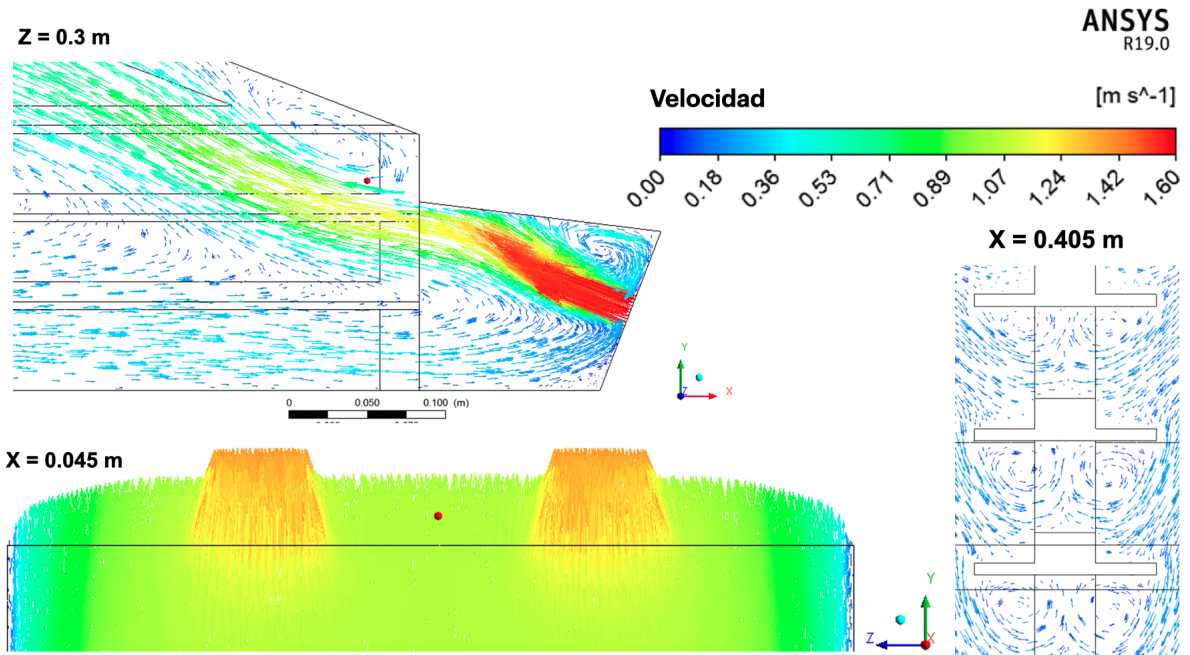


Figura C.2: Vectores en diferentes planos al interior de la cámara de secado

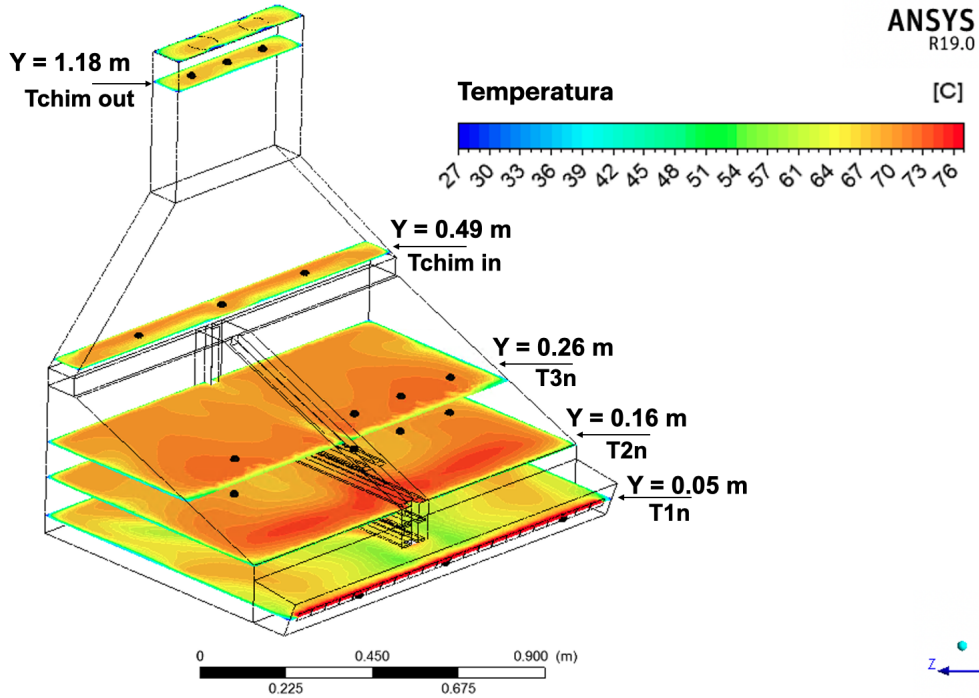


Figura C.3: Contornos de temperatura en los planos horizontales Y= 0.05,0.16,0.26, 0.49 y 1.18 m

