

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY
Campus Monterrey

División de Ingeniería y Arquitectura
Programa de Graduados en Ingeniería



**TECNOLOGICO
DE MONTERREY®**

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL FLUJO DE
AIRE EN UN ESPACIO REFRIGERADO**

TESIS

Presentada como requisito parcial para
obtener el grado académico de

Maestra en Ciencias con
Especialidad en Ingeniería Energética

Gema Enid Méndez Jaramillo

Monterrey, NL.

Mayo 2010

TABLA DE CONTENIDO

I.	INTRODUCCIÓN	15
1.1.	Objetivos	16
1.2.	Definición del problema.....	17
1.3.	Alcance.....	18
1.4.	Metodología de investigación	19
II.	MARCO TEÓRICO	20
2.1.	Antecedentes	20
2.1.1.	Concepto de refrigeración	20
2.1.1.1.	Aplicaciones de refrigeración	21
2.1.2.	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	21
2.1.3.	Transferencia de calor por convección.....	23
2.1.3.1.	Convección natural.....	24
2.1.3.2.	Convección forzada.....	25
2.1.4.	Velocimetría de imagen de partícula (PIV).....	25
2.1.4.1.	Láser de doble pulso.....	26
2.1.4.2.	Cámara digital CCD	27
2.1.4.3.	Sincronizador	28
2.1.4.4.	Software de adquisición de datos	29
2.2.	Trabajo previo	30
2.2.1.	Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators.	30
2.2.2.	Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator.	33
2.2.3.	Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator.	35

2.2.4.	Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no frost refrigerator: the effect of temperature	37
2.2.5.	PIV measurement and numerical analysis of a new refrigeration compartment of a refrigerator.	38
III.	DISEÑO DEL REFRIGERADOR.....	40
3.1.1.	Materiales de un refrigerador común	40
3.1.2.	Paredes transparentes	41
3.1.3.	Paredes opacas	42
3.2.	Diseño de la cavidad	43
3.3.	Cálculo de cargas térmicas.....	45
3.3.1.	Carga térmica del producto	45
3.3.2.	Carga térmica del aire	46
3.3.3.	Cargas térmicas por conducción de las paredes	47
3.3.3.1.	Resistencia térmica de las paredes transparentes	47
3.3.3.2.	Resistencia térmica de las paredes opacas	49
3.3.4.	Resistencia térmica debido a transferencia de calor por convección	50
3.3.4.1.	Convección en el interior de la cavidad	51
3.3.4.2.	Convección en el exterior de la cavidad.....	53
3.3.5.	Cálculo de cargas térmicas.....	56
3.3.6.	Programa para cálculo de cargas térmicas en EES.....	58
IV.	EXPERIMENTACIÓN.....	59
4.1.	Construcción refrigerador prototipo.....	59
4.2.	Áreas de visualización.....	63
4.2.1.	Área lateral	63
4.2.2.	Área frontal	64
4.3.	Configuración del experimento.....	64
4.4.	Tipo de procesamiento	67
4.5.	Vectores en área lateral	67

4.6.	Vectores en área frontal	70
V.	SIMULACIÓN NUMÉRICA	73
5.1.	Definición del problema.....	73
5.1.1.	Propiedades de las paredes.....	74
5.1.2.	Propiedades del evaporador	76
5.2.	Generación de la malla.....	77
5.3.	Solución en fluent	78
5.4.	Soluciones obtenidas en ICEPAK-FLUENT	81
5.4.1.	Plano lateral.....	81
5.4.2.	Plano frontal	84
VI.	ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS	86
6.1.	Resultados laterales	86
VII.	CONCLUSIONES	116
VIII.	REFERENCIAS	119
IX.	ANEXOS	119

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura II.1. Esquema de ciclo de refrigeración.....	22
Figura II.2. Diagrama P- h para un ciclo ideal de refrigeración por compresión.....	23
Figura II.3. Láser de luz para iluminar partículas.....	27
Figura II.4. Unidad de control del láser.....	27
Figura II.5. Cámara CCD.....	28
Figura II.6. Imagen del sincronizador.....	28
Figura II.7. Equipo de cómputo y programa utilizado.....	29
Figura II.8. Circuito térmico t.....	32
Figura III.1. Diseño de cavidad en Solid Edge.....	44
Figura III.2. Materiales de las paredes transparentes en Solid Edge.....	47
Figura III.3. Resistencias térmicas de paredes transparentes.....	47
Figura III.4. Materiales de las paredes opacas en Solid Edge.....	49
Figura IV.1. Construcción de cavidad con aislante interno.....	60
Figura IV.2. Generador de humos habilitado y entradas del humo en la parte inferior.....	61
Figura IV.3. Sistema de refrigeración utilizada para enfriar la cavidad de estudio.....	62
Figura IV.4. Evaporador de aluminio.....	62
Figura IV.5. Zonas de visualización lateral.....	63
Figura IV.6. Zonas de visualización frontal.....	64
Figura IV.7. Parámetros de tiempo utilizados en la experimentación.....	65
Figura IV.8. Ubicación de la cámara CCD.....	66
Figura IV.9. Alineación del láser con respecto a la cámara.....	66
Figura V.1. Modelo del refrigerador creada en Icepak.....	76
Figura V.2. Malla generada en las superficies.....	77
Figura V.3. Malla del volumen de aire en el plano YZ central.....	78
Figura V.4. Valores de temperatura en el plano lateral.....	82
Figura V.5. Movimiento de convección natural en el plano lateral.....	83
Figura V.6. Perfil de temperaturas en el plano frontal.....	84
Figura V.7. Isotermas presentes en cavidad rectangular con flujo uniforme de un lado.....	85
Figura V.8. Vectores de velocidad en el plano frontal.....	85
Figura VI.1. Vectores de velocidad reales de la zona 1.....	86
Figura VI.2. Vectores de velocidad obtenidos en la simulación numérica para la zona 1.....	87
Figura VI.3. Magnitud de vectores de velocidad de la zona 1.....	87
Figura VI.4. Vectores de velocidad para la zona 2.....	88
Figura VI.5. Vectores de velocidad obtenidos en la simulación para la zona 2.....	88
Figura VI.6. Magnitud de los vectores de velocidad para la zona 2.....	89
Figura VI.7. Vectores de velocidad en PIV para la zona 3.....	89
Figura VI.8. Vectores de velocidad obtenidos de la simulación para la zona 3.....	90

Figura VI.9. Magnitud de vectores de velocidad para zona 3.	90
Figura VI.10. Vectores de velocidad obtenidos con PIV para zona 4.	91
Figura VI.11 Vectores obtenidos en simulación para zona 4.	91
Figura VI.12. Magnitudes de velocidad para vectores de la zona 4.	92
Figura VI.13. Vectores de velocidad para la zona 5.	92
Figura VI.14. Vectores de velocidad obtenidos mediante simulación para la zona 5.	93
Figura VI.15. Magnitudes de vectores de velocidad para zona 5.	93
Figura VI.16. Vectores de velocidad obtenidos por PIV para zona 6.	94
Figura VI.17. Vectores de velocidad obtenidos por simulación para la zona 6.	94
Figura VI.18. Magnitud de los vectores de velocidad en la zona 6.	95
Figura VI.19. Vectores de velocidad obtenidos por PIV para la zona 7.	95
Figura VI.20. Vectores de velocidad obtenidos por la simulación para el área 7.	96
Figura VI.21. Magnitud de valores de velocidad experimentales de la zona 7.	96
Figura VI.22. Vectores de velocidad experimentales para la zona 8.	97
Figura VI.23. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 8.	97
Figura VI.24. Magnitud de vectores experimentales para la zona 8.	98
Figura VI.25. Vectores de velocidad experimentales para la zona 9.	98
Figura VI.26. Vectores obtenidos por medio de simulación para la zona 9.	99
Figura VI.27. Magnitud de los vectores de velocidad experimentales para la zona 9.	100
Figura VI.28. Vectores experimentales para la zona 10.	100
Figura VI.29. Vectores de velocidad dentro del evaporador.	101
Figura VI.30. Magnitud de los vectores experimentales obtenidos para la zona 10.	101
Figura VI.31. Vectores experimentales para la zona 1.	102
Figura VI.32. Vectores obtenidos con la simulación numérica para la zona 1.	102
Figura VI.33. Vectores obtenidos mediante simulación numérica para la zona 1.	103
Figura VI.34. Vectores experimentales para la zona 2.	103
Figura VI.35. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 2.	104
Figura VI.36. Magnitud de vectores de velocidad en la zona 2.	104
Figura VI.37. Vectores de velocidad experimentales para la zona 3.	105
Figura VI.38. Vectores de velocidad obtenidos mediante simulación para la zona 3.	105
Figura VI.39. Magnitud de vectores experimentales de velocidad para la zona 3.	106
Figura VI.40. Vectores experimentales para la zona 4.	106
Figura VI.41. Vectores obtenidos mediante simulación numérica para la zona 4.	107
Figura VI.42. Magnitud de vectores de velocidad experimentales para la zona 4.	107
Figura VI.43. Vectores experimentales para la zona 5.	108
Figura VI.44. Vectores obtenidos mediante simulación ara la zona 5.	108
Figura VI.45. Magnitud de vectores de velocidad experimentales para zona 5.	109
Figura VI.46. Vectores de velocidad experimentales para la zona 6.	109
Figura VI.47. Vectores de velocidad obtenidos por simulación para la zona 6.	110
Figura VI.48. Magnitud de vectores de velocidad para zona 6.	110

