



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SAN NICOLÁS DE HIDALGO

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

**"SIMULACIÓN DEL PROCESO DEL SECADO
DE ALIMENTOS"
TESIS**

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

ING. SERGIO ALEJANDRO RAMÍREZ SANDOVAL

ASESORES:

MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA HUGO CUAUHEMOC GUTIÉRREZ SÁNCHEZ

DOCTOR EN CIENCIAS DE LOS MATERIALES GILDARDO SOLORÍO DÍAZ

MORELIA, MICHOACÁN; AGOSTO DEL 2014



Resumen

En este trabajo se presenta un análisis experimental y un modelo computacional, de un deshidratador solar de tipo indirecto. Para el cual se construyó, e instrumentó el deshidratador solar de tipo indirecto. La instrumentación consistió principalmente de termopares tipo “k”, sistema de adquisición de datos y sensores de humedad. El modelo computacional se desarrolló utilizando los resultados obtenidos de manera experimental. El modelo comprende desde el calentamiento del aire en el interior del colector solar, hasta la modelación del secado. Las ecuaciones gobernantes de masa, momentum, energía y difusión, fueron resueltas mediante el método de volumen finito utilizando Fluent, para poder simular el comportamiento del deshidratador solar, y posteriormente los resultados arrojados por la simulación computacional, fueron validados con los resultados experimentales. Obteniéndose como resultado final modelos computacionales válidos, capaces de predecir el comportamiento del deshidratador con bastante precisión.

Utilizando los modelos validados, se propusieron diferentes geometrías, unas para reducir el costo de fabricación del deshidratador y otras para mejorar el desempeño del mismo. Dedicándose todo un capítulo para el análisis de las nuevas geometrías para el deshidratador.

Palabras clave—Deshidratador solar; dinámica de fluidos computacional; Transferencia de calor; Transferencia de masa; Modelado.

Abstract

An experimental analysis and a computational model of a solar dehydrator indirect type is presented in this paper. The instrumentation consisted mainly of thermocouples type "k", data acquisition system and humidity sensors.. The computational model was developed using the results obtained experimentally. The model comprises heating the air from inside the solar collector, to the modeling of drying. The governing equations mass , momentum , energy and diffusion were solved were solved by finite volume method using Fluent, to simulate the behavior of the solar dehydrator, and then the results obtained by computer simulation were validated with experimental results. As a result we obtained valid computational models, able to predict the behavior of the dehydrator fairly accurately .

Using the validated models , different geometries were proposed to reduce a manufacturing cost of the dehydrator and others to improve the performance thereof. Devoting an entire chapter to the analysis of new geometries for the dehydrator.

Keywords—Solar crop dryer; Computational fluid dynamics (CFD); Heat transfer; Mass transfer; Modeling.

Índice general

Resumen	III
Abstract	V
Índice general	VI
Índice de Figuras	X
Índice de Tablas	XI
Nomenclatura	XIII
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Uso de fuentes renovables	2
1.2. Energía Solar	4
1.3. Planteamiento del problema	4
1.4. Justificación	6
1.5. Antecedentes	7
1.6. Objetivo	8
1.6.1. Objetivos Específicos	8
1.7. Hipótesis	9
2. DESHIDRATADORES SOLARES	11
2.1. Tipos de Deshidratadores Solares	11
2.1.1. Directo	11
2.1.2. Indirecto	12
2.1.3. Mixto	13
2.1.4. Híbridos	14

2.2. Deshidratador Sujeto a Estudio	15
3. ANÁLISIS DEL DESHIDRATADOR SOLAR SIN CARGA	17
3.1. Análisis Experimental	17
3.2. Simulación computacional	28
3.2.1. Dominio computacional y condiciones de frontera	28
3.2.2. Modelo matemático	29
3.2.3. Datos adicionales para la solución del dominio computacional	33
3.2.4. Análisis de resultados	34
3.2.5. Validación del modelo	41
4. ANÁLISIS DEL DESHIDRATADOR SOLAR CON CARGA	45
4.1. Tiempos de secado	45
4.2. Análisis experimental	46
4.3. Simulación computacional	56
4.3.1. Dominio computacional y condiciones de frontera	56
4.3.2. Modelo matemático	58
4.3.3. Datos adicionales para la solución del dominio computacional	61
4.3.4. Análisis de resultados	63
4.3.5. Validación de resultados	71
5. MODIFICACIONES EN LA GEOMETRÍA	77
CONCLUSIONES	95
Bibliografía	97
A. Construcción del deshidratador solar	101
B. UDF para perfil de temperatura variable	107

Índice de figuras

1.1. Aerogenerador de la marca Insemur [4].	3
1.2. Panel fotovoltaico.	5
2.1. Secador solar de tipo directo [17].	12
2.2. Secador solar de tipo indirecto [17].	13
2.3. Secador solar de tipo mixto [17].	14
2.4. Diagrama esquemático de un secador solar de tipo indirecto.	15
2.5. Flujo de aire dentro de un secador solar de tipo indirecto [22].	16
3.1. Vista del deshidratador sujeto a análisis.	18
3.2. Esquema de adquisición y almacenamiento de datos.	18
3.3. Localización de los termopares en el deshidratador solar.	19
3.4. Termopares colocados en el colector.	19
3.5. Termopar colocado a la entrada de la cámara de secado (salida del colector).	20
3.6. Deshidratador solar instrumentado y expuesto al medio ambiente.	21
3.7. Temperaturas registradas en el colector por los termopares 1, 3, 5 ,7 y 9. Deshidratador expuesto al medio ambiente.	21
3.8. Temperaturas registradas a la entrada y a la salida de la cámara de secado por los termopares 11 (entrada a la cámara de secado) y 12 (salida de la cámara de secado). Deshidratador expuesto al medio ambiente.	22
3.9. Eficiencia del deshidratador solar en el experimento expuesto al aire libre.	23
3.10. Deshidratador instrumentado para experimento en laboratorio.	24
3.11. Montaje de laboratorio del deshidratador.	25
3.12. Temperaturas registradas en el colector por los termopares 1, 3, 5 ,7 y 9. Experimento en laboratorio.	25

3.13. Temperaturas registradas a la entrada y a la salida de la cámara de secado por los termopares 11 (entrada a la cámara de secado) y 12 (salida de la cámara de secado). Experimento en laboratorio.	26
3.14. Eficiencia del deshidratador solar en el experimento con lámparas de 100W. Experimento en laboratorio.	26
3.15. Temperaturas registradas en el colector por los termopares 1, 3, 5 ,7 y 9. Experimento en laboratorio.	27
3.16. Temperaturas registradas a la entrada y a la salida de la cámara de secado por los termopares 11 (entrada a la cámara de secado) y 12 (salida de la cámara de secado). Experimento en laboratorio.	27
3.17. Eficiencia del deshidratador solar en el experimento con lámparas de 250W. Experimento en laboratorio.	28
3.18. Geometría del deshidratador.	29
3.19. Malla utilizada para la solución del dominio computacional.	34
3.20. Variación de la densidad dentro del deshidratador solar.	36
3.21. Perfil de temperatura de la lámina inferior del colector.	37
3.22. Contornos de temperatura dentro del deshidratador solar.	38
3.23. Vectores de velocidad dentro del deshidratador solar.	39
3.24. Líneas de flujo dentro del deshidratador solar.	40
3.25. Ubicación de los termopares para la validación del modelo computacional.	41
3.26. Gráfica de temperatura en el aire y la lamina dentro del colector.	42
4.1. Descripción esquemática de los procesos físicos que ocurren durante la deshidratación [36].	46
4.2. Esponja dentro del deshidratador solar.	47
4.3. Ubicación del termo-higrómetro dentro de la cámara de secado.	47
4.4. Ubicación de los termopares dentro de la cámara de secado.	49
4.5. Temperaturas registradas con línea de termopares 30 cm debajo de la esponja.	50
4.6. Temperaturas registradas con línea de termopares en contacto con la parte inferior de la esponja.	50
4.7. Temperaturas registradas con línea de termopares 30 cm arriba de la esponja.	51
4.8. Variación de la temperatura a lo alto de la cámara (termopares T1, T4 y T7).	51
4.9. Variación de la temperatura a lo alto de la cámara (termopares T2, T5 y T8).	52
4.10. Variación de la temperatura a lo alto de la cámara (termopares T3, T6 y T9).	52

4.11. Comparación de temperatura y humedad relativa entre el ambiente y la salida de la cámara de secado.	53
4.12. Termopares en contacto con la esponja.	54
4.13. Temperaturas registradas por los termopares en contacto con la esponja. . .	55
4.14. Comparación de temperatura y humedad relativa en el ambiente y a la salida de la cámara de secado.	56
4.15. Humedad específica en el ambiente, a la salida de la cámara de secado y cambio de humedad específica.	57
4.16. Geometría de la cámara de secado con esponja dentro.	57
4.17. Malla de la cámara de secado con esponja en el interior.	62
4.18. Contornos la fracción de masa de agua dentro de la cámara de secado.	64
4.19. Contornos de la fracción de masa en escala logarítmica.	65
4.20. Variación de la densidad dentro de la cámara de secado.	66
4.21. Contornos de temperatura dentro de la cámara de secado.	67
4.22. Contornos de humedad relativa dentro de la cámara de secado.	68
4.23. Vectores de velocidad dentro de la cámara de secado.	69
4.24. Líneas de flujo dentro de la cámara de secado.	70
4.25. Comportamiento de la humedad relativa y temperatura durante las primeras 4 horas del experimento.	72
4.26. Comportamiento de la humedad específica durante las primeras 4 horas del experimento.	73
5.1. Deshidratador solar con colector de 1.6 m.	78
5.2. Contornos de densidad para modelo con colector de 1.6 m.	79
5.3. Contornos de temperatura para modelo con colector de 1.6 m.	79
5.4. Lineas de flujo para modelo con colector de 1.6 m.	80
5.5. Cambios propuestos en la geometría de la cámara.	81
5.6. Contornos de temperatura para la Propuesta 1.	83
5.7. Contornos de temperatura para la Propuesta 2.	84
5.8. Contornos de temperatura para la Propuesta 3.	85
5.9. Contornos de densidad de las geometrías propuestas.	86
5.10. Contornos de las fracciones de masa de agua para la Propuesta 1.	87
5.11. Contornos de las fracciones de masa de agua para la Propuesta 2.	88
5.12. Contornos de las fracciones de masa de agua para la Propuesta 3.	89
5.13. Lineas de flujo para la Propuesta 1.	90

5.14. Líneas de flujo para la Propuesta 2.	91
5.15. Líneas de flujo para la Propuesta 3.	91
5.16. Zonas para el cálculo de las propiedades del flujo de aire.	92
A.1. Dimensiones del deshidratador a construir.	102
A.2. Modelo CAD de la estructura del colector y la cámara de secado del deshidratador.	102
A.3. Estructura del deshidratador fabricada con tubular de 25mm calibre 18.	103
A.4. Comprobación de la inclinación del colector a 20°.	103
A.5. Vista de la cubierta interior y exterior de lámina y puerta de la cámara de secado.	104
A.6. Aislante de fibra de vidrio.	104
A.7. Sello de hule utilizado para evitar el escape del aire caliente del colector.	105
A.9. Deshidratador totalmente ensamblado.	105
A.8. Colector solar con la cubierta de vidrio.	106
B.1. Diagrama de la ubicación de los termopares para el ajuste de superficie.	107
B.2. Contorno de temperatura para el ajuste de superficie.	109
B.3. Superficie de la ecuación ajustada.	110
B.4. Contorno de temperatura resultante de la UDF.	111

Índice de tablas

3.1. Valores promedio para el cálculo del regimen de flujo de aire.	31
3.2. Datos de partida para la solución del modelo numérico.	34
3.3. Flujo másico de cada modelo resuelto.	37
3.4. Velocidad promedio a la entrada y a la salida del deshidratador de cada modelo resuelto.	41
3.5. Temperaturas utilizadas para la validación de los modelos (K).	42
3.6. Temperaturas medidas en el modelo físico para validación de los modelos (K).	43
3.7. Cálculo del error relativo para los modelos computacionales resueltos (%).	43
4.1. Fracciones de masa a la entrada de la cámara de secado.	58
4.2. Datos de partida para la solución del modelo numérico.	63
4.3. Flujo másico a la salida la cámara de secado (kg/h).	71
4.4. Velocidad a la entrada y salida de la cámara de secado (m/s).	71
4.5. Valores medidos en el ambiente y a la salida de la cámara de secado.	72
4.6. Humedad relativa utilizada para la validación del modelo.	73
4.7. Temperatura utilizada para la validación del modelo.	73
4.8. Fracción de masa de agua utilizada para la validación del modelo.	74
4.9. Cálculo de error relativo para los modelos computacionales resueltos.	74
5.1. Comparación de temperatura, humedad específica y humedad relativa para las geometrías propuestas.	93
B.1. Distribución de temperaturas en el colector.	108
B.2. Coeficientes para la función de ajuste.	110

Nomenclatura

Simbolo	Descripción	Unidades
$D_{i,m}$	Coeficiente de difusión binario	m^2/s
D_t	Coeficiente de difusión turbulento	m^2/s
D_T	Coeficiente de difusión térmico	m^2/s
E	Energía	kJ/kg
E_{cv}	Energía del volumen de control	kJ
F	Fuerzas externas	N
g	Gravedad	m/s^2
h_e	Entalpía específica a la salida	kJ/kg
h_i	Entalpía específica a la entrada	kJ/kg
J_j	Flujo por difusión de especies	kg/s
k_{eff}	Conductividad térmica efectiva	$W/m \cdot K$
m_{cv}	Masa en el volumen de control	kg
\dot{m}_e	Flujo másico saliente	kg/s
\dot{m}_i	Flujo másico entrante	kg/s
p	Presión atmosférica	Pa
p_g	Presión de saturación del agua	Pa
Pr	Número de Prandtl	-
\dot{Q}_{cv}	Transferencia de energía	W
Ra	Número de Rayleigh	-
R_{aire}	Constante de gas ideal del aire	$kJ/kg \cdot K$
Sc	Número de Schmidt	-
Sc_t	Número de Schmidt turbulento	-
Sm	Adiciones de masa al sistema	kg
Sh	Generación de calor por reacciones químicas	W/m^3
T	Temperatura	$^{\circ}C$ o K

Simbolo	Descripción	Unidades
T_{∞}	Temperatura del ambiente	$^{\circ}\text{C}$ o K
$T_{Inicial}$	Temperatura al inicio del colector	$^{\circ}\text{C}$ o K
T_{min}	Temperatura mínima de la lámina	$^{\circ}\text{C}$ o K
T_p	Temperatura en el punto	$^{\circ}\text{C}$ o K
T_s	Temperatura de la lámina	$^{\circ}\text{C}$ o K
v	Volumen específico	m^3/kg
\vec{V}	Velocidad	m/s
x	Longitud del colector	m
Y_i	Concentración de la especie i	kmol/m^3
α	Difusividad térmica	m^2/s
β	Coefficiente de expansión volumétrica	$1/K$
ε	Error relativo	-
η	Eficiencia	%
μ	Viscosidad dinámica	$\text{kg}/\text{s} \cdot \text{m}$
μ_t	Viscosidad turbulenta	$\text{kg}/\text{s} \cdot \text{m}$
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
ρ	Densidad	kg/m^3
ϕ	Humedad relativa	%
ω	Humedad específica	$\text{kg}_{\text{h}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene como finalidad realizar un estudio sobre un deshidratador solar de tipo indirecto, el trabajo se desarrolló en tres partes. En la primera parte se realizó un estudio experimental de humedad y temperatura dentro de un deshidratador solar de tipo indirecto. Para realizar los análisis se fabricó un modelo experimental de un secador solar (deshidratador solar). Este se instrumentó para obtener las condiciones de operación del secador. En la segunda parte del trabajo, se utilizaron estos resultados experimentales para hacer una simulación computacional de la dinámica de fluidos y de la transferencia de calor y masa que ocurren durante la operación del secador, cuyo funcionamiento se basa en la convección natural. Para lo cual se utilizaron, las nuevas herramientas de trabajo que en la actualidad el desarrollo tecnológico pone a la mano del Ingeniero Mecánico. Como lo son los métodos de elementos finitos y de los volúmenes finitos. En la tercera parte se propusieron modificaciones al deshidratador solar con el fin de mejorar su eficiencia.

La dinámica de fluidos es una herramienta de investigación para mejorar el proceso de diseño y el estudio de la naturaleza básica del flujo de fluidos [1] y puede proveer grandes beneficios para la industria del proceso de alimentos en diferentes áreas, como la deshidratación, esterilización, mezclado y refrigeración [2]. Estas herramientas permiten la solución de problemas, no mediante la intuición o medios empíricos, sino mediante la solución de complejos modelos matemáticos.

Este trabajo se realizó haciendo uso de la dinámica de fluidos computacional, utilizando el equipo de cómputo existente dentro del laboratorio del Posgrado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH.

La simulación computacional permite conocer la distribución de temperaturas dentro de la cámara de secado, así como la remoción de la humedad del producto, de tal forma que

podamos saber la eficiencia de los diferentes secadores que son modelados.

Es importante la enfocar los esfuerzos al desarrollo tecnologías que funcionen mediante energías renovables, también conocidas como energías limpias, los cuales no generen desechos contaminantes que ocasionen daños al medio ambiente o contribuyan al ya muy conocido efecto invernadero; además de que estos sistemas, ofrecen una opción para disminuir el consumo de combustibles los cuales aumentan constantemente de precio.

1.1. Uso de fuentes renovables

Durante milenios el hombre basó su consumo energético en las fuentes renovables de energía: desde su origen empleó biomasas para cocinar sus alimentos y calentarse; hace más de 6,500 años ya empleaba la energía del viento para propulsar embarcaciones, posteriormente la empleó para moler sus granos y para irrigar sus campos de cultivo. Se tienen referencias sobre el emperador Hammurabi empleando la energía eólica para irrigación, que datan del 1700 A.C.

Posteriormente los persas, los chinos, holandeses, etcétera, emplearon con éxito a través de los siglos la energía del viento. En la actualidad existen aún en operación algunos centenares de aerobombas del tipo multipala, los cuales se inventaron en 1854.

Fue el descubrimiento de grandes yacimientos de combustibles fósiles, y el desarrollo de las tecnologías que permitían su explotación, la causa de que cayeran en desuso estos pequeños sistemas descentralizados de aprovechamiento de energías renovables. A partir de entonces, la evolución de sistemas de aprovechamiento de energías renovables, se ha caracterizado por una sucesión de períodos de entusiasmo seguidos por otros de estancamiento, que han dependido de los costos y disponibilidad de los recursos fósiles.

Durante el embargo petrolero árabe de 1973, como reacción en los países industrializados afectados, se originó el establecimiento de programas y políticas orientados a la sustitución del petróleo como fuente energética por fuentes de energía renovables, con lo que se impulsó nuevamente su investigación y desarrollo [3].

Se lograron desarrollar sistemas confiables, eficaces y altamente rentables desde el punto de vista económico. Ejemplo de esto son los aerogeneradores (Figura 1.1) empleados ya por millares; los diversos sistemas de calefacción para uso doméstico, la producción de miles de metros cuadrados de módulos fotovoltaicos y la producción de metanol y su empleo como combustible a partir de biomasas.

El desarrollo de los sistemas solares de aprovechamiento de las fuentes renovables de



Figura 1.1: Aerogenerador de la marca Insemur [4].

energía, depende ya no solamente de factores de mercado, es asunto mundial de sobrevivencia y conviene citar a Wolfgang Palz que dice lo siguiente:

“Las energías renovables son un recurso doméstico y contribuyen a proporcionar una completa seguridad de su suministro. Es virtualmente un recurso que no contempla interrupciones. Tiene una disponibilidad infinita y debido a la amplia gama de tecnologías para su aprovechamiento se adapta a las políticas de diversificación de suministro energético. No implican además aspectos de seguridad que involucren gastos militares, como sucede con las nucleoelectricas y otras grandes plantas” [5].

De acuerdo al reporte “Solar Power Markets Boom” , se informa que las ventas de celdas solares se incrementaron en más del 40 % durante 1997, y su mercado ha crecido a una tasa promedio de 16 % anual desde 1980. De acuerdo con éste, “los mercados de sistemas solares están creciendo 10 veces más rápido que el de la industria petrolera, cuyas ventas se expandieron con una tasa de sólo el 1.4 % anual desde 1990; “la industria solar, junto con la de computadoras y la de telecomunicaciones, serán las líderes en crecimiento industrial en el siglo XXI” [6].

De acuerdo con otro reporte (Challenges of Electric Power Industry Restructuring for Fuel

Suppliers), “la reestructuración de la industria eléctrica puede conducir a amplios cambios, que incluyen el retiro de plantas nucleoelectricas, la clausura de las centrales eléctricas menos competitivas que funcionan con carbón, y al incremento del uso del gas natural para generar electricidad” [7]. Los programas de facturación “verde”, que ya están siendo implementados por las grandes compañías generadoras de electricidad, pueden también proporcionar un medio para incrementar la demanda de electricidad producida con combustibles renovables.

1.2. Energía Solar

La energía se define en la termodinámica clásica como la capacidad para producir trabajo. Desde el punto de vista práctico, es la base para las sociedades industrializadas. En la actualidad la energía se obtiene principalmente de cuatro fuentes primarias: petróleo, gas natural y sus derivados, carbón y madera. Las reservas de esos combustibles son limitadas. Y conforme esos recursos se agotan, deberán desarrollarse nuevas formas para la generación de energía. Las más significativas de estas formas son la nuclear y la solar. La energía nuclear requiere una gran tecnología y un alto costo para que pueda ser utilizada de manera segura, pudiendo tener también efectos colaterales indeseables. La energía solar en cambio muestra ser una fuente de energía que puede ser utilizada a gran escala sin la necesidad de equipo tecnológico bastante especializado. En adición a esto, aparentemente no existen efectos contaminantes significativos [8].

De la energía solar podemos obtener 2 sistemas de aprovechamiento:

- Fotovoltaicos: en este proceso la energía solar se convierte directamente en energía eléctrica. Tal es el caso de las ya muy conocidas celdas fotovoltaicas (Figura 1.2).
- Fototérmicos: en este proceso un gas o un líquido se calienta mediante energía solar para después almacenarse o distribuirse. Este tipo de sistema es el aprovechado en el secado solar. Cabe destacar que la transformación de energía solar en energía térmica se lleva a cabo típicamente en los colectores solares.

1.3. Planteamiento del problema

En este trabajo se utilizarán como sujetos de análisis únicamente secadores solares indirectos.



Figura 1.2: Panel fotovoltaico.

Para el desarrollo del análisis experimental, se hace necesario contar con un diseño eficiente de dicho deshidratador: Se han realizado trabajos exitosos en el desarrollo de deshidratadores solares que funcionan por convección natural, y han sido investigados y descritos en la literatura [9].

Para el análisis experimental, se construyó un deshidratador solar de tipo indirecto, basado en el diseño de un deshidratador existente en el mercado. El cual se sabe funciona de manera "correcta", pero presenta defectos como secado no uniforme de los alimentos alargando la estancia del producto dentro del deshidratador y por lo tanto reduciendo su eficiencia.

Las dimensiones del secador a analizar será lo más apegado al tamaño de un secador de media capacidad (15 kg). Y el ángulo de inclinación del colector es de 20° .

Para la realización de la simulación computacional, se recurrió a las herramientas de dibujo y análisis por computadora, creando los dibujos en un software CAD, con el fin de capturar la geometría real del secador.

Un análisis de transferencia de calor será el medio más indicado para analizar la forma en que la energía se transmite al aire, de manera que se puede predecir el funcionamiento del dispositivo de una manera realista.

Debido a la complejidad que implica el análisis matemático de los problemas de transferencia de calor conjugada, la cual se suscita cuando se tiene transferencia de calor entre dos medios de diferentes estados de agregación, se hace indispensable el uso de herramientas computacionales basadas en códigos numéricos tal que que simplifique de manera sustancial la obtención de resultados para el análisis.

Actualmente el software ANSYS ofrece mediante FLUENT o CFX, una herramienta poderosa para este tipo de problemas, misma que es capaz de mostrar cambios de temperatura, presión, velocidad, así como funciones definidas por el usuario.

El presente trabajo echará mano de estos paquetes computacionales, para la solución del modelo matemático, que será generado mediante el análisis de transferencia de calor conjugada tanto en el colector solar como dentro de la cámara de secado.

En este trabajo no se modela la transferencia de calor por radiación al captador solar, dado que lo que se pretende es realizar una modelación numérica del funcionamiento del secador, es decir, conocer una distribución de temperaturas, distribución del flujo así como la remoción de humedad en los alimentos.

El análisis experimental servirá para obtener las condiciones de frontera a utilizar en la modelación computacional y posteriormente, se simularán situaciones en el secador que permitirán una utilización más eficiente y económica del mismo.

1.4. Justificación

En la actualidad el planeta se encuentra en un proceso de elevación de su temperatura, en gran parte debido a la quema inmoderada de combustibles fósiles tanto para el desplazamiento de las personas, generación de energía eléctrica, usos industriales y para fines de confort.

Debido a la gravedad del problema, de unos años a la fecha se ha trabajado en la forma de aprovechar energías alternas que sustituyan a los hidrocarburos, que permitan mantener un futuro sustentable en materia ecológica y que a la vez sea económicamente viable la implantación de dicha tecnología. En el caso específico del confort humano se ha tratado de usar la energía proveniente del viento mediante el uso de turbinas que permitan la refrigeración adecuada según sea el caso; mientras que para efectos de calentamiento se ha procurado utilizar la energía en forma de radiación que emite el Sol y que incide directamente sobre la Tierra.

El estudio de los secadores solares a nivel nacional se ha limitado en gran medida a la construcción y el uso de materiales reciclables para su fabricación, por lo que se pretende con el presente proyecto realizar análisis mediante modelos matemáticos para conocer los índices de remoción de humedad, transferencia de calor, temperatura en la cámara de secado y la distribución de flujos dentro de la cámara.

Los principales obstáculos que impiden aumentar el uso de secadores solares son [10]:

1. La falta de conciencia de la relación costo-eficiencia de los sistemas solares de secado.

2. La falta de información técnica realizada de buena calidad.
3. La falta de experiencia práctica local.

Con este trabajo se pretende dar frente a los dos últimos obstáculos. Otro aspecto importante, es que en los secadores existentes en el mercado se presentan problemas de secado no uniforme del producto, provocando así que aumente la estancia dentro de los alimentos dentro del secador, reduciendo la eficiencia del mismo.

Por lo que se pretende con este proyecto plantear algunas propuestas para el cambio en la geometría de la cámara de secado con la finalidad de mejorar la eficiencia de la deshidratación.

1.5. Antecedentes

Existen varios artículos que tratan sobre la deshidratación de alimentos y secado solar, se muestran a continuación un resumen de los más sobresalientes.

Understanding Solar Food Dryers [11], el cual presenta cuidados que deben de tenerse al deshidratar alimentos para evitar la formación de hongos, así como, la decoloración del producto y la formación de micotoxinas. Muestra también tablas de contenidos de humedad de diferentes alimentos en equilibrio a diferentes temperaturas y tablas para la mínima humedad relativa para evitar el desarrollo de hongos. También nos muestra una comparativa de la retención de vitamina C utilizando diferentes secadores (directo, indirecto y mixto).

Indirect, Through-Pass, Solar Food Dryer [12], el cual nos da una explicación detallada del funcionamiento de un secador solar de tipo indirecto y como fabricarlo. También explica de manera detallada los factores que afectan al secado de la fruta como temperatura, velocidad del aire, la humedad relativa y el diseño del colector. Este documento nos ofrece información sobre los rangos de temperaturas a los cuales deben secarse diferentes alimentos como carne, semillas, pescado, hierbas, frutas y vegetales.

Solar Drying of Agricultural Products: A Review [13], este artículo nos presenta una detallada descripción de cada tipo de deshidratador (directo, indirecto y mixto), así como una revisión de los diferentes estudios que se han realizado para estos tipos de deshidratadores, llegando a la conclusión de que el principal factor para la deshidratación es la temperatura. Como última parte se presenta una serie de recomendaciones para trabajos futuros.

Simulation of the Air Flow Inside a Hybrid Dryer [14], muestra la simulación numérica de un deshidratador solar híbrido (solar-eléctrico). Dado que este tipo de deshidratadores presentan una solución a las variaciones del medio ambiente, pudiendo controlarse las características del aire de secado, mejorando así la calidad del producto final y reduciendo

costos al utilizar la energía solar. También realiza experimentos con la finalidad de obtener las condiciones de frontera que se utilizarán en la simulación.

Heat and Mass Transfer in a Solar Dryer with a Biomass Backup Burner [15], es un artículo en el cual se presenta una simulación de un deshidratador solar con un quemador auxiliar de biomasa, en este artículo se plantea la utilización de un quemador con la finalidad de solucionar el efecto de las débiles fuerzas de flotación que se presentan en deshidratadores que funcionan únicamente por convección natural. El trabajo muestra los resultados de dos simulaciones, una por convección natural y otra por convección forzada.

Mathematical modelling of thin layer drying process of long green pepper in solar dryer and under open sun [16], realiza un estudio para conocer las características del secado de pimientos en un secador solar indirecto por convección forzada y realiza también estudios en un deshidratador abierto al sol, con la finalidad de realizar comparaciones. Llegando a la conclusión de que la deshidratación es más eficiente en un deshidratador y se obtiene un producto de mejor calidad. Concluyen también que cuando la velocidad de deshidratación decrece, la superficie del material ya no está saturada de agua, y ahora la velocidad de deshidratación es controlada por la difusión de humedad del interior del sólido a la superficie.

Modelling and experimental studies on a mixed-mode natural convection solar crop-dryer [9], desarrolla un estudio de un deshidratador solar mixto por convección natural. El modelo se desarrolla de manera paralela al trabajo experimental. Demuestra que el modelo puede predecir el comportamiento del deshidratador con gran precisión y puede ser utilizado para el desarrollo de prototipos.

1.6. Objetivo

Analizar mediante modelación computacional la transferencia de calor en el captador solar, así como el índice de remoción de humedad durante la primera etapa del proceso del secado de los alimentos dentro de un deshidratador solar.

1.6.1. Objetivos Específicos

- Medir de manera experimental los principales parámetros que influyen en el secado de los alimentos tales como: temperatura y remoción de humedad.
- Conocer la distribución de temperaturas dentro de la cámara de secado.

- Validar los resultados de la simulación computacional con los resultados experimentales.
- Analizar diferentes geometrías dentro de la cámara de secado.

1.7. Hipótesis

El análisis de la eficiencia de un secador solar es posible mediante la comparación de las humedades a la entrada y a la salida del secador. Así como mejorar la eficiencia al realizar cambios en la geometría de la cámara de secado.

Capítulo 2

DESHIDRATADORES SOLARES

2.1. Tipos de Deshidratadores Solares

2.1.1. Directo

En este tipo de secador, el colector y la cámara de secado, pueden juntarse, en cuyo caso la cámara que contiene el producto también cumple la función de colector recibiendo la radiación solar, (Figura 2.1).

En los secadores solares directos la radiación solar es absorbida por el propio producto, resultando más efectivo el aprovechamiento de la energía para producir la evaporación del agua. Esto se debe a que la presión de vapor en la superficie del producto crece por la absorción de radiación solar. Por lo tanto el gradiente de presiones de vapor entre producto y aire se hace mayor y se acelera el secado. La combinación de colector y cámara en una sola unidad puede ser más económica en muchos casos, especialmente en los secadores de menor tamaño. Este tipo de secadores es casi siempre con circulación de aire por convección natural. Esto hace que a veces el control del proceso sea poco confiable. Para algunos productos la acción de la radiación solar puede destruir algún compuesto orgánico que lo compone y que tiene interés comercial [17].

Si bien este es el más utilizado debido a su simplicidad, no se obtienen productos de buena calidad y aspecto. Fudholi y Sopian documentaron un deshidratador de este tipo que consistía esencialmente en una caja caliente de madera cuyas dimensiones eran de 2 m x 1 m donde los lados y el fondo estaban contruidos de hojas de metal y madera. La caja estaba cubierta en la parte de arriba por una hoja de polietileno transparente. Se hicieron además perforaciones en los lados del deshidratador para permitir la circulación del aire [18].



Figura 2.1: Secador solar de tipo directo [17].

2.1.2. Indirecto

Los secadores de tipo confinados (que utilizan colectores solares y cámaras de secado) surgen a raíz de solucionar las deficiencias que presentan los deshidratadores de tipo directo que son [13]:

1. Pequeña capacidad, lo cual hace que su uso comercial no sea posible.
2. El tiempo de secado es muy prolongado.
3. Debido a la evaporación de la humedad y a la condensación en la cubierta de vidrio, se reduce la transmisividad.
4. Sobrecalentamiento de los alimentos debido a la exposición directa al Sol, provocando deterioro en la calidad del producto.
5. Baja eficiencia debido a que parte de la energía solar es utilizada para inducir el flujo de aire y el producto mismo actúa como absorbedor.

Con la finalidad de solucionar estas deficiencias, se han desarrollado y propuesto varios diseños de deshidratadores solares de tipo indirecto. Este tipo de secadores son los recomendados para uso comercial [17].

En este tipo de deshidratadores el colector y la cámara de secado están separados. El aire es calentado en el colector y la radiación no incide sobre el producto colocado en la cámara

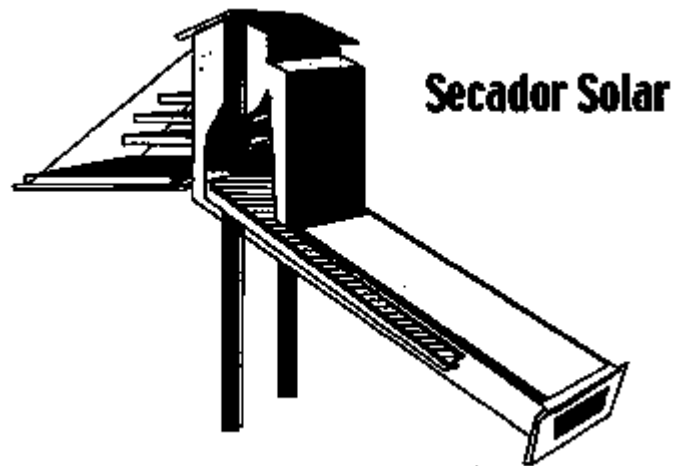


Figura 2.2: Secador solar de tipo indirecto [17].

de secado. La cámara de secado no permite la entrada de la radiación solar, ver Figura 2.2. Este secador es esencialmente un secador convectivo convencional sobre el cual el sol actúa como fuente energética. Los secadores indirectos difieren de los directos en la transmisión de calor y la separación de vapor, es decir, en un secador solar de tipo indirecto el aire que se utilizará para secar el producto se calienta primeramente en el panel de absorción para después hacerlo pasar sobre el producto a deshidratar.

2.1.3. Mixto

Son aquellos donde la colección de radiación se realiza tanto en el colector solar previo a la cámara de secado como en la misma cámara de secado, ver Figura 2.3. El secador solar mixto presenta varias ventajas; en primer lugar el control del proceso es más simple (sobre todo en el caso de secadores con circulación forzada de aire). Es fácil de integrar una fuente auxiliar de energía para construir un sistema híbrido. El tener una cámara de secado separada de los colectores facilita la manipulación del producto y las labores de carga y descarga. Dado que la cámara sí permite la entrada de la radiación solar, este sistema permite secar en forma conveniente productos que se no se puedan dañar o perder su calidad de aspecto por una exposición directa al sol. Una desventaja de este tipo de secadores es el hecho de que al añadir el colector previo a la cámara para recolectar energía solar, el tamaño del equipo y sus costos aumentan. Una segunda desventaja es que para evaporar la misma cantidad de agua se necesita mover más kilogramos de aire a mayor temperatura que en el caso de los secadores directos [17].



Figura 2.3: Secador solar de tipo mixto [17].

De los deshidratadores que funcionan por convección natural descritos en la literatura (directos, indirectos y mixtos), existen pruebas comparativas que muestran que los deshidratadores de tipo mixto son potencialmente los más eficientes [19].

2.1.4. Híbridos

En los deshidratadores que funcionan por convección natural, las características del aire de secado dependen del medio ambiente, lo cual puede reducir la calidad final del producto. La deshidratación por medios artificiales tiene costos de operación elevados, lo cual resulta inviable en algunos casos. En este contexto los deshidratadores solares híbridos presentan una solución interesante. En los cuales las características del aire que se utilizará para el secado pueden ser controladas y los costos de operación son considerablemente más reducidos que en la deshidratación por medios artificiales.