Bibliografía

- [1] FAO, “Boletín 2. Pérdida y desperdicio de Alimentos en América Latina y el Caribe,” 2015.
- [2] FAO, “The State of Food and Agriculture 2019. Moving forward on food loss and waste reduction.,” 2019.
- [3] C. Brasil Maia, A. Guimarães Ferreira, L. Cabezas-Gómez, S. de Moraes Hanriot, and T. de Oliveira Martins, “Simulation of the Airflow Inside a Hybrid Dryer,” *International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences*, vol. 10, no. March, pp. 382–389, 2012.
- [4] A. Sanghi, R. P. Ambrose, and D. Maier, “CFD simulation of corn drying in a natural convection solar dryer,” *Drying Technology*, vol. 36, no. 7, pp. 859–870, 2018.
- [5] A. Zoukit, H. El Ferouali, I. Salhi, S. Doubabi, and N. Abdenouri, “Simulation, design and experimental performance evaluation of an innovative hybrid solar-gas dryer,” *Energy*, vol. 189, p. 116279, 2019.
- [6] A. Alqadhi, S. Misha, M. A. M. Rosli, and M. Z. Akop, “Design and Simulation of an Optimized Mixed Mode Solar Dryer Integrated With Desiccant Material,” *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, vol. 17, no. 06, pp. 65–73, 2017.
- [7] P. Demissie, M. Hayelom, A. Kassaye, A. Hailesilassie, M. Gebrehiwot, and M. Vanierschot, “Design, development and CFD modeling of indirect solar food dryer,” *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 1128–1134, 2019.
- [8] B. Xia and D. W. Sun, “Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: A review,” *Computers and Electronics in Agriculture*, vol. 34, no. 1-3, pp. 5–24, 2002.
- [9] CONEVAL, “Principales retos en el ejercicio del derecho a la alimentación nutritiva y de calidad,” *Journal of Chemical Information and Modeling*, p. 26, 2019.

-
- [10] T. Norton and D. W. Sun, “Computational fluid dynamics (CFD) - an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: A review,” *Trends in Food Science and Technology*, vol. 17, no. 11, pp. 600–620, 2006.
- [11] E. Mathioulakis, V. T. Karathanos, and V. G. Belessiotis, “Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: Application for the drying of fruits,” *Journal of Food Engineering*, vol. 36, no. 2, pp. 183–200, 1998.
- [12] Y. Amanlou and A. Zomorodian, “Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer,” *Journal of Food Engineering*, vol. 101, no. 1, pp. 8–15, 2010.
- [13] H. Darabi, A. Zomorodian, M. H. Akbari, and A. N. Lorestani, “Design a cabinet dryer with two geometric configurations using CFD,” *Journal of Food Science and Technology*, vol. 52, no. 1, pp. 359–366, 2015.
- [14] Y. M. Yunus and H. H. Al-Kayiem, “Simulation of hybrid solar dryer,” *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 16, no. 1, 2013.
- [15] E. Getahun, M. A. Delele, N. Gabbiye, S. W. Fanta, P. Demissie, and M. Vanierschot, “Importance of integrated CFD and product quality modeling of solar dryers for fruits and vegetables: A review,” *Solar Energy*, vol. 220, no. March, pp. 88–110, 2021.
- [16] A. Ahmadi, B. Das, M. Ehyaei, F. Esmailion, M. El Haj Assad, D. Jamali, O. Koohshekan, R. Kumar, M. Rosen, S. Negi, S. S. Bhogilla, and S. Safari, “Energy, exergy, and techno-economic performance analyses of solar dryers for agro products: A comprehensive review,” *Solar Energy*, vol. 228, no. October, pp. 349–373, 2021.
- [17] M. Compton, S. Willis, B. Rezaie, and K. Humes, “Food processing industry energy and water consumption in the Pacific northwest,” *Innovative Food Science and Emerging Technologies*, vol. 47, no. April, pp. 371–383, 2018.
- [18] Naciones Unidas, “Objetivo 12: Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles.”
- [19] A. Ladha-Sabur, S. Bakalis, P. J. Fryer, and E. Lopez-Quiroga, “Mapping energy consumption in food manufacturing,” *Trends in Food Science and Technology*, vol. 86, no. June 2017, pp. 270–280, 2019.
- [20] A. S. Mujumdar, “Handbook of Industrial Drying,” *Drying Technology*, vol. 6, no. 3, pp. 571–573, 1988.
- [21] M. Iranmanesh, H. Samimi Akhijahani, and M. S. Barghi Jahromi, “Corrigendum to “CFD modeling and evaluation the performance of a solar cabinet dryer equipped with evacuated tube solar collector and thermal storage system” [Renew Energy 145 (2020) 1192-1213],” *Renewable Energy*, vol. 147, p. 2525, 2020.