Figura VI.49. Vectores experimentales para la zona 13.....	111
Figura VI.50. Vectores de velocidad obtenidos en simulación ara la zona 13.....	111
Figura VI.51. Magnitud de vectores de velocidad en la zona 13.....	112
Figura VI.52. Vectores de velocidad experimentales para la zona 14.....	112
Figura VI.53. Vectores de velocidad obtenidos mediante simulación para la zona 14.	113
Figura VI.54. Magnitud de vectores de velocidad para la zona 14.	113
Figura VI.55. Vectores de velocidad experimentales para la zona 15.....	114
Figura VI.56. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 15.	114
Figura VI.57. Magnitud de vectores de velocidad experimentales para la zona 15.	115
Figura IX.IX.1 Ubicación inferior del láser.....	125
Figura IX.2. Ubicación de la cámara en experimentación.....	126
Figura IX.3. Difusor de humo con múltiples salidas pequeñas.	126
Figura IX.4. Fotografías de flujo de aire y vectores procesados en el túnel de aire.	127
Figura IX.5. Parámetros de tiempo recomendados por el proveedor.	131
Figura IX.6. Parámetros de tiempo utilizados en la convección natural de aire.....	132
Figura IX.7. Apertura y enfoque de la cámara.	133
Figura IX.8. Imagen obtenida para calibración de la escala de velocidades.	134
Figura IX.9. Ventana de calibración.....	135
Figura IX.10. Fotografía con lente fuera de foco.	136
Figura IX.11. Foto con enfoque en partículas de humo.....	137
Figura IX.12. Imagen muestra de partículas enfocadas.....	137
Figura IX.13. Imagen procesada con método PIV.....	139
Figura IX.14. Imagen procesada con el método PTV.....	140

INDICE DE TABLAS

Tabla III.1 Conductividad térmica de materiales en un refrigerador común.	41
Tabla III.2. Conductividades térmicas de las paredes transparentes	42
Tabla III.3. Conductividades térmicas de las paredes opacas.....	43
Tabla III.4. Dimensiones de la cavidad refrigerada.....	43
Tabla III.5. Área y Volumen de las paredes del refrigerador.	44
Tabla III.6. Áreas que componen las paredes transparentes.....	48
Tabla V.1. Determinación de densidad y calor específico de las paredes compuestas.	75
Tabla V.2. Propiedades de las paredes opacas.....	75
Tabla V.3. Calor absorbido por los bloques que componen el evaporador.	76

NOMENCLATURA

A	área de transferencia de calor (m^2)
A_{comp}	área transparente para visualización (m^2)
A_{evap}	área de evaporador (m^2)
A_{hor}	área de pared horizontal de la cavidad (m^2)
A_{mdf}	área del MDF (m^2)
A_{post}	área de la pared posterior de la cavidad (m^2)
A_{trans}	área de las paredes transparentes verticales (m^2)
$A_{trans,int}$	área interna de paredes transparentes (m^2)
A_w	superficie total de la pared vertical (m^2)
$C_{p,agua}$	calor específico del agua a presión constante ($J/kg^\circ C$)
$C_{v,aire}$	calor específico del aire a volumen constante ($J/kg^\circ C$)
e_w	espesor de paredes de refrigerador común (m)
g	aceleración de la gravedad ($9.81 m/s^2$)
Gr	número de Grashof
h	coeficiente local de transferencia de calor ($W/m^2^\circ C$)
h_{gl}	coeficiente de transferencia de calor total entre pared caliente y pared fría ($W/m^2^\circ C$)
h_{evap}	coeficiente de transferencia de calor en superficie del evaporador ($W/m^2^\circ C$)
h_{ext}	coeficiente de transferencia de calor por convección en paredes externas ($W/m^2^\circ C$)
$h_{ext,hs}$	coeficiente de transferencia de calor externo en pared horizontal inferior ($W/m^2^\circ C$)
$h_{ext,hi}$	coeficiente de transferencia de calor externo en pared horizontal superior ($W/m^2^\circ C$)
$h_{ext,v}$	coeficiente de transferencia de calor externo en paredes verticales ($W/m^2^\circ C$)
$h_{int,hs}$	coeficiente de transferencia de calor en pared superior ($W/m^2^\circ C$)
$h_{int,hi}$	coeficiente de transferencia de calor en pared horizontal inferior ($W/m^2^\circ C$)
$h_{int,v}$	coeficiente de transferencia de calor interna para paredes verticales ($W/m^2^\circ C$)
h_r	coeficiente de transferencia de calor por radiación ($W/m^2^\circ C$)
h_{wi}	coeficiente de transferencia de calor por convección en paredes internas ($W/m^2^\circ C$)
k_f	conductividad térmica del fluido ($W/m^\circ C$)
k_{ac}	conductividad térmica del acrílico ($W/m^\circ C$)

k_{aire}	conductividad térmica del aire (W/m°C)
k_{ais}	conductividad térmica del aislante de poliestireno (W/m°C)
k_{mdf}	conductividad térmica del MDF (W/m°C)
K_{eq}	conductividad térmica combinada de las paredes horizontales (W/m°C)
K_{trans}	conductividad térmica combinada de las paredes verticales transparentes (W/m°C)
L	longitud característica (m)
m_{agua}	masa de agua (kg)
m_{aire}	masa de aire a remover en el tiempo estimado (kg)
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
\dot{Q}	intercambio de calor entre e evaporador y cavidad (W)
Q_{123}	carga térmica ganada por paredes transparentes (W)
Q_4	carga térmica ganada por pared posterior (W)
Q_5	carga térmica ganada por pared superior (W)
Q_6	carga térmica ganada por pared inferior (W)
Q_{aire}	calor sensible del volumen de aire (W)
Q_{agua}	carga térmica del producto (W)
Q_{carga}	carga térmica de refrigerador con carga de agua (W)
\dot{Q}_{conv}	calor transferido por convección (W)
Q_{paredes}	carga térmica ganada por las paredes (W)
$Q_{\text{vacío}}$	carga térmica para enfriar refrigerador vacío (W)
R_{123}	resistencia térmica equivalente en paredes transparentes (°C/W)
R_4	resistencia térmica equivalente en pared posterior (°C/W)
R_5	resistencia térmica equivalente en pared superior (°C/W)
R_6	resistencia térmica equivalente en pared inferior (°C/W)
R_{evap}	resistencia térmica por convección en superficie de evaporador (°C/W)
R_{comp}	resistencia térmica por conducción de paredes de aire y acrílico (°C/W)
R_{gl}	resistencia térmica total entre evaporador y ambiente externo (°C/W)
$R_{\text{ext},hi}$	resistencia térmica por convección externa en pared inferior (°C/W)
$R_{\text{ext},hs}$	resistencia térmica por convección externa en la pared superior (°C/W)