En los deshidratadores solares híbridos el proceso de secado no depende totalmente de la radiación solar incidente, sino que cuenta con una fuente de energía auxiliar, la cual puede ser utilizada para mantener condiciones de secado uniformes [14]. Se han reportado prototipos de secadores híbridos activos, como el presentado en [20] el cual es un deshidratador híbrido de tipo indirecto el cual funciona con energía solar y eléctrica. Llegando a la conclusión de que cuando el flujo de aire se incrementa, el porcentaje de contribución mediante energía solar disminuye y el porcentaje de contribución de la fuente auxiliar aumenta. Esto debido a que al aumentar el flujo de aire, la temperatura del colector se ve disminuida considerablemente.

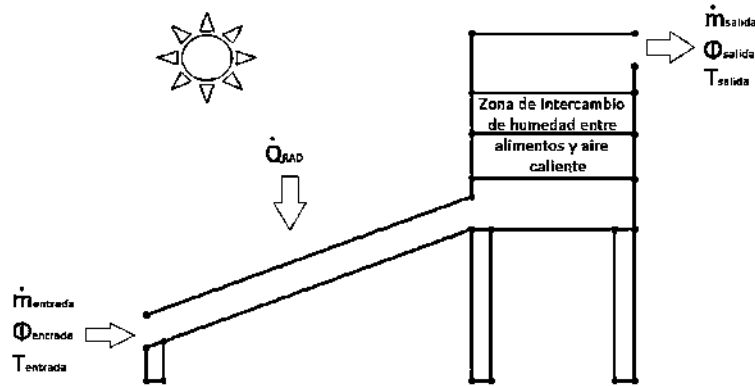


Figura 2.4: Diagrama esquemático de un secador solar de tipo indirecto.

2.2. Deshidratador Sujeto a Estudio

El deshidratador que se someterá a estudio será un deshidratador de tipo indirecto que funcione por convección natural (Figura 2.2). Ya que este tipo de deshidratadores, han probado ser mas eficientes, además conservan el buen aspecto y la mayor parte de los nutrientes de los alimentos deshidratados.

A continuación se describen las generalidades del funcionamiento de un deshidratador solar de tipo indirecto que funciona por convección natural:

1. Los deshidratadores solares de tipo indirecto consta de dos partes, el colector solar y la cámara de secado.
2. El colector solar se encarga de absorber la energía solar para transferirla al aire entrante.
3. El aire caliente se utilizará para deshidratar los alimentos dentro de la cámara de secado, para después abandonar el secador mediante una salida al ambiente (Figura 2.4).

En el modelo físico nos limitaremos a analizar únicamente el cambio de masa y energía, para así obtener las condiciones de operación reales y utilizarlas más tarde como condiciones de frontera en la simulación computacional.

El cambio de masa y energía se rige por la ecuación de conservación de masa, ecuación 2.1 y la ecuación de la conservación de la energía, ecuación 2.2 [21]:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (2.1)$$

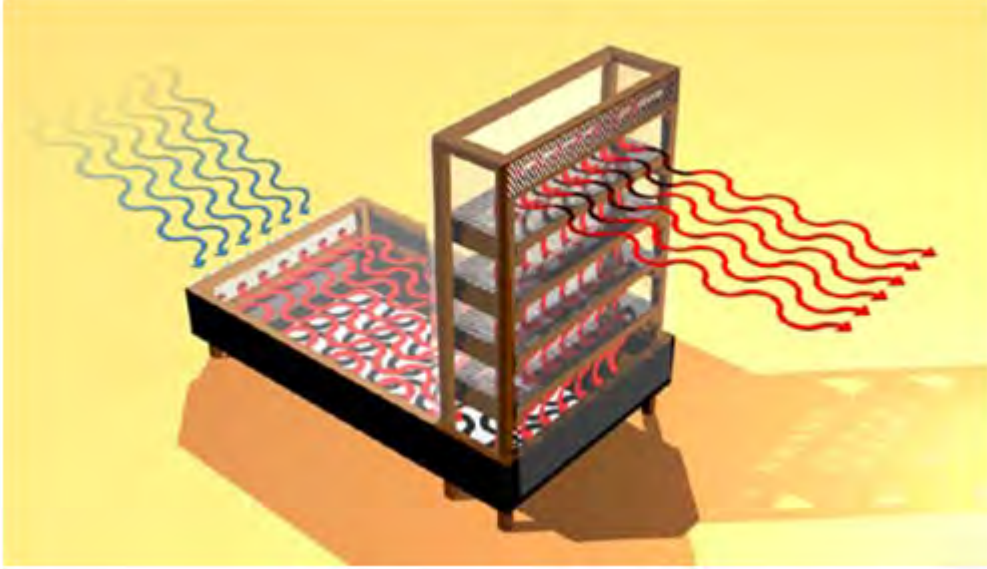


Figura 2.5: Flujo de aire dentro de un secador solar de tipo indirecto [22].

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_e \dot{m}_e h_e \quad (2.2)$$

Donde los términos $\frac{dm_{cv}}{dt}$ y $\frac{dE_{cv}}{dt}$ se refieren al cambio de masa y energía dentro del volumen de control. $\sum_i \dot{m}_i$ corresponde a la masa que entra al volumen de control y $\sum_e \dot{m}_e$ corresponde a la masa que sale del volumen de control (denotados por el subíndice "i" para entrada y "e" para salida). Los términos $\sum_i \dot{m}_i h_i$ y $\sum_e \dot{m}_e h_e$ corresponden a la energía de entrada y salida del volumen de control. Finalmente se tiene el término \dot{Q}_{cv} el cual representa el calor que se añade o que pierde el sistema.

Otro aspecto importante que cabe mencionar, es el aire que fluye por diferencia de densidades dentro del colector solar y pasa a la cámara de secado, donde la humedad de los alimentos es absorbida por el aire caliente que está en contacto con ellos. En la Figura 2.5, se muestra un diagrama representativo de como es el flujo dentro del secador durante su estancia dentro del deshidratador.

Capítulo 3

ANÁLISIS DEL DESHIDRATADOR SOLAR SIN CARGA

3.1. Análisis Experimental

Como se mencionó, es necesario conocer las condiciones de operación del deshidratador, con la finalidad de establecer las condiciones de frontera en el modelo computacional a realizar. Para tal fin, se construyó un deshidratador de tipo indirecto (la construcción del deshidratador de detalla en el Anexo A), sobre el cual se realizarán las mediciones (temperatura y humedad). En la Figura 3.1, se muestra el modelo de deshidratador a utilizar.

Estas mediciones se se llevaron a cabo utilizando termopares tipo K y un sistema de adquisición de datos Keithley 2701. Las lecturas de temperatura se realizarán en distintos puntos del colector, así como a la entrada y a la salida de la cámara de secado. Para estas lecturas únicamente se instrumentará una línea de termopares a lo largo y en el centro del colector (termopares del 1 al 10), se colocó un termopar a la entrada y otro a la salida de la cámara de secado (termopares 11 y 12) y se cuenta con un último termopar que mide la temperatura del aire en el medio ambiente (termopar 13). La localización de los termopares en el colector puede verse en la Figura 3.3. Las lecturas seran tomadas cada minuto y almacenadas en la computadora para poder analizar los datos posteriormente, en la Figura 3.2 se muestra de manera esquemática como son adquiridos los datos.

Los termopares incorporados en el colector los cuales están en contacto directo con este (estos termopares registrarán la temperatura de la superficie absorbadora), se encuentran separados 20 cm (Figura 3.4) y son los termopares con numerales del 1 al 10, colocados el 1 en la salida del colector y el 10 a la entrada.



Figura 3.1: Vista del deshidratador sujeto a análisis.

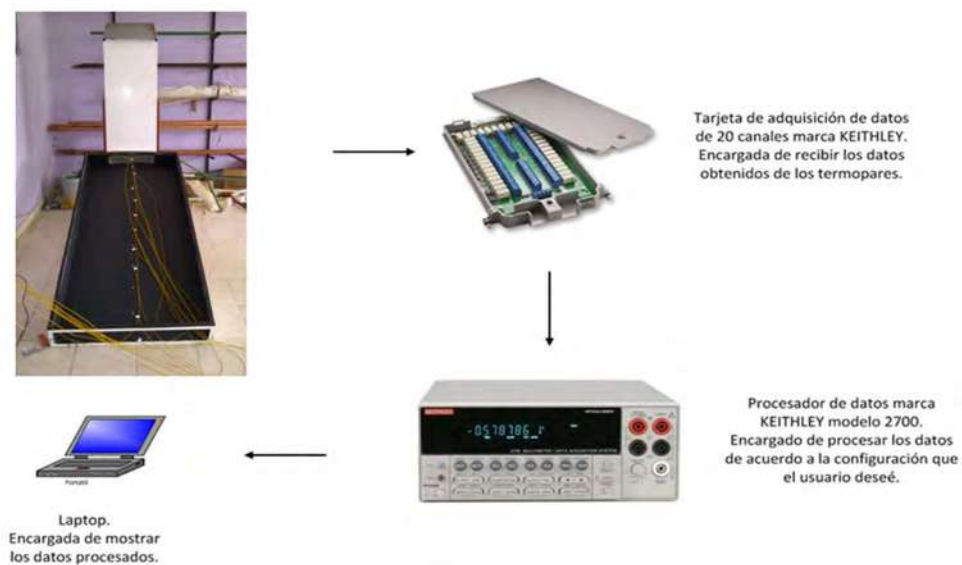


Figura 3.2: Esquema de adquisición y almacenamiento de datos.

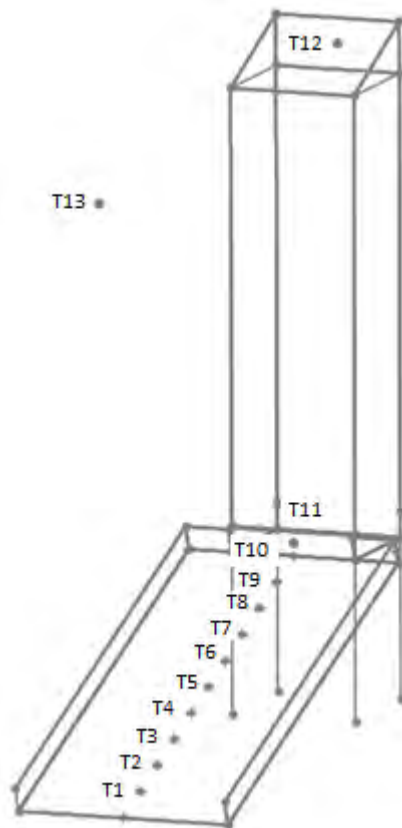


Figura 3.3: Localización de los termopares en el deshidratador solar.

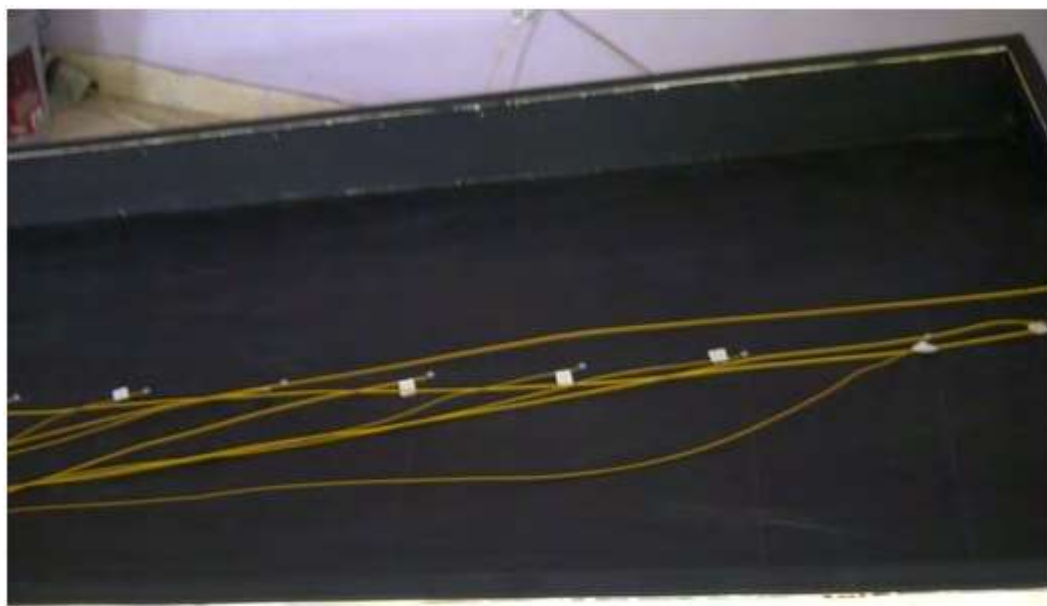


Figura 3.4: Termopares colocados en el colector.



Figura 3.5: Termopar colocado a la entrada de la cámara de secado (salida del colector).

Para los termopares que medirán la temperatura del aire a la entrada de la cámara de secado (termopar 11) y a la salida de la cámara de secado (termopar 12), se tuvo especial cuidado de que estos termopares no estuvieran en contacto con ninguna pared del deshidratador (Figura 3.5).

Inicialmente se tomaron lecturas de temperatura en el deshidratador vacío (sin carga de alimentos), expuesto al medio ambiente (al sol), como mínimo de 7 am a 4 pm, para de esta manera conocer los parámetros dentro de los que opera el deshidratador.

Una vez instrumentado el deshidratador se inició el experimento (Figura 3.6) y se tomaron lecturas de temperatura cada 60 segundos. Las temperaturas registradas en el colector durante este experimento se muestran en la Figura 3.7, y las de los termopares a la entrada y a la salida de la cámara de secado en la Figura 3.8.

Los valores de temperatura máximos registrados fueron de 102.65°C en el colector (Figura 3.7), 51.39°C a la entrada de la cámara de secado (Figura 3.8) y 47.23°C a la salida de la cámara de secado (Figura 3.8), las cuales se alcanzan a los 421 minutos (7 horas). Las mediciones comenzaron a las 8 am con una temperatura de 17.7°C , alcanzando la máxima temperatura del aire del en la cámara de secado a las 3:04 pm, para posteriormente descender de forma brusca debido que el día se nublo. Para eliminar la naturaleza errática de la incidencia solar en un día, se determinó continuar con pruebas controladas y constantes de incidencia de radiación en el laboratorio.

Es posible calcular la eficiencia del colector mediante la ecuación 3.1, en la cual T_p representa la temperatura puntual ya sea en el aire o en la lámina según lo indique el subíndice.



Figura 3.6: Deshidratador solar instrumentado y expuesto al medio ambiente.

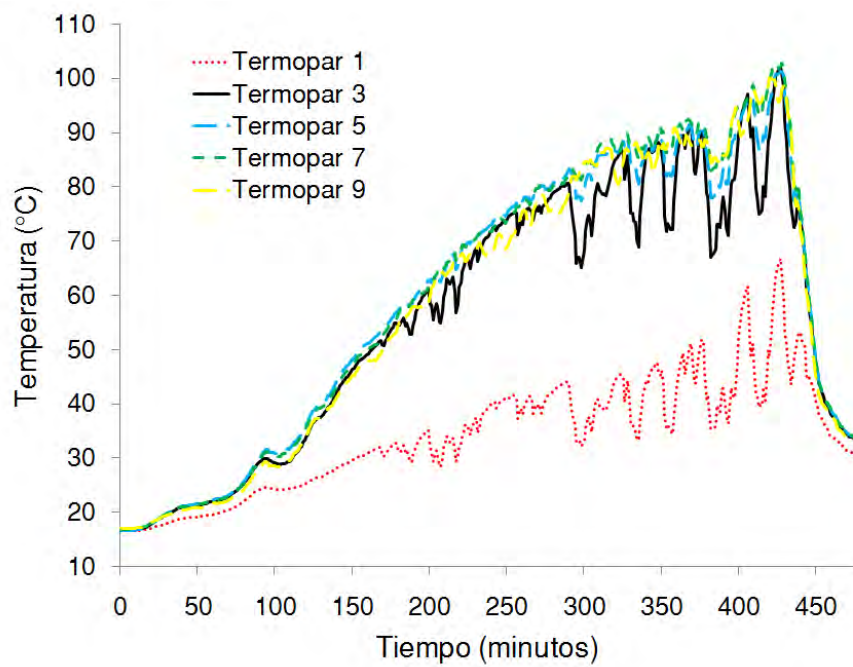


Figura 3.7: Temperaturas registradas en el colector por los termopares 1, 3, 5, 7 y 9. Deshidratador expuesto al medio ambiente.

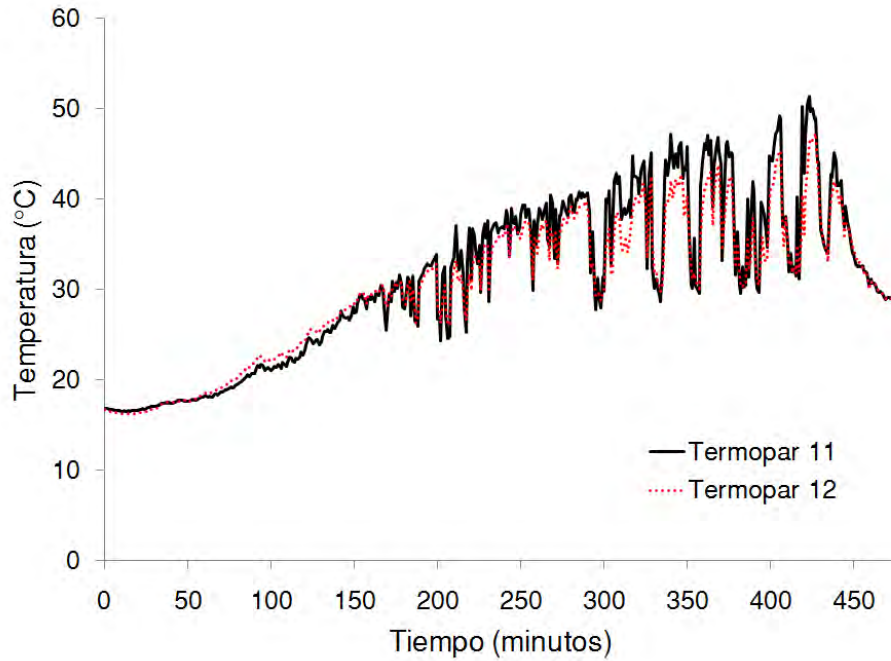


Figura 3.8: Temperaturas registradas a la entrada y a la salida de la cámara de secado por los termopares 11 (entrada a la cámara de secado) y 12 (salida de la cámara de secado). Deshidratador expuesto al medio ambiente.

En la Figura 3.9, es posible ver esta eficiencia a través del día, y como va aumentando conforme aumenta la temperatura de la lámina, la eficiencia del colector alcanza su máximo en el minuto 328 (5.46 horas), cuando la temperatura de la lámina es de 82.87 °C y la del aire es 45.86 °C, teniéndose una eficiencia del 44.88 %. Otra observación que vale la pena analizar es en la última sección de la gráfica, cuando la eficiencia empieza a aumentar, este fenómeno se da debido a que el deshidratador está aislado por lo tanto el aire en la cámara continúa caliente mientras que la temperatura de la lámina tiende a igualar la temperatura del aire. Y es por eso que la eficiencia aumenta de forma drástica.

$$\eta = \frac{(T_p - T_{inicial})_{aire}}{(T_p - T_{min})_{lámina}} \quad (3.1)$$

Una vez conocidos los parámetros dentro de los cuales funciona el deshidratador a la intemperie, se procedió a realizar pruebas dentro de el laboratorio, el modelo de laboratorio se situó en un espacio bien ventilado y lo suficientemente grande para que el aire que abandona el deshidratador no tenga ningún efecto sobre la temperatura del aire ambiente.

El deshidratador se instrumentó de igual manera que en el modelo expuesto a la intemperie, con diez termopares centrados a lo largo del colector, uno a la entrada de la cámara y

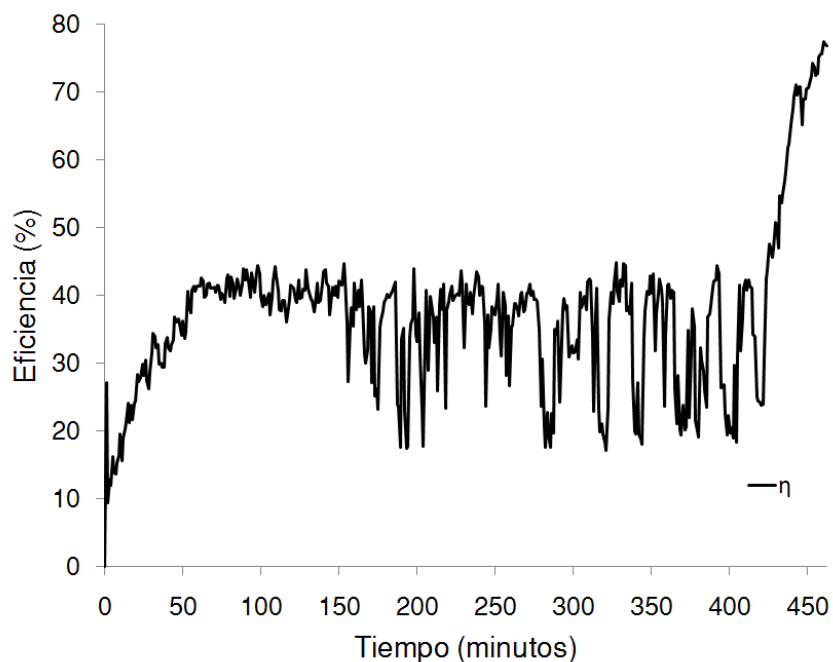


Figura 3.9: Eficiencia del deshidratador solar en el experimento expuesto al aire libre.

otro a la salida de la cámara de secado (Figura 3.10).

Se utilizaron seis lámparas para proveer la energía incidente al colector. La separación entre las lámparas fue de cincuenta centímetros. (Figura 3.11).

Se realizaron 2 experimentos. El primero se realizó utilizando lámparas incandescentes de 100W y el segundo utilizando lámparas incandescentes de 250W. Ambos experimentos se realizaron con el deshidratador vacío, se tomaron lecturas cada 60 segundos la duración del experimento fue de 8 horas en ambos casos.

Para el experimento con lámparas de 100W, se muestran las temperaturas en el colector en la Figura 3.12, mientras que en la Figura 3.13 se muestran las temperaturas medidas a la entrada y a la salida de la cámara de secado.

Es posible graficar la eficiencia del deshidratador en el laboratorio, esta gráfica se muestra en la Figura 3.14, de estas gráficas podemos comprobar que nuestra experimentación en laboratorio concuerda con los resultados obtenidos en los experimentos con el deshidratador expuesto al aire libre, dado que cuando el deshidratador entra en estado estable tiene una temperatura a la entrada de la cámara de 37°C aproximadamente con una eficiencia de alrededor del 41 %, y en el deshidratador expuesto al aire libre, cuando se tiene una temperatura a la entrada de la cámara de secado de 37.67 °C, se tiene una eficiencia del 41.62 %.

Para el experimento con lámparas de 250W, se muestran las temperaturas en el colector



Figura 3.10: Deshidratador instrumentado para experimento en laboratorio.

en la Figura 3.15, mientras que en la Figura 3.16 se muestran las temperaturas medidas a la entrada y a la salida de la cámara de secado. En la Figura 3.17 se muestra la eficiencia del deshidratador. Y al igual que en el experimento anterior, cuando el deshidratador entra en estado estable tiene una temperatura a la entrada de la cámara de 42.5 °C aproximadamente y una eficiencia de alrededor del 38 %. Cuando el deshidratador expuesto al aire libre, tiene una temperatura a la entrada de la cámara de secado de 42.29 °C tiene una eficiencia del 39.90 %. Por lo que podemos decir que el desempeño del deshidratador en el laboratorio es muy aproximado al desempeño del deshidratador al aire libre. Cuando se comparan las condiciones alcanzadas de temperatura en el laboratorio.

En las gráficas que se obtuvieron de los experimentos podemos observar claramente las ventajas que presenta la experimentación en el laboratorio, que son una rápida tendencia al estado estable, esto debido a que la radiación incidente sobre el colector es constante, se elimina la influencia de la nubosidad y no existen corrientes de aire que ocasionen cambios bruscos en la temperatura del colector y la cámara de secado.

Ahora bien, de estos resultados el que se aproxima más a las temperaturas obtenidas en el experimento al aire libre, es cuando se utilizan las lámparas de 250W, podemos observar



Figura 3.11: Montaje de laboratorio del deshidratador.

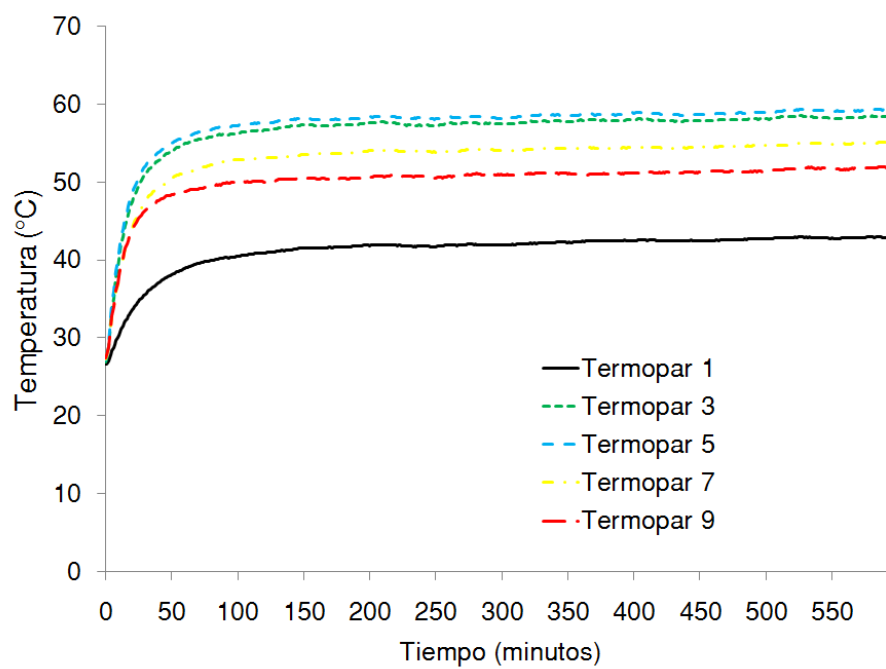


Figura 3.12: Temperaturas registradas en el colector por los termopares 1, 3, 5, 7 y 9. Experimento en laboratorio.

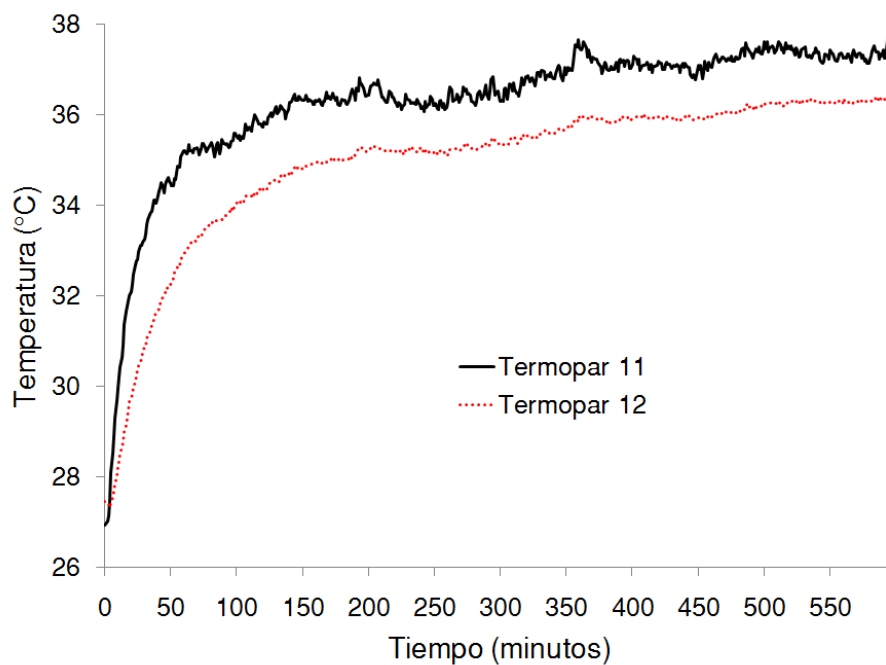


Figura 3.13: Temperaturas registradas a la entrada y a la salida de la cámara de secado por los termopares 11 (entrada a la cámara de secado) y 12 (salida de la cámara de secado). Experimento en laboratorio.

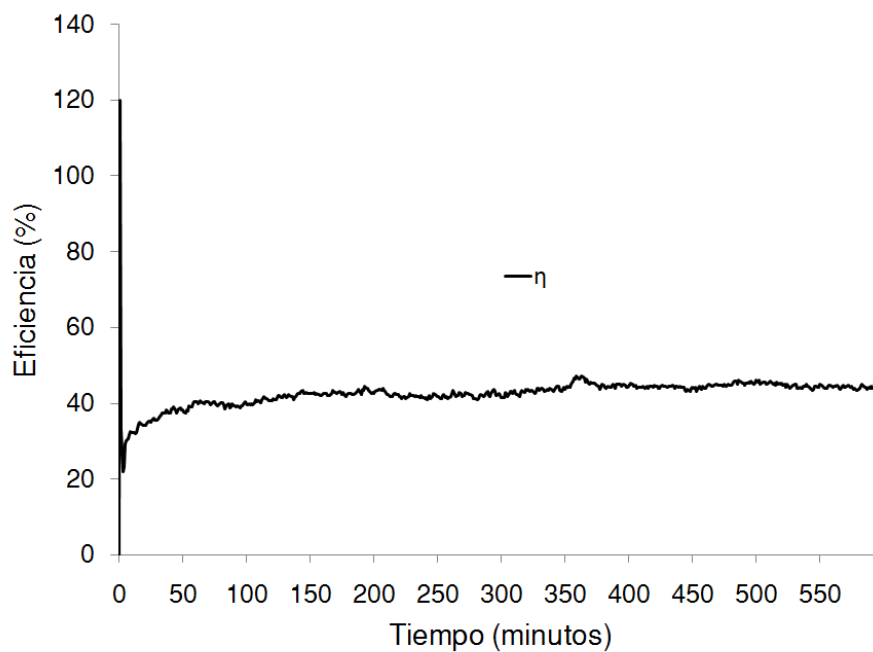


Figura 3.14: Eficiencia del deshidratador solar en el experimento con lámparas de 100W. Experimento en laboratorio.

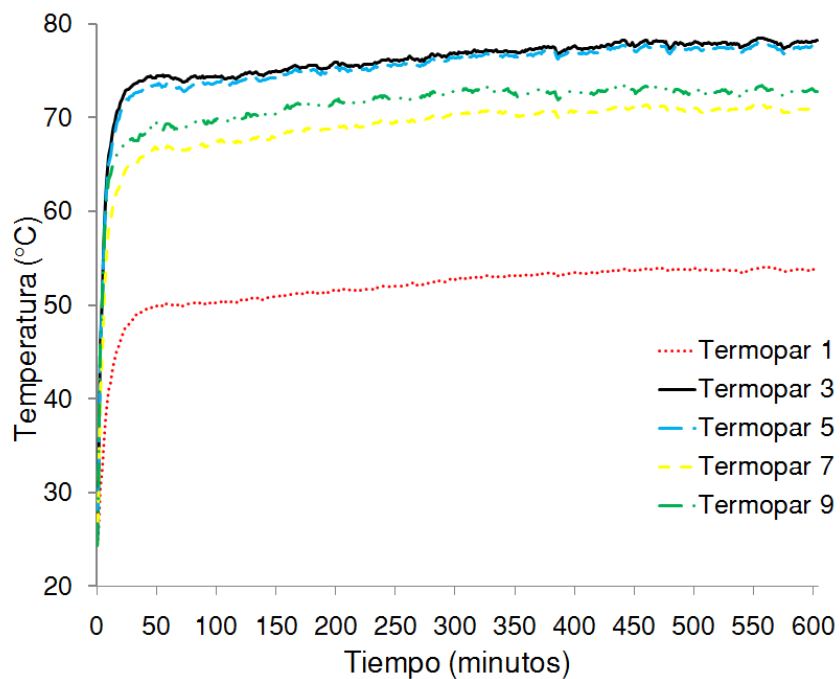


Figura 3.15: Temperaturas registradas en el colector por los termopares 1, 3, 5, 7 y 9. Experimento en laboratorio.

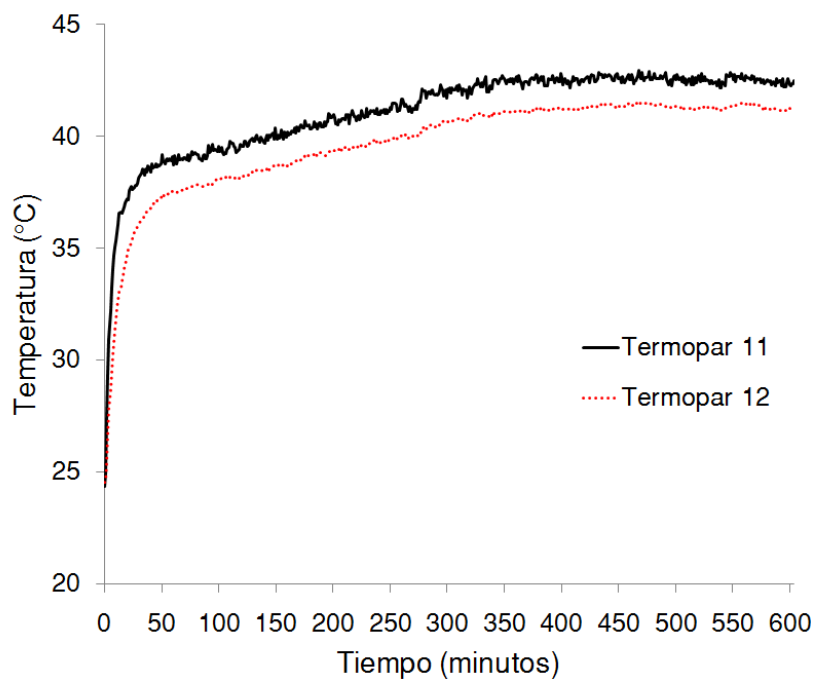


Figura 3.16: Temperaturas registradas a la entrada y a la salida de la cámara de secado por los termopares 11 (entrada a la cámara de secado) y 12 (salida de la cámara de secado). Experimento en laboratorio.

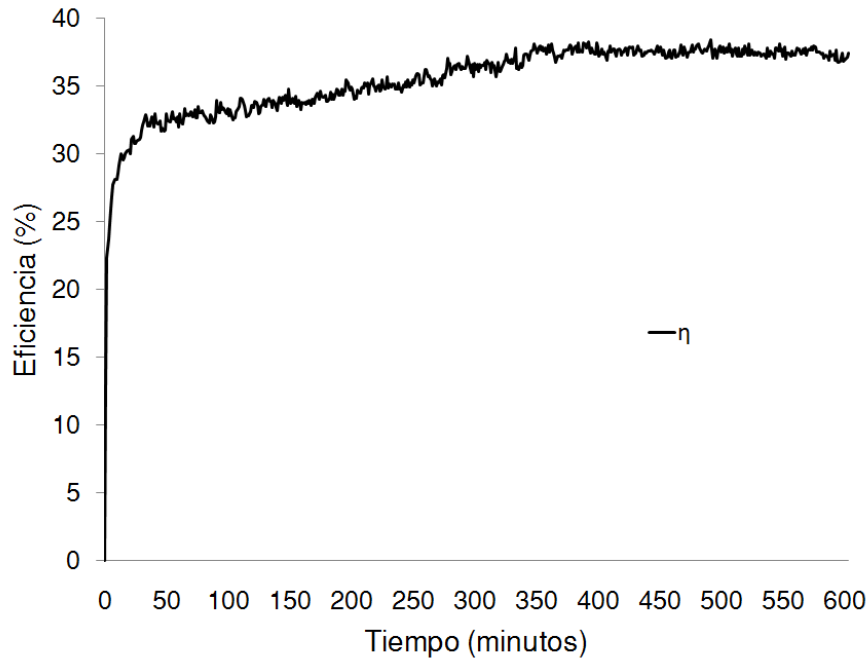


Figura 3.17: Eficiencia del deshidratador solar en el experimento con lámparas de 250W. Experimento en laboratorio.

que en el colector tenemos una temperatura media de aproximadamente 70°C , mientras que a la salida de la cámara tenemos una temperatura media de al rededor de 43°C .