-
- [22] J. Poore and T. Nemecek, “Reducing food’s environmental impacts through producers and consumers,” *Science*, vol. 360, no. 6392, pp. 987–992, 2018.
- [23] Hannah Ritchie and Max Roser, “Environmental Impacts of Food Production,” 2020.
- [24] V. M. Romero, E. Cerezo, M. I. Garcia, and M. H. Sanchez, “Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program,” *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 1651–1658, 2014.
- [25] M. Vintilă, A. G. Ghiauş, and V. Fătu, “Prediction of Air Flow and Temperature Profiles Inside Convective Solar Dryer,” *Bulletin of University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine Cluj-Napoca. Food Science and Technology*, vol. 71, no. 2, 2014.
- [26] A. Jain, M. Sharma, A. Kumar, A. Sharma, and A. Palamanit, “Computational fluid dynamics simulation and energy analysis of domestic direct-type multi-shelf solar dryer,” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 136, no. 1, pp. 173–184, 2019.
- [27] R. Mehdipour and A. Ghaffari, “Effect of Solar Irradiation and Suction Head on the Performance of An Indirect Cabinet Solar Dryer : Experimental and Numerical Assessment,” *Effect of Solar Irradiation and Suction Head on the Performance of An Indirect Cabinet Solar Dryer: Experimental and Numerical Assessment*.
- [28] S. Khaldi, A. N. Korti, and S. Abboudi, “Applying CFD for studying the dynamic and thermal behavior of an indirect solar dryer: Parametric analysis,” *Mechanics and Mechanical Engineering*, vol. 22, no. 1, pp. 253–272, 2018.
- [29] E. Getahun, M. Vanierschot, N. Gabbiye, M. A. Delele, S. Workneh, and M. Gebreslasie, *Computational fluid dynamic modeling and simulation of red chili solar cabinet dryer*, vol. 308 LNICST. Springer International Publishing, 2020.
- [30] S. A. Sandoval, H. C. Sanchez, G. S. Diaz, S. R. Gonzalez, C. M. Covarrubias, and V. L. Garza, “Modeling and experimental studies on an indirect type natural convection solar food-dryer,” *2014 IEEE International Autumn Meeting on Power, Electronics and Computing, ROPEC 2014*, 2014.
- [31] A. Ghaffari and R. Mehdipour, “Modeling and Improving the Performance of Cabinet Solar Dryer Using Computational Fluid Dynamics,” *International Journal of Food Engineering*, vol. 11, no. 2, pp. 157–172, 2015.
- [32] C. U. Maheswari, R. M. Reddy, and B. Vinodh, “Design and cfd analysis of food dryer using solar flat plate collector and exhaust gas with finned copper tubes,” *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, vol. 8, no. 6, pp. 335–348, 2018.