$R_{ext,v}$ resistencia térmica por convección externa en las paredes transparentes ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 $R_{ext,p}$ resistencia térmica por convección externa en las pared posterior ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{hor} resistencia térmica por conducción en pared horizontal ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 $R_{int,hi}$ resistencia térmica por convección interna en pared horizontal ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 $R_{int,hs}$ resistencia térmica por convección interna en pared horizontal superior ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 $R_{int,p}$ resistencia térmica por convección interna en pared posterior ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 $R_{int,v}$ resistencia térmica por convección interna en pared vertical ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{mdf} resistencia térmica por conducción de capa MDF ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{rad} resistencia térmica por radiación ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{TH} resistencia térmica por conducción equivalente para paredes ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{post} resistencia térmica por conducción pared vertical posterior ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{trans} resistencia térmica por conducción de paredes transparentes ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_w resistencia térmica por conducción en paredes ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{we} resistencia térmica por convección en paredes externas ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
 R_{wi} resistencia térmica por convección en paredes internas ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
Ra número de Rayleigh
Re número de Reynolds
 Ru_{comp} resistencia térmica equivalente de acrílico y aire ($\text{m}^2\text{C}/\text{W}$)
 Ru_{pared} resistencia térmica equivalente de paredes opacas ($\text{m}^2\text{C}/\text{W}$)
t tiempo estimado de enfriamiento (segundos)
 T_{ae} temperatura de ambiente externo ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{amb} temperatura del aire en el medio ambiente ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{evap} temperatura de la pared vertical fría ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{inicial}$ temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{final} temperatura del aire en la cavidad al finaliza ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{int} temperatura promedio del aire en el interior de la cavidad refrigerada ($^{\circ}\text{C}$)
 T_s temperatura de la superficie ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{sint} temperatura de la superficie interior del refrigerador ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{sup,v}$ temperatura de la superficie externa de pared vertical ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{sup,h}$ temperatura de la superficie externa de pared horizontal ($^{\circ}\text{C}$)

T_{wi}	temperatura de la pared vertical caliente ($^{\circ}\text{C}$)
T_{∞}	temperatura del fluido ($^{\circ}\text{C}$)
u	componente de velocidad en x (m/s)
U	coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)
U_{comp}	coeficiente global de transferencia de calor combinado de acrílico y aire ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)
U_{pared}	coeficiente global de transferencia de calor en paredes opacas ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)
V_{aire}	volumen de aire (m^3)
V_{agua}	volumen de agua (m^3)
v	componente de velocidad en y (m/s)
v_{∞}	velocidad de corriente libre del fluido (m^2/s)
w	componente de velocidad en z (m/s)

Símbolos Griegos

α	coeficiente de difusividad térmica (m^2/s)
β	coeficiente de expansión volumétrica ($1/^{\circ}\text{C}$)
ΔT	diferencia entre la temperatura de la superficie y la del fluido ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_{int}	diferencia entre la temperatura de la superficie interior y la temperatura interna del aire ($^{\circ}\text{F}$)
ΔT_{ext}	diferencia entre temperatura de la superficie exterior y temperatura ambiente del aire ($^{\circ}\text{F}$)
Δx	espesor de material de pared (m)
Δx_{ac}	espesor de capa de acrílico (m)
Δx_{aire}	espesor de capa de aire (m)
Δx_{ais}	espesor del aislante (m)
Δx_{mdf}	espesor de capa de MDF (m)
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	emisividad de paredes blancas internas
λ	conductividad térmica del fluido ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)
λ_w	conductividad térmica de paredes de refrigerador común ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)
μ	viscosidad absoluta del fluido (kg/ms)

ν	viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)
ρ	densidad del fluido (kg/m^3)
ρ_{aire}	densidad de aire (kg/m^3)
σ	constante de Stefan-Boltzman ($5.667 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^2$)
τ	tensor de esfuerzos viscosos

RESUMEN

En el presente trabajo se utiliza el método experimental de *Velocimetría de Imagen de Partícula* o *Particle Image Velocimetry (PIV)* para conocer el flujo de aire en el interior de una cavidad refrigerada. También se utilizó un modelo del prototipo real para su simulación en ICEPAK-FLUENT.

El primer método proporciona el comportamiento real del aire dentro del refrigerador, mientras que el segundo es una aproximación basada en ecuaciones gobernantes de continuidad, conservación de cantidad de movimiento y energía.

Los resultados obtenidos por ambos métodos se comparan para determinar las ventajas y desventajas en el uso de cada uno de estos, así como para su validación.

Una vez que se conozca el comportamiento del aire en el interior de la cavidad es posible detectar zonas de estancamiento y mejorar la circulación de aire. De esta forma se puede alcanzar la meta final del proyecto: lograr un ahorro de energía en el compresor del ciclo de refrigeración.

I. INTRODUCCIÓN

Según su definición básica, energía es la capacidad de realizar un trabajo o provocar cambios en un sistema (Cengel y Boles, 1998). De acuerdo con esta definición toda actividad humana o no humana requiere de cierto nivel de energía para efectuarse.

Existen diferentes tipos de energía, sin embargo la mayor parte de las actividades domésticas, industriales y comerciales dependen de una forma secundaria de energía: la eléctrica. Dicha forma de energía se puede obtener de varias formas, la principal es mediante la quema de combustibles fósiles.

En años recientes la eficiencia y el ahorro de energía ha cobrado mayor importancia debido a la escasez de combustibles, así como los daños colaterales que la quema de los mismos ha causado en la atmósfera terrestre, y por lo tanto, en nuestro ecosistema.

Debido a lo anterior cualquier oportunidad de ahorro de energía debe ser considerada y desarrollada, tanto por el interés económico como por responsabilidad humana.

El impacto que tiene el ahorro energético en un aparato electrodoméstico es de suma importancia debido a su utilización a gran escala. Particularmente en el caso del refrigerador la importancia es aún mayor debido a que es uno de los aparatos que más consumo energético presenta tanto en el hogar como en la industria, además que su operación debe ser continua día y noche.

La motivación del presente trabajo es aumentar la eficiencia energética de un refrigerador común de uso doméstico, para lo cual es necesario realizar un estudio de la distribución del aire contenido dentro del mismo. Una vez que se conoce esta distribución es posible tomar decisiones que logren optimizar el trabajo del compresor.

Estas páginas representan la primera fase del proyecto, referente al estudio del flujo de aire dentro de un refrigerador prototipo. Gracias a esto fue posible detectar las zonas con

problemas de estancamiento, sin embargo no se llegó a mejorar la circulación para homogenizar las condiciones.

El estudio del aire interior de la cavidad se realizó por medio de una metodología experimental y simulaciones.

El Laboratorio de Térmica y Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica del Tecnológico de Monterrey cuenta con el equipo *Velocimetría de Imagen de Partícula*, o *Particle Image Velocimetry (PIV)*. Este equipo ha sido utilizado de forma exitosa en este laboratorio con anterioridad, pero con líquidos como fluido de trabajo, así que su utilización en gases representó un reto.

Diversos autores han presentado interés en la rama de la refrigeración, y han estudiado este fenómeno utilizando diferentes métodos que se presentarán más adelante en el capítulo 2. Sin embargo es importante mencionar el trabajo realizado por los investigadores franceses Laguerre, Flick y Amara, quienes han dedicado muchas publicaciones en ésta materia (por ejemplo Laguerre et al, 2008; Laguerre et al, 2009; Laguerre et al, 2005 y Laguerre et al, 2004), ya que realizaron un experimento parecido al que se realizó en este trabajo.

A pesar de que se han publicado experimentos similares es necesario realizar más trabajo de investigación en ésta área debido a que los requerimientos y las condiciones climáticas varían de un continente a otro. Los resultados obtenidos para ciertas condiciones ambientales no necesariamente se pueden aplicar en otras.

1.1. OBJETIVOS

Objetivo general:

Conocer la circulación de aire en el interior de una cavidad refrigerada sujeta a un proceso de convección natural para detectar zonas de estancamiento, mejorar las condiciones de temperatura y ventilación en dichas regiones.

Objetivos específicos:

- Estudiar los vectores de velocidad reales del aire por medio del PIV en una cavidad refrigerada prototipo.
- Realizar el estudio de la cavidad por medio de simulación numérica en un programa de Dinámica de Fluidos Computacional o Computacional Fluid Dynamics (CFD).
- Detectar las zonas de estancamiento de flujo.

Para alcanzar los objetivos específicos es necesario realizar las siguientes actividades:

- Diseño del refrigerador prototipo de acuerdo a modelos reales.
- Construcción del refrigerador prototipo en base al diseño establecido.
- Estudiar los patrones de velocidad en forma experimental dentro de un espacio refrigerado en convección natural por medio del PIV.
- Simular el refrigerador prototipo en un programa CFD.
- Reportar resultados.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Un refrigerador está diseñado para mantener una temperatura aproximada de -18°C en el congelador y de 3°C en el compartimento de refrigeración. El aumento de ésta temperatura podría traducirse en un ahorro energético, pero el tiempo de vida y la calidad de los alimentos se podrían ver afectados en forma severa (*Dossat, 2002*).

Por medio de la buena circulación de aire dentro del refrigerador se espera que la distribución de temperatura sea más homogénea, mejorando así el proceso de remoción de calor para la adecuada conservación de productos. Esto se debe traducir en la disminución del consumo energético por parte del compresor, pero se debe tener cuidado en el daño que se puede causar a las propiedades de los alimentos.