3.2. Simulación computacional

3.2.1. Dominio computacional y condiciones de frontera

Se realizó un modelo CAD para capturar la geometría del deshidratador. Para esta geometría se utilizaron las medidas reales de la parte fluida del deshidratador (Figura 3.18), a la cual se le realizaron diferentes mallados, con la finalidad de conocer la cantidad de elementos con los que el modelo arroja buenos resultados. Una vez generada la malla, esta es enviada a Fluent para colocar las condiciones de frontera.

Las condiciones de frontera fueron definidas en función de los datos experimentales y son las siguientes:

- Entrada: se utilizó una temperatura ambiente de 295.19 K, la dirección del flujo de aire se consideró normal a la entrada y la presión manométrica de 0 Pa.
- Salida: se supuso una presión manométrica de 0 Pa.

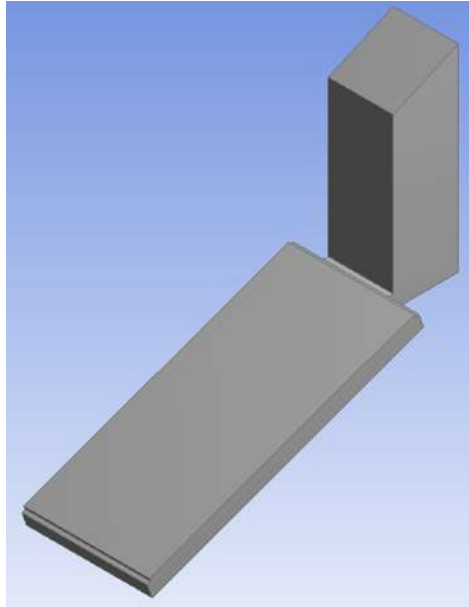


Figura 3.18: Geometría del deshidratador.

- Para la pared superior del colector se especificó vidrio con un espesor de 3mm y se supuso un coeficiente convectivo de $15W/m^2 \cdot K$ y las propiedades obtenidas de las referencias [23, 24] (conductividad térmica $0.76 W/m \cdot K$, calor específico $0.8 J/kg \cdot K$ y densidad $2707 kg/m^3$).
- Para la pared inferior del colector (pared donde incide la radiación) se utilizó una función definida por el usuario (UDF). Cuya construcción se detalla en el Anexo B.
- Paredes: En las paredes se aplicó la condición de no deslizamiento y se supusieron impermeables. Todas las paredes se consideraron adiabáticas a excepción de la pared inferior y superior del colector. Debido al aislante que se utilizó en el prototipo.

3.2.2. Modelo matemático

La dinámica de fluidos computacional esta basada fundamentalmente en las ecuaciones gobernantes de la dinámica de fluidos. Estas ecuaciones representan los estatutos matemáticos de la conservación de las leyes de la física [25]:

- Conservación de masa del fluido.
- Conservación de la cantidad de movimiento, la cantidad de movimiento igual a la suma de fuerzas actuantes en el fluido.

- Primera ley de la termodinámica, el cambio de energía igual al calor añadido mas el trabajo sobre el fluido.

Las ecuaciones gobernantes a resolver para este problema son las ecuaciones de masa 3.2, momentum 3.3 y energía 3.4, extraídas de la referencia [26]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \times \vec{V}) = -\vec{\nabla} p + \nabla \cdot \left\{ \mu \left[(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} I \right] \right\} + \rho g + F \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{V} (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + \tau_{eff} \cdot \vec{V} \right) + S_h \quad (3.4)$$

Es posible realizar algunas simplificaciones de las ecuaciones anteriores. En lo que respecta a la ecuación 3.2, si la masa total de fluido no cambia con el tiempo, se dice que el sistema trabaja en estado estacionario [27], por lo tanto $\partial \rho / \partial t = 0$ y debido a que no existen adiciones de masa al sistema $S_m = 0$. En la ecuación 3.3 el término ρg es de suma importancia, ya que corresponde a la fuerza gravitacional y el sistema trabaja por convección natural, mientras que el término F corresponde a fuerzas externas y debido a que no existen tales fuerzas para nuestro caso se tiene que $F = 0$. Finalmente, en la ecuación de la energía los términos que se igualaran a cero serán $\sum_j h_j \vec{J}_j$ y S_h , el primero corresponde al flujo por difusión de especies y no aplica para este caso y el segundo término corresponde a la generación de calor por reacciones químicas y no se tienen reacciones químicas, por lo que este término también deberá ser igualado a cero.

Con las consideraciones anteriores las ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4 quedan de la siguiente manera:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \times \vec{V}) = -\vec{\nabla} p + \nabla \cdot \left\{ \mu \left[(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} I \right] \right\} + \rho g \quad (3.6)$$

Tabla 3.1: Valores promedio para el cálculo del regimen de flujo de aire.

Parámetro	Magnitud
Gravedad (g)	9.81 m/s^2
Coefficiente de expansión volumétrico	3.33E-3 K^{-1}
Temperatura de la lámina (T_s)	70 °C
Temperatura del aire (T_∞)	25 °C
Longitud del colector (x)	2 m
Viscosidad cinemática (ν)	15.89E-6 m^2/s
Difusividad térmica (α)	22.5E-6 m^2/s

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T + \tau_{eff} \cdot \vec{V}) \quad (3.7)$$

La convección (natural y forzada) es un fenómeno que se da en la capa límite [28], y las capas límite de convección natural no están restringidas a flujo laminar únicamente. Los flujos de convección libre se originan de una inestabilidad térmica, sin embargo, al igual que en la convección forzada pueden surgir inestabilidades hidrodinámicas, las cuales conducen la transición de flujo laminar a turbulento. El coeficiente de transferencia de calor por convección depende bastante de la velocidad: entre más alta sea ésta, más alto es el coeficiente. Las velocidades del fluido asociadas a la convección natural son bajas, por lo común menores a 1 m/s. Por lo que los coeficientes de transferencia de calor asociados a la convección natural suelen ser bajos [30]. Sin embargo, la convección natural nos ofrece un mecanismo de movimiento de fluidos utilizando únicamente calor, es decir, sin necesidad de imprimirle trabajo al fluido.

La transición de una capa límite de convección libre depende de la magnitud relativa de las fuerzas de empuje y viscosas en el fluido. Y se acostumbra correlacionar su ocurrencia en términos del número de Rayleigh, que es simplemente el producto de los números de Grashof y Prandtl. Siendo el Rayleigh crítico [29]:

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (3.8)$$

Los datos a sustituir en la ecuación 3.8 pueden verse en la Tabla 3.1:

Donde T_∞ y x fueron medidos y T_s es una temperatura promedio, los valores para el promedio de las propiedades α , β y ν fueron tomadas de [29, 31]. Obteniendo como resultado de la sustitución que $Ra = 3.29E10$ por lo tanto se deduce que el regimen de flujo es turbulento.

A manera de comprobación, en [32] se menciona que el flujo en convección natural se vuelve turbulento cuando se cumple la desigualdad 3.9. La cual no es mas que la relación de el número de Rayleigh (3.10), entre el de Prandtl (3.11).

$$\frac{Ra}{Pr} \geq 10^9 \quad (3.9)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.10)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.11)$$

Al sustituir los valores de la Tabla 3.1 se obtiene como resultado $Ra/Pr = 4.65E10$ cumpliendose la desigualdad 3.9, llegando de nuevo a la conclusión de que el regimen de flujo es turbulento y por lo tanto es necesrio recurrir a un modelo de turbulencia para darle solución al problema.

Para la solución del modelo se utilizará el modelo de turbulencia $k - \omega$, debido a que en [14] se reporta que este modelo, es el modelo que mejor describe el comportamiento físico para este tipo de fenómenos.

Los criterios de aceptación radican en que tan bien los resultados de la simulación numérica concuerdan con los resultados experimentales [33], por lo tanto es necesario que las condiciones de operación, así como las propiedades de los materiales utilizadas en el modelo computacional, se aproximen lo mayor posible a las existentes en el modelo físico. Las condiciones de frontera, así como algunas propiedades se detallaron en la sección 3.2.1. Una de las propiedades que merece especial atención es la densidad, ya que el movimiento del aire dentro del deshidratador se dará en función de la variación de la densidad, y está ultima varía en función de la temperatura y la presión. Por lo que se utilizaron diferentes modelos para el cálculo de la densidad a continuación se describen cada uno de ellos:

- Función polinómica. Para el cálculo de la densidad del aire se realizó un ajuste de curva en función de la temperatura. Para el ajuste se utilizarón los valores de densidad expuestos en [34], este ajuste de densidad es válido de 273 a 393 K y está dado por la ecuación 3.12.

$$\rho = 9 * 10^{-6}T^2 - 0.0093 * T + 3.1601 \quad (3.12)$$

- Gas ideal. Se utilizó la ecuación de gas ideal, en la cual la densidad es funcion de la temperatura y la presión. Para el cálculo de la densidad por gases ideales se utilizá la

ecuación 3.13, teniendo en cuenta que $\rho = 1/\nu$.

$$p\nu = R_{aire}T \quad (3.13)$$

- Gas ideal incompresible. Al utilizar la ecuación de gas ideal incompresible, se entiende que la densidad estará únicamente en función de la temperatura y se tomará la presión (p) como constante y puede ser sustituido en la ecuación de gas ideal como $\beta = 1/p$ el cual es conocido como coeficiente de expansión volumétrico. La expresión de gas ideal incompresible se muestra en la ecuación 3.14, teniendo en cuenta que $\rho = 1/\nu$.

$$\nu = \beta R_{aire}T \quad (3.14)$$

- Aproximación de Boussinesq. La variación de la densidad es particularmente importante porque ocasiona un aumento en las fuerzas de flotación, las cuales son el mecanismo de movimiento en la convección natural. Para el cálculo de la densidad existe la aproximación de Boussinesq, ecuación 3.15. En la cual $\beta = -(1/\rho)(\partial\rho/\partial T)_p$ evaluada en $T = \bar{T}$. Esta ecuación debe ser evaluada considerando la presión constante.

$$\rho(T) = \bar{\rho} - \bar{\rho}\bar{\beta}(T - \bar{T}) \quad (3.15)$$

3.2.3. Datos adicionales para la solución del dominio computacional

Se sabe por antecedentes, que un método numérico alcanza su máxima cercanía a lo experimental cuando el problema en estudio es bien discretizado, esto quiere decir que para el modelado numérico en CFD y la confiabilidad de sus resultados, se necesita de una malla bien estructurada, es por ello que en el presente proyecto se realizó un análisis a fin de ver en que punto la solución dejaba de estar en función de la malla. Por lo que se probaron mallas de:

- 200 000 elementos.
- 400 000 elementos.
- 600 000 elementos.

Todas las mallas se realizaron utilizando hexaedros. Y se llegó a la conclusión de que no son necesarios mas de 400 000 elementos, dado que las soluciones que arroja la simulación a

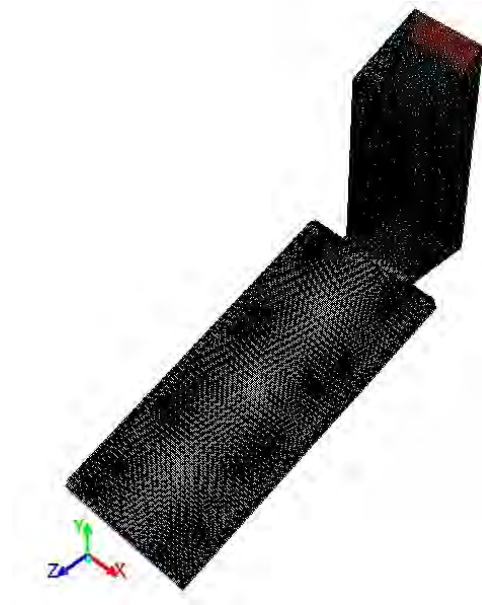


Figura 3.19: Malla utilizada para la solución del dominio computacional.

Tabla 3.2: Datos de partida para la solución del modelo numérico.

Parámetro	Magnitud
Presión manométrica	0 Pa
Velocidad en x	0 m/s
Velocidad en y	0.1 m/s
Velocidad en z	-0.1 m/s
Temperatura	321 K

partir de este número de elementos, dejan de ser dependientes de la malla. La malla utilizada se muestra en la Figura 3.19.

Los datos de partida para la solución de los modelos se muestran en la Tabla 3.2 y fueron supuestos a la salida de la cámara de secado.:

3.2.4. Análisis de resultados

En primera instancia analizaremos los contornos de densidad dentro del deshidratador, ya que mediante este parámetro se lleva a cabo la convección natural. Los contornos de la densidad dentro del colector obtenidos con los diferentes modelos utilizados pueden verse en la Figura 3.20.

Se puede observar que se tiene el máximo valor de densidad a la entrada del colector ya que es la zona de nuestro dominio en la cual el aire entra a temperatura ambiente (295

K) y puede apreciarse como va cambiando de manera gradual conforme se va calentando dentro del deshidratador. También podemos observar que el valor mínimo para la densidad se encuentra en la zona que está en contacto con la lámina inferior del colector. Es importante observar que aún estando el aire en contacto con la lámina, este en su mayoría no iguala la temperatura de la lámina (Figura 3.21), esto se debe a que la densidad del aire disminuye al aumentar la temperatura, lo cual trae como consecuencia de que el aire caliente tienda a subir por diferencia de densidades.

El segundo parámetro a analizar es la temperatura dentro del deshidratador (Figura 3.22). La temperatura del aire juega un papel muy importante en la deshidratación, ya que de ella depende en gran medida la capacidad del aire para absorber humedad.

De los contornos mostrados en Figura 3.22, podemos apreciar de manera clara como aumenta la temperatura del aire de forma gradual conforme asciende a través del colector para finalmente llegar a la cámara de secado. Es posible ver también en la escala que se muestra al lado izquierdo de la Figura 3.21, que la temperatura máxima que alcanza el colector es de 350.4 K (77.25 °C). Otra observación que no se debe dejar pasar por alto, es la variación de la temperatura que existe en la parte superior del colector (vidrio), en la cual, a diferencia de la parte inferior del colector (donde se utilizó una distribución de temperaturas medida experimentalmente), se supuso una pérdida de calor por convección, que es la cantidad de calor que se pierde por convección hacia el medio ambiente. La temperatura promedio del vidrio es de 307.36 K (33.91 °C), esta temperatura se aproxima a las tomadas puntualmente en el modelo experimental oscilaban entre 299 y 315 K.

El siguiente parámetro que analizaremos será la velocidad. En la Figura 3.23 podemos ver los vectores de velocidad y como cambian en los diferentes puntos del deshidratador. Debemos prestar especial atención en la parte que corresponde al colector, ya que es la zona donde se da el calentamiento del aire y se suscita el fenómeno de la convección natural. Al igual que con la densidad, debemos observar con detalle la zona aledaña a la parte inferior del colector, debido a que en esa zona se dan los principales gradientes de velocidad, debido a que es la zona con mayor temperatura.

También podemos obtener como conclusión, que el flujo por convección natural a pesar de ser turbulento, es un flujo de muy baja velocidad, también es fácilmente apreciable que a la entrada del colector y a la entrada de la cámara se dan las velocidades de mayor magnitud.

Por último, en la Figura 3.24 se muestran las líneas de flujo, en las cuales es fácilmente apreciable la zona donde se dan las velocidades de mayor magnitud, que es en la contracción a la entrada de la cámara de secado.

Mediante la utilización de Fluent, es posible calcular el flujo másico que circula a través del

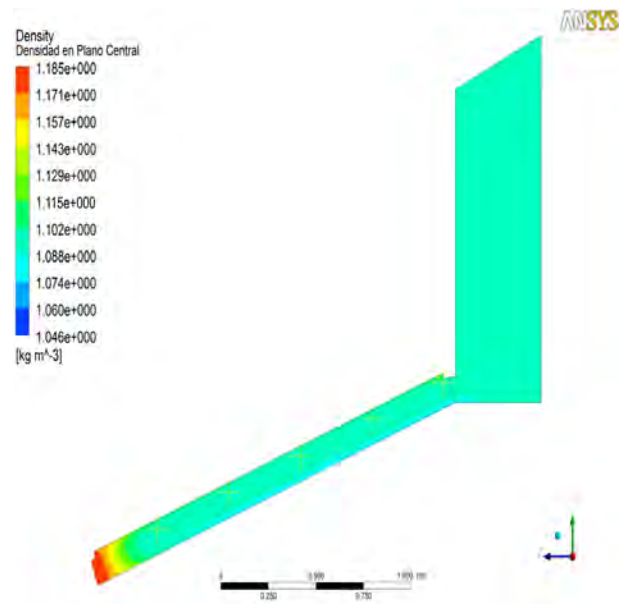
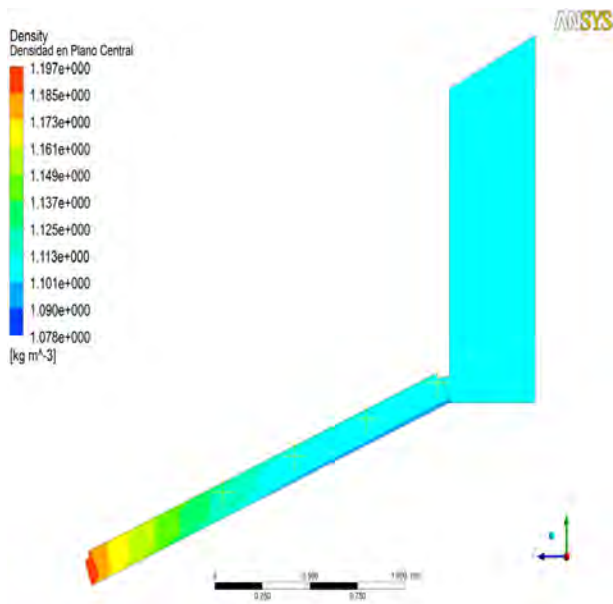
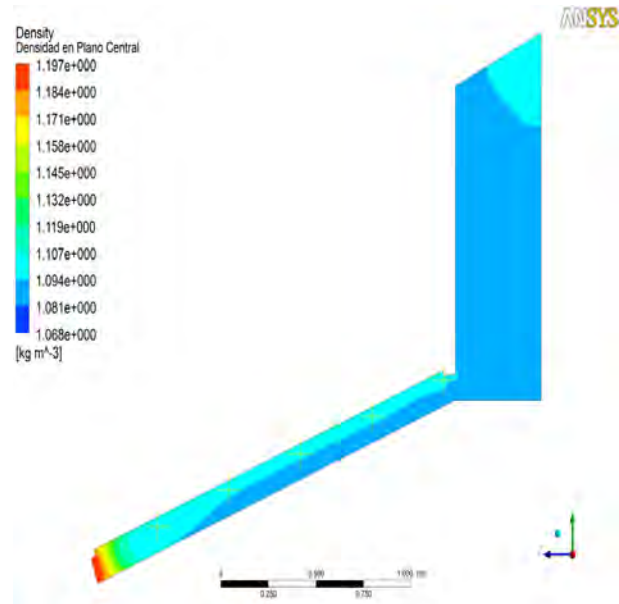
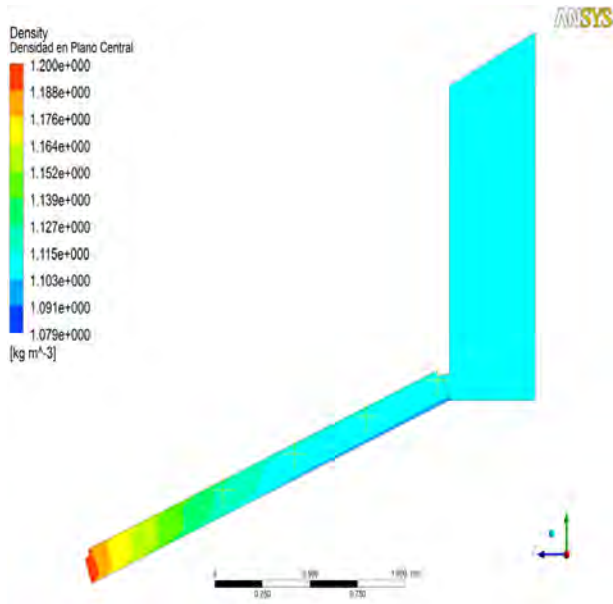


Figura 3.20: Variación de la densidad dentro del deshidratador solar.

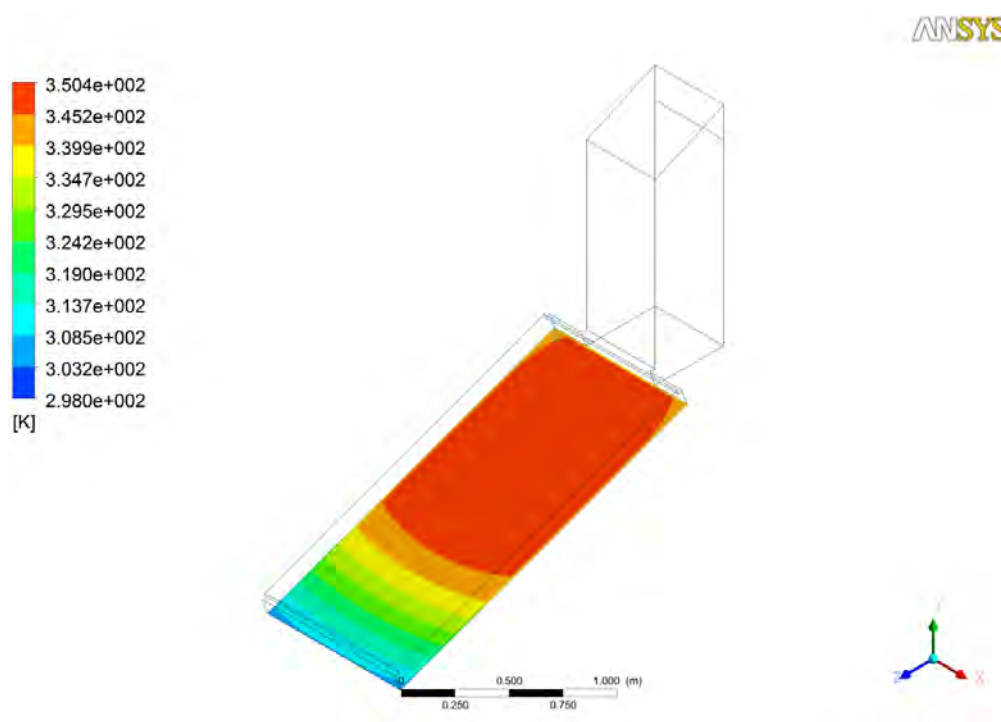
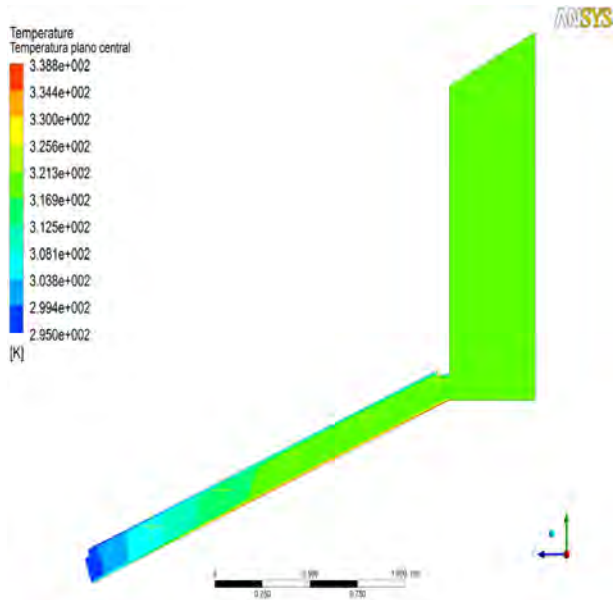


Figura 3.21: Perfil de temperatura de la lámina inferior del colector.

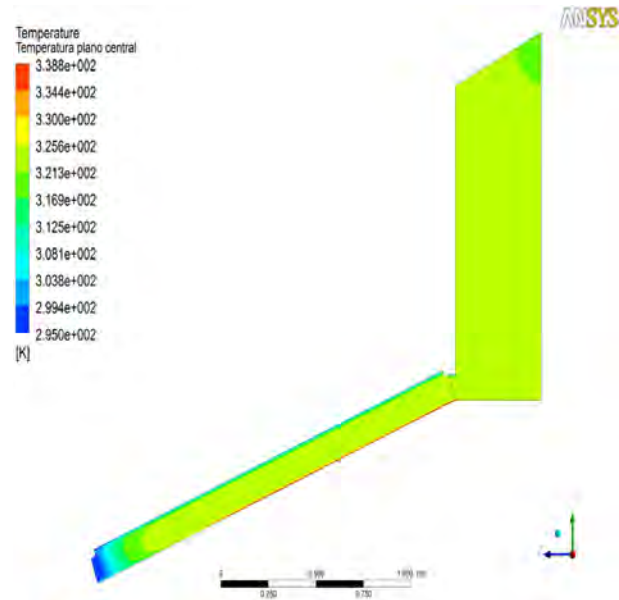
Tabla 3.3: Flujo másico de cada modelo resuelto.

Modelo utilizado	Flujo másico (kg/h)
Aproximación polinómica.	8.134
Modelo de gas ideal.	53.535
Modelo de gas ideal incompresible	7.901
Aproximación de Boussinesq	77.86

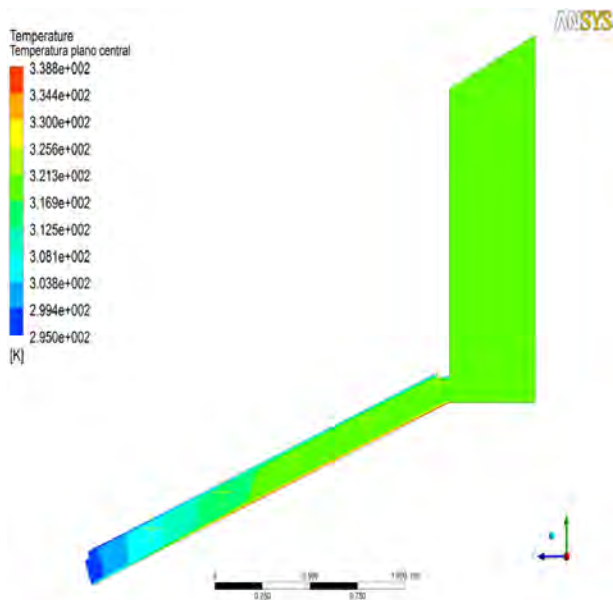
deshidratador. En la Tabla 3.3 se muestran los flujos másicos, se pueden apreciar las enormes diferencias entre los modelos 1 y 3 con 2 y 4 que son del orden de 7 a 10 veces mayores. En la Tabla 3.4 se muestra la velocidad promedio a la entrada y a la salida del deshidratador de cada modelo. En donde podemos apreciar también las diferencias entre los modelos 1 y 3 con respecto a los modelos 2 y 4 que son hasta 4 veces mas grandes. Al comparar con valores experimentales, estas velocidades, estan por debajo de 0.1 m/s. Desde este momento es posible descartar los modelos de gas ideal y el de aproximación de Boussinesq.



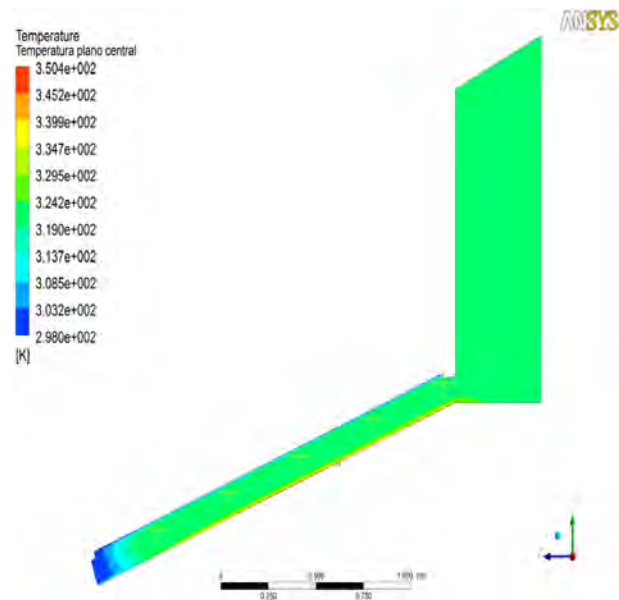
(a) Aproximación polinómica.



(b) Modelo de gas ideal.

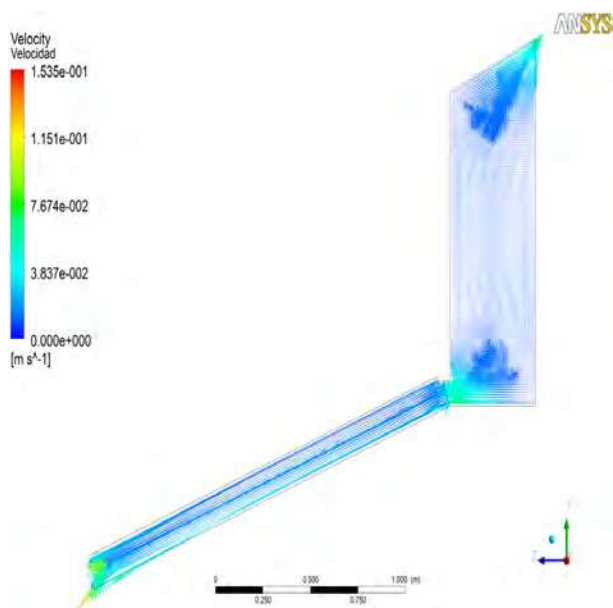


(c) Modelo de gas ideal incompresible.

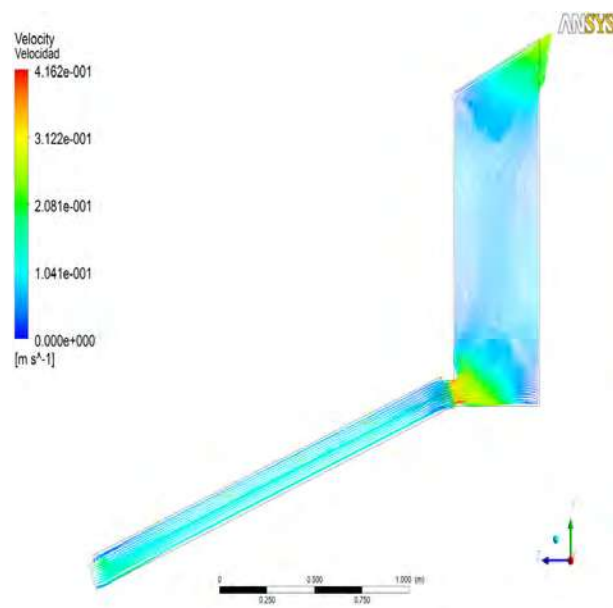


(d) Aproximación de Boussinesq

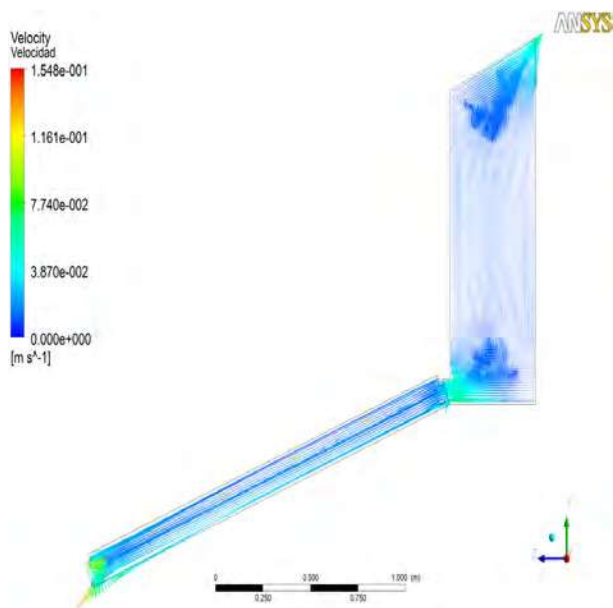
Figura 3.22: Contornos de temperatura dentro del deshidratador solar.



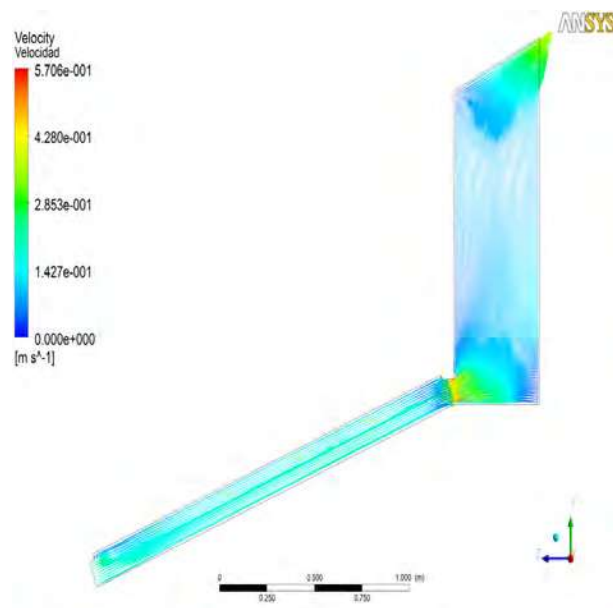
(a) Aproximación polinómica.



(b) Modelo de gas ideal.

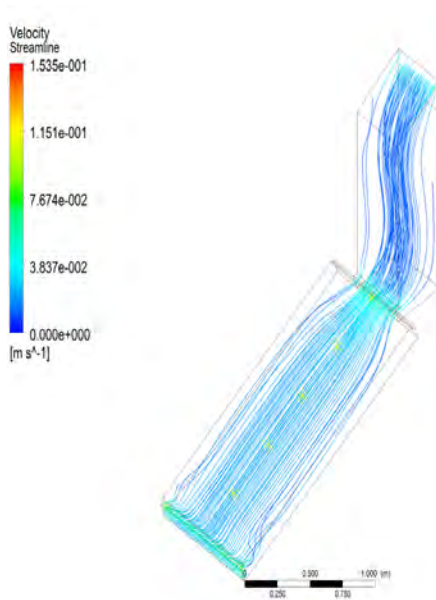


(c) Modelo de gas ideal incompresible.

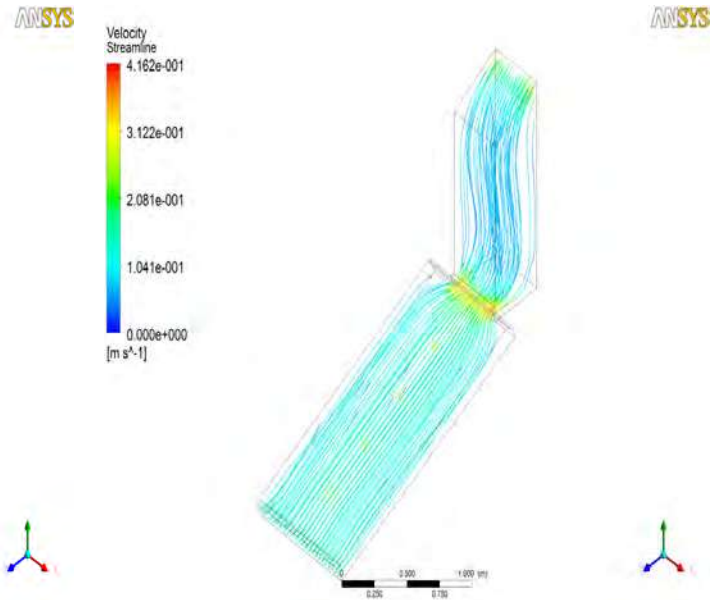


(d) Aproximación de Boussinesq.

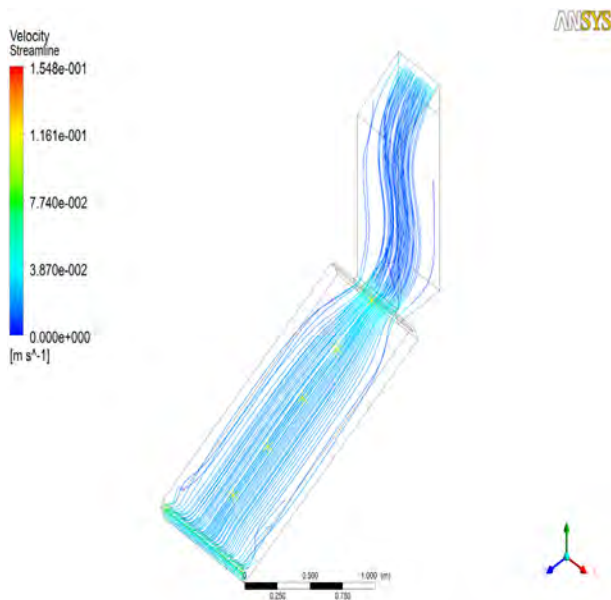
Figura 3.23: Vectores de velocidad dentro del deshidratador solar.