- [33] P. D. Tegenaw, M. G. Gebrehiwot, and M. Vanierschot, “On the comparison between computational fluid dynamics (CFD) and lumped capacitance modeling for the simulation of transient heat transfer in solar dryers,” *Solar Energy*, vol. 184, no. November 2018, pp. 417–425, 2019.
- [34] A. K. Babu, G. Kumaresan, V. Antony Aroul Raj, and R. Velraj, “CFD studies on different configurations of drying chamber for thin-layer drying of leaves,” *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, vol. 42, no. 18, pp. 2227–2239, 2020.
- [35] H. Güler, A. Sözen, A. D. Tuncer, F. Afshari, A. Khanlari, C. Şirin, and A. Gungor, “Experimental and CFD survey of indirect solar dryer modified with low-cost iron mesh,” *Solar Energy*, vol. 197, no. November 2019, pp. 371–384, 2020.
- [36] D. G. Desisa and G. D. Shekata, “Performance analysis of flat-plate and v-groove solar air heater through cfd simulation,” *International Journal of Renewable Energy Development*, vol. 9, no. 3, pp. 369–381, 2020.
- [37] S. Misha, S. Mat, M. A. M. Rosli, M. H. Ruslan, K. Sopian, and E. Salleh, “Simulation of Air Flow Distribution in a Tray Dryer by CFD,” *Recent Advances in Renewable Energy Sources, Proceedings of the 10th International Conference on Energy & Environment*, no. June, pp. 126–135, 2015.
- [38] P. I. R. R. L. S. M. G. García, Octavio, “Patente 359971, Calentador solar de aire tipo modular,” 2018.
- [39] L. V. Erick César, C. M. Ana Lilia, G. V. Octavio, P. F. Isaac, and B. O. Rogelio, “Thermal performance of a passive, mixed-type solar dryer for tomato slices (*Solanum lycopersicum*),” *Renewable Energy*, vol. 147, pp. 845–855, 2020.
- [40] L. V. Erick César, C. M. Ana Lilia, G. V. Octavio, S. S. Orlando, and D. N. Alfredo, “Energy and exergy analyses of a mixed-mode solar dryer of pear slices (*Pyrus communis* L),” *Energy*, vol. 220, 2021.
- [41] O. Prakash and A. Kumar, *Solar Drying Technology: Concept, Design, Testing, Modeling, Economics and Environment*, vol. 4. 2012.
- [42] O. G. Valladares and I. P. Figueroa, *Aplicaciones térmicas de la energía solar*. 2017.
- [43] J. M. Fernandez Oro, *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. 2012.
- [44] H. K. V. Malalasekera and W, *Introduction to computational fluid dynamics*, vol. 43. 2006.
- [45] I. Ansys, “ANSYS Fluent Theory Guide,” *ANSYS Inc., USA*, vol. 15317, no. November, pp. 724–746, 2013.

-
- [46] P. J. Roache, “Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies,” *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 116, no. 3, pp. 405–413, 1994.
- [47] Instituto de Energías Renovables (IER) de la UNAM, “ESOLMET-IER.”
- [48] American Institute of Aeronautics and Astronautics, “Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations,” *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, vol. 1998, 1998.
- [49] D. Drikakis, “Bifurcation phenomena in incompressible sudden expansion flows,” *Physics of Fluids*, vol. 9, no. 1, pp. 76–87, 1997.
- [50] M. E.-M. W. A. El-Askary, † and A. B. Mechanical, “On the performance of sudden-expansion pipe without/with cross-flow injection: Experimental and numerical studies W.,” *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 69, no. April 2011, pp. 236–253, 2012.
- [51] A. Acrivos and M. L. Schrader, “Steady flow in a sudden expansion at high Reynolds numbers,” *Physics of Fluids*, vol. 25, no. 6, pp. 923–930, 1982.
- [52] I. Ansys, “ANSYS Meshing User ’ s Guide,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 80, no. November, pp. 724–746, 2011.
- [53] W. Gao, W. Lin, T. Liu, and C. Xia, “Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters,” *Applied Energy*, vol. 84, no. 4, pp. 425–441, 2007.
- [54] M. S. Potgieter, C. R. Bester, and M. Bhamjee, “Experimental and CFD investigation of a hybrid solar air heater,” *Solar Energy*, vol. 195, no. August 2019, pp. 413–428, 2020.
- [55] I. Ansys, “ANSYS FLUENT User ’ s Guide,” *Knowledge Creation Diffusion Utilization*, vol. 15317, no. October, pp. 724–746, 2012.
- [56] M. Casey and T. Wintergerste, “Quality and trust in industrial CFD - Best practice guidelines,” no. January, p. 94, 2000.
- [57] D. J. Dezan, A. D. Rocha, L. O. Salviano, and W. G. Ferreira, “Thermo-hydraulic optimization of a solar air heater duct with non-periodic rows of rectangular winglet pairs,” *Solar Energy*, vol. 207, no. April, pp. 1172–1190, 2020.
- [58] Y. Mahanand and J. R. Senapati, “Thermo-hydraulic performance analysis of a solar air heater (SAH) with quarter-circular ribs on the absorber plate: A comparative study,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 161, no. October 2020, p. 106747, 2021.

- [59] J. Srebric and Q. Chen, “An example of verification, validation, and reporting of indoor environment CFD analyses,” *ASHRAE Transactions*, vol. 108 PART 2, no. 2, pp. 185–194, 2002.