El método en el que se puede evaluar tanto el desempeño energético como la calidad de los alimentos es el experimental. Sin embargo para llegar a esto es necesario diseñar el experimento cuidadosamente para que los resultados sean aplicables a la realidad y además se tenga la flexibilidad de modificar y analizar diversos casos.

El Laboratorio de Térmica y Fluidos, como ya se mencionó, cuenta con la herramienta principal para analizar la circulación en gases, así que el problema consiste en diseñar y construir un espacio refrigerado en el cuál se pueda realizar el análisis utilizando el PIV.

Una vez que se tenga este espacio se procederá a realizar las pruebas eligiendo las partículas trazadoras de trayectoria adecuadas. Finalmente se espera poder simular este fenómeno en un software de *Dinámica de Fluidos Computacional* o *Computational Fluid Dynamics (CFD)*, a fin de comparar los resultados experimentales con los numéricos obtenidos en dichas simulaciones.

1.3. ALCANCE

Este tema de investigación pertenece a diferentes áreas de las ciencias de transferencia de calor y mecánica de fluidos, que incluye el estudio de la circulación del aire en una cavidad cerrada en convección natural y forzada, así como el efecto que tiene la circulación en los perfiles de temperatura y en los niveles de humedad.

Debido al tiempo que demanda el diseño y la fabricación del prototipo, así como la configuración inicial de las pruebas experimentales, esta tesis se concentrará en estas actividades, dejando el estudio de diversas configuraciones como trabajo futuro.

1.4. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN

La metodología de investigación aplicada en este proyecto fue principalmente experimental, y puede descomponerse en los siguientes pasos.

- Estudio de posibilidades de fabricación de refrigerador prototipo.
- Toma de una decisión con base en el estudio realizado.
- Diseño del refrigerador y cambios de acuerdo a disponibilidad de material.
- Compra de materia prima.
- Fabricación con material disponible.
- Retrabajos y correcciones.
- Instalación y preparación del equipo PIV.
- Elección de partículas trazadoras con base en la literatura y pruebas experimentales.
- Calibración de parámetros de tiempo en el PIV.
- Diseño de sistema de inyección de partículas en cavidad.
- Preparación para pruebas en sistema de refrigeración.
- Cambio de evaporador del sistema.
- Pruebas preliminares de PIV en cavidad refrigerada.
- Definición de secciones de área de estudio.
- Mejora de pruebas experimentales: enfoque de partículas, rectificación de parámetros de tiempo.
- Procesamiento de fotografías de prueba.
- Realización de pruebas experimentales en estado estable.
- Diseño y simulación del prototipo en ICEPAK.
- Solución del modelo en FLUENT.
- Comparación y análisis de resultados.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES

Para entender el problema y estudiarlo de la manera indicada es necesario contar con ciertos conocimientos del área. En esta sección se presenta un breve resumen de los principios básicos que sirven como fundamento para el presente trabajo.

2.1.1. CONCEPTO DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración es la ciencia que estudia el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio menor a la de los alrededores (Cengel et al, 1998). También se le llama así al proceso mediante el cual se remueve calor de un espacio cerrado. Éste proceso se realiza con la finalidad de prolongar el periodo de vida útil de alimentos, medicamentos, plantas, etc.

El enunciado de Clausius sobre la Segunda Ley de la Termodinámica establece lo siguiente: *“Es imposible construir un aparato que opere un ciclo y no produzca otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de baja temperatura a un cuerpo de alta temperatura”* (Dossat, 2002).

Dicho de otra manera, la segunda ley establece que el calor no fluye de un espacio de menor temperatura a otro de mayor en forma gratuita, sino que se requiere de un trabajo externo. Además, debido a que el calor migra del medio con mayor temperatura hacia la zona con menor es necesario utilizar materiales con bajos valores de conductividad térmica que impidan el libre flujo del calor de los alrededores hacia el espacio refrigerado.

Según su definición básica un refrigerado es un *“aparato electrodoméstico, cámara o mueble que produce frío para conservar alimentos u otras sustancias”* (Real Academia de la Lengua Española, 2003). En esta sección se hará una breve explicación del ciclo de

refrigeración ideal por compresión, pero antes se presentarán algunas aplicaciones de la refrigeración.

2.1.1.1. APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN

En los inicios de la refrigeración mecánica el equipo era costoso e ineficiente, y su mantenimiento era complicado, por lo que su uso estaba limitado a aplicaciones a gran escala. Gracias a la mejora en los procesos de manufactura, así como el desarrollo de motores eléctricos de menor tamaño y potencia se hizo posible la reducción de dimensiones de los refrigeradores, y por lo tanto, la ampliación de su uso.

Actualmente las aplicaciones de la refrigeración (Dossat, 2002) se pueden agrupar en:

- a) Refrigeración doméstica
- b) Refrigeración comercial
- c) Refrigeración industrial
- d) Refrigeración marina y transportación

2.1.2. CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Este ciclo de refrigeración es el utilizado con mayor frecuencia para la remoción de calor por medio de un refrigerador o aire acondicionado. Dicho ciclo consta idealmente de 4 procesos:

Estado 1-2: Compresión isoentrópica.

El refrigerante entra al compresor como gas (estado 1), en donde se comprime en forma isoentrópica. En este proceso aumenta la temperatura del refrigerante por encima de la temperatura de los alrededores.

Estado 2-3: Disipación de calor a presión constante

El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado (estado 2), donde disipa calor hacia los alrededores. El refrigerante sale del condensador como líquido saturado.

Estado 3-4: Estrangulamiento

El líquido saturado (estado 3) pasa por una válvula de expansión o tubo capilar, en donde la temperatura disminuye drásticamente por debajo de la temperatura del espacio a refrigerar en un proceso isoentálpico.

Estado 4-1: Absorción de calor

El refrigerante entra al evaporador como una mezcla vapor-líquido de baja calidad, donde cambia su fase a vapor saturado, absorbiendo el calor del espacio que se pretende refrigerar.

Finalmente el refrigerante en estado gaseoso vuelve a entrar al compresor para iniciar nuevamente el ciclo. Este proceso se muestra en forma conceptual en la Figura 2.1.

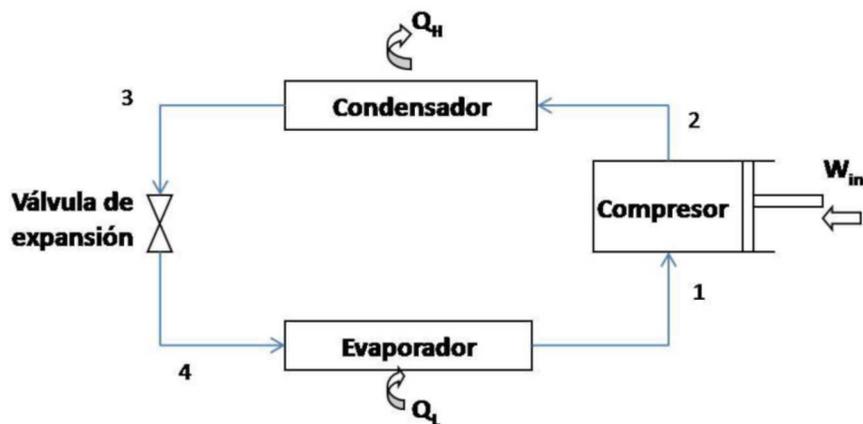


Figura II.1. Esquema de ciclo de refrigeración.

La Figura 2.2 presenta el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en un diagrama presión-entalpía ($P-h$). Este diagrama fue tomado del libro *Thermodynamics, and engineering approach* (Cengel y Boles, 1998).

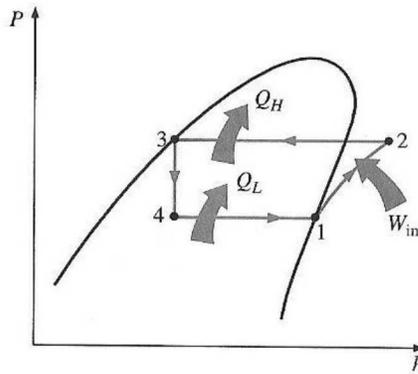


Figura II.2. Diagrama P- h para un ciclo ideal de refrigeración por compresión.
Tomado de Cengel y Boles, 1998.

No es propósito de la tesis modificar el ciclo de compresión de vapor sino hacer más eficiente el proceso de intercambio de calor entre el evaporador y el espacio refrigerado. Esto se logrará por medio de un estudio de las condiciones de flujo de aire y la transferencia de calor para lograr sugerir mejoras que se traduzcan en una disminución en el tiempo de operación del compresor.