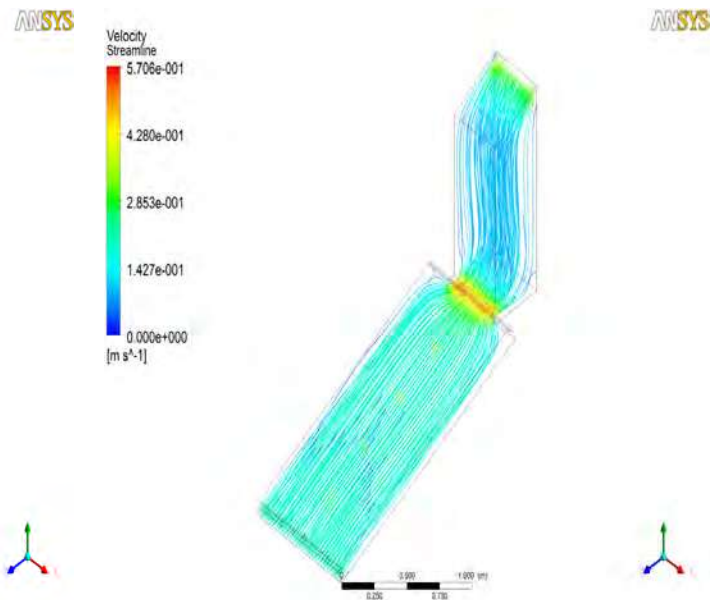
(a) Aproximación polinómica.



(b) Modelo de gas ideal.



(c) Modelo de gas ideal incompresible.



(d) Aproximación de Boussinesq.

Figura 3.24: Líneas de flujo dentro del deshidratador solar.

Tabla 3.4: Velocidad promedio a la entrada y a la salida del deshidratador de cada modelo resuelto.

Modelo utilizado	Velocidad a la entrada (m/s)	Velocidad a la salida (m/s)
Aproximación polinómica.	0.05514	0.03215
Modelo de gas ideal.	0.14444	0.18472
Modelo de gas ideal incompresible	0.05550	0.03139
Aproximación de Boussinesq	0.20985	0.24719

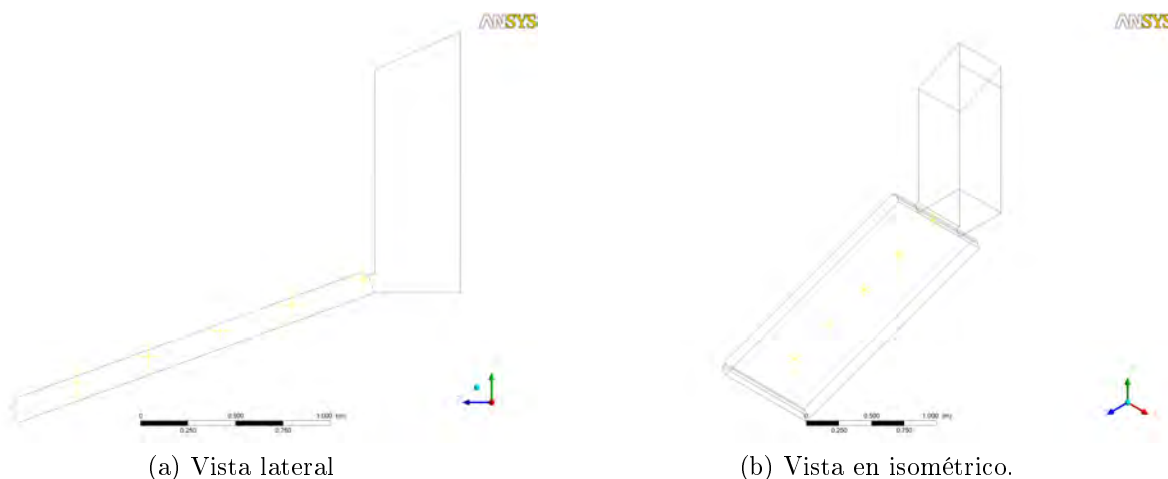


Figura 3.25: Ubicación de los termopares para la validación del modelo computacional.

3.2.5. Validación del modelo

Para la validación de la simulación, se utilizaron los valores de temperatura en el aire. El error relativo se calculó entre el valor experimental y el valor obtenido de cada simulación. Por lo que, se instrumentó una línea de termopares al centro del colector, separados 40 cm longitudinalmente y 8 cm por arriba de la lámina. Se midieron las coordenadas de los termopares y se marcaron en el modelo (Figura 3.25) para tomar el valor de la temperatura de manera puntual.

Una vez marcados los puntos en el dominio computacional, se procedió a calcular las temperaturas en cada punto. Las temperaturas tomadas del modelo físico fueron medidas cuando este operaba en estado estacionario. En la Figura 3.26 se observa la gráfica de las temperaturas registradas correspondientes a las temperaturas medidas en aire, así como la temperatura correspondiente a ese mismo punto en la lámina del colector en el modelo físico. En la Tabla 3.5, se muestran las temperaturas calculadas para cada punto de la Figura 3.25; para cada uno de los modelos computacionales resueltos. A cada punto correspondiente a un

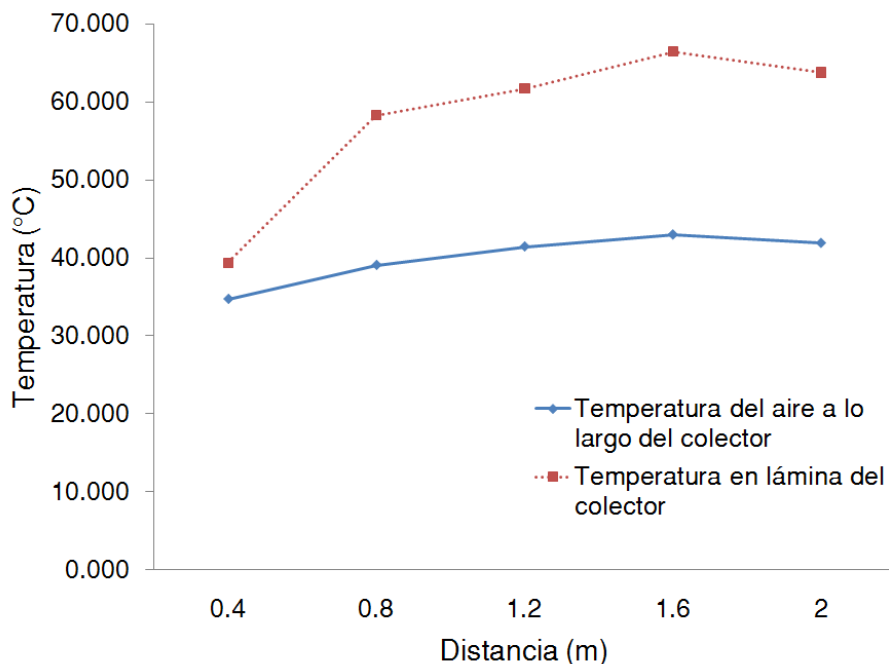


Figura 3.26: Gráfica de temperatura en el aire y la lamina dentro del colector.

Tabla 3.5: Temperaturas utilizadas para la validación de los modelos (K).

Modelo utilizado	0.4 m	0.8 m	1.2 m	1.6 m	2 m
Aproximación polinómica	306.843	314.748	318.240	318.876	318.888
Modelo de gas ideal	321.790	322.351	322.405	322.353	322.157
Modelo de gas ideal incompresible	306.860	314.76	318.244	318.879	318.888
Aproximación de Boussinesq	322.245	322.727	322.849	322.798	321.992

termopar, se le etiquetará con la distancia longitudinal a la cual está ubicado. Y en la Tabla 3.6 se muestran los valores de temperatura obtenidos en el modelo físico para los mismos puntos en el aire que en la Figura 3.26 y el correspondiente valor de temperatura en la lámina para ese punto.

Para el cálculo del error relativo utilizaremos la ecuación 3.16 descrita en [35]. En la Tabla 3.7, se muestra el error relativo correspondiente a cada punto de validación.

$$\epsilon = \frac{\text{Valor calculado} - \text{Valor real}}{\text{Valor real}} \quad (3.16)$$

De la Tabla 3.7 podemos concluir, que los modelos que mas se aproximan al modelo físico son, los de aproximación polinómica y el modelo de gas ideal incompresible, con un error promedio de 5.57% y 5.59% respectivamente. En [36] se menciona que es totalmente

Tabla 3.6: Temperaturas medidas en el modelo físico para validación de los modelos (K).

Zona	0.4 m	0.8 m	1.2 m	1.6 m	2 m
Aire	307.835	312.222	314.607	316.150	315.060
Lámina	312.557	331.427	334.851	339.560	336.900

Tabla 3.7: Cálculo del error relativo para los modelos computacionales resueltos (%).

Modelo utilizado	0.4 m	0.8 m	1.2 m	1.6 m	2 m
Aproximación polinómica.	-0.322	0.809	1.155	0.862	1.215
Modelo de gas ideal.	4.533	3.244	2.479	1.962	2.253
Modelo de gas ideal incompresible	-0.317	0.813	1.156	0.863	1.215
Aproximación de Boussinesq	4.681	3.365	2.620	2.103	2.200

aceptable una desviación de $\pm 10\%$ para el cálculo de temperaturas, con tal afirmación podemos decir que ambos modelos son válidos y en consecuencia deben desecharse los modelos de gas ideal y aproximación de Boussinesq (error promedio de 23.27% y 24.06%).

Al tener ambos modelos válidos pueden realizarse modificaciones en la geometría, teniendo la certeza de que los resultados que se obtengan serán aproximados al desempeño que tendría un modelo físico con la misma geometría. Para futuras modificaciones en la geometría, se utilizará el modelo de gas ideal incompresible, debido a que este no está limitado a las temperaturas dentro de las cuales se hizo el ajuste de curva en el modelo de aproximación polinómica.

Capítulo 4

ANÁLISIS DEL DESHIDRATADOR SOLAR CON CARGA

4.1. Tiempos de secado

En el tiempo total del secado de alimentos deben considerarse dos diferentes periodos:

1. En este primer lapso de tiempo, la velocidad del secado permanece constante y es independiente del sólido, de modo que para las mismas condiciones externas, el proceso es similar al que se daría en la superficie de una masa de agua.
2. En este segundo lapso, la humedad superficial ha sido eliminada, la humedad interna remanente comienza a ser eliminada pero, en consecuencia, la velocidad del secado decrece a medida que se va perdiendo humedad interna por evaporación en la superficie.

En este trabajo se analizará el primer periodo de secado, ya que únicamente es de nuestro interés conocer la remoción de humedad cuando la carga se comporta como una masa de agua, dado que es ahí cuando puede evaluarse el desempeño del deshidratador, ya que en el segundo periodo, el secado se da en función de la difusividad del agua dentro del sólido y esta es una propiedad que varía dependiendo del alimento a deshidratar. En la Figura 4.1 se muestra una representación esquemática de los procesos físicos que ocurren durante la deshidratación, es decir, representa el modelo a simular, el cual es una esponja saturada de agua.

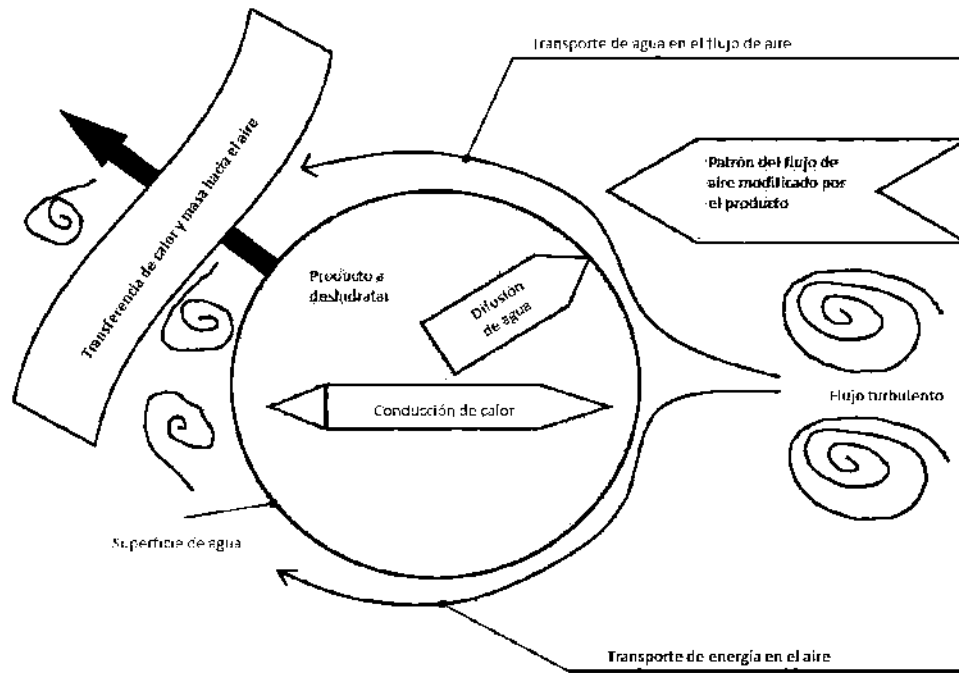


Figura 4.1: Descripción esquemática de los procesos físicos que ocurren durante la deshidratación [36].

4.2. Análisis experimental

Es necesario realizar un análisis experimental con el deshidratador solar con carga. A diferencia del análisis experimental de la sección 3.1, en el cual el deshidratador estaba vacío, en este nuevo análisis experimental se utilizará una esponja mojada, la cual fungirá como carga de humedad. Dicha esponja estará colocada al centro de la cámara de secado como se muestra en la Figura 4.2, y se permitirá la circulación del aire por la parte 1 y 2, como se muestra en la Figura 4.3b.

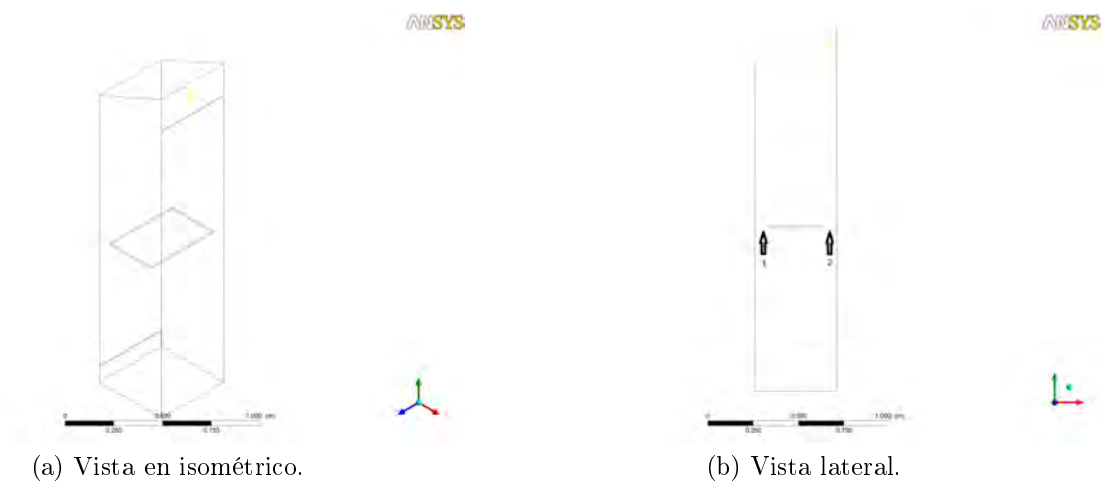
Para las mediciones se utilizará el mismo sistema de adquisición de datos Keithley, dos termo-higrómetros y una báscula digital para conocer la masa de agua que se está introduciendo al deshidratador.

Los termo-higrómetros en todos los experimentos se posicionarán en los mismos lugares, uno censando la temperatura y humedad relativa del medio ambiente y el otro a la salida de la cámara de secado del deshidratador (Figura 4.3).

En cuanto a los termopares, en un primer experimento se instrumentó una línea de termopares 30 cm por debajo de la esponja, la segunda línea de termopares se puso en contacto con la parte inferior de la esponja y finalmente la tercera línea de termopares se instrumentó



Figura 4.2: Esponja dentro del deshidratador solar.



(a) Vista en isométrico.

(b) Vista lateral.

Figura 4.3: Ubicación del termo-higrómetro dentro de la cámara de secado.

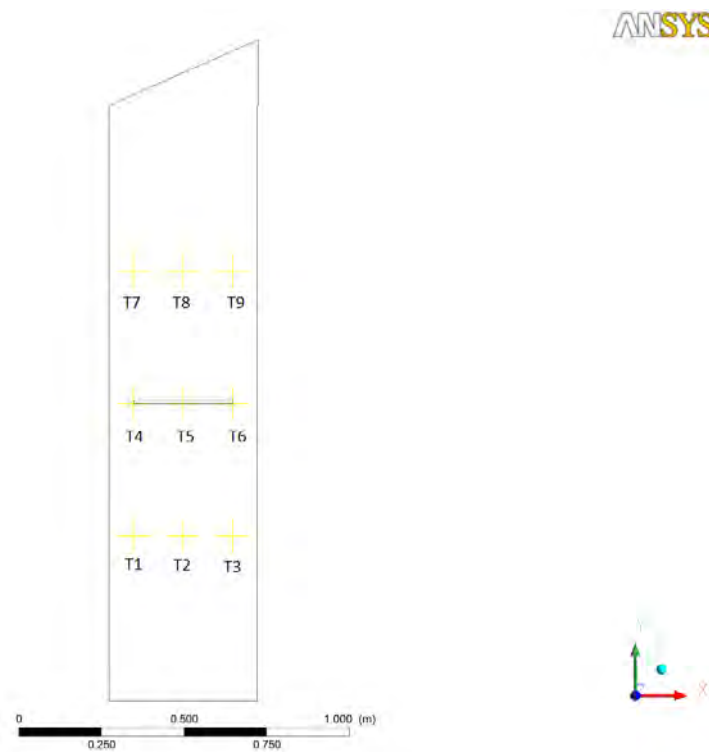
30 cm por arriba de la esponja. La ubicación de los termopares puede apreciarse en la Figura 4.4.

Los resultados de este experimento se muestran en las Figuras 4.5, 4.6 y 4.7, las cuales nos muestran los valores del cambio de temperatura respecto al tiempo. Estas gráficas nos son útiles para analizar el comportamiento de la temperatura dentro de la cámara de secado cuando existe una carga a diferente temperatura y existe intercambio de masa de la esponja húmeda al aire.

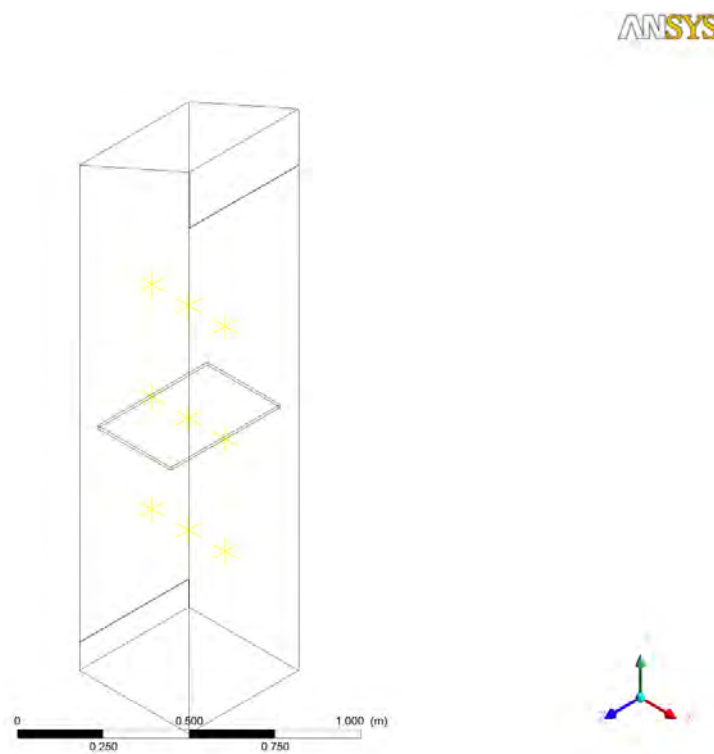
En la Figura 4.6 en la cual se muestran las temperaturas que registraron los termopares en contacto con la parte inferior de la esponja, es posible apreciar como los termopares a los extremos rápidamente incrementan su temperatura, esto debido a que los extremos de la esponja son las primeras partes en secarse, mientras que la esponja en la parte central continua húmeda por más tiempo y se puede ver como en cuanto esta zona se seca la temperatura comienza a aumentar rápidamente.

Es de interés también conocer como varía la temperatura verticalmente, por lo que en las Figuras 4.8, 4.9 y 4.10 se muestran estas gráficas. Se puede apreciar fácilmente la tendencia de la línea color rojo (termopares en contacto con la esponja), como al transcurrir del tiempo tiende a igualar temperaturas con los otros termopares, esto debido a que la esponja va perdiendo agua y eventualmente queda seca y la temperatura de toda la cámara tiende a uniformizarse.

En la Figura 4.11 se muestra la gráfica de la comparación de la temperatura y humedad relativa en el ambiente y a la salida de la cámara de secado. Es interesante ver esta figura, dado que se puede apreciar como se comportan a manera de espejo la temperatura y la humedad relativa a la salida de la cámara de secado. También es de notar como a pesar de que el contenido de agua en el aire es mayor al abandonar la cámara de secado, la humedad relativa de este no sobrepasa la humedad relativa del ambiente. Mediante las ecuaciones 4.1 y 4.2 es posible calcular la humedad relativa y humedad específica respectivamente. Es importante no confundir estos parámetros, la humedad relativa de una masa de aire es la relación entre la cantidad de vapor de agua que contiene y la que tendría si estuviera completamente saturada, la humedad relativa esta dada en porcentaje. La humedad específica representa la cantidad



(a) Ubicación de los termopares vista lateral.



(b) Ubicación de los termopares vista en isométrico.

Figura 4.4: Ubicación de los termopares dentro de la cámara de secado.

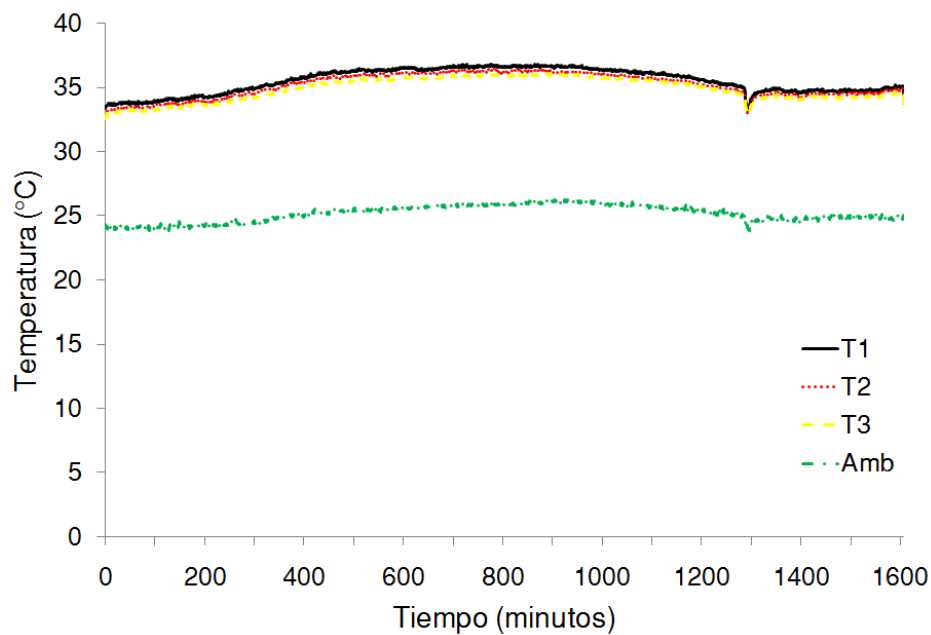


Figura 4.5: Temperaturas registradas con línea de termopares 30 cm debajo de la esponja.

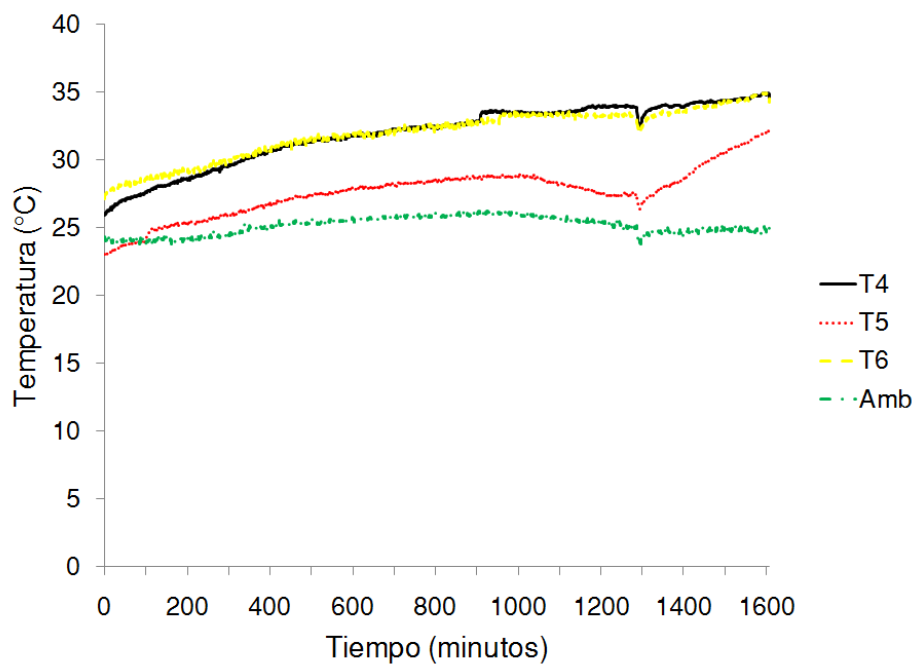


Figura 4.6: Temperaturas registradas con línea de termopares en contacto con la parte inferior de la esponja.

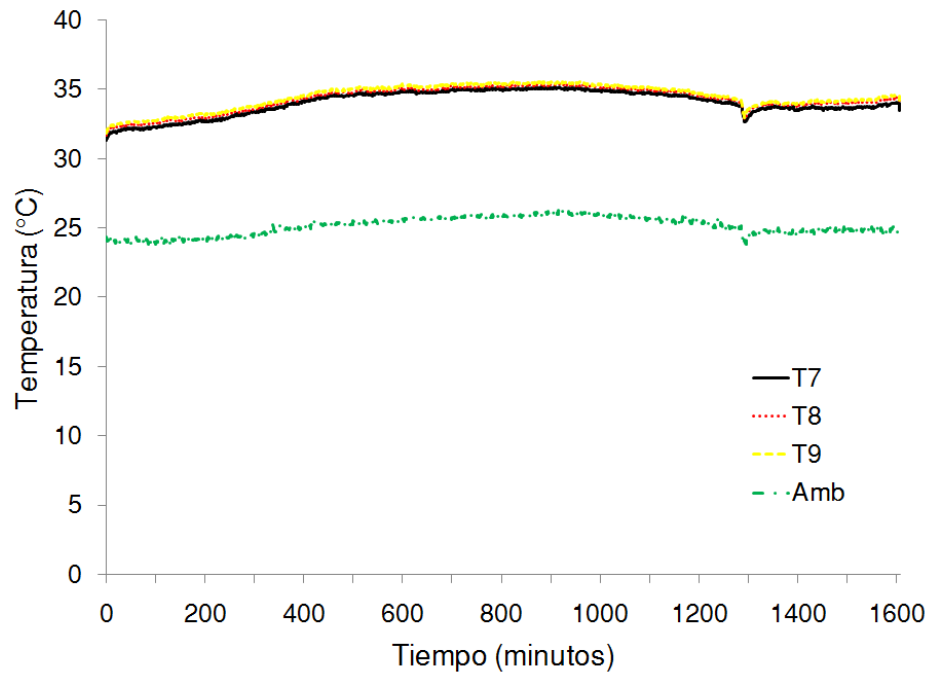


Figura 4.7: Temperaturas registradas con línea de termopares 30 cm arriba de la esponja.

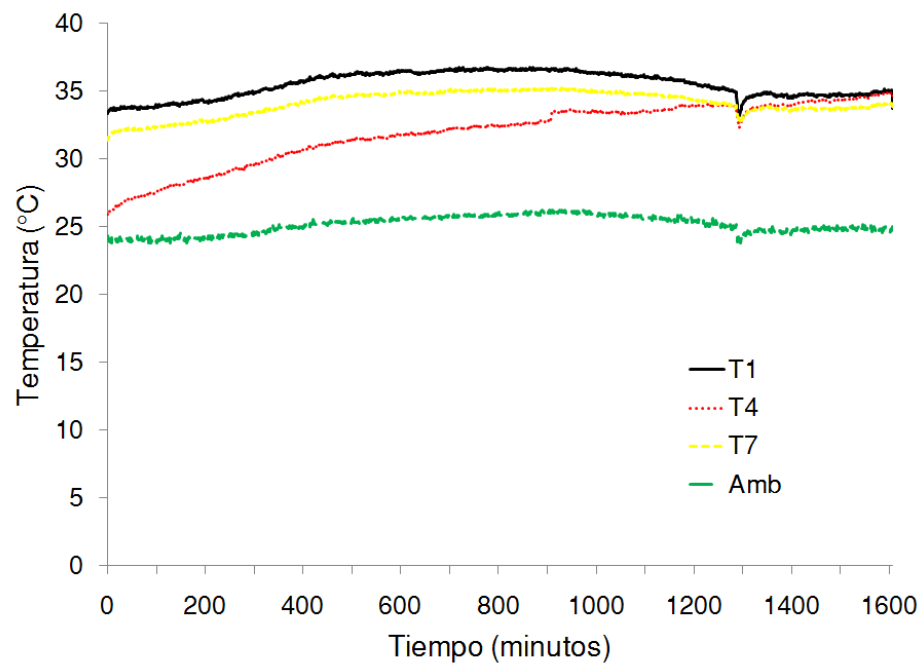


Figura 4.8: Variación de la temperatura a lo alto de la cámara (termopares T1, T4 y T7).

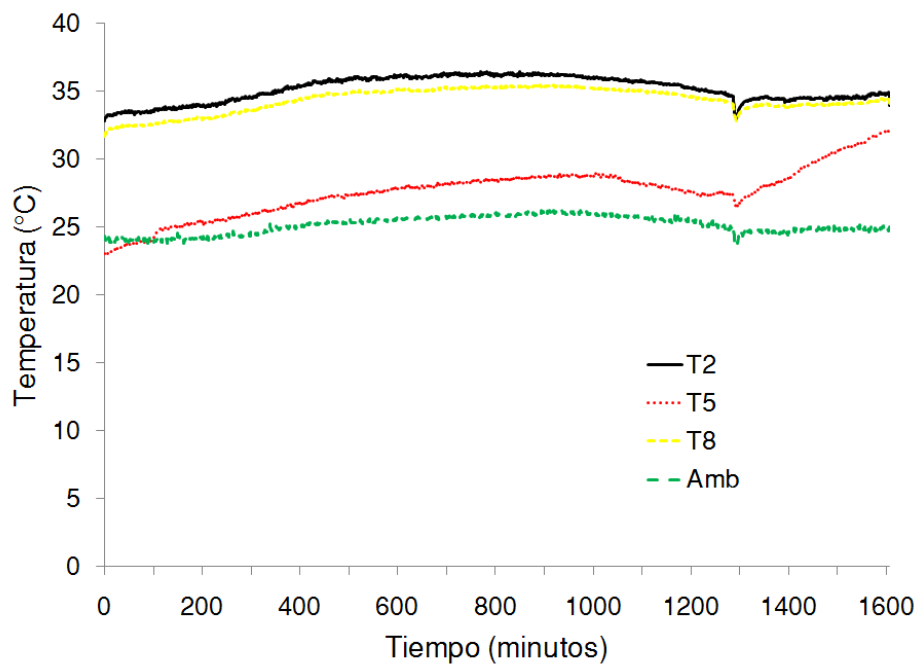


Figura 4.9: Variación de la temperatura a lo alto de la cámara (termopares T2, T5 y T8).

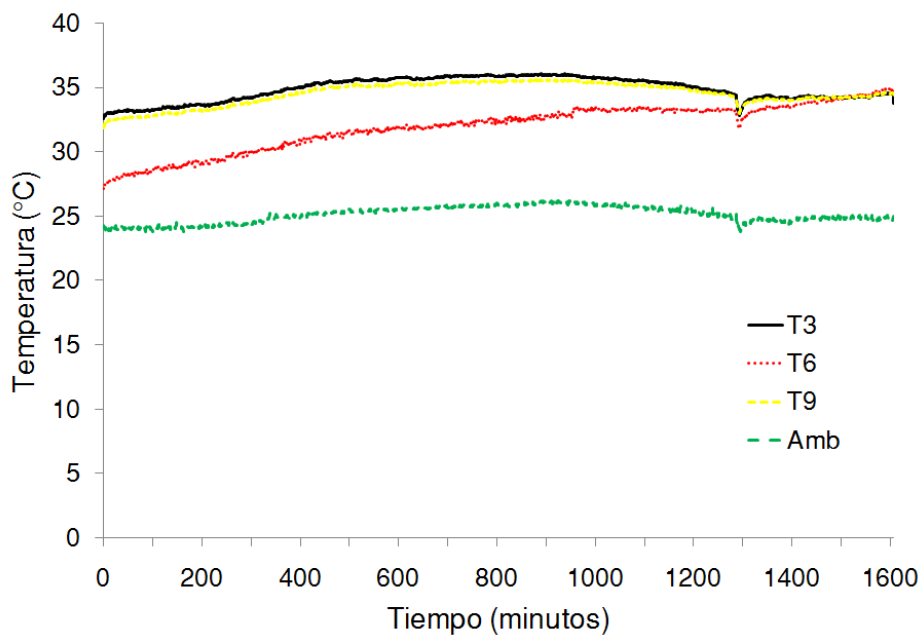


Figura 4.10: Variación de la temperatura a lo alto de la cámara (termopares T3, T6 y T9).

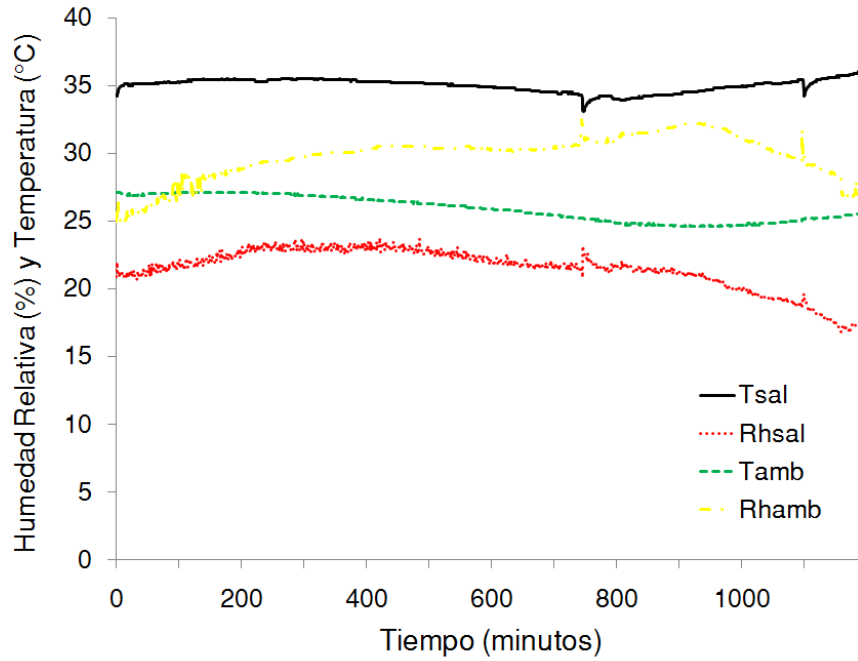


Figura 4.11: Comparación de temperatura y humedad relativa entre el ambiente y la salida de la cámara de secado.

de vapor de agua existente en una masa de aire seco, la humedad específica esta dada en kilogramo de vapor de agua por kilogramo de aire seco.

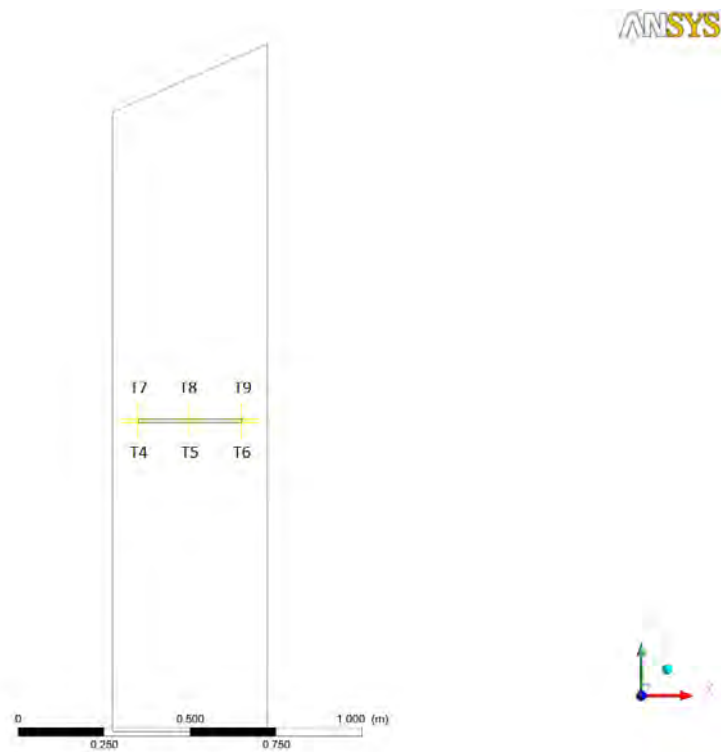
$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad (4.1)$$

$$\omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (4.2)$$

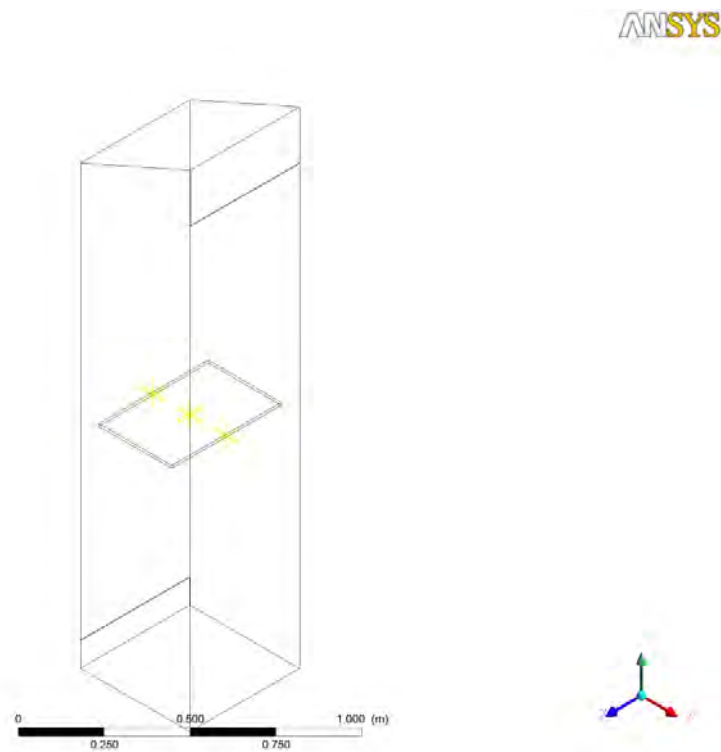
Donde ϕ es la humedad relativa, ω la humedad específica, P la presión y P_g es la presión de saturación del agua a la temperatura de la mezcla agua-aire.

Como segunda parte del análisis experimental, se instrumentó una línea de termopares en contacto con la parte de arriba de la esponja y se conservó la línea de termopares ya instrumentada anteriormente en contacto con la parte inferior de la esponja, como se muestra en la Figura 4.12. Este análisis se realizó con la finalidad de conocer las tempertaruas existentes al rededor de toda la esponja.

Los resultados de este experimento se muestran en la Figura 4.13, es posible ver como la parte superior de la esponja se calienta a menor velocidad que la parte inferior. Otra observación interesante que vale la pena hacer notar, son los termopares T4 y T7, en los



(a) Termopares en contacto con la esponja vista lateral.



(b) Termopares en contacto con la esponja vista en isométrico.

Figura 4.12: Termopares en contacto con la esponja.

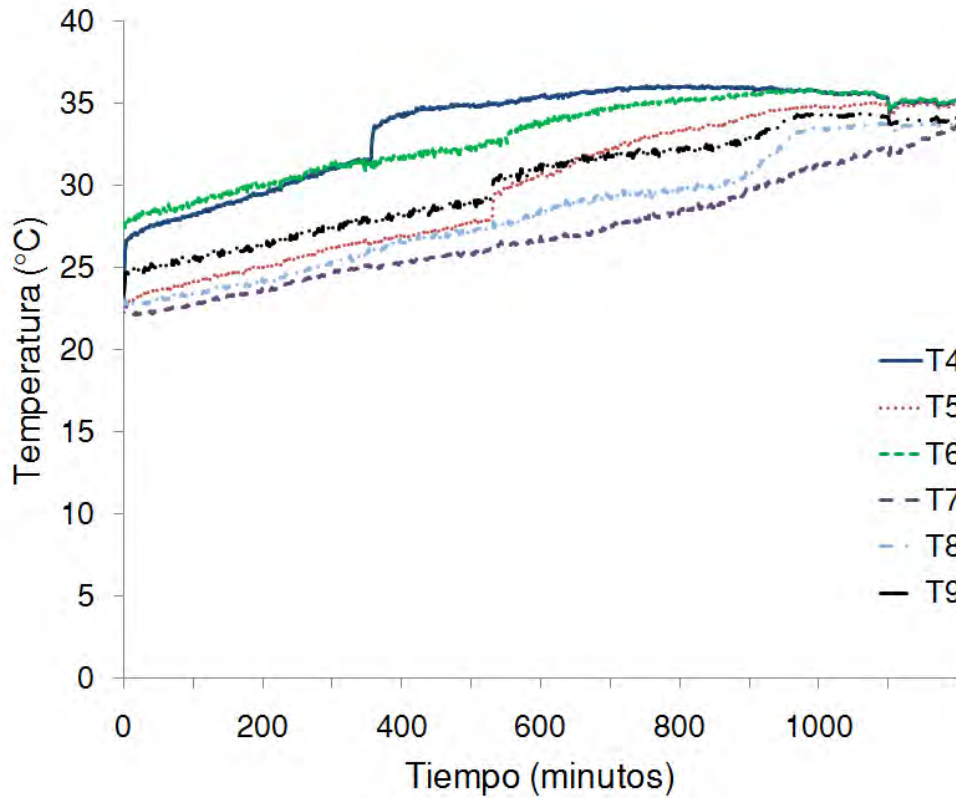


Figura 4.13: Temperaturas registradas por los termopares en contacto con la esponja.

cuales la unica diferencia se encuentra en que el termopar T4 está en la parte inferior y el termopar T7 en la parte superior y como el termopar T4 es el que eleva su temperatura a mayor velocidad, mientras que el termopar T7 es el que registra el aumento de temperatura mas lento de todos los termopares. También es posible ver como al igual que en el experimento anterior, al final de la gráfica todos los termopares tienden a tener la misma temperatura debido a que ya se ha removido casi toda la humedad y la esponja esta seca.

En cuanto a la humedad relativa en el ambiente y a la salida de la cámara de secado de este experimento, se pueden ver los resultados en la Figura 4.14. Vale la pena cotejar las Figuras 4.11 y 4.14, en las cuales se muestran los resultados del mismo tipo de experimento pero los resultados que se observan en las gráficas son totalmente distintos. Esto es debido a las variaciones de la humedad en el medio ambiente, lo cual deberá ser tomado en cuenta al momento se las simulaciones computacionales.

Para simular menos varibales, es preferible utilizar la humedad específica , por lo que se graficó la humedad específica del aire utilizando la ecuación 4.2 y se graficó también el cambio de humedad específica entre el aire a la entrada y a la salida de la cámara de secado,

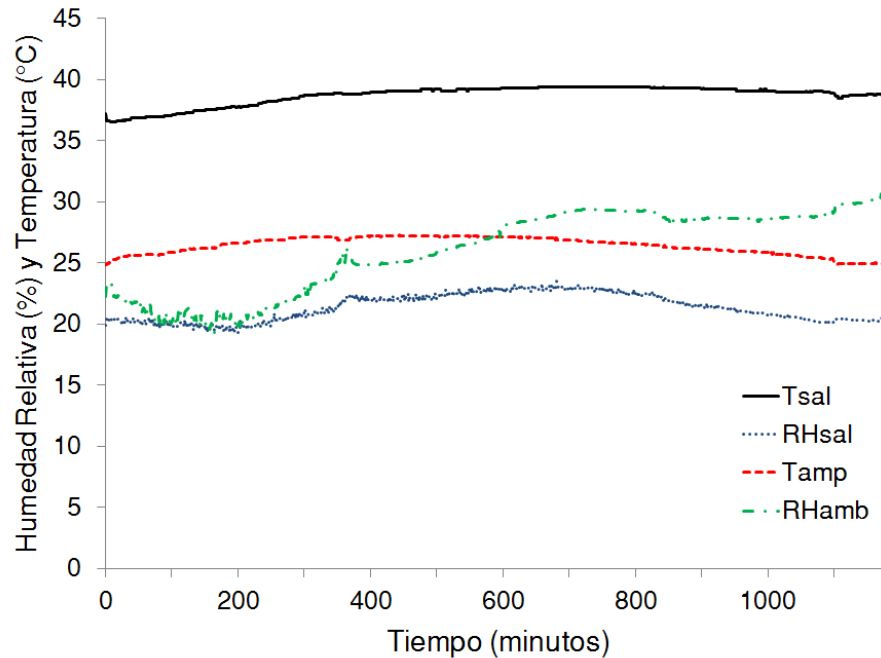


Figura 4.14: Comparación de temperatura y humedad relativa en el ambiente y a la salida de la cámara de secado.

el cambio de humedad específica representa la cantidad de agua removida de la esponja. En la Figura 4.15 puede verse la comparación de humedad específica en el ambiente y a la salida de la cámara de secado, así como la diferencia entre la humedad específica a la salida (ω_{sal}) y la humedad específica en el ambiente (ω_{amb}). Donde puede apreciarse que ω_{sal} siempre es mayor que ω_{amb} , como es de esperarse, dado que el aire a la salida ha absorbido el agua de la esponja.

4.3. Simulación computacional

4.3.1. Dominio computacional y condiciones de frontera

Se utilizó el modelo del deshidratador que ya se tenía, con la diferencia de que ahora se analizó únicamente la cámara de secado y se colocó la geometría que corresponde a la esponja dentro de la cámara de secado (Figura 4.16). También se le realizaron varios mallados a fin de conocer en que punto la solución deja de ser dependiente de la malla. Y una vez obtenida la malla es enviada a Fluent para colocar las condiciones de frontera.

Las condiciones de frontera fueron definidas en función de datos experimentales y los

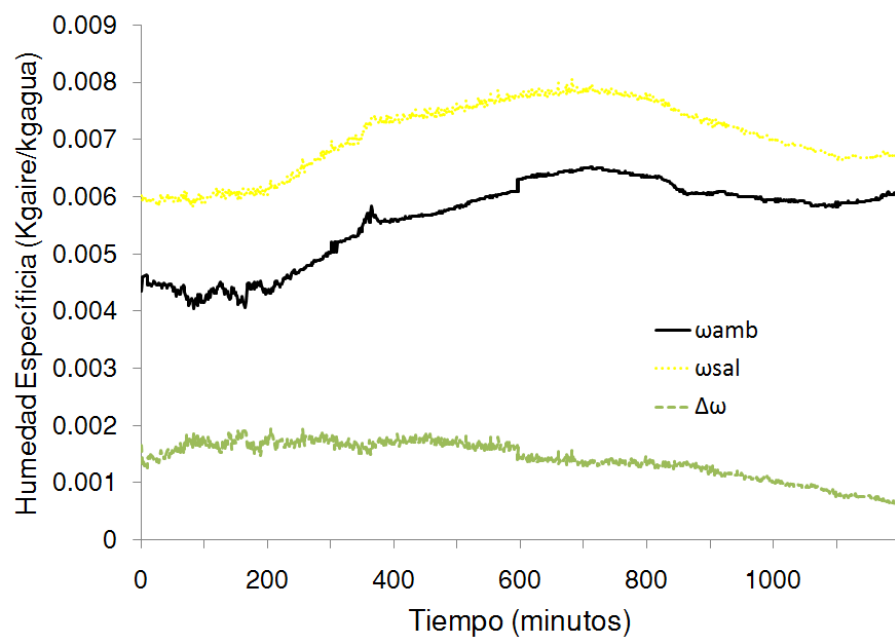


Figura 4.15: Humedad específica en el ambiente, a la salida de la cámara de secado y cambio de humedad específica.

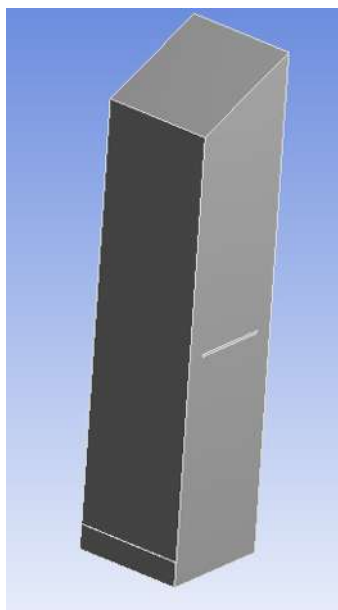


Figura 4.16: Geometría de la cámara de secado con esponja dentro.

Tabla 4.1: Fracciones de masa a la entrada de la cámara de secado.

Especie	Fracción de masa
Nitrogeno	0.732763
Oxigeno	0.262866
Agua	0.004371

datos obtenidos del modelo validado (sección 3.2.5). Las condiciones de frontera utilizadas fueron las siguientes:

- Entrada: se consideró un flujo másico de aire de $2.1947E - 3$ kg/s, una temperatura de 319.053 K y una presión de 0.834 Pa, estos datos fueron obtenidos del modelo de gas ideal incompresible, las cuales son las condiciones del aire a la entrada de la cámara. En cuanto a la humedad relativa a la entrada se utilizaron datos experimentales, y se saco el promedio de humedad relativa de las primeras 4 horas del experimento. Únicamente se tomaron las primeras 4 horas, debido a que en ese lapso de tiempo la remoción de humedad se comporta de manera mas uniforme 4.15, sin dejar de lado que es cuando se tiene la esponja totalmente mojada y ese es el periodo el cual no interesa analizar. El promedio de humedad relativa se obtuvo de 20.83 %, para ingresar una mezcla aire-agua a flúent es necesario ingresar la fracción de masa de cada especie que conforma la mezcla. En la Tabla 4.1 se muestran las fracciones de masa que se tomaron para esta condición de frontera.
- Salida: se supuso una presión manométrica de 0 Pa y las mismas fracciones de masa mostradas en la Tabla 4.1.
- Esponja: se consideró un flujo másico de $3.5945E - 6$ kg/s, el cual se obtuvo de la diferencia de los pesos de la esponja al inicio del experimento y después de transcurridas las 4 horas.
- Paredes: En las paredes se aplico la condición de no deslizamiento y se supusieron impermeables y adiabáticas.

4.3.2. Modelo matemático

El fenómeno de deshidratación involucra flujo turbulento, transferencia de calor, masa y difusión de especies químicas. Debe distinguirse entre la transferencia de masa y el movimiento de masas de fluido. La transferencia de masa requiere la presencia de dos regiones

con composiciones químicas diferentes y se refiere al movimiento de especies químicas desde una región de alta concentración hacia una una región de concentración menor [30]. Puede decirse que la fuerza impulsora del flujo de fluidos es la diferencia de presión, mientras que para la transferencia de masa es la diferencia de concentración.

Las ecuaciones a resolver para este nuevo modelo serán las anteriormente expuestas de conservación de masa 3.2, momento 3.3 y energía 3.4. Y adicionalmente se resolverá la ecuación de difusión-convección [26] (ecuación 4.3) para la solución del transporte y difusión de las especies existentes en la mezcla agua-aire.

$$\vec{J}_i = - \left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (4.3)$$

Vale la pena hacer un reconocimiento de los términos en la ecuación 4.3, el término $\rho D_{i,m}$ es la contribución a difusión molecular, mientras que el término $\frac{\mu_t}{Sc_t}$ representa la contribución a la difusión debido a la turbulencia (coeficiente de difusión turbulenta) y finalmente el término $D_{T,i} \frac{\nabla T}{T}$ representa la difusión térmica.

Al igual que en la sección 3.2.2, es posible realizar simplificaciones en las ecuaciones, eliminando términos que no aplican a nuestro fenómeno o no tienen valor significativo en los resultados. En lo que respecta a la Ecuación 3.2 es posible igualar los términos $\partial \rho / \partial t$ y S_m a cero, esto debido a que no se está trabajando en estado estable, por lo que no existen cambios en la masa respecto al tiempo y tampoco existen inyecciones de masa al sistema. En cuanto a la Ecuación 3.3, el término F corresponde a las fuerzas externas actuando en el fluido y debido a que no existen tales fuerzas para nuestro caso se tiene que $F = 0$. En la Ecuación 3.4, únicamente se igualara a cero el término S_h , que corresponde a la generación de calor por reacciones químicas y no se tienen reacciones químicas. Finalmente en la Ecuación 4.3 es posible eliminar el término $D_{T,i} \frac{\nabla T}{T}$, a este término se le conoce como término de Soret (difusión térmica) y solo es significativo cuando se tienen gradientes de temperatura muy grandes [30] y en nuestro estudio no se manejan temperaturas significativas (entre 20 y 46 °C aproximadamente). Y las ecuaciones 3.2, 3.3, 3.4 y 4.3 toman la siguiente forma:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \times \vec{V}) = -\vec{\nabla} p + \nabla \cdot \left\{ \mu \left[(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} I \right] \right\} + \rho g \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + \tau_{eff}^- \cdot \vec{V} \right) \quad (4.6)$$

$$\vec{J}_i = - \left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_i \quad (4.7)$$

En cuanto a la densidad de la mezcla, será tratada como gas ideal incompresible, ya que el aire seco puede ser tratado como gas ideal en un rango de -10°C hasta 50°C con un error menor al 2%, en cuanto al vapor de agua, a 50°C tiene una presión de saturación de 12.3kPa. A presiones por debajo de ese valor, el vapor de agua puede ser tratado como gas ideal también con un error menor al 2%, incluso cuando es un vapor saturado.

El coeficiente de difusión de masa (D_{AB}) es la capacidad de una especie para difundirse en la otra, la unidad de difusividad de masa es m^2/s . Para el cálculo de del coeficiente de difusión se utilizaron las siguientes aproximaciones:

- Correlación empírica debido a la naturaleza compleja de la difusión de masa, los coeficientes de difusión suelen determinarse de manera experimental. La correlación empírica de la ecuación 4.8 es aplicable en un rango de 280 K a 450 K [37].

$$D_{H_2O-Aire} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \quad (4.8)$$

- La teoría cinética de los gases indica que los coeficientes de difusión para los gases diluidos, a presiones ordinarias, es en esencia independiente de la composición de la mezcla y tiende a crecer con la temperatura al mismo tiempo que decrecer con la presión (Ecuación 4.9).

$$D_{i,m} \propto \frac{T^{2/3}}{P} \text{ o } \frac{D_{i,m1}}{D_{i,m2}} = \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{3/2} \quad (4.9)$$

La convección de masa, al igual que la convección de calor es compleja debido a las complicaciones asociadas al flujo, como la configuración geométrica, el régimen, la velocidad de flujo y la variación de las propiedades del fluido y su composición.

El parámetro que representa las magnitudes relativas a la cantidad de movimiento molecular y la difusión de masa en las capas límite de velocidad y concentración, es el número de Schmidt (Ecuación 4.10). Un número de Schmidt cercano a la unidad indica que las difusiones de la cantidad de movimiento (viscosidad cinemática) y la transferencia de masa son comparables y las capas límite de concentración y velocidad casi coinciden.

$$Sc = \frac{\gamma}{D_{AB}} \quad (4.10)$$

Para flujos turbulentos el número de Schmidt está dado por la ecuación 4.11, donde μ_t es la viscosidad turbulenta, y D_t es el coeficiente efectivo de difusión de masa debido a la turbulencia.

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (4.11)$$

En flujos turbulentos, la difusión de masa esta compuesta por la difusión molecular y el número de Schmidt para flujo turbulento. Usualmente, en flujos turbulentos, la difusión de masa está determinada por el transporte turbulento determinado por el número de Schmidt (Ecuación 4.11), el cual determina la relación de difusión de momentum y masa debido a la turbulencia. Debido a que el número de Schmidt para flujo turbulento es una constante empírica, la cual es relativamente insensible a las propiedades del fluido, es necesario modificar el número de Schmidt turbulento a fin de obtener buenos resultados [39]. Se probaron diferentes números de Schmidt para flujo turbulento (0.7, 2, 3 y 4).

Para la solución del modelo se utilizara el modelo de turbulencia $k - \omega$. Debido a la fuerte interdependencia de los flujos, es necesario resolver todas las ecuaciones de manera simultanea [38].

4.3.3. Datos adicionales para la solución del dominio computacional

Al igual que en la sección 3.2.3, se probaron diferentes mallas para asegurarnos de que la solución no estuviera afectada por la malla en caso de tener elementos insuficientes. Por lo que se probaron mallas de aproximadamente:

- 15000 elementos.
- 30000 elementos.
- 40000 elementos.
- 90000 elementos.
- 120000 elementos.

Y se llego a la concluyó que la malla de 40000 (Figura 4.17) elementos ofrecia los mismos resultados que las mallas de 90000 y 120000, elementos y el tiempo de computo era considerablemente más corto.

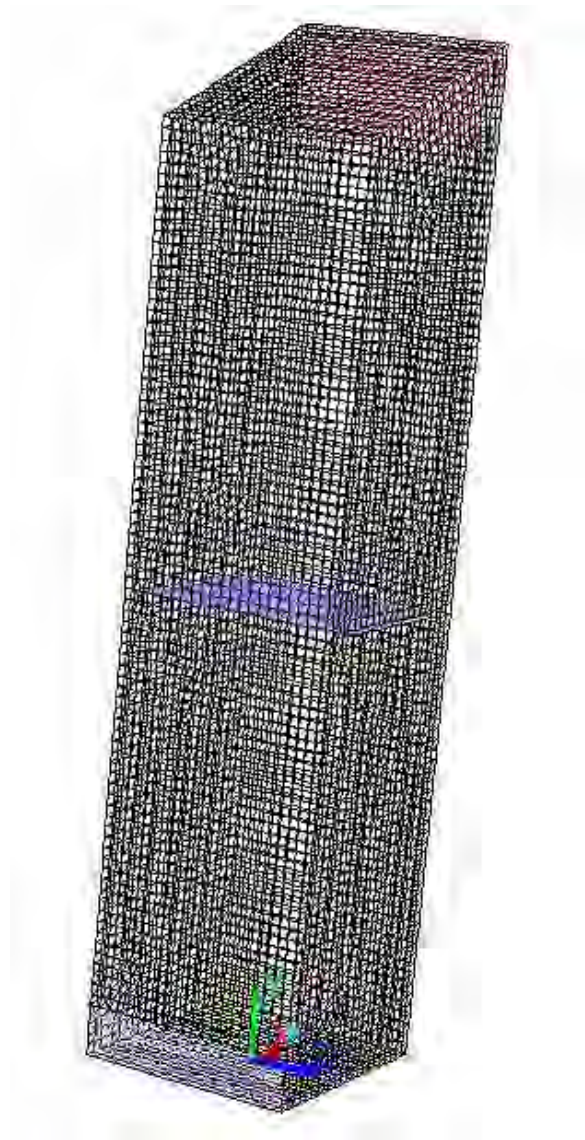


Figura 4.17: Malla de la cámara de secado con esponja en el interior.

Tabla 4.2: Datos de partida para la solución del modelo numérico.

Parámetro	Magnitud
Presión manométrica	0 Pa
Velocidad en x	0 m/s
Velocidad en y	0.1 m/s
Velocidad en z	-0.1 m/s
Temperatura	310.38 K
O ₂	0.2624
N ₂	0.7325

Los datos de partida para la solución se muestran en la Tabla 4.2 y fueron supuestos a la salida de la cámara de secado.

4.3.4. Análisis de resultados

Como se mencionó en la sección 4.3.2, para el cálculo del coeficiente de difusión de masa se utilizó una correlación empírica y la teoría cinética de gases. Para la correlación empírica se supuso un coeficiente de difusión constante, evaluado a la temperatura promedio (307.3 K). En lo que respecta a la teoría cinética de gases, Fluent utilizó las variables de presión y temperatura existentes en el modelo. Con ambos métodos de cálculo del coeficiente de difusión, se obtuvieron exactamente los mismos resultados, por lo que se decidió utilizar la teoría cinética de gases, debido a que esta no se encuentra limitada a un rango de temperaturas. Y debido a que no existe variación en los resultados de un modelo a otro, únicamente se mostrarán los resultados de los modelos resueltos utilizando la teoría cinética de gases. También a manera de comprobación, se utilizó el modelo de difusión térmica, pero tampoco se observaron cambios en los resultados, por lo que se continuaron las simulaciones sin este modelo con la finalidad de reducir el tiempo de cálculo.

El primer parámetro a analizar es la fracción de masa de agua, dado que en función de ella se obtienen los valores de humedad relativa, densidad, y temperatura. Los contornos de la fracción de masa dentro de la cámara de secado para los diferentes números de Schmidt utilizados se muestran en la Figura 4.18.

Al analizar los contornos de la Figura 4.18, se puede ver que en zonas aledañas a la esponja, se tiene el máximo valor de fracción de masa (1), esto debido a que en esa zona solo existe una especie, agua. El agua en la esponja se difumina en el aire para después abandonar la cámara de secado. Al observar detenidamente los contornos de la Figura 4.18, es muy claro el impacto que tiene el número de Schmidt en la solución del modelo, ya que en los dos

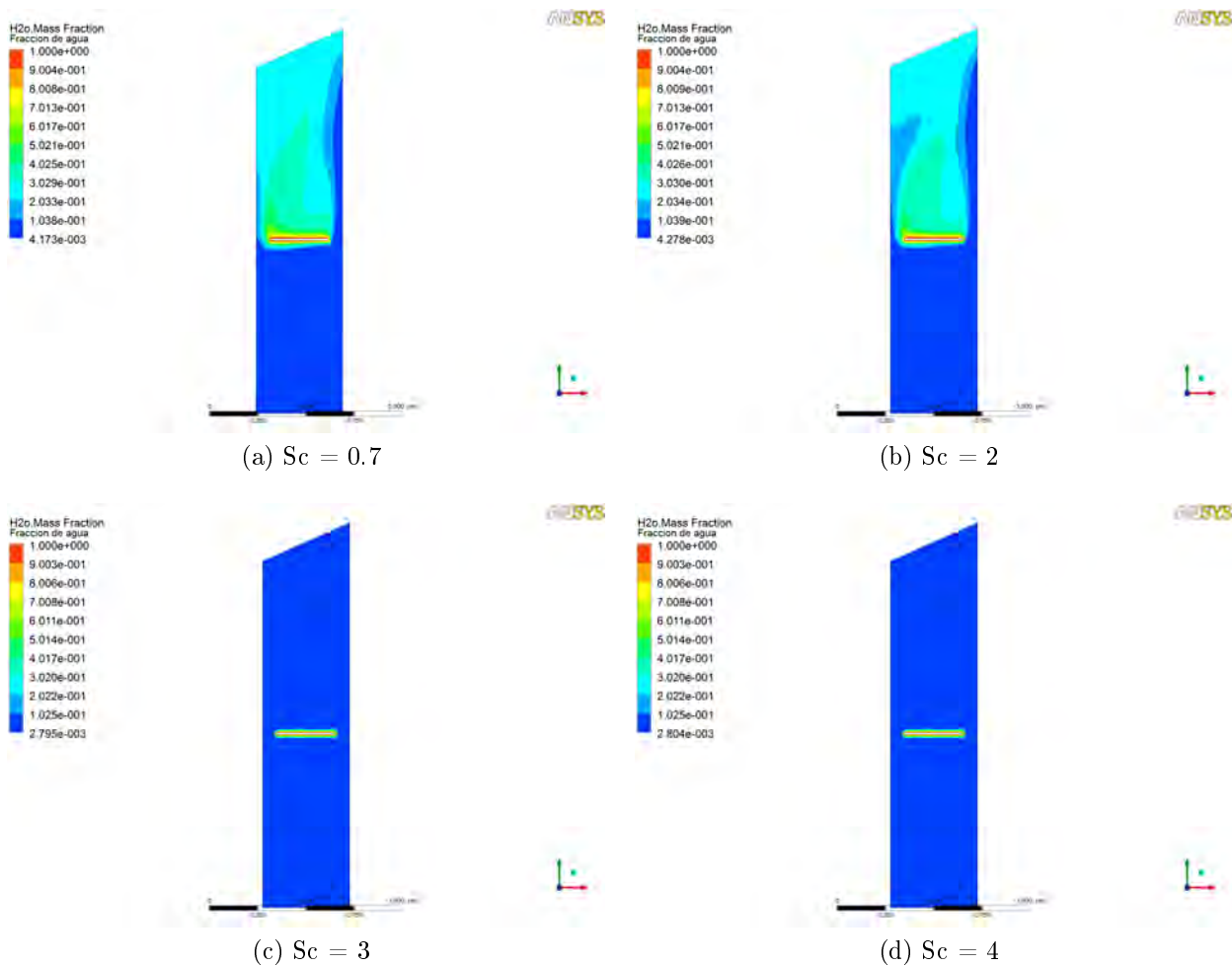


Figura 4.18: Contornos la fraccion de masa de agua dentro de la cámara de secado.

primeros modelos ($Sc = 0.7$ y $Sc = 3$) existe una acumulación de agua, debido a que el agua de la esponja no se difumina como lo hace en el modelo físico, mientras que en los siguientes dos modelos ($Sc = 3$ y $Sc = 4$) la difusión del agua en el aire es casi instantanea, en la Figura 4.19, se graficaron los contornos de la fraccion de masa de agua en escala logarítmica para poder apreciar la difusión del agua en el aire, y como se observa en la Figura 4.19, se tiene el mismo contorno en ambos casos, debido a que al utilizar un número de Schmidt de 3, el agua ya se ha difuminado totalmente en el aire y al utilizar un número de Schmidt mayor, no existirán cambios significativos en los resultados.

El segundo parámetro a analizar es la densidad, ya que como se ha mencionado a lo largo de este trabajo, la diferencia de densidad es la causante de la convección natural. Los contornos de densidad, se muestran en la Figura 4.20.

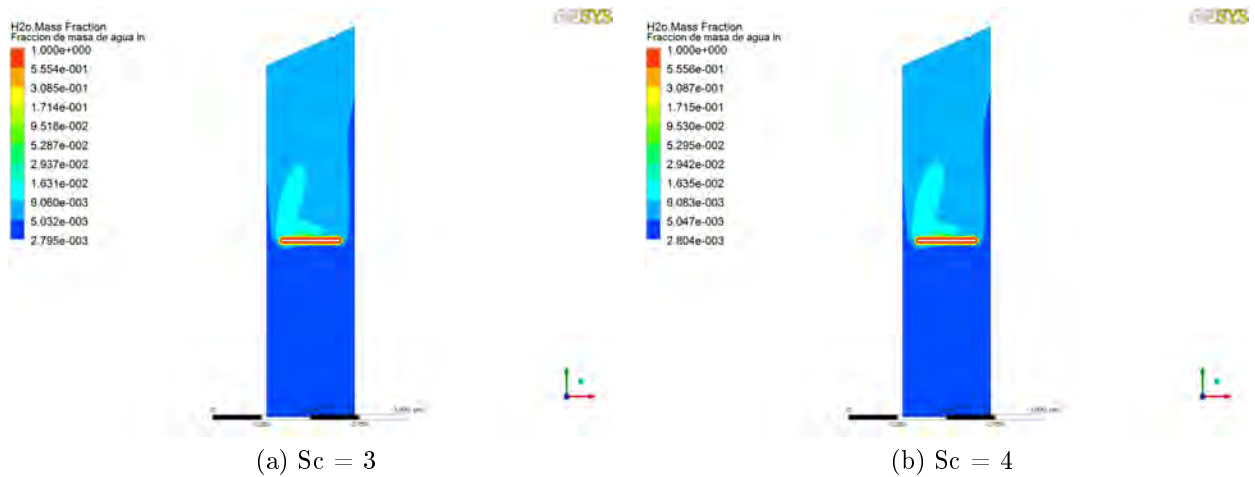


Figura 4.19: Contornos de la fracción de masa en escala logarítmica.

En cuanto a la densidad, el valor mínimo de densidad se encuentra cerca de la esponja, donde únicamente existe vapor de agua. Es importante hacer la observación de que el vapor de agua es menos denso que el aire, por lo que podría decirse que la difusión del agua en el aire favorece el proceso de la convección natural. Por lo que el principal factor que afecta la residencia del aire dentro de la cámara de secado es la temperatura.

El siguiente parámetro a analizar será la temperatura dentro de la cámara de secado. La temperatura del aire juega un papel muy importante en la absorción de humedad, debido a que el coeficiente de difusión binario aumenta con la temperatura. Los contornos de temperatura para los diferentes modelos resueltos se muestran en la Figura 4.21, como puede verse, resulta bastante lógico que la temperatura mayor (319.1 K) se encuentre debajo de la esponja, mientras que la temperatura mas baja es la registrada en la esponja (295 K). Los contornos de temperatura nos brindan información importante, ya que se puede ver en que partes del deshidratador se tienen las temperaturas mas elevadas, las cuales estan aproximadamente en la misma zona (arriba de la esponja en el lado izquierdo) en los cuatro modelos, ya que como se verá mas tarde en la Figura 4.24, no hay mucha circulación del fluido en ese punto.

La humedad relativa, es un parámetro que depende de la temperatura y la fracción de masa en el aire (ecuación 4.1), el cual indica el porcentaje de saturación del aire (cantidad de agua que puede absorber). En los contornos mostrados en la Figura 4.22, podemos observar como los resultados obtenidos con los modelos donde se utilizó un número de Schmidt de 0.7 y 2, carecen totalmente de significado fisico, ya que se tienen humedades relativas del orden de miles en toda la zona por arriba de la esponja, en el modelo matemático, es posible que Fluent calcule humedades relativas de mas del 100 %, pero esto es debido a que el cálculo de

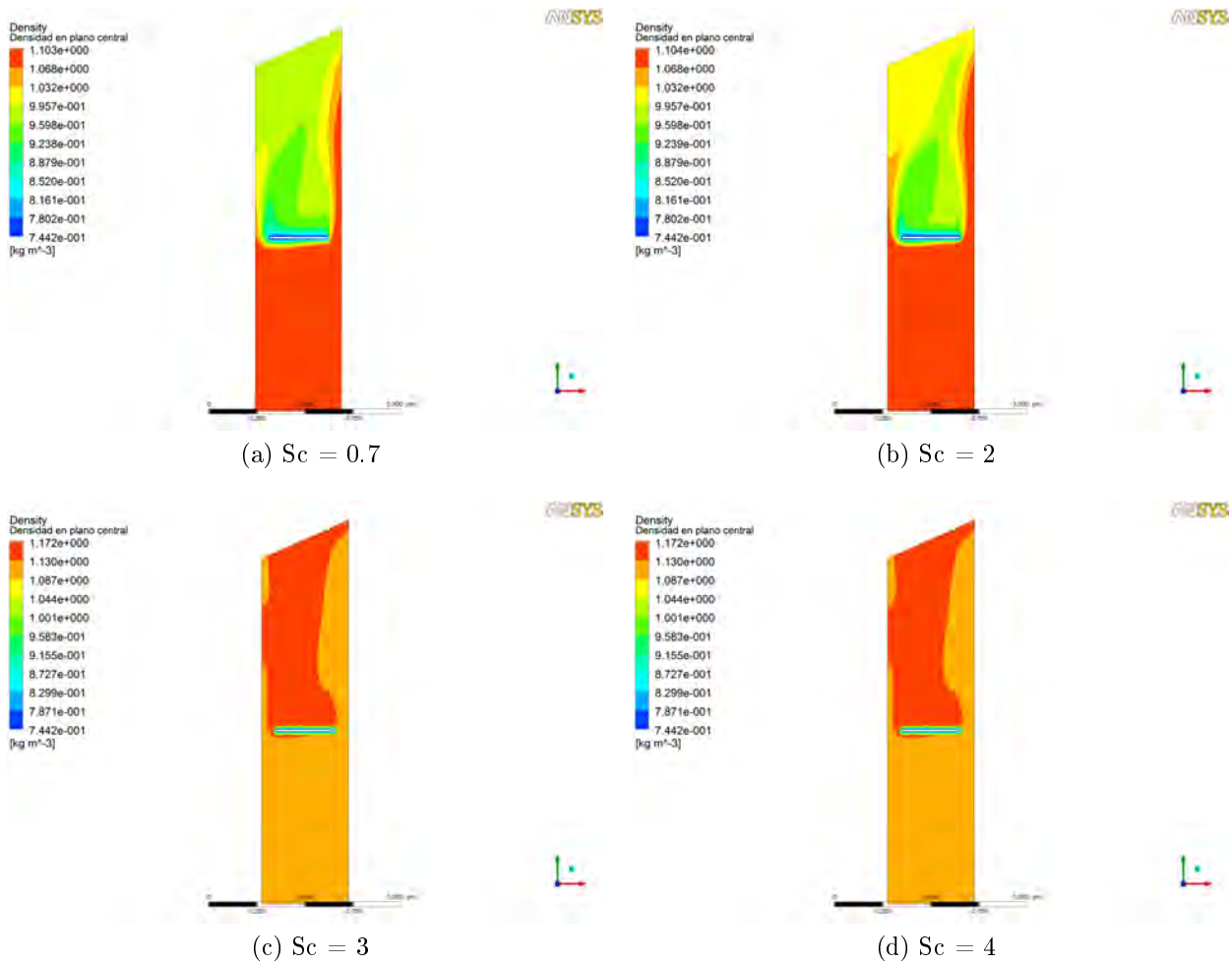


Figura 4.20: Variación de la densidad dentro de la cámara de secado.