2.1.3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

Convección es el término utilizado para describir la transferencia de calor de una superficie sólida estacionaria con un fluido en movimiento. Este proceso implica el transporte de energía como consecuencia del movimiento del fluido. Puede ser natural o forzada, según sean las fuerzas que producen su movimiento.

El flujo de calor disipado por el sistema se expresa en términos de la diferencia total de temperaturas entre la superficie y el fluido por medio de la *Ley de enfriamiento de Newton*:

$$\dot{Q}_{conv} = A h (T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

Donde:

T_s = temperatura de la superficie ($^{\circ}\text{C}$)

T_∞ = temperatura del fluido ($^{\circ}\text{C}$)

h = coeficiente local de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$)

A = área de transferencia de calor (m^2)

\dot{Q}_{conv} = calor transferido por convección (W)

El coeficiente de transferencia de calor es un parámetro difícil de determinar, ya que es función de la geometría, las propiedades del fluido y de las características del flujo.

Se puede determinar el valor de h por medio del número de Nusselt (Nu), un parámetro adimensional que relaciona el calor transferido por convección con el calor transferido por conducción. La relación general es:

$$Nu = \frac{h L}{K_f} \quad (2.2)$$

Donde:

L = longitud característica

K_f = conductividad térmica del fluido

Para determinar el número de Nusselt existen muchas correlaciones basadas en métodos analíticos, pero generalmente determinadas de forma experimental. Estas correlaciones se aplican de manera particular al caso que se esté analizando.

2.1.3.1. CONVECCIÓN NATURAL

La diferencia de densidades, así como la fuerza gravitacional de la tierra actúan para producir las fuerzas boyantes, que producen el movimiento natural de fluidos. Las diferencias en densidades también pueden ser ocasionadas por gradientes en la concentración del fluido.

Para sustancias puras la diferencia de densidades puede estar relacionada con gradientes de temperatura a través del coeficiente de expansión volumétrica (β). Las velocidades asociadas con convección natural son pequeñas comparadas con las de convección forzada.

El número de Nusselt para convección natural es función de los números de Grashof (Gr) y Prandtl (Pr):

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (2.3)$$

$$Pr = \frac{\mu}{\rho\alpha} \quad ; \quad Gr = \frac{\beta \Delta T L^3}{\nu^2} \quad (2.4)$$

Donde:

μ = viscosidad absoluta del fluido

ρ = densidad del fluido

α = coeficiente de difusividad térmica

β = coeficiente de expansión volumétrica

ΔT = diferencia entre la temperatura de la superficie y la del fluido

L = longitud característica

ν = viscosidad cinemática del fluido

2.1.3.2. CONVECCIÓN FORZADA

Si el movimiento del fluido es producido por algún medio externo como bombas o ventiladores el proceso se conoce como convección forzada.

Para el caso de convección forzada el número de Nusselt es función de los números de Reynolds y Prandtl:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{\rho v_{\infty} L}{\mu} \quad ; \quad Pr = \frac{\mu}{\rho\alpha} \quad (2.6)$$

Donde:

ρ = densidad del fluido

v_{∞} = velocidad de corriente libre del fluido

L = longitud característica

μ = viscosidad absoluta del fluido

α = coeficiente de difusividad térmica

2.1.4. VELOCIMETRÍA DE IMAGEN DE PARTÍCULA (PIV)

El PIV es un equipo que permite medir el campo de velocidades de un fluido en forma experimental utilizando procesamiento digital de imágenes. El proceso está basado en la medición directa de dos dimensiones fundamentales de velocidad: la longitud y el tiempo.

Su funcionamiento se basa en la iluminación de un plano del fluido en estudio mediante un haz de láser, el cual se hace pasar por una lente cilíndrica para producir un abanico de luz. Las partículas del fluido al ser iluminadas pueden ser registradas por la cámara CCD formando una imagen.

La cámara CCD capta dos imágenes en un lapso de tiempo conocido y después son analizadas mediante algún método de relajación. Posteriormente se establece un campo de vectores mediante un software especializado para obtener el campo de velocidad de un fluido en tiempo real.

Para lograr la correcta iluminación y captación de imágenes se deben utilizar partículas trazadoras de trayectoria, que varían dependiendo de las propiedades de los fluidos que se requieran estudiar.

El desplazamiento de las imágenes de la partícula entre los pulsos de luz debe ser determinado a través de la evaluación de los registros del PIV. Para manejar la gran cantidad de datos colectados mediante el PIV se requieren sofisticadas técnicas de post-procesamiento.

La Cátedra de Energía Solar cuenta con un PIV con fines de investigación. Los principales componentes del PIV se describen a continuación.

2.1.4.1.LÁSER DE DOBLE PULSO

La función del láser es la creación de un plano de luz para realizar las mediciones, iluminando las partículas del fluido de trabajo para que la cámara pueda captar las imágenes de las mismas. El láser se dispara de forma intermitente y se debe sincronizar con la velocidad de captación de imágenes de la cámara.

El láser con el que cuenta el laboratorio es el Nd-YAG, una emisión de láser en medio sólido que utiliza dopaje con neodimio de cristales de Óxido de Itrio y Aluminio. La Figura 2.3 muestra una fotografía del láser.



Figura II.3. Láser de luz para iluminar partículas.

La unidad de control NEW WAVE SOLO I 15 HZ, modelo 16465 es el encargado de la refrigeración y suministro de energía del láser. La Figura 2.4 muestra una fotografía de dicha unidad de control.



Figura II.4. Unidad de control del láser.

2.1.4.2. CÁMARA DIGITAL CCD

La cámara que se utiliza para la captación de las imágenes de las partículas trazadoras de trayectoria está especialmente diseñada para usarse en PIV. El modelo es 630057 Powerview Plus 2MP PIV, y cuenta con una resolución de 1600 por 1200 píxeles

El CCD es el sensor con celdas fotoeléctricas que utiliza la cámara para obtener las imágenes. Las cámaras Power View Plus están configuradas para captar imágenes en ambientes con amplios campos de visión, altas velocidades y flujos con partículas en suspensión.

Una fotografía de la cámara con la que cuenta el laboratorio se muestra en la Figura 2.5.



Figura II.5. Cámara CCD.

2.1.4.3. SINCRONIZADOR

Para sincronizar los ciclos de operación del láser y de la cámara se utiliza el Laser Pulse Synchronizer, modelo 610034 TSI. Por medio de este aparato es posible coordinar la toma de fotografías en el momento justo en que la iluminación proporcionada por el láser es la adecuada.

En la Figura 2.6 se muestra el sincronizador, con las conexiones necesarias para su correcta operación.



Figura II.6. Imagen del sincronizador.

2.1.4.4. SOFTWARE DE ADQUISICIÓN DE DATOS

El software para la operación del PIV es el INSIGHT 3G y funciona como adquirente de datos para la captura de imágenes, análisis de campos vectoriales y diagnóstico de velocidades. El programa consta de dos partes divididas de acuerdo a su funcionalidad. La primera parte consta en la obtención y procesamiento de imágenes para calcular los vectores de velocidad, temperatura y geometría del flujo. La segunda parte se muestran los resultados obtenidos y se aumentan para obtener la vista óptima.

El programa de adquisición de datos se instaló en una estación de trabajo propiedad de Danfoss-ITESM. La figura 2.7 muestra el equipo de cómputo iniciando el programa INSIGHT 3G.



Figura II.7. Equipo de cómputo y programa utilizado.

2.2. TRABAJO PREVIO.

Como ya se mencionó en el Capítulo 1 se utilizaron diversas referencias como base para el diseño de la experimentación a seguir, además de otras referencias teóricas que ayudaron al conocimiento previo del fenómeno. En esta sección se presentarán de forma breve los trabajos previos que contribuyeron en el presente estudio de forma importante.

2.2.1. HEAT TRANSFER BY NATURAL CONVECTION IN DOMESTIC REFRIGERATORS.

Por O. Laguere y D. Flick

Este es un artículo publicado en 2004 en el Journal of Food Engineering y fue el primero de una serie de artículos relacionados con el fenómeno de convección natural en refrigeradores en donde ambos autores trabajaron juntos.

En este artículo se realizó un estudio de las cargas térmicas en un refrigerador doméstico convencional por diferentes métodos, los cuáles se resumen a continuación:

a) Refrigerador considerado como una cavidad rectangular vacía y cerrada

Es la forma más sencilla de considerar la geometría para aproximar la transferencia de calor en el interior del refrigerador. El aire frío cercano al evaporador tiende a bajar y el aire caliente que está en contacto con la puerta tiende a subir.

Para simplificar el cálculo se determinó que el flujo se realiza en dos dimensiones y que el intercambio de calor se realiza entre las dos paredes verticales: la del evaporador y la de la puerta. También se consideró que las paredes verticales tenían una temperatura homogénea y que las paredes horizontales son adiabáticas.

El orden de magnitud del número de Rayleigh (Ra) proporciona información cualitativa acerca de la capa límite hidrodinámica. Para valores de $Ra_L \leq 10^3$ las fuerzas boyantes

son débiles y la transferencia de calor se lleva a cabo principalmente por conducción. Al incrementarse el valor de Ra se intensifica el flujo y se forma una capa límite delgada. Si Ra llega al valor crítico de 10^9 se dice que el régimen es turbulento.

- Primero se calcula el número de Rayleigh por medio de la ecuación mostrada 2.7.

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\alpha \nu} \quad (2.7)$$

- Teniendo los números de Rayleigh y Prandtl y aplicando la correlación de Catton (1978) se obtiene el número de Nusselt (Nu).

$$Nu_L = 1.8 \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.29} \quad (2.8)$$

- Se calcula el coeficiente de transferencia de calor (h_{gl}) en base al Nu obtenido anteriormente.

$$h_{gl} = \frac{Nu \lambda}{L} \quad (2.9)$$

- Finalmente se obtiene el intercambio de calor entre el evaporador y el resto de la cavidad, principalmente representado por la pared opuesta vertical.

$$\dot{Q} = h_{gl} A_w (T_{wi} - T_{evap}) \quad (2.10)$$

b) Refrigerador considerado como combinación de dos placas verticales.

Este método de evaluación de transferencia de calor es más completo que el anterior y se utilizó la teoría de convección natural entre el aire y planos verticales, constituidos en este caso por el evaporador y las paredes laterales.

Para determinar el intercambio de calor de todo el sistema se tomaron en cuenta diversas fuentes de resistencia de calor para hacer el circuito térmico, el cual se presenta en la Figura 2.8. También se presentan las resistencias térmicas determinadas en este artículo.

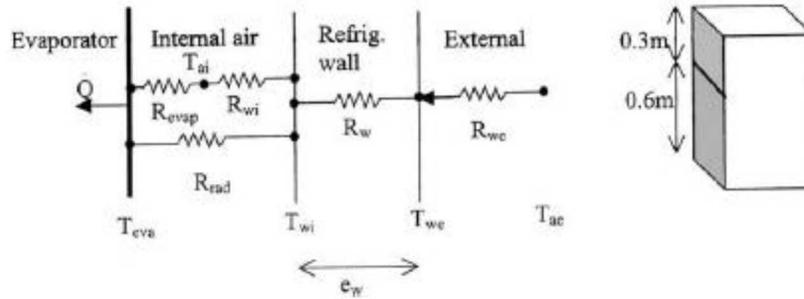


Figura II.8. Circuito térmico tomado de Laguerre et al, 2004.

- *Convección natural entre el evaporador y el aire*

Para encontrar el número de Nusselt se utilizó una correlación de la forma:

$$Nu = a Ra^n \quad (2.11)$$

Según Incropera y Dewitt (1996) a y n tienen los siguientes valores:

Flujo laminar: $a=0.59$ y $n=1/4$

Flujo turbulento: $a=0.10$ y $n=1/3$

Una vez que se cuenta con el número de Nusselt se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor (h) y posteriormente la resistencia térmica del evaporador:

$$h_{evap} = \frac{Nu \lambda}{L} ; R_{evap} = \frac{1}{h_{evap} A_{evap}} \quad (2.12)$$

- *Radiación entre paredes internas del refrigerador y el evaporador*

Para el caso de paredes paralelas de emisividad cercana a 1 el coeficiente de transferencia de calor por radiación es similar a:

$$h_r = \sigma \varepsilon_1 \varepsilon_2 (T_{evap}^2 + T_{wi}^2) (T_{evap} + T_{wi}) \quad (2.13)$$

La resistencia térmica por radiación entre el evaporador y las paredes es:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_r A_{evap}} \quad (2.14)$$

- *Convección natural entre paredes internas y aire*

Se utilizó el mismo método que el caso del evaporador, solamente que el cálculo del número de Rayleigh se basa en la diferencia de temperaturas de las paredes laterales internas y del aire. La resistencia por convección en las paredes se obtuvo con la ecuación 2.15:

$$R_{wi} = \frac{1}{h_{wi} A_w} \quad (2.15)$$

- *Transferencia de calor por conducción a través de las paredes*

$$R_w = \frac{e_w}{A_w \lambda_w} \quad (2.16)$$

- *Convección natural entre las paredes externas y el aire ambiente*

$$R_{we} = \frac{1}{h_{ext} A_w} ; h_{ext} = 10 \text{ W } ^\circ\text{C} / \text{m}^2 \quad (2.17)$$

Finalmente se sumaron todos los valores de las resistencias térmicas para obtener R_{gl} y se obtuvo la capacidad de refrigeración a través de la ecuación del calor.

$$\dot{Q} = \frac{T_{ae} - T_{evap}}{R_{gl}} \quad (2.18)$$

2.2.2. EXPERIMENTAL STUDY OF AIR FLOW BY NATURAL CONVECTION IN A CLOSED CAVITY: APPLICATION IN A DOMESTIC REFRIGERATOR.

Por: O.Laguerre, Ben Amara, Charrier –Mojtabi, Lartigue y Flick

En este artículo se presentó un estudio experimental muy parecido al de esta tesis y forma parte de una serie de publicaciones que han realizado un grupo de investigadores en Francia.

Se utilizó un refrigerador prototipo para realizar los experimentos con dimensiones interiores de 0.5 m de ancho, 1m de altura y 0.5 m de profundidad. Las características físicas principales del prototipo se mencionan a continuación:

- Tres paredes verticales se fabricaron de dos capas de vidrio de 6 mm de espesor y un espacio de aire de 10 mm entre ellas.
- La pared vertical posterior se fabricó de aluminio de 2 cm de espesor y contenía un serpentín por el que circulaba una mezcla de agua y glicol a temperatura controlada.
- Las paredes horizontales estaban hechas de PVC de 2 cm de espesor.
- Se utilizó poliestireno expandido de 4 cm de espesor para disminuir la ganancia térmica del exterior. Este aislamiento podía ser removido.
- El coeficiente global de transferencia de calor de las paredes transparentes, incluyendo el poliestireno expandido, fue de 0.52 W K/m^2 .

Las características principales de la experimentación fueron:

- Temperatura exterior igual a 20°C
- La observación de las partículas se realizó en forma transversal a la pared fría y la iluminación del láser fue de frente a dicha pared.
- La observación de la cavidad del refrigerador se realizó de dos formas: vacío y con bloques de esferas huecas que simulaban la carga de los alimentos.

Los resultados principales fueron:

- El aire fluye hacia abajo en la pared fría y la velocidad se va incrementando. En la parte superior la velocidad es baja, menor a 0.4 m/s, alcanzando una velocidad de 0.24 m/s en la parte inferior.
- En el resto de las paredes verticales el aire fluye hacia arriba, decreciendo su velocidad desde un valor de 0.05 m/s en la parte inferior hasta el estancamiento en la parte superior.
- El aire también presenta un movimiento horizontal de la pared de doble vidrio a la de aluminio a una velocidad menor a 0.04 m/s.

- Se observó flujo laminar en la mayor parte del refrigerador, excepto en la parte inferior.
- La capa límite en la parte superior de la pared fría tiende a cero, mientras que en la parte inferior es cercana a 3 cm. Fuera de la capa límite la velocidad del aire es muy pequeña.
- Se modificó la temperatura de la pared fría así como el área de la misma y se observó que la temperatura es el factor con mayor influencia.
- La presencia de esferas huecas mostró que la velocidad del aire se homogenizó, pero sus valores fueron menores a los que se presentaron en el refrigerador sin carga, alcanzando 0.16 m/s como valor máximo.

2.2.3. EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT TRANSFER BY NATURAL CONVECTION IN A CLOSED CAVITY: APPLICATION IN A DOMESTIC REFRIGERATOR.

Por O. Laguerre. S. Ben Amara Y D. Flick.

Este experimento utilizó un prototipo con las mismas características al que se utilizó en el estudio del flujo de aire de los mismos autores, pero utilizando termopares tipo T de 200 μm y 0.2°C de precisión. La ubicación de los termopares fue la siguiente:

○ *Medición de temperatura dentro de la capa límite*

Para medir el perfil de temperatura dentro de la capa límite se colocaron nueve termopares en un soporte de plexiglás de cada lado de las paredes en forma paralela y al mismo nivel, dejando una separación de 5 mm entre cada termopar. El soporte se colocó en tres alturas diferentes: 10, 50 y 90 cm.