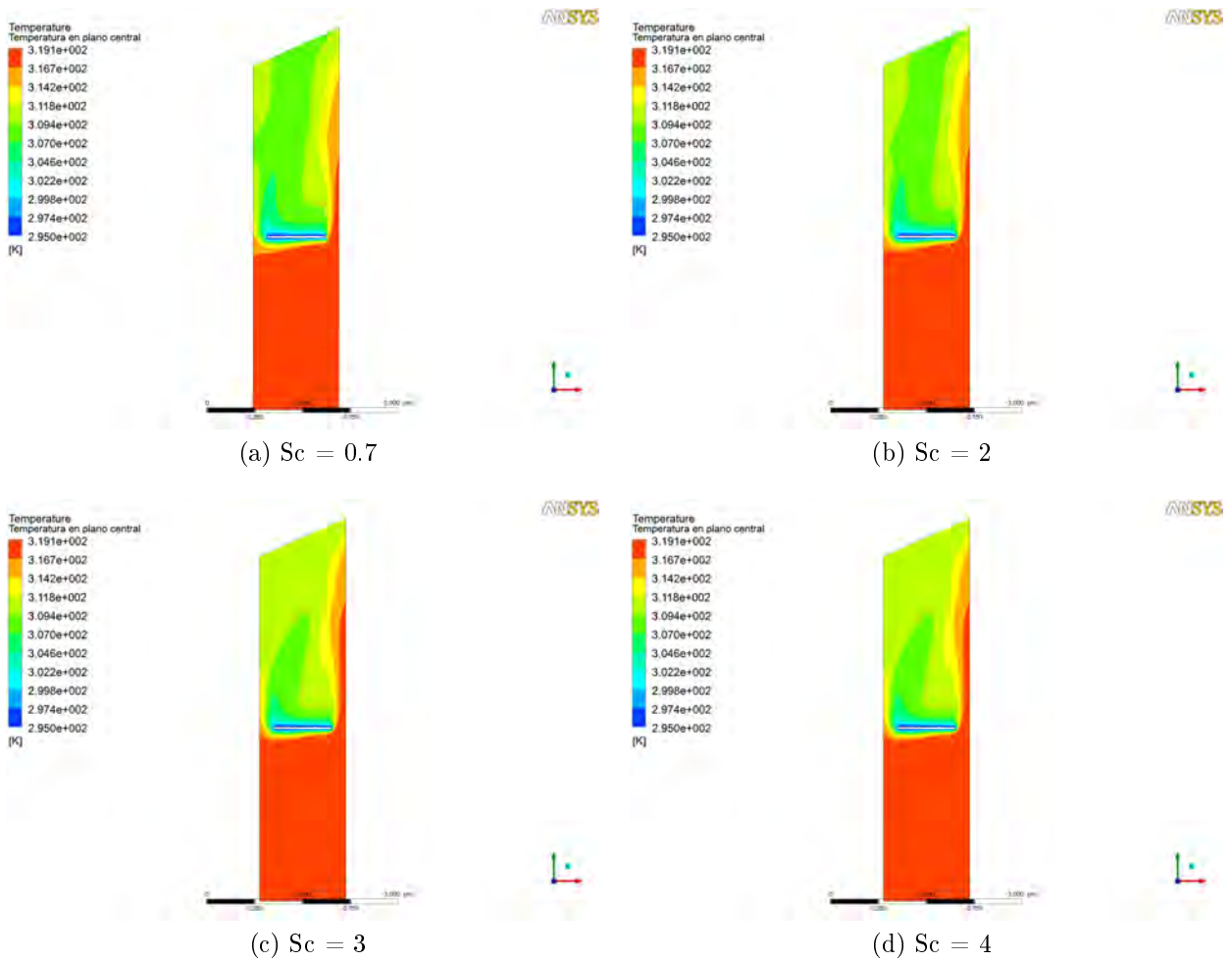


Figura 4.21: Contornos de temperatura dentro de la cámara de secado.

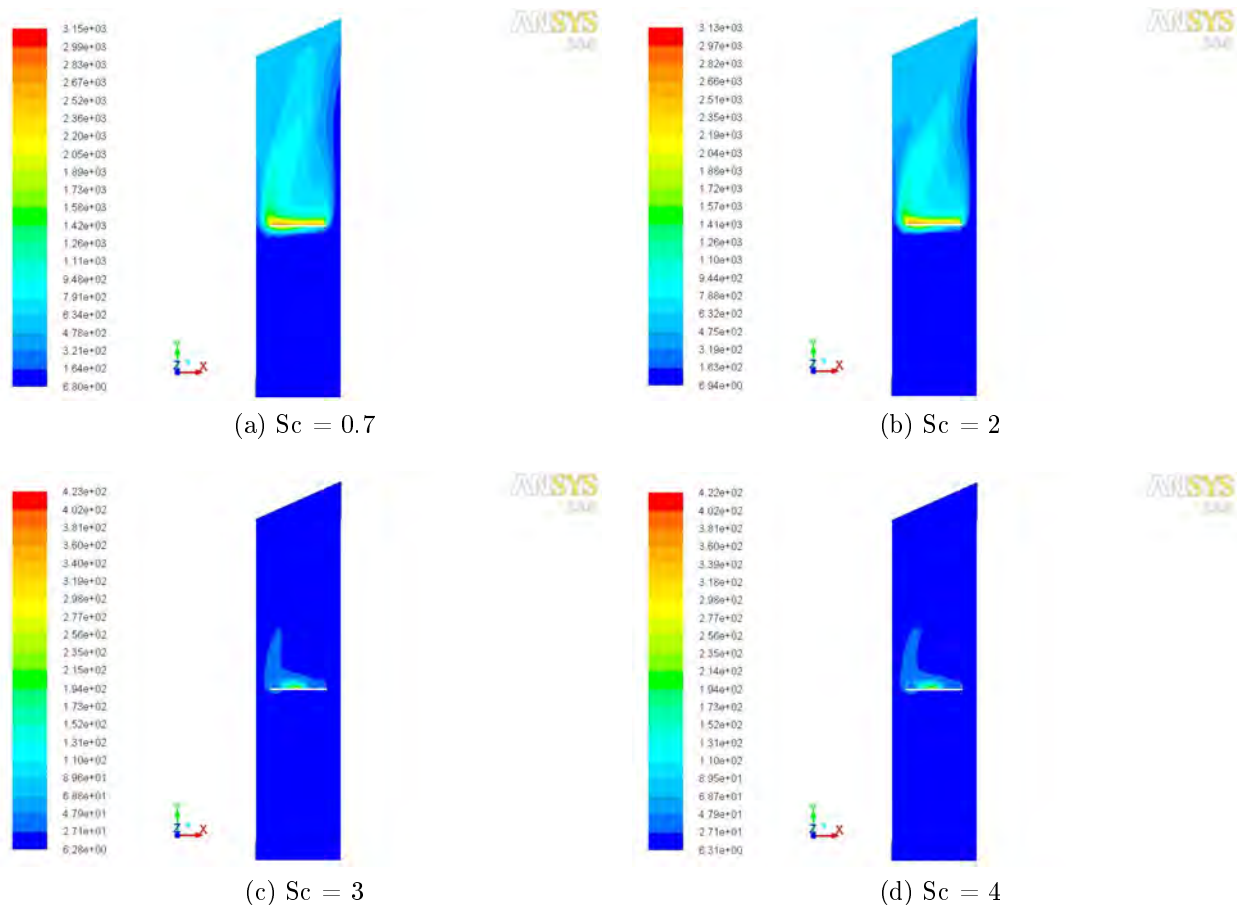


Figura 4.22: Contornos de humedad relativa dentro de la cámara de secado.

la humedad relativa se hace en todo el dominio computacional, y hay que recordar, que hay donde se tienen fracciones de masa de 1, pero como se puede ver en los modelos donde se utilizó un número de Schmidt de 3 y 4, estas zonas de humedad relativa sin significado físico son solamente en zonas demasiado cercanas a la esponja (zonas donde únicamente hay vapor de agua). Pero en los primeros 2 modelos ($Sc = 0.7$ y $Sc = 3$), se tienen humedades relativas muy elevadas en la mitad de la cámara, por lo que es posible descartar estos 2 modelos desde este momento, ya que al ser comparados con resultados experimentales existirá un gran margen de error.

En cuanto a la velocidad, como se había mencionado anteriormente, se tienen velocidades demasiado bajas debido a la convección natural. En los casos resueltos donde las fracciones de masa de agua son demasiado altas ($Sc = 0.7$ y $Sc = 3$), es posible ver como la velocidad del fluido es mayor que en los casos donde la fracción de masa es mucho menor.

Las líneas de flujo nos dan una idea de como se mueve el fluido, desde que entra a de

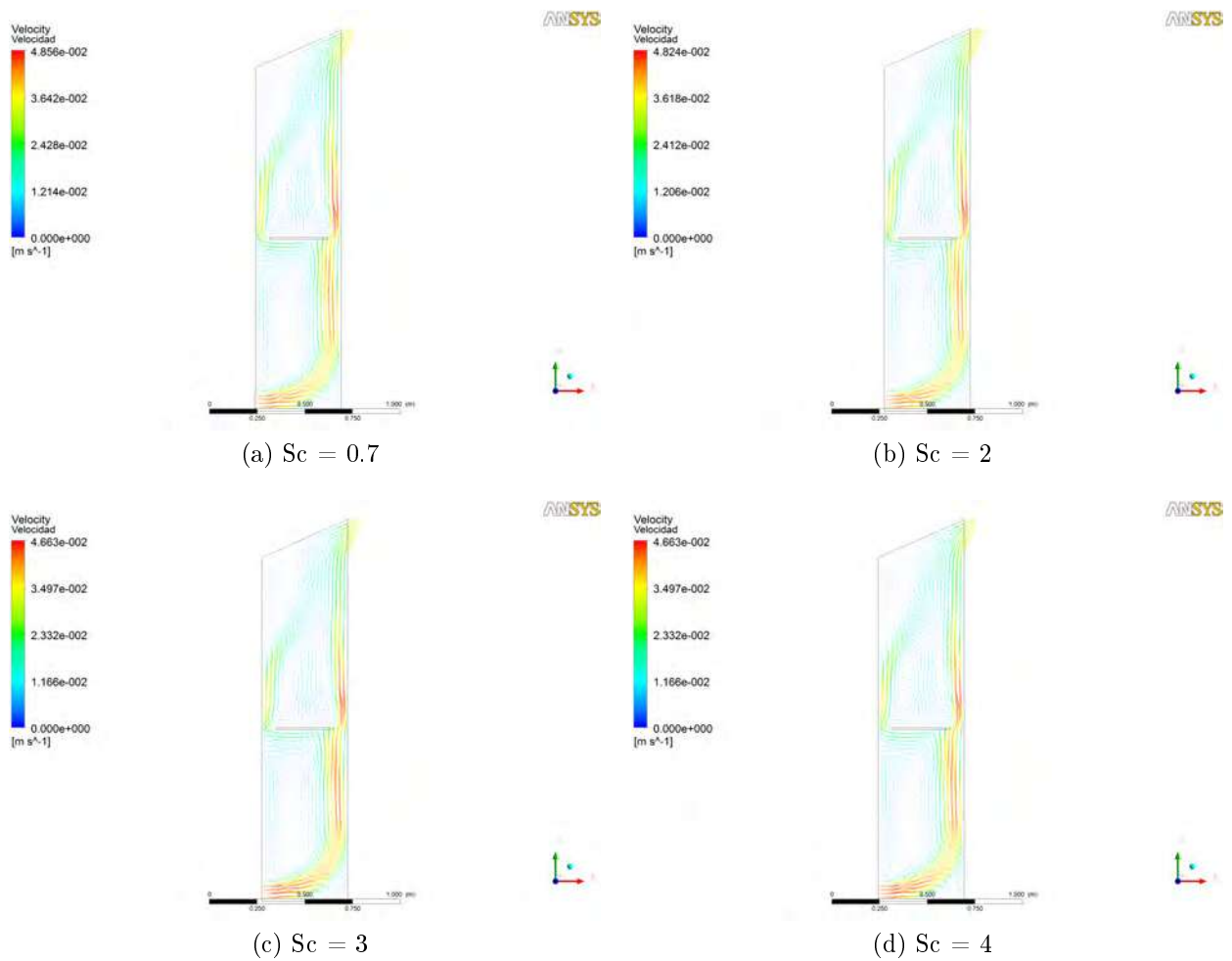


Figura 4.23: Vectores de velocidad dentro de la cámara de secado.

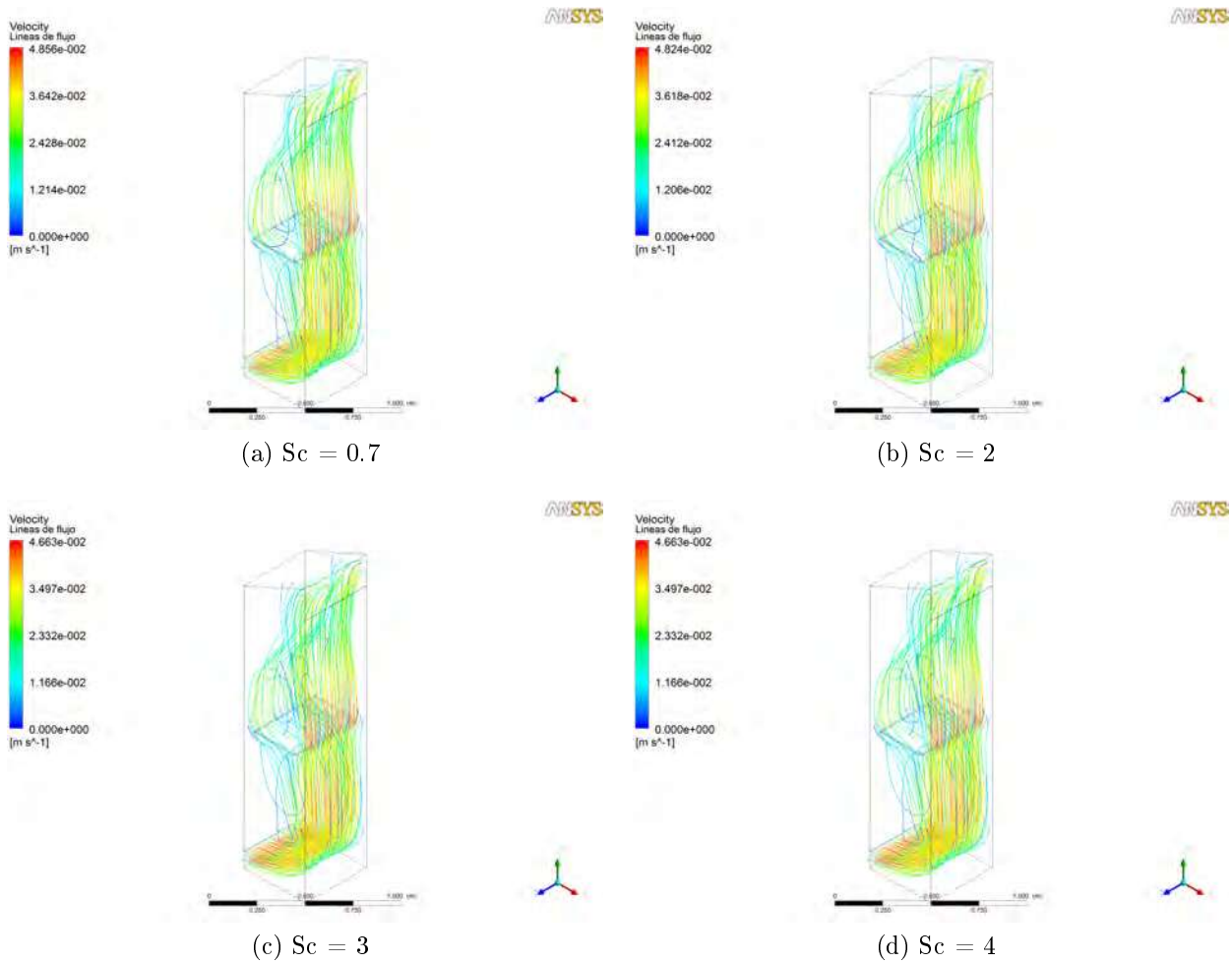


Figura 4.24: Líneas de flujo dentro de la cámara de secado.

la cámara de secado, pasa por la esponja, para después abandonar la cámara de secado. En todos los casos las líneas de flujo se comportan de la misma manera (Figura 4.24), y se puede ver como buena cantidad de aire caliente abandona la cámara de secado sin haber entrado en contacto con la esponja, también se puede ver como en la parte superior de la esponja existe muy poco movimiento del fluido.

Es importante analizar a detalle las líneas de flujo de la Figura 4.24, ya que nos dan pauta a idear posibles modificaciones en la geometría del deshidratador, con la finalidad de evitar estancamientos. También se observa la “fuga de aire caliente” que no ha entrado en ningún momento en contacto con la carga de humedad. El evitar estancamientos y tener una mejor distribución del flujo del aire dentro de la cámara de secado, traeran como consecuencia una mejora en la eficiencia del deshidratador.

Tabla 4.3: Flujo másico a la salida la cámara de secado (kg/h).

Número de Schmidt utilizado	Flujo másico
0.7	0.0021547249
2	0.0021547249
3	0.0021547249
4	0.0021547249

Tabla 4.4: Velocidad a la entrada y salida de la cámara de secado (m/s).

Número de Schmidt utilizado	Entrada	Salida
0.7	0.043321595	0.035732076
2	0.043321595	0.035292465
3	0.043321595	0.03279889
4	0.043321595	0.032798868

Se calculó el flujo másico a la salida de la cámara (Tabla 4.3), y como se puede observar en todos los modelos se tiene el mismo flujo másico, lo cual resulta bastante lógico debido a que en todos los modelos se respeta la ecuación de continuidad, pero no quiere decir que son resultados correctos. Porque como ya se observó en los contornos de la fracción de masa, los modelos con un número de Schmidt de 0.7 y 3 tienen fracciones de masa muy elevadas, y al hacer el análisis de especies, es posible darse cuenta de que estos dos modelos no respetan la conservación de especies. Mientras que en los otros dos modelos la conservación de especies se respeta totalmente.

Finalmente en la Tabla 4.4, se muestran los valores de velocidad calculados en cada modelo a la entrada y salida de la cámara de secado. De los cuales la conclusión que puede obtenerse es que la velocidad a la salida es menor, dado que el área de la salida de la cámara es mayor que el área de entrada.

4.3.5. Validación de resultados

Para la validación de los resultados, se utilizaron los valores de humedad relativa, temperatura y la fracción de masa de agua a la salida de la cámara de secado, para calcular el error entre los valores obtenidos experimentalmente y los valores obtenidos mediante la simulación. Para validar el modelo se instrumentó un termo-higrómetro a la salida de la cámara de secado (Figura 4.3), se obtuvo un promedio de las condiciones de humedad, temperatura y la fracción de masa de agua, durante las primeras cuatro horas del experimento (periodo en el cual la esponja está húmeda). En las Figuras 4.25 y 4.26 es posible apreciar el comportamiento de

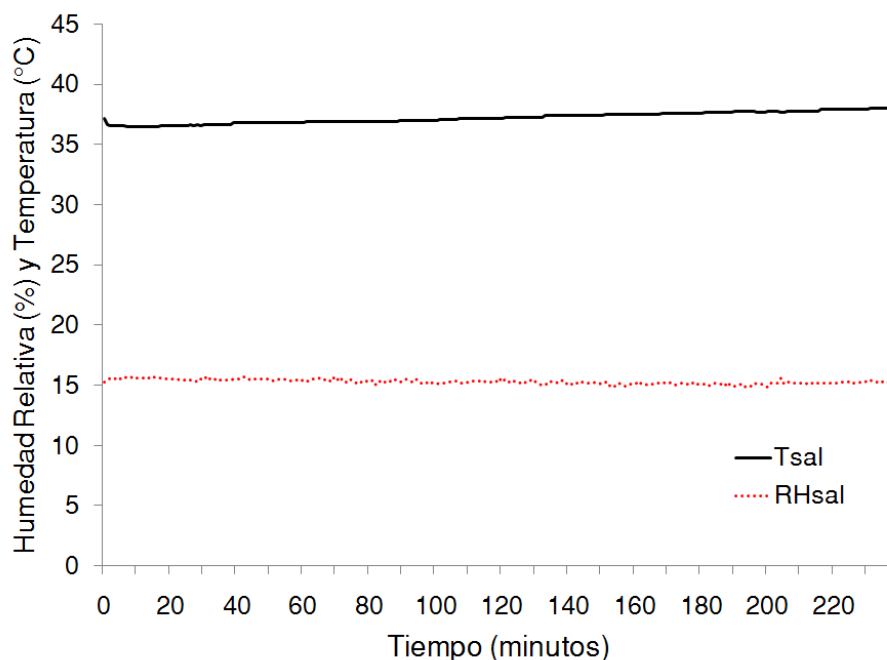


Figura 4.25: Comportamiento de la humedad relativa y temperatura durante las primeras 4 horas del experimento.

Tabla 4.5: Valores medidos en el ambiente y a la salida de la cámara de secado.

Zona	Temperatura	Humedad Relativa	Fracción de masa de agua
Ambiente	26.010	20.833	0.004389519
Salida de la cámara	37.237	15.319	0.006040569

las variables utilizadas para la validación de los modelos (valores a la salida de la cámara de secado). Los valores promedio obtenidos en el ambiente y a la salida de la cámara de secado se muestran en la Tabla 4.5.

Una vez marcado el termo-higrómetro en en cada modelo computacional resuelto (Figura 4.3), se procedió a calcular los valores para cada uno de los parámetros con los que validaremos, humedad relativa (Tabla 4.6), temperatura (Tabla 4.7) y fracción de masa (Tabla 4.8). Para la validación calcularemos el error relativo mediante la ecuación 3.16. En la referencia [36], se menciona que para el cálculo de humedades, son aceptables errores relativos de hasta 20 %, esto debido a la complejidad que involucran los modelos de difusión.

En la Tabla 4.9, se muestran los resultados del error relativo calculado para cada uno de los parámetros que se utilizaron para la validación de los modelos.

La humedad relativa es el parámetro que presenta la mayor desviación con respecto al

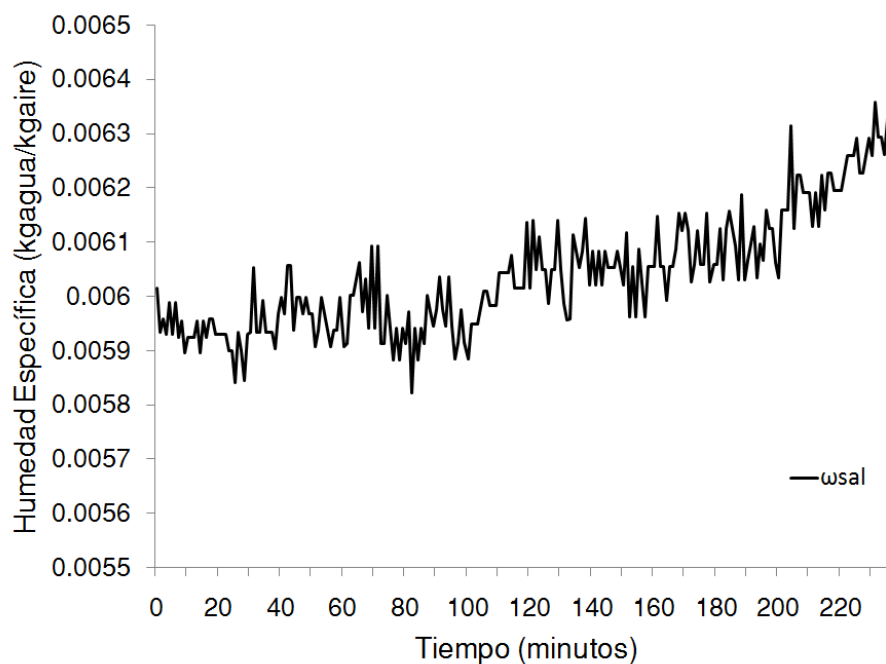


Figura 4.26: Comportamiento de la humedad específica durante las primeras 4 horas del experimento.

Review of so

Tabla 4.6: Humedad relativa utilizada para la validación del modelo.

Número de Schmidt utilizado	Humedad relativa (%)
0.7	334.5016
2	283.19337
3	12.490755
4	12.477448

Tabla 4.7: Temperatura utilizada para la validación del modelo.

Número de Schmidt utilizado	Temperatura (°C)
0.7	312.68677
2	312.91776
3	314.03125
4	314.03137

Tabla 4.8: Fracción de masa de agua utilizada para la validación del modelo.

Número de Schmidt utilizado	Fracción de masa (adimensional)
0.7	0.15843108
2	0.13301787
3	0.0058780764
4	0.0058705672

Tabla 4.9: Cálculo de error relativo para los modelos computacionales resueltos.

Número de Schmidt	Humedad relativa	Temperatura	Fracción de masa
0.7	2127.189	0.7409	2522.7889
2	1785.567	0.8153	2102.0751
3	16.83	1.1740	2.6900
4	16.92	1.1741	2.8143

modelo físico, lo cual es de esperarse, dado que la humedad relativa está en función de la temperatura y la fracción de masa existente en el aire, y si ambas ya presentan cierta discrepancia con los resultados experimentales, es natural que el error relativo en la humedad relativa resulte mayor, pero en los modelos con número de Schmidt de 0.7 y 2, la humedad relativa es excesivamente alta y carece de significado físico, a diferencia de los modelos con números de Schmidt de 3 y 4 donde desciende considerablemente, hasta obtener valores lógicos. Por lo que podemos concluir, que la difusión turbulenta es mucho mayor que la difusión molecular.

En cuanto al error relativo calculado con la temperatura, podemos ver que en todos los casos es bajo (menor al 2%), por lo que es posible decir que la solución de la ecuación de la energía no representa un obstáculo en este tipo de problemas.

El error relativo calculado en las fracciones de masa, es de nueva cuenta demasiado alto, obteniendo el máximo valor de error en el primer caso, y va descendiendo conforme se aumenta el número de Schmidt. Es posible ver claramente como la difusión convectiva (difusión turbulenta), es mucho mayor a la difusión molecular, pero llega un punto donde pierde sentido continuar aumentando el número de Schmidt, debido a que el agua se ha difuminado totalmente en el aire.

Por lo que de los resultados obtenidos de la Tabla 4.9, podemos concluir que los modelos cuyos resultados son más aproximados a nuestro modelo experimental son los modelos con número de Schmidt de 3 y 4. Al haber validado nuestros modelos, es posible pensar en realizar modificaciones en la geometría del deshidratador para mejorar su desempeño. Para

las modificaciones en la geometría, se utilizará el modelo con número de Schmidt de 3. En cuanto a los otros dos modelos, serán desechados ya que no ofrecen resultados apegados a los resultados obtenidos experimentalmente.

Capítulo 5

MODIFICACIONES EN LA GEOMETRÍA

La dinámica de fluidos, nos permite mediante el uso de paquetes computacionales analizar el comportamiento de los fluidos, en este caso el comportamiento del aire y agua dentro de un deshidratador solar. Si bien, la dinámica de fluidos sirve para proponer nuevos diseños, estos en la realidad no siempre se comportan de la misma manera la ser construidos. En este trabajo se validaron los resultados computacionales con resultados experimentales, con la finalidad de que el modelo computacional desarrollado arroje resultados acertados. Al tener un modelo computacional validado, se ha comprobado que el modelo matemático empleado realmente describe el comportamiento real del fenómeno simulado. Al tener un modelo matemático adecuado para nuestro problema, es posible realizar modificaciones en la geometría del deshidratador, con la finalidad de mejorar su desempeño. Teniendo mayor certeza de que los resultados de las simulaciones obtenidos con las nuevas geometrías, y al ser construidas estas geometrías, tendrán un comportamiento muy similar al modelo simulado una vez que sean puestas en operación.

En este capítulo, utilizaremos los modelos válidos desarrollados en los Capítulos 3 y 4, y se propondrán algunos cambios en la geometría, con la finalidad de mejorar su desempeño.

La primera modificación en la geometría del deshidratador, será en el colector. Como se puede observar en la Figura 3.20 C, la temperatura del aire deja de incrementarse al haber atravesado dos terceras partes del colector. Bajo esta observación, se propuso acortar la longitud del colector (sin afectar la inclinación), teniendo cuidado de que esto no trajera repercusiones negativas en la temperatura a la salida del colector. Por lo que se simuló varias geometrías con diferentes longitudes en el colector, y se llegó a la conclusión de que

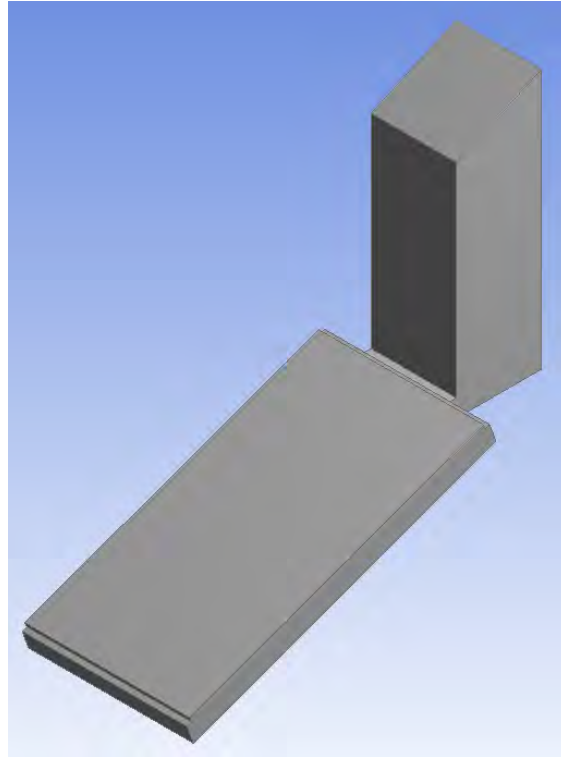


Figura 5.1: Deshidratador solar con colector de 1.6 m.

la longitud del colector se puede reducir hasta 1.60 m (Figura 5.1).

Los contornos obtenidos para este modelo resuelto se muestran en la Figura 5.2, como se puede observar, se tiene básicamente la misma escala de densidades que en la Figura 3.20. Lo cual es totalmente lógico, dado que se tiene casi la misma temperatura a la salida del colector que en el modelo original y en este nuevo modelo.

En cuanto a la temperatura, se muestran los contornos en la Figura 5.3. Y al igual que en los contornos de densidad, se tiene la misma escala para los contornos de temperatura del modelo original (Figura 3.22). Estos resultados son de esperarse, dado que la longitud del colector se ha acertado gradualmente, de modo que se mantenga la temperatura a la salida del colector. En la Figura 5.2, no es posible apreciar que la temperatura del aire sigue aumentando en el último cuarto del colector solar, esto debido a la escala utilizada.

Las velocidades que se tienen en este modelo, son también demasiado bajas (del orden de 0.03 m/s aproximadamente) y similares al modelo original. Las líneas de flujo obtenidas para este modelo se muestran en la Figura 5.4. También podemos calcular el flujo másico de este modelo, el cual tiene un valor de 7.888 kg/h, que es ligeramente menor al del modelo original.

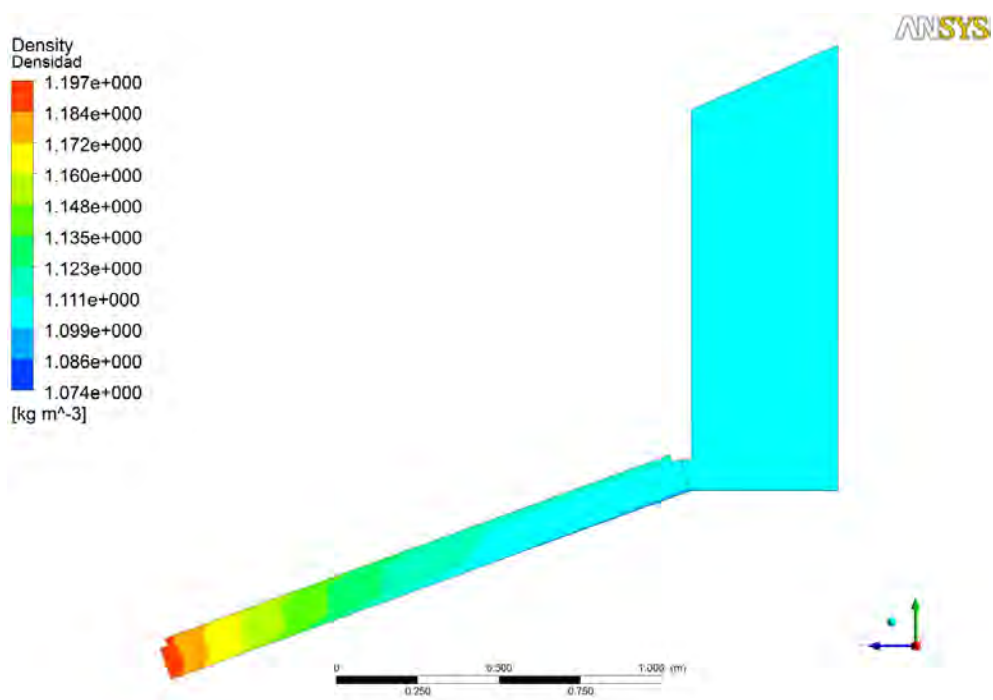


Figura 5.2: Contornos de densidad para modelo con colector de 1.6 m.

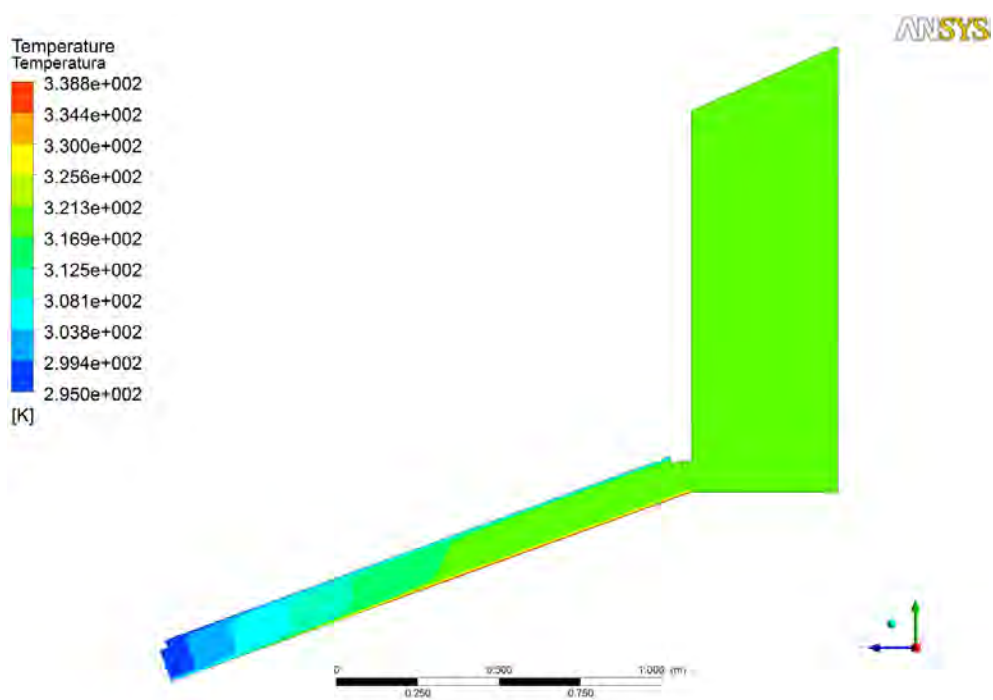


Figura 5.3: Contornos de temperatura para modelo con colector de 1.6 m.