○ *Medición de perfil vertical de temperatura lejos de la pared: caso del refrigerador vacío*

Siete termopares calibrados se colocaron en una barra de 4 mm de diámetro y 1 m de altura. Se utilizaron 5 barras para medir los perfiles de temperatura en diferentes lugares.

- *Medición de perfil vertical de temperatura lejos de la pared en el refrigerador con esferas*

Se colocaron cuatro bloques de 6x5x3 esferas vacías de PVC de 7.5 cm de diámetro para simular obstáculos en el flujo de aire. Solo uno de los bloques fue instrumentado para evitar alterar los resultados en forma excesiva. Los termopares se localizaron en el mismo lugar que en el estudio hecho para el refrigerador vacío. Además la localización del bloque instrumentado se movió de lugar para abarcar todas las alturas.

Además otras condiciones del experimento fueron: temperatura ambiente constante a 20°C, variación de la temperatura de la pared de aluminio (-10 y 0°C) y variación de la superficie de la pared fría (100% o 50% del área total de la pared). Los resultados obtenidos se resumen a continuación.

Refrigerador vacío

- Perfil de temperaturas en capa límite

Utilizando el área total de la pared fría se observó que el espesor de la capa límite en la pared fría es aproximadamente 2 cm mientras que en la pared transparente la capa límite es de aproximadamente 1.5 cm de espesor, sin importar la altura estudiada.

Cuando solo se utilizó el 50% del área de la pared de aluminio la temperatura en el centro del refrigerador se incrementó en promedio 2°C. La capa límite tuvo un perfil de temperatura similar y el espesor fue del mismo orden de magnitud que en el caso anterior, excepto a la altura de 10 cm, donde se registró una temperatura aproximadamente 4°C mayor.

- Distribución de temperatura en la zona central

La temperatura central del refrigerador fue constante en cada altura, incrementándose hacia arriba. La temperatura del aire en la parte superior de la cavidad del refrigerador es relativamente homogénea a cualquier distancia de la pared fría, lo que indica que se trata de una zona de estancamiento.

Refrigerador lleno con esferas huecas

- La temperatura del aire en el área cercana a la pared fría en presencia de los bloques de esferas de PVC es menor que en ausencia de éstas, pero tiene un comportamiento similar.
- La temperatura del aire en el centro de la cavidad también es menor que el caso de la cavidad vacía, pero esa diferencia es menor que en el caso de la pared de aluminio.
- La temperatura en el área cercana a la pared transparente presenta un comportamiento muy parecido al caso anterior, sobretodo en la parte inferior, donde prácticamente no hay diferencia.
- En la parte superior del refrigerador el aire es más caliente en presencia de los bloques de esferas de PVC que en ausencia de ellas, excepto en el área cercana a la pared de enfriamiento. Esto se debe a los obstáculos que tiene el aire para circular, así que la zona de estancamiento se desarrolló más.

2.2.4. MEASUREMENTS OF THE AIR FLOW FIELD IN THE FREEZER COMPARTMENT OF A TOP-MOUNT NO FROST REFRIGERATOR: THE EFFECT OF TEMPERATURE.

Por V.T. Lacerda, C. Melo, J.R. Barbosa Jr Y P.O.O. Duarte

En este artículo, publicado en el International Journal of Refrigeration, se expone el caso de estudio experimental de la circulación de aire dentro de un congelador por medio de PIV. Dicho experimento se llevó a cabo en una unidad comercial adaptada para el uso del láser en la parte superior derecha. Además se instalaron dos ventanas transparentes de triple vidrio cuyos espacios se llenaron con Argón.

Para la medición de temperaturas se utilizaron siete termopares tipo T. Tres de los cuáles se utilizaron para registrar la temperatura interna del aire en la parte central de cada partición. Otros dos fueron utilizados para medir la temperatura del aire en las zonas superior e inferior de la puerta. Los dos restantes fueron utilizados para medir la temperatura de la superficie tanto exterior como interior de la pared.

Después de llevar a cabo la experimentación los autores llegaron a los siguientes resultados:

- El flujo de aire está influenciado por la temperatura, debido en parte a la convección natural, pero principalmente debido al efecto que tiene en las propiedades físicas del aire circulante.
- Debido al incremento de la densidad del aire y al decremento de su viscosidad cinemática se incrementa el número local de Reynolds, modificándose el patrón de flujo de aire.
- Debido al decrecimiento de la temperatura en el transitorio, la inclinación de la salida de aire entre dos secciones importantes se modifica reduciendo el flujo de aire frío hacia la parte superior de la puerta del congelador.

2.2.5. PIV MEASUREMENT AND NUMERICAL ANALYSIS OF A NEW REFRIGERATION COMPARTMENT OF A REFRIGERATOR.

Por Seong-Ho Cho, In-Seop Lee, Jay-Ho Choi And Young-Sok Nam

En este artículo se analizaron las distribuciones de velocidad y temperatura dentro de un compartimento de refrigeración para dos sistemas de enfriamiento por medio de dos vías: mediciones experimentales en PIV y simulaciones en FLUENT.

Uno de los sistemas a evaluar consta de un evaporador y un ventilador simple para enfriar los compartimentos de refrigerador y congelador. En este sistema de refrigeración la repisa superior está sobre-enfriado mientras que la repisa inferior y los compartimentos de la puerta se encuentran sub-enfriados.

El nuevo sistema desarrollado consiste en la instalación de ductos para generar dos salidas adicionales de aire en las paredes derecha e izquierda, cerca de las zonas que resultaron sub-enfriadas en el sistema original.

Según las mediciones con PIV los dos sistemas mostraron patrones de velocidad similares: el flujo en la región superior circula hacia la región inferior, formando un vórtice en la parte trasera de la pared. Las repisas inferiores presentan velocidades de aire menores. En la región más baja se observó que el aire frío circulaba en la parte trasera de la pared y hacia abajo, y después de alcanzar la superficie horizontal inferior se dirigía hacia los compartimentos de la puerta. Sin embargo la velocidad media del nuevo sistema de enfriamiento es mayor, principalmente en las regiones inferiores.

Las mediciones en FLUENT fueron hechas tomando como condiciones de frontera el coeficiente de transferencia de calor promedio calculado con 30 °C como temperatura de los alrededores y la temperatura de la pared adyacente al congelador a 18°C. El modelo de turbulencia utilizado fue el k-ε y los resultados sugirieron que el nuevo sistema de ductos mejora la uniformidad en el enfriamiento del refrigerador.

III. DISEÑO DEL REFRIGERADOR

Como ya se mencionó en la parte de antecedentes, el PIV permite medir el campo de velocidades de un fluido utilizando procesamiento digital de imágenes. En este caso, como en la mayoría de las aplicaciones, es necesario agregar partículas trazadoras que deben ser iluminadas en un plano del flujo al menos dos veces en un intervalo de tiempo. La luz dispersada por las partículas debe ser registrada en uno o varios marcos.

Se requiere que al menos dos de las paredes de la cavidad refrigerada sean transparentes para que se logre para la correcta iluminación de las partículas en circulación, así como la captación de imágenes. Al mismo tiempo se debe cuidar la característica principal de un espacio refrigerado: el aislamiento.

Para cumplir con estos requisitos se decidió realizar un diseño con fines académicos. Inicialmente el objetivo era utilizar una unidad condensadora disponible en el Laboratorio de Termofluidos, pero finalmente se determinó que el volumen de la cavidad no cumplía con la carga térmica requerida para completar el ciclo de refrigeración, así que se buscó la utilización de un compresor más pequeño.

En el presente capítulo se presenta el proceso del diseño del espacio refrigerado, su modelo en Solid Edge y finalmente la determinación de las cargas térmicas del mismo.

3.1. MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN

3.1.1. MATERIALES DE UN REFRIGERADOR COMÚN

Las paredes de los refrigeradores domésticos comunes constan de tres niveles de aislamiento. Los materiales, espesores y conductividad térmica de dichos materiales se presentan en la Tabla 3.1.

Material	Espesor	Conductividad térmica
Gabinete exterior de acero	4 mm	64 W/m°C
Espuma de poliuretano	2.5 cm	0.026 W/m°C
Plástico interno de HIPS	5 mm	0.188 W/m°C

Tabla III.1 Conductividad térmica de materiales en un refrigerador común.