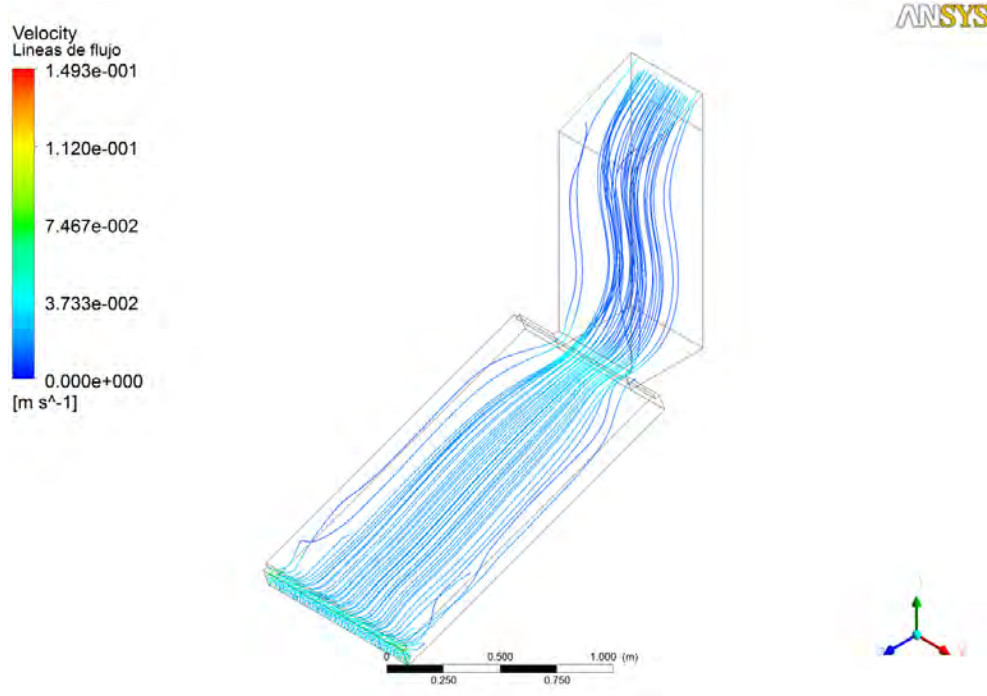


Figura 5.4: Líneas de flujo para modelo con colector de 1.6 m.

Esta modificación, tendrá una repercusión en el costo de la fabricación del equipo, ya que se requiere menor cantidad de material para la fabricación del deshidratador, trayendo como consecuencia una reducción en el costo, sin afectar el desempeño del equipo.

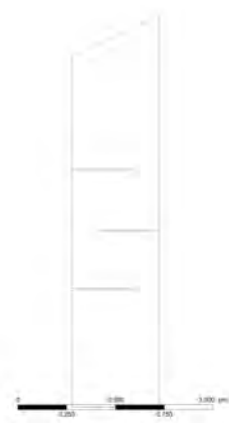
En cuanto a las modificaciones de la cámara, se propusieron tres geometrías diferentes, con la finalidad de poder comparar y analizar el comportamiento de cada uno de los modelos simulados. Las modificaciones propuestas se muestran en la Figura 5.5. En la Figura 5.5a se propuso un arreglo con tres mamparas al centro de la cámara de secado (Propuesta 1), en la Figura 5.5b) se propuso un arreglo del producto en forma de “laberinto”, colocando la primera mampara del lado del colector (Propuesta 2), y finalmente, en la Figura 5.5c) se propuso también un arreglo con mamparas en forma de “laberinto”, pero con la diferencia de que la primera mampara se colocó del lado de la salida de la cámara de secado (Propuesta 3).

Los contornos de temperatura para las tres propuestas se muestran en las Figuras 5.6, 5.7 y 5.8, en todas las figuras se tiene la misma escala de temperatura. La máxima temperatura del aire se registra la entrada de la cámara de secado, y es la misma para todos los modelos (319.16 K). La temperatura más baja (295 K) se encuentra el agua de la esponja. En la Figura 5.6, se puede ver como del lado derecho de las esponjas, se tiene un “fuga de aire caliente” (un



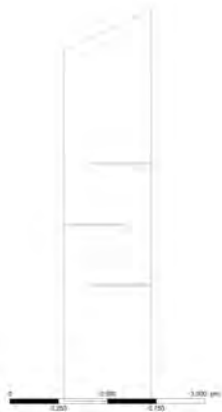
(a) Propuesta 1.

ANSYS



(b) Propuesta 2.

ANSYS



(c) Propuesta 3.

Figura 5.5: Cambios propuestos en la geometría de la cámara.

corredor de aire caliente pegado a la pared trasera de la cámara de secado), el cual en ningún momento entra en contacto con el producto a deshidratar, y esto se traduce en un desperdicio de energía. También se puede ver como se tienen zonas temperaturas de alrededor de 33 °C aproximadamente, entre las esponjas. En cuanto a la Figura 5.7, podemos observar que se tienen menos zonas con temperaturas bajas (menores a 35 °C), a excepción de la mampara más alta, la cual tiene una zona en la parte superior, con temperatura de 25°C, pero en general se tiene una distribución de temperatura mucho más uniforme en toda la cámara de secado. Finalmente en la Figura 5.8, se tienen los contornos de temperatura obtenidos para este modelo, en este modelo, se redujeron aún más las zonas con bajas temperaturas (menores a 35°C), y como se puede observar en las primeras dos mamparas, se tiene un aumento en la temperatura en las zonas próximas a la mampara, mientras que en la última, se tiene también un estancamiento de aire, pero es menor que al observado en el modelo anterior.

El siguiente análisis será de los contornos de densidad, los cuales se muestran en la Figura 5.9, los valores de densidad más altos se dan en zonas de temperaturas bajas, pero también pueden existir valores bajos de densidad en el modelo debido a que el vapor de agua es menos denso que el aire. Valores elevados en la densidad dentro del deshidratador ocasionan problemas, porque el funcionamiento del deshidratador es por convección natural, y las acumulaciones de zonas con densidades altas en las partes bajas del deshidratador pueden ocasionar estancamientos, y por lo tanto la humedad removida del producto no abandonará la cámara de secado.

Como siguiente punto, se analizarán los contornos de la fracción de masa de agua. Las fracciones de masa de agua obtenidas para cada modelo se muestran en las Figuras 5.10, 5.11 y 5.12. Es posible hacer un par de observaciones de la Figura 5.10. La primera, es que se tienen acumulaciones de agua entre las mamparas, y al no tener aire circulante, la temperatura desciende de tal forma que se forman estancamientos en esta parte del deshidratador. La segunda es que en la parte que está a la derecha de las mamparas, se observa nuevamente la corriente de aire que abandona la cámara sin haber entrado en contacto con el producto deshidratado. En cuanto a la Figura 5.11, se tienen acumulaciones en la mampara inferior y en la parte superior de la mampara más alta. Mientras que en la Figura 5.12, podemos observar que se tiene una distribución de la fracción de masa muy uniforme en la mayor parte de la cámara de secado, también es apreciable como en la parte inferior de la mampara más baja existe muy poca acumulación de agua. Y teniendo solo un estancamiento significativo, ubicado en la parte de arriba de la mampara superior, pero aún así, este estancamiento es menor al del encontrado en el modelo de la Figura 5.11.

Hasta este punto, hemos hablado de las consecuencias que acarrearán los estancamientos

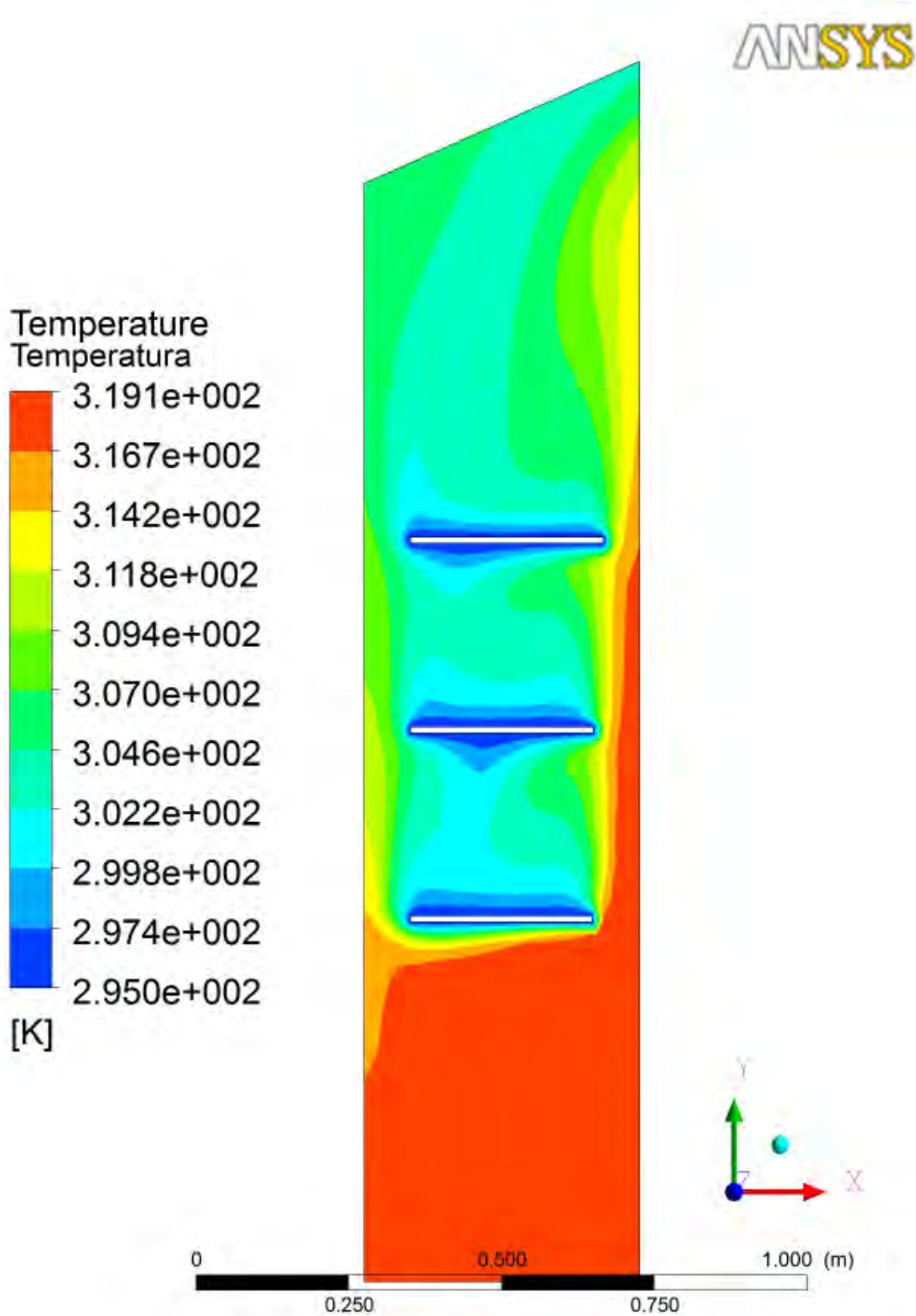


Figura 5.6: Contornos de temperatura para la Propuesta 1.

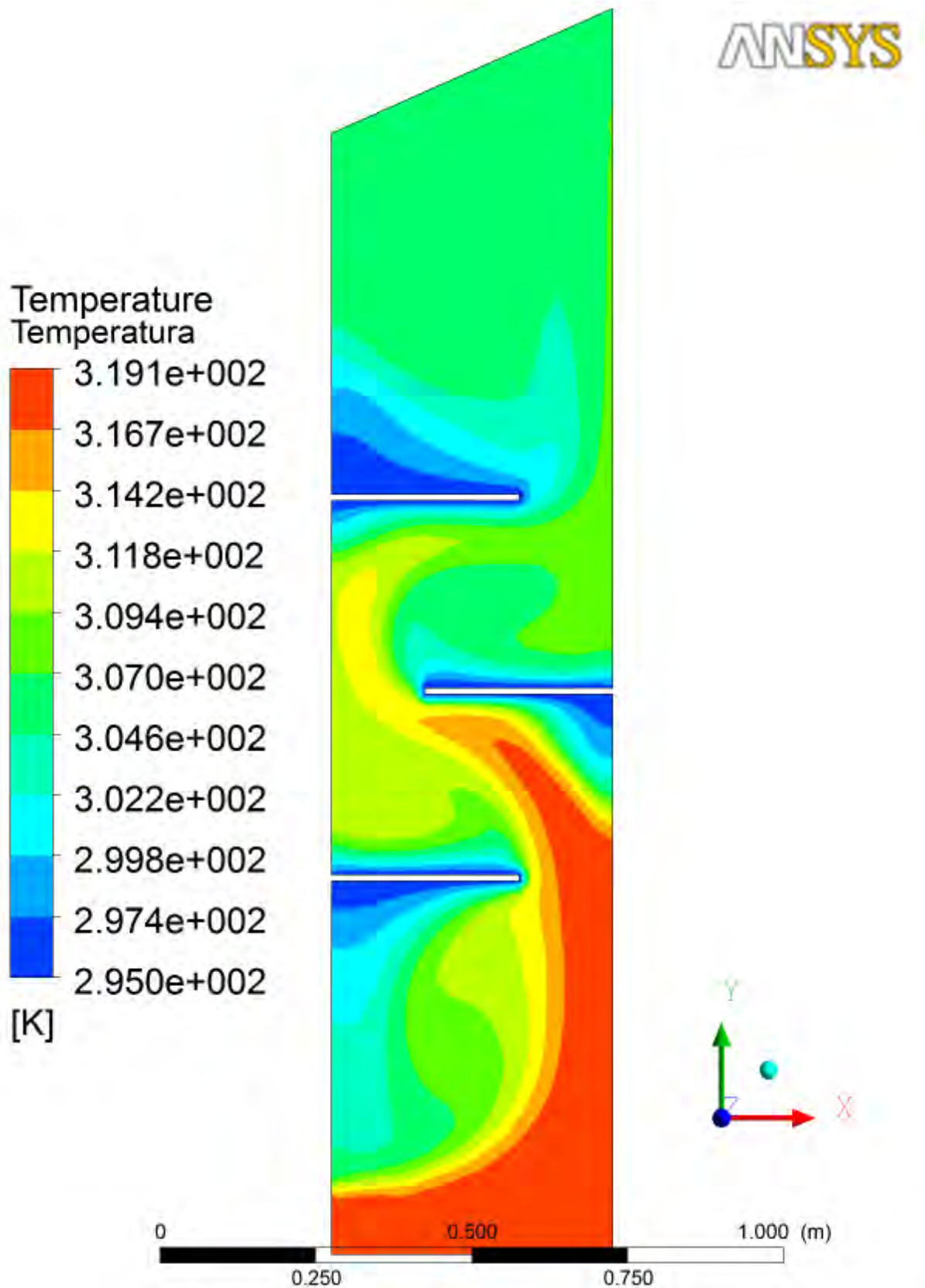


Figura 5.7: Contornos de temperatura para la Propuesta 2.

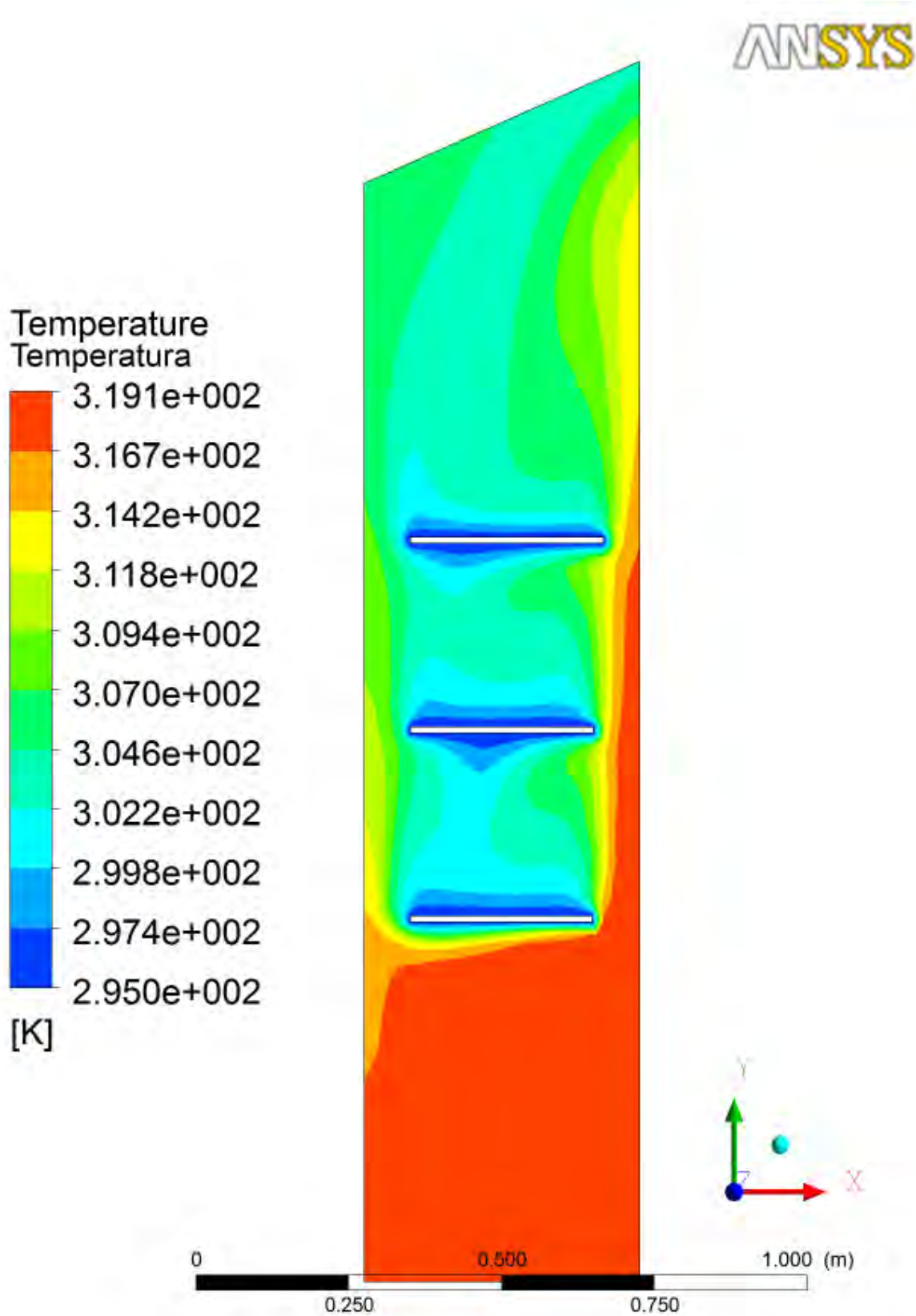
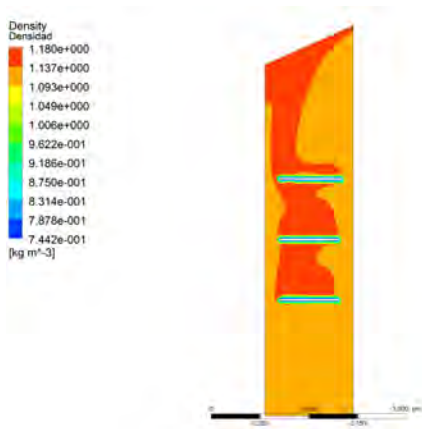


Figura 5.8: Contornos de temperatura para la Propuesta 3.



(a) Propuesta 1.



(b) Propuesta 2.



(c) Propuesta 3.

Figura 5.9: Contornos de densidad de las geometrías propuestas.

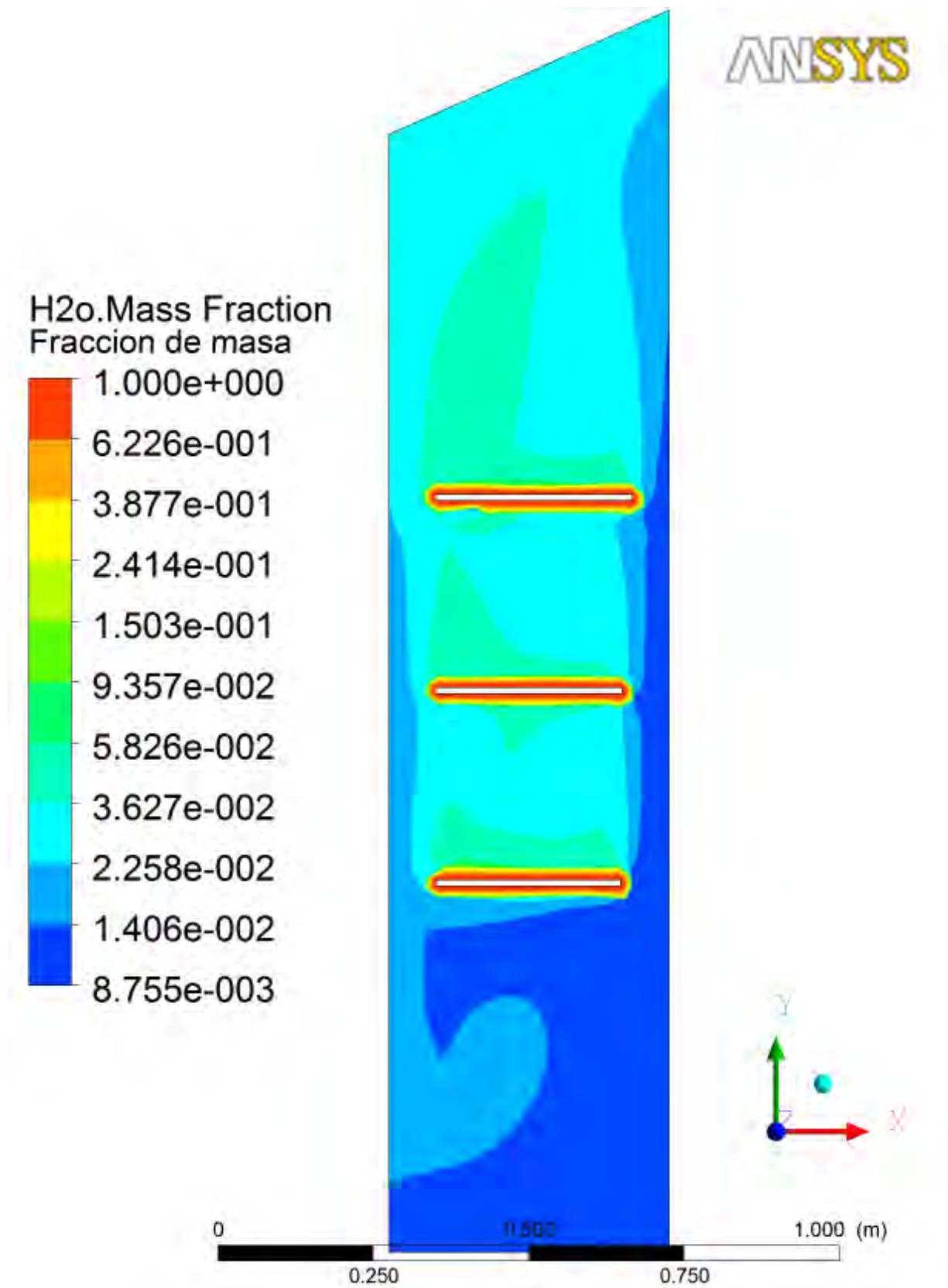


Figura 5.10: Contornos de las fracciones de masa de agua para la Propuesta 1.

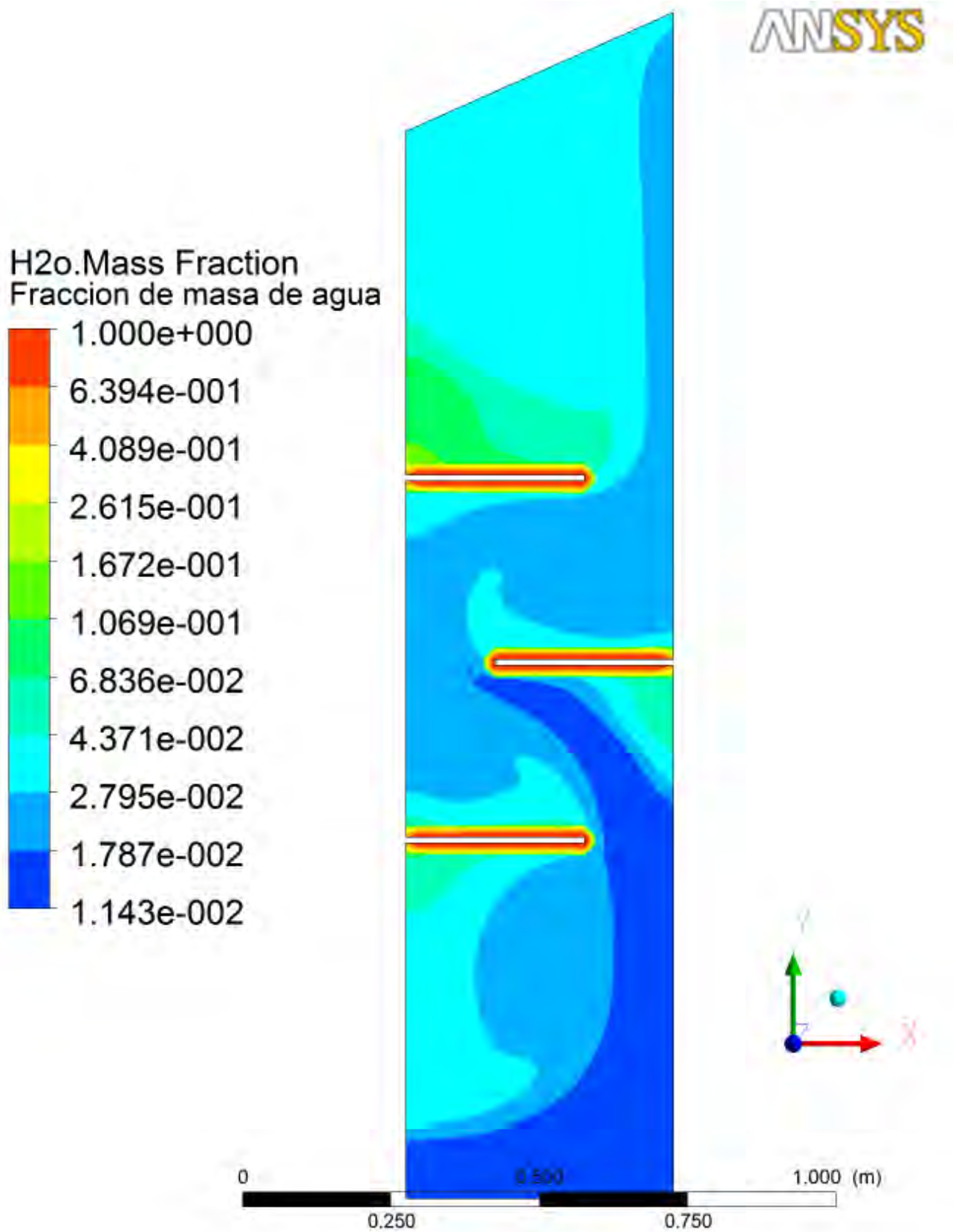


Figura 5.11: Contornos de las fracciones de masa de agua para la Propuesta 2.

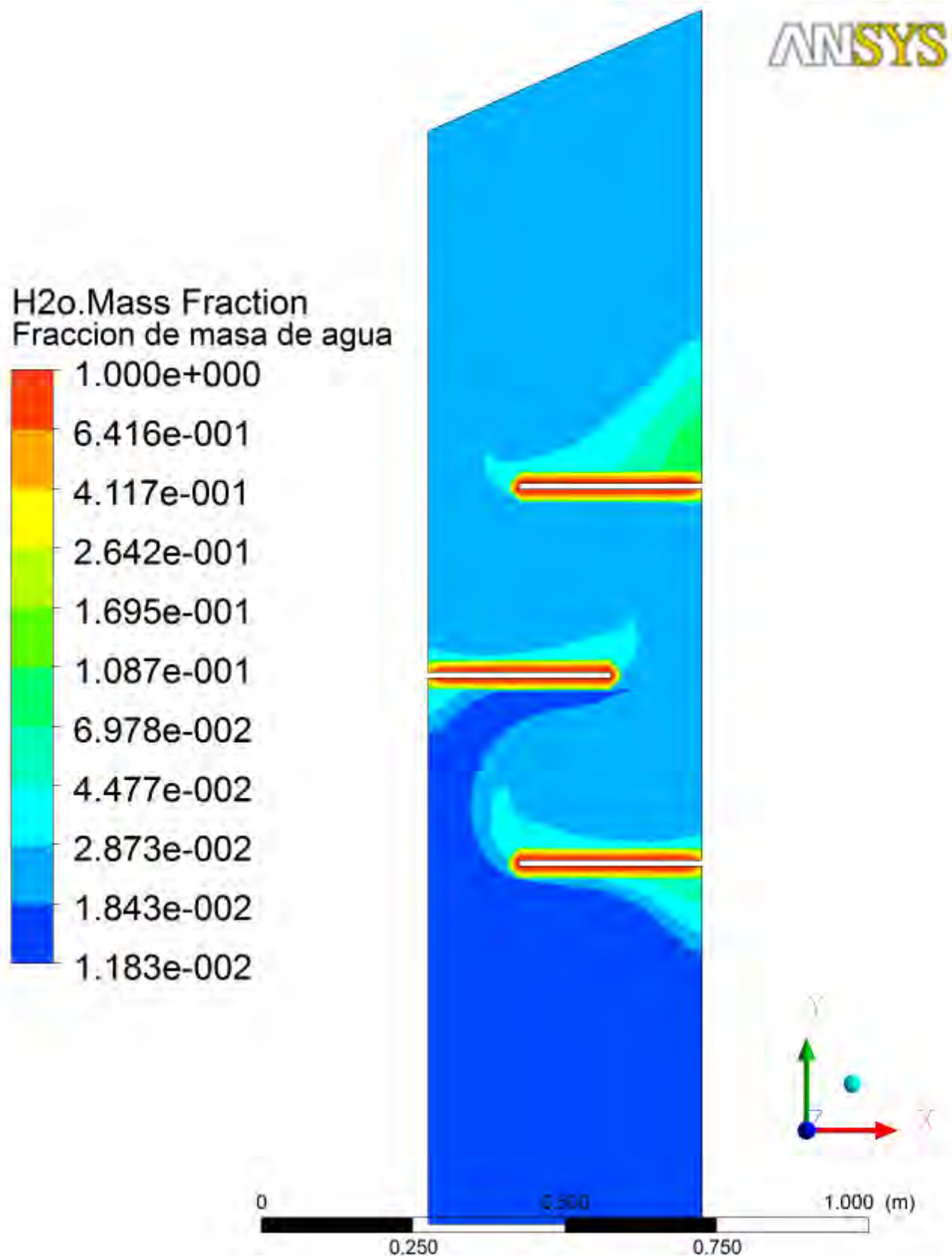


Figura 5.12: Contornos de las fracciones de masa de agua para la Propuesta 3.

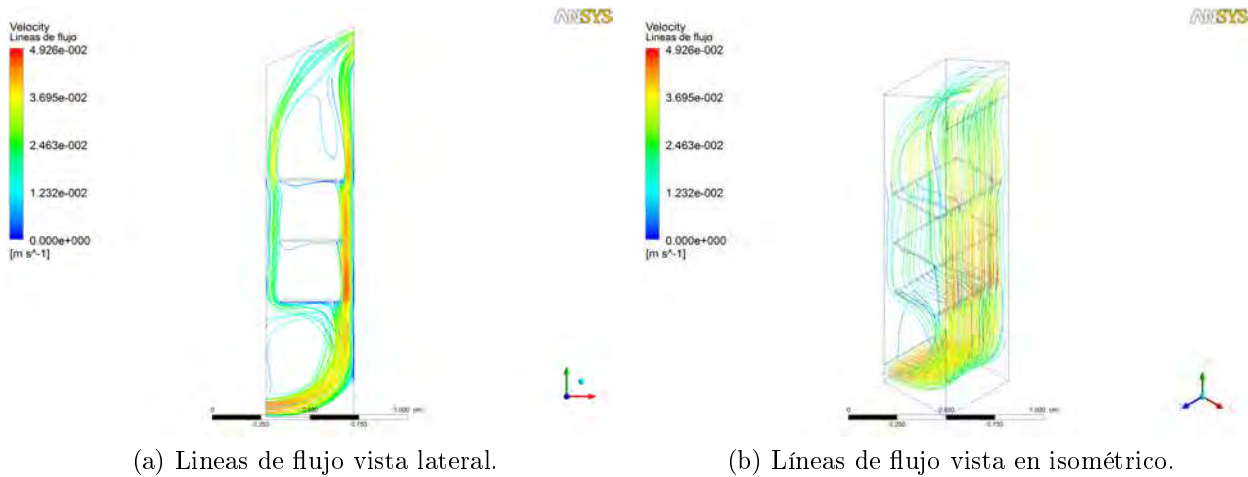


Figura 5.13: Líneas de flujo para la Propuesta 1.

que se generan durante la operación del deshidratador solar. Una herramienta útil que nos ofrece la dinámica de fluidos, es poder graficar las líneas de flujo, las cuales en este caso, nos muestran el recorrido del aire dentro de la cámara de secado. Las líneas de flujo para la Propuesta 1, se muestran en la Figura 5.13, y se puede concretar que las conjeturas hechas anteriormente sobre los estancamientos entre las esponjas eran correctas, y que también es posible observar la corriente de aire que abandona la cámara de secado sin haber entrado en contacto con el producto a deshidratar.

En la Figura 5.14, se aprecian las líneas de flujo para la Propuesta 2. Debe ponerse atención en los estancamientos que se dan en la primera y última mampara, ya que son las zonas en la que los productos ahí ubicados no se deshidrataran de manera eficiente, teniendo que aumentar los tiempos de residencia de los alimentos dentro del deshidratador.

En cuanto a las líneas de flujo de la Propuesta 3 (Figura 5.15), podemos observar que es el modelo que presenta menos estancamientos, ya que como puede observarse el recorrido del aire es por casi todas las superficies del producto sujeto a deshidratación, exceptuando la mampara superior, pero aún así, al estar la salida de la cámara de secado en esa dirección, existe flujo de aire lo que reduce el estancamiento en esa parte.

Para cada una de las propuestas se calculó la temperatura, humedad específica y humedad relativa en las zonas que se muestran en la Figura 5.16. Esto se realizó con la finalidad de conocer como van cambiando las características del aire a lo largo de la cámara de secado. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 5.1.

En la Tabla 5.1, para la Propuesta 1, únicamente se calcularon las propiedades a la Entrada y a la Salida de la cámara de secado. Esto debido a que resultan obvios los resultados,

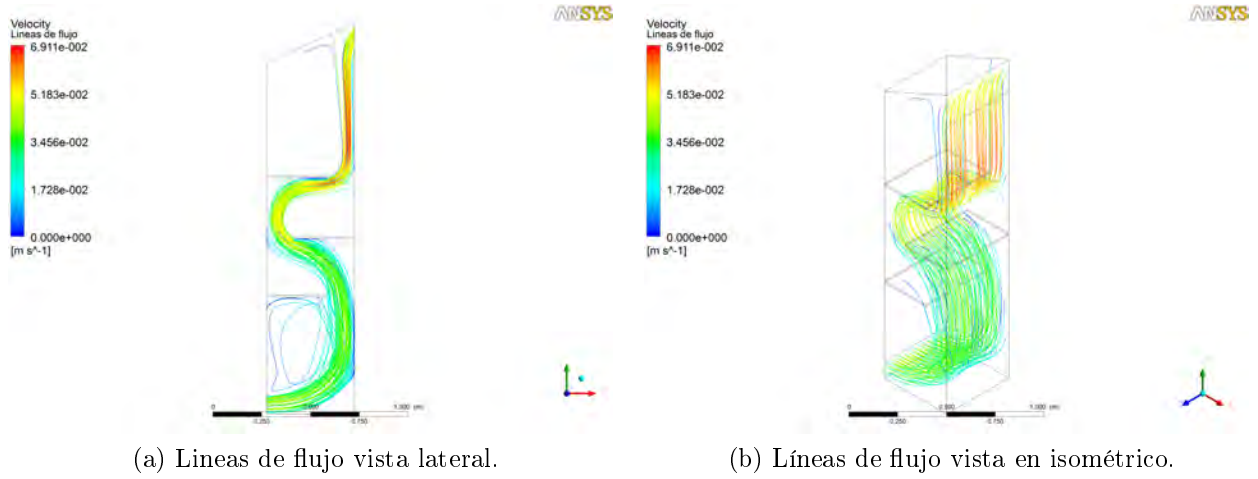


Figura 5.14: Líneas de flujo para la Propuesta 2.

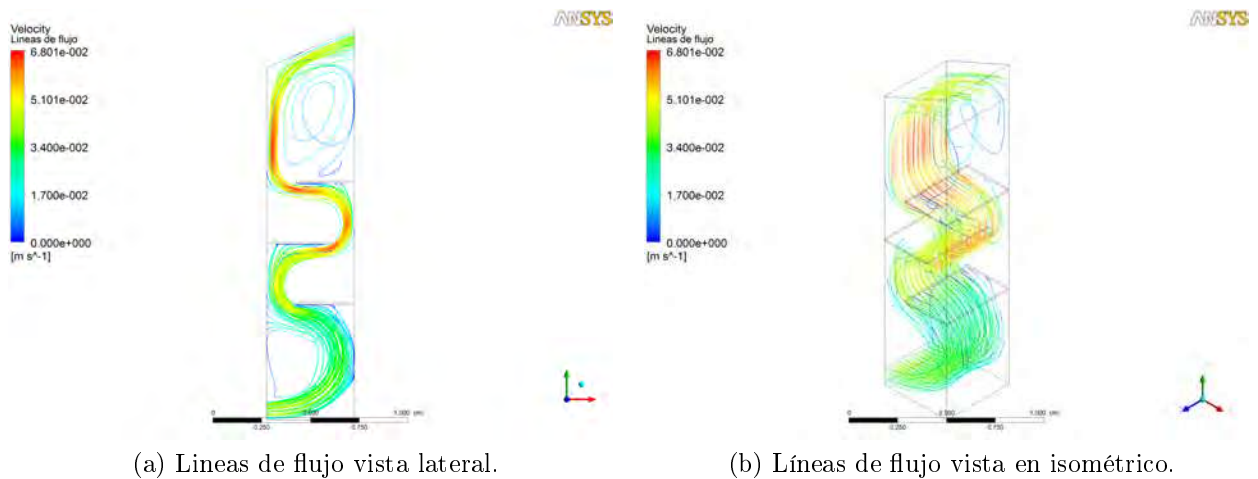


Figura 5.15: Líneas de flujo para la Propuesta 3.

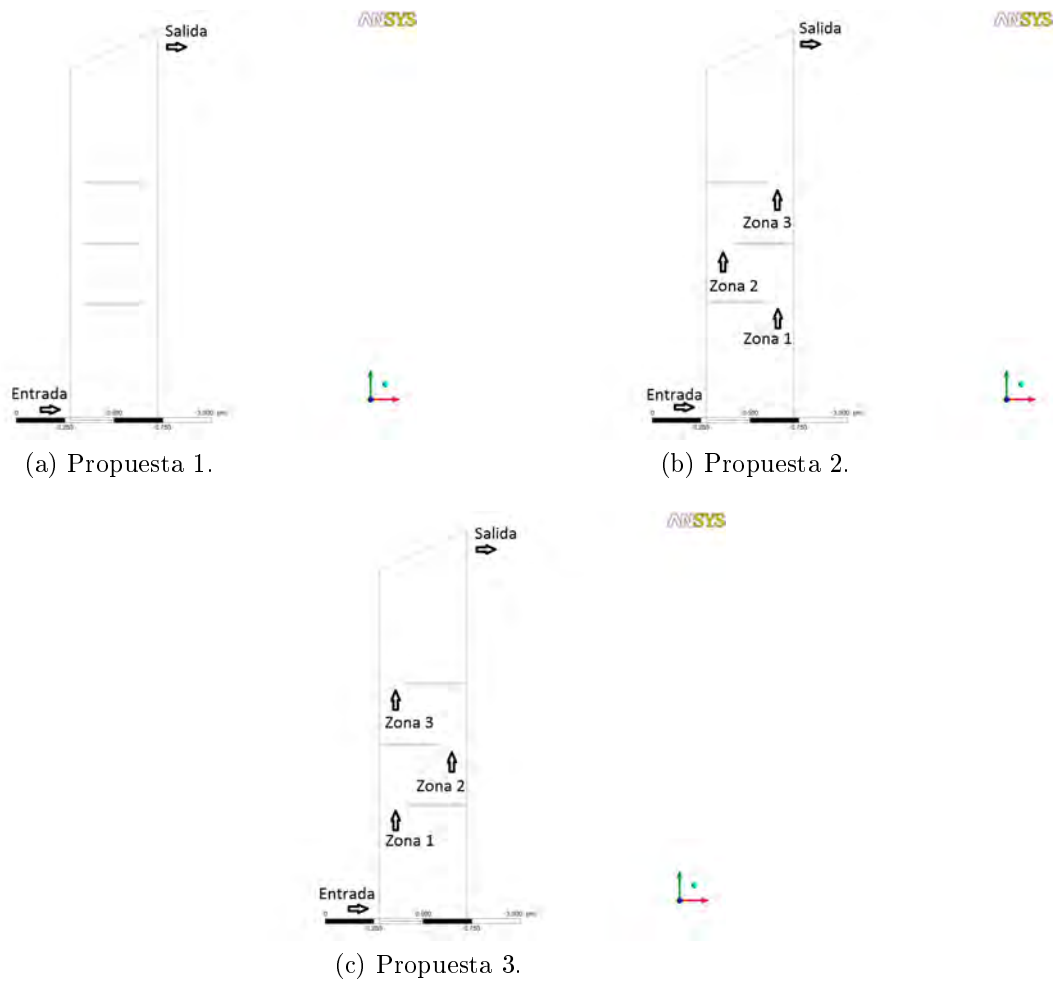


Figura 5.16: Zonas para el cálculo de las propiedades del flujo de aire.

Tabla 5.1: Comparación de temperatura, humedad específica y humedad relativa para las geometrías propuestas.

(a) Entrada, Zona 1 y Zona 2.

Modelo	Entrada				Zona 1			Zona 2		
	T	ω	HR	HR	T	ω	HR	T	ω	HR
Propuesta 1	45.91	0.0118	18.57	18.57	-	-	-	-	-	-
Propuesta 2	45.91	0.0118	18.57	43.674	0.0142	24.96	39.385	0.0193	42.32	
Propuesta 3	45.91	0.0118	18.57	42.181	0.0150	28.53	36.022	0.0201	52.74	

(b) Zona 3 y Salida

Modelo	Zona 3			Salida		
	T	ω	HR	T	ω	HR
Propuesta 1	-	-	-	35.771	0.0230	60.81
Propuesta 2	34.063	0.0240	69.61	33.526	0.0233	69.63
Propuesta 3	33.809	0.0244	71.77	32.535	0.0233	73.73

ya que existen corrientes de aire que abandonan la cámara con la misma temperatura con la que entraron a la cámara. En cuanto a las Propuestas 2 y 3, se puede apreciar como el aire al pasar a través de las mamparas, va reduciendo su temperatura e incrementando su humedad específica. También se calculó la humedad relativa para cada propuesta, con la finalidad de conocer que porcentaje de saturación se tiene en el aire, y así saber si es posible plantear la posibilidad de incrementar el número de mamparas en propuestas futuras. Finalmente se observa que la Propuesta 3 es la que a la salida obtiene aire con mayor porcentaje de saturación.

Con los resultados expuestos a lo largo de este capítulo, podemos tomar la decisión de recortar el colector solar, así como elegir el tercer modelo simulado para la cámara de secado. Lo que traerá como consecuencia, un aumento en la eficiencia del secado de los alimentos y una reducción en el costo de fabricación del deshidratador.

CONCLUSIONES

A lo largo de este trabajo se desarrolló un análisis experimental del deshidratador solar sin carga, en primera instancia se colocó el deshidratador solar al aire libre, pero se tenían muchos inconvenientes en las mediciones, ya que las temperaturas registradas cambiaban mucho a lo largo del día y de un momento a otro, ya fuera por corrientes de viento, descensos de temperatura y nublados. Por lo que se determinó continuar con la experimentación en un recinto cerrado, con condiciones controladas y simulando la radiación solar con lámparas infrarojas. Esto resultó bastante conveniente, porque no solamente se tenían condiciones controladas, sino porque también era posible continuar con la experimentación aún en horas en las que no había sol. En cuanto al modelo computacional, la experimentación nos permitió proporcionar condiciones de frontera reales, y proveer parámetros de comparación para calcular el error entre los modelos computacionales y los resultados experimentales.

En la segunda parte del proyecto, se desarrolló un análisis en la cámara de secado con una carga de humedad. Para simular esta carga, se utilizó una esponja mojada, ya que sólo nos interesaba caracterizar el comportamiento de la primera fase de deshidratación, que es cuando el producto se comporta como una masa de agua. Este análisis, también nos permitió alimentar a nuestro modelo computacional información real, principalmente la humedad relativa en el ambiente y la temperatura de la esponja. La temperatura y humedad relativa a la salida de la cámara de secado, sirvieron para la validación del modelo con carga de humedad. Es muy importante tener en cuenta los parámetros de temperatura y humedad relativa a la entrada del deshidratador, porque tienen gran impacto en los resultados que se obtienen a la salida de la cámara de secado. Ya que no nos era posible controlar las condiciones de humedad en el laboratorio, fue imperativo alimentar el modelo con los valores obtenidos en la medición de las condiciones en el medio ambiente, y más aún si se pretendía utilizar estos resultados para validar el modelo. Y ya que llegaba a haber días en los que se tenían humedades relativas del orden del 10 % y otros días donde la humedad relativa ascendía hasta 45 %.

En la parte final del trabajo, se realizaron algunas modificaciones en las geometrías de los modelos computacionales válidos. La primera de ellas se hizo en el colector, concluyendo que no es necesario un colector con esa longitud, pudiendo reducirse la longitud de este hasta 1.6 m sin que se tengan repercusiones negativas en el desempeño del deshidratador y trayendo consigo un ahorro en la manufactura del equipo.

En cuanto a las modificaciones en la cámara de secado, se propusieron varios arreglos del acomodo del producto en el interior, unos de estos modelos propuestos presentaban serios estancamientos, lo que conlleva a que el aire humedo no abandone la cámara de secado, lo cual aumenta los tiempos de deshidratación. Los arreglos que ofrecieron una solución a este problema son arreglos del producto escalonados en forma de “laberinto”, ya que se distribuyen mejor los flujos dentro del deshidratador. El mejor acomodo fue el de la Propuesta 3, ya que la geometría de esta propuesta hace que el aire circule por casi toda la cámara de secado, mejorando el transporte del agua hacia afuera del deshidratador y dando cabida a aire seco.

La modelación computacional nos ofrece una herramienta poderosa para simular fenómenos físicos, pero debe de ser utilizada con precaución y con experiencia para interpretar los resultados, porque como se observa, todos los modelos nos arrojaron resultados, pero no todos los modelos nos muestran resultados acertados. Por tal motivo se hace en muchas ocasiones necesario validar nuestros resultados con un modelo físico.

Al tener un modelo computacional válido, es posible realizar cambios en la geometría de este modelo, y los resultados que se obtengan, darán la confianza para construir un modelo físico con dichos cambios y que este se comporte de la manera descrita por el modelo computacional.

En cuanto a trabajos futuros, valdría la pena simular la difusión del agua dentro del sólido, con la finalidad de obtener un modelo capaz de predecir el espesor necesario para que los alimentos se deshidraten de manera eficiente. Otro análisis, es encontrar el espaciamiento óptimo entre mamparas, para así eliminar casi en la totalidad los estancamientos del aire en el colector, y obtener un secado casi totalmente uniforme en toda la cámara de secado.

En cuanto al análisis experimental, sería interesante fabricar el prototipo de la Propuesta 3, para analizar que tan apegado se encuentra el modelo computacional al modelo físico.

Bibliografía

- [1] J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: the Basics with Applications*. Singapore: McGraw-Hill, 1995.
- [2] 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, May 2002.
- [3] (Gobierno de EUA), “25th Anniversary of 1973 Oil Embargo: Where are We Now.,” 1998.
- [4] (Preservación del Medio Ambiente), “Preservación del Medio Ambiente,” 2012. [Online]. Available: http://conservemos-elmedio-ambiente.blogspot.mx/p/ola_20.html.
- [5] S. Herman, G. Manenca, and P. Wolfgang, “The Year Book Of Renewable Energies.,” *The Year Book Of Renewable Energies.*, 1992.
- [6] C. Flavin and M. O’Meara, “Solar Power Markets Boom,” *World Watch*, vol. 11, no. 5, 1998.
- [7] (Energy Information Administration), “Challenges of Electric Power Industry Restructuring for Fuel Suppliers,” 1998.
- [8] F. Kreider and F. Keith, *Solar Heating and Cooling*, 2nd ed. EUA: Mc. Graw Hill, 1975.
- [9] F. K. Forson, M. a. a. Nazha, and H. Rajakaruna, “Modelling and experimental studies on a mixed-mode natural convection solar crop-dryer,” *Solar Energy*, vol. 81, no. 3, pp. 346–357, Mar. 2007.
- [10] S. VijayaVenkataRaman, S. Iniyan, and R. Goic, “A review of solar drying technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 5, pp. 2652–2670, Jun. 2012.
- [11] R. Gregoire, “Understanding Solar Food Dryers,” *VITA*, vol. 4, no. 2, pp. 64–75, 1984.

-
- [12] D. Scanlin, "Indirect , Through-Pass , Solar Food Dryer," *Home Power*, vol. 57, no. March, pp. 62–72, 1997.
- [13] A. A. El-Sebaili and S. M. Shalaby, "Solar drying of agricultural products: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 1, pp. 37–43, Jan. 2012.
- [14] C. B. Maia and T. D. O. Martins, "Simulation of the airflow inside a hybrid dryer," *IJRRAS*, vol. 10, no. March, pp. 382–389, 2012.
- [15] A. R. H. Rigit and P. T. K. Low, "Heat and Mass Transfer in a Solar Dryer with Biomass Backup Burner," *Engineering and Technology*, vol. 38, pp. 105–108, 2010.
- [16] E. K. Akpınar and Y. Bicer, "Mathematical modelling of thin layer drying process of long green pepper in solar dryer and under open sun," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 6, pp. 1367–1375, Jun. 2008.
- [17] G. M. Moreno, "MANUAL DE CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN DE UNA SECADORA SOLAR," 2010.
- [18] A. Fudholi, K. Sopian, M. H. Ruslan, M. A. Alghoul, and M. Y. Sulaiman, "Review of solar dryers for agricultural and marine products," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 1–30, Jan. 2010.
- [19] M. A. Zaman and B. K. Bala, "Thin-layer solar drying of rough rice.," *Solar Energy*, vol. 42, no. 2, pp. 167–171, 1989.
- [20] S. Boughali, H. Benmoussa, B. Bouchekima, D. Mennouche, H. Bouguettaia, and D. Bechki, "Crop drying by indirect active hybrid solar – Electrical dryer in the eastern Algerian Septentrional Sahara," *Solar Energy*, vol. 83, no. 12, pp. 2223–2232, Dec. 2009.
- [21] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th ed. Ohio: John Wiley and Sons, 2006, p. 847.
- [22] (Coordinación General de Educación y Desarrollo Tecnológico), "Deshidratador Solar de Alimentos," 2008.
- [23] J. A. Manrique, *Energía Solar: Fundamentos y Aplicaciones Fototérmicas*, 1st ed. Mexico: HARLA, 1984, p. 256.
- [24] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Energy Thermal Processes*, 1st ed. Wisconsin: John Wiley & Sons, 1974, p. 386.

-
- [25] J. Tu, G. H. Yeoh, and C. Liu, *Computational Fluid Dynamics a Practical Approach*, First Edition. Elsevier, 2008, pp. 65–126.
- [26] (Ansys-Fluent), *ANSYS FLUENT Theory Guide*. 2011.
- [27] R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, Second Edition. Wisconsin: John Wiley & Sons, 2002, p. 1-274.
- [28] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, 2nd ed. Durham: John Wiley & Sons, 1995, p. 623.
- [29] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4th ed. Pardue: PRENTICE HALL, 1999, p. 912.
- [30] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa*, Cuarta Edición. Mc. Graw Hill, 2011, pp. 373–865.
- [31] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Termodinámica*, 7th ed. New York: Mc. Graw Hill, 2012, p. 1009.
- [32] (Ansys-Fluent), *Customer Training Material*. Ansys, 2010.
- [33] J. A. Sethian, *Computational fluid dynamics*. In: *From Desktop to Teraflop: Exploiting the US Lead in High Performance Computing*. Washington: NSF Publications, National Science Foundation, 1993.
- [34] J. H. Keenan, J. Chao, and J. Kaye, *Gas tables: International version*. New York: John Wiley & Sons, 1983, p. 211.
- [35] R. P. Canale and S. C. Chapra, *Métodos Numéricos para Ingenieros*, 5th ed. Michigan: Mc. Graw Hill, 2006, p. 977.
- [36] J.-F. Le Page, C. Chevarin, A. Kondjoyan, J.-D. Daudin, and P.-S. Mirade, “Development of an approximate empirical-CFD model estimating coupled heat and water transfers of stacked food products placed in airflow,” *Journal of Food Engineering*, vol. 92, no. 2, pp. 208–216, May 2009.
- [37] T. R. Marrero and E. A. Mason, “Gaseous Diffusion Coefficients,” Rhode Island, 1972.
- [38] D. Kang and R. K. Strand, “Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT,” *Energy Build.*, vol. 62, pp. 196–209, Jul. 2013.

- [39] (Ansys-Fluent), ANSYS FLUENT User ' s Guide. 2011, pp. 1-746

Apéndice A

Construcción del deshidratador solar

El deshidratador a construir se basa en un diseño existente en el mercado, el cual es un deshidratador solar de tipo indirecto y se sabe funciona por convección natural, pero presenta algunos problemas en su funcionamiento, los cuales se pretenden solucionar con este trabajo.

Las dimensiones del deshidratador construido se apegan lo más posible al deshidratador comercial y se muestran en la Figura A.1 (dimensiones en milímetros), el colector tiene una profundidad de 0.87 m y la cámara de secado de 0.45 m. Los materiales utilizados son diferentes (metal, vidrio y fibra de vidrio) con la intención de aumentar el tiempo de vida y eficiencia del secador.

Se hizo un modelo CAD (Figura A.2), con la finalidad de no tener errores al momento de llevar a cabo la construcción del deshidratador.

Para la construcción de la estructura se utilizaron tubulares de 25mm calibre 18 (Figura A.3) y se ajustó la inclinación del colector a 20° (Figura A.4).

Para las cubiertas interior y exterior del colector y la cámara de secado se utilizó lamina pinto calibre 26 y se colocó una puerta en la parte posterior del deshidratador para facilitar el ingreso y la extracción de los productos (Figura A.5).

Se aisló el colector y la cámara de secado con la finalidad de reducir las pérdidas de calor al medio ambiente. Se utilizó fibra de vidrio como aislante y se colocó en cada una de las paredes del deshidratador (Figura A.6).

El colector se pintó de negro mate y para evitar el escape del aire caliente entre los vidrios y el colector se utilizó un sello de hule (normalmente utilizado para el cierre hermético de las puertas de los automóviles), el cual se colocó en toda la parte superior del colector (Figura A.7).

Para la cubierta se utilizaron dos vidrios de 75x92 cm y uno de 50x92 cm de 3mm es

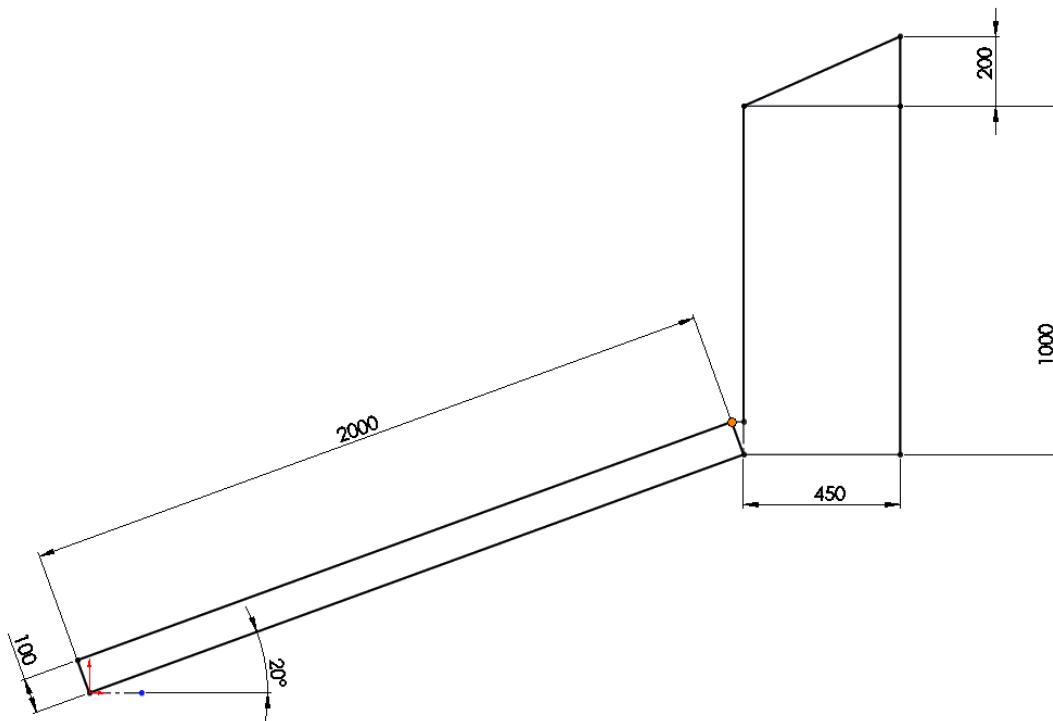


Figura A.1: Dimensiones del deshidratador a construir.

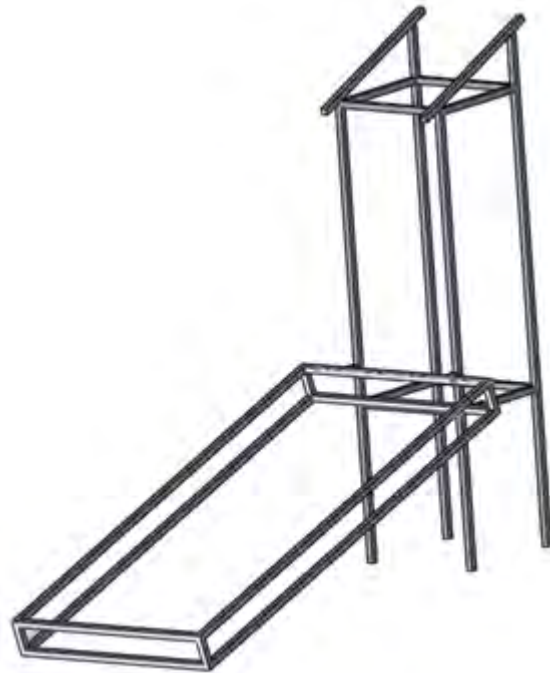


Figura A.2: Modelo CAD de la estructura del colector y la cámara de secado del deshidratador.



Figura A.3: Estructura del deshidratador fabricada con tubular de 25mm calibre 18.



Figura A.4: Comprobación de la inclinación del colector a 20°.



Figura A.5: Vista de la cubierta interior y exterior de lamina y puerta de la cámara de secado.



Figura A.6: Aislante de fibra de vidrio.



Figura A.7: Sello de hule utilizado para evitar el escape del aire caliente del colector.

espesor. Los vidrios se seccionaron de esta manera para facilitar el manejo y el transporte del colector (Figura A.8).

El secador totalmente ensamblado puede verse en la Figura A.9.



Figura A.9: Deshidratador totalmente ensamblado.



Figura A.8: Colector solar con la cubierta de vidrio.

Apéndice B

UDF para perfil de temperatura variable

Como se puede apreciar en la Figura 3.15, la temperatura varía a lo largo de el colector, por lo tanto es necesario realizar un ajuste de superficie con la finalidad de obtener una función que describa el cambio de la temperatura en función de las coordenadas de la placa, es decir una función $T(x,y)$.

Para esto, se utilizarón los resultados experimentales de temperatura en la placa del colector. Las mediciones se realizarón a lo largo del colector como se mostró en la Figura 3.10 y en los puntos que se muestran en la Figura B.1.

Se ajustó una curva con la finalidad de obtener una matriz cuadrada y sobre estos puntos hacer el ajuste de superficie. Recordando que las coordenadas donde se tomó la medición de la temperatura son conocidas, se realizó un ajuste de superficie con los valores de la Tabla B.1. Con estos datos podemos obtener el contorno de temperaturas a reproducir (Figura B.2).

Una vez vaciados los datos en MatLab se realizó el ajuste de curva en función de x e y.

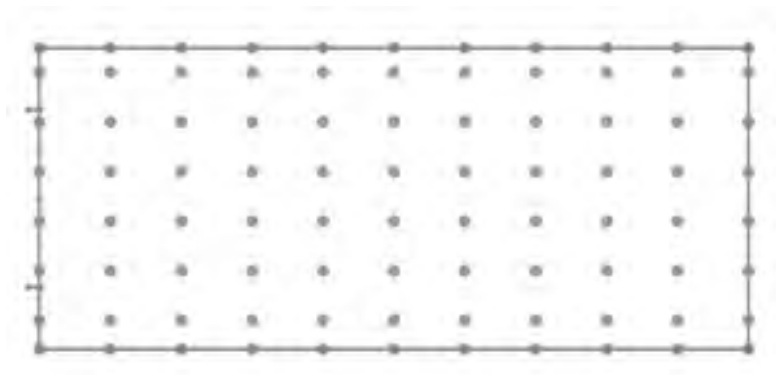


Figura B.1: Diagrama de la ubicación de los termopares para el ajuste de superficie.

Tabla B.1: Distribución de temperaturas en el colector.

$y \setminus x$	0	0.087	0.174	0.261	0.348	0.435	0.522	0.609	0.696	0.783	0.870
0	305.500	305.667	306.614	307.903	308.936	309.232	308.656	307.473	306.234	305.512	305.643
0.2	311.300	311.467	312.414	313.703	314.736	315.032	314.456	313.273	312.034	311.312	311.443
0.4	317.240	317.407	318.354	319.643	320.676	320.972	320.396	319.213	317.974	317.252	317.383
0.6	338.890	339.057	340.004	341.293	342.326	342.622	342.046	340.863	339.624	338.902	339.033
0.8	334.000	334.167	335.114	336.403	337.436	337.732	337.156	335.973	334.734	334.012	334.143
1.0	336.240	336.407	337.354	338.643	339.676	339.972	339.396	338.213	336.974	336.252	336.383
1.2	338.790	338.957	339.904	341.193	342.226	342.522	341.946	340.763	339.524	338.802	338.933
1.4	332.450	332.617	333.564	334.853	335.886	336.182	335.606	334.423	333.184	332.462	332.593
1.6	329.780	329.947	330.894	332.183	333.216	333.512	332.936	331.753	330.514	329.792	329.923
1.8	341.410	341.577	342.524	343.813	344.846	345.142	344.566	343.383	342.144	341.422	341.553
2.0	327.610	327.777	328.724	330.013	331.046	331.342	330.766	329.583	328.344	327.622	327.753

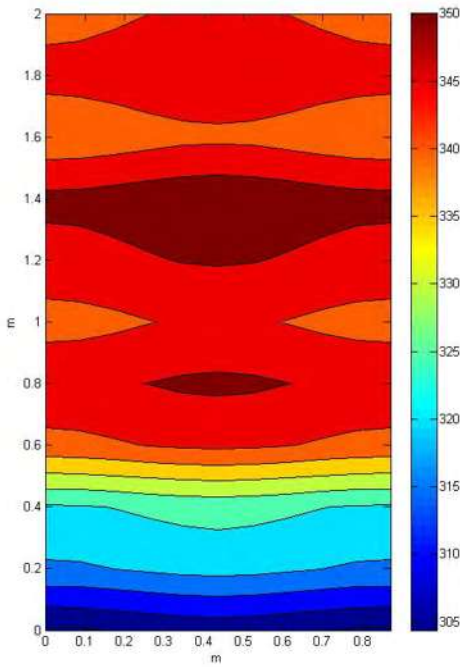


Figura B.2: Contorno de temperatura para el ajuste de superficie.

Siendo una función polinómica la que más se aproxima a la superficie original. La ecuación B.1, fue la ecuación obtenida del ajuste y sus coeficientes se muestran en la Tabla B.2. La gráfica de la ecuación se muestra en la Figura B.3. Para este ajuste de curva se obtuvo un valor de $R^2 = 0.9451$.

$$\begin{aligned}
 f(x, y) = & p00 + p10 * x + p01 * y + p20 * x^2 + p11 * x * y + p02 * y^2 \\
 & + p30 * x^3 + p21 * x^2 * y + p12 * x * y^2 + p03 * y^3 + p31 * x^3 * y + p22 * x^2 * y^2 \\
 & + p13 * x * y^3 + p04 * y^4 + p32 * x^3 * y^2 + p23 * x^2 * y^3 + p14 * x * y^4 + p05 * y^5
 \end{aligned} \quad (B.1)$$

Una vez obtenida la ecuación que se ajusta a nuestro problema se introdujo en la UDF. En la Figura B.4 se muestra el perfil de temperatura resultante de la UDF.

Tabla B.2: Coeficientes para la función de ajuste.

$p00 = 304.4$	$p03 = -178.1$
$p10 = 11.25$	$p31 = -1.129e-12$
$p01 = 46.97$	$p22 = -3.214e-12$
$p20 = -12.93$	$p13 = -2.516e-12$
$p11 = -8.703e-12$	$p04 = 97.43$
$p02 = 94.97$	$p32 = -8.114e-13$
$p30 = -0.0006197$	$p23 = 8.677e-13$
$p21 = 7.222e-12$	$p14 = 2.719e-13$
$p12 = 7.24e-12$	$p05 = -17.78$

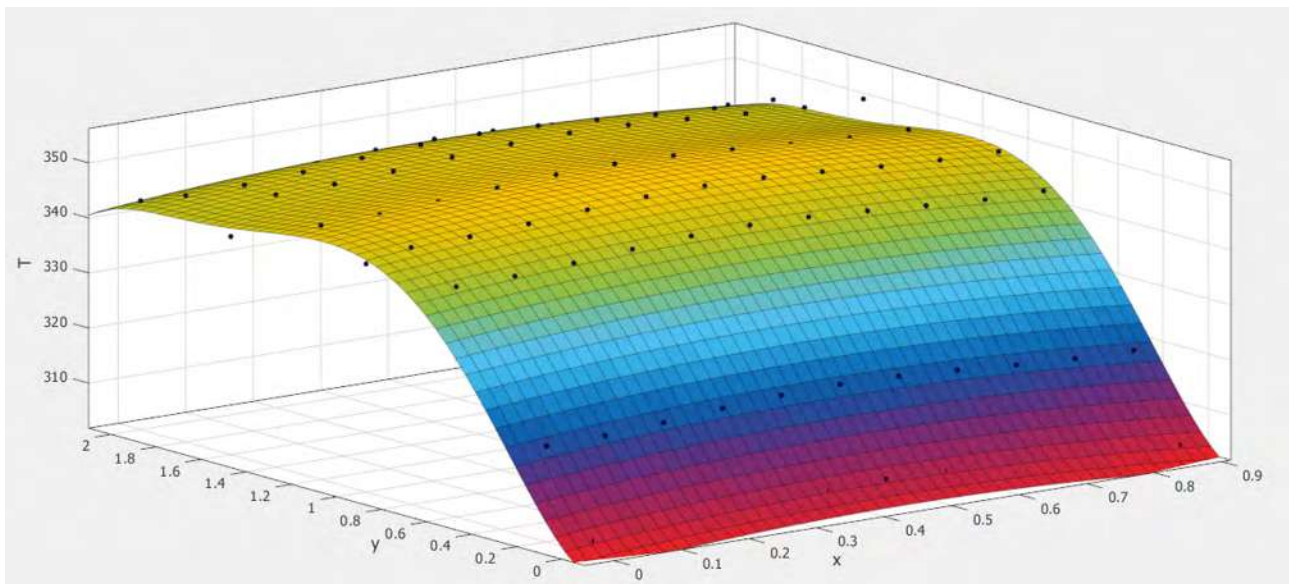


Figura B.3: Superficie de la ecuación ajustada.

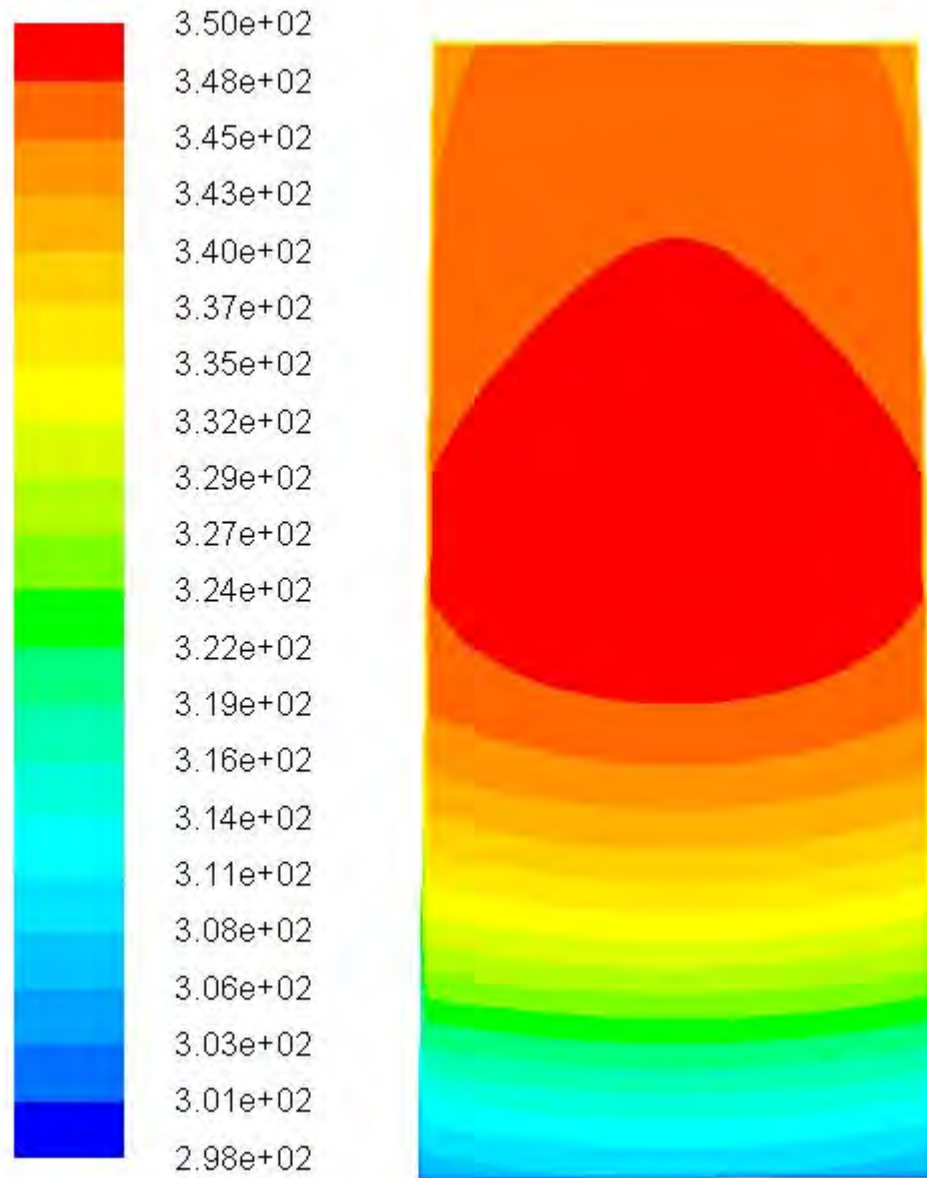


Figura B.4: Contorno de temperatura resultante de la UDF.