Los espesores fueron obtenidos de ejemplares reales y los valores de las conductividades térmicas del acero y la espuma de poliuretano se obtuvieron del libro *Heat Transfer* (Mills, 1999). La conductividad del Poliestireno de alto impacto (HIPS) se obtuvo de matweb.com.

La resistencia equivalente de las paredes del refrigerador es:

$$R_{TH} = \frac{\Delta x_1}{K_1} + \frac{\Delta x_2}{K_2} + \frac{\Delta x_3}{K_3} = \frac{0.005 \text{ m}}{0.188 \text{ W/mK}} + \frac{0.025 \text{ m}}{0.026 \text{ W/mK}} + \frac{0.004 \text{ m}}{64 \text{ W/mK}} \quad (3.1)$$

$$R_{TH} = 0.988196 \text{ m}^2\text{C/W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es el inverso del valor de resistencia, y su valor es:

$$U = \frac{1}{R_{TH}} = 1.011 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} \quad (3.2)$$

Estas propiedades de aislamiento fueron tomadas como referencia para la elección de los materiales a utilizar en el refrigerador prototipo.

3.1.2. PAREDES TRANSPARENTES

En el caso de las paredes transparentes se consideraron varias opciones y se eligió la que presentaba mejores valores en las propiedades térmicas bajo las condiciones de diseño.

Desafortunadamente no se obtuvieron mejores valores de resistencia térmica que los de un refrigerador original.

La combinación que se eligió para el caso de las paredes transparentes consta de dos placas de acrílico de 4 mm de espesor, separadas entre ellas con un espacio de aire de 1 cm. En la Tabla 3.2 se presentan los espesores y conductividades térmicas de éstos materiales.

Material	Espesor	Conductividad térmica
Acrílico (2 placas)	4 mm (2 placas)	0.187 W/mK
Aire	10 mm	0.027 W/mK

Tabla III.2. Conductividades térmicas de las paredes transparentes

La resistencia térmica de esta combinación es:

$$\begin{aligned}
 Ru_{comp} &= \frac{\Delta x_{ac}}{K_{ac}} + \frac{\Delta x_{air}}{K_{air}} + \frac{\Delta x_{ac}}{K_{ac}} = \frac{0.004 \text{ m}}{0.187 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{0.01 \text{ m}}{0.027 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{0.004 \text{ m}}{0.187 \frac{W}{m^{\circ}C}} \\
 Ru_{comp} &= 0.413151 \frac{m^2 \cdot C}{W}
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

El valor del coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_{comp} = \frac{1}{Ru_{comp}} = 2.4204 \frac{W}{m^2 \cdot C}
 \tag{3.4}$$

3.1.3. PAREDES OPACAS

En el caso de paredes opacas se optó por el uso de MDF debido a sus propiedades térmicas, peso moderado y su resistencia mecánica. También se utilizó este material para formar la estructura sobre la cual se montó las placas de acrílico.

Además de la estructura de MDF también se utilizó el aislante térmico Foamular 250, de Owens Corning. Las propiedades térmicas de éstos materiales se presentan en la Tabla 3.3.

Material	Espesor	Propiedad térmica
MDF	18 mm	K = 0.07 W/m-K
Espuma de Poliestireno	1 in	R = 5 ft ² °F/(Btu/h) k=0.02671(m ² K/W)

Tabla III.3. Conductividades térmicas de las paredes opacas

Para obtener la resistencia equivalente de la pared debido a los dos niveles de aislamiento es necesario sumar las resistencias de cada uno de estos.

$$Ru_{pared} = \frac{\Delta x_{MDF}}{K_{MDF}} + \frac{\Delta x_{pe}}{K_{pe}} = \frac{0.018 m}{0.07 W/m^{\circ}C} + 0.8805509 m^2^{\circ}C/W \quad (3.5)$$

La resistencia de la pared combinando ambos efectos aislantes es:

$$Ru_{pared} = 1.13769 \frac{m^2^{\circ}C}{W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es por tanto:

$$U_{pared} = \frac{1}{R_{pared}} = 0.8789711 \frac{W}{m^2^{\circ}C} \quad (3.6)$$

Como se puede observar, las paredes opacas de la cavidad presentan un mejor desempeño que las paredes de un refrigerador común. De esta forma se pretende compensar, al menos parcialmente, el menor desempeño térmico que presentan las paredes transparentes.

3.2.DISEÑO DE LA CAVIDAD

Con la finalidad de hacer un análisis más realista se decidió fabricar el refrigerador prototipo con medidas similares a las de un refrigerador doméstico. Las dimensiones internas y externas del prototipo se presentan en la Tabla 3.4.

Dimensión	Externa	Interna
Altura	103.5 cm	94.82 cm
Base	78.6 cm	75 cm
Profundidad	63.8 cm	57.66 cm

Tabla III.4. Dimensiones de la cavidad refrigerada

Para mayor facilidad en los datos se trató de utilizar dimensiones cerradas, sin embargo las dimensiones de los materiales disponibles en el mercado presentaron algunas limitantes.

Para la modelación de la geometría se utilizó el software Solid Edge. El ensamble final del refrigerador se presenta en la Figura 3.1.

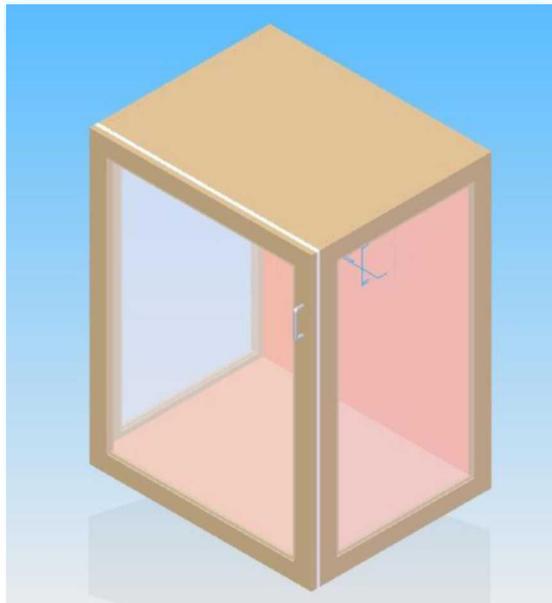


Figura III.1. Diseño de cavidad en Solid Edge.

Para cálculos posteriores resulta importante determinar el valor de áreas y volumen de cada una de las paredes. La Tabla 3.5 presenta éstos valores.

Área y volumen de paredes						
No.	Pared	Base	Altura	Área	Espesor	Volumen
1	Lateral 1	0.608	1.035	0.62928	0.018	0.011327
2	Lateral 2	0.608	1.035	0.62928	0.018	0.011327
3	Frontal	0.786	1.035	0.81351	0.018	0.014643
4	Trasera	0.75	0.9482	0.71115	0.0434	0.030864
5	Superior	0.75	0.5646	0.42345	0.0434	0.018378
6	Inferior	0.75	0.5646	0.42345	0.0434	0.018378

Tabla III.5. Área y Volumen de las paredes del refrigerador.

El área total de las paredes es igual a 3.63012 m^2 , mientras que el volumen es 0.104917 m^3 .

3.3. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

Para realizar el cálculo de las cargas térmicas del refrigerador se utilizó una metodología similar a la mencionada en el artículo *Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators* (Laguere y Flick, 2004). Esta metodología se complementó con otras correlaciones.

Debido al número de incógnitas que se tienen en los cálculos se establecieron las temperaturas deseadas de acuerdo a especificaciones de refrigeración y a ejemplos utilizados en la literatura (Laguerre et al., 2008).

Las temperaturas consideradas para los cálculos fueron las siguientes:

- Temperatura del aire en el interior de la cavidad refrigerada: $T_{int} = 6^{\circ}C$
- Temperatura del aire en el medio ambiente: $T_{amb} = 23^{\circ}C$
- Temperatura de la superficie interior del refrigerador: $T_{sint} = 9.2^{\circ}C$

A continuación se describe el procedimiento seguido para determinar las cargas térmicas.

3.3.1. CARGA TÉRMICA DEL PRODUCTO

Se utilizó agua para calcular la carga térmica producida por los alimentos debido a la flexibilidad en su uso, además que utilizar alimentos reales es una solución costosa y limitada.

Otra razón por la que se utilizó agua para éste cálculo es que las propiedades térmicas de los alimentos, tanto el calor latente como sensible, se calculan con base en la fracción de agua que contienen por medio de la fórmula de Siebel (Cengel y Boles, 1998).

La ecuación que determina la carga térmica del producto es la 3.7.

$$Q_{agua} = m_{agua} C p_{agua} \left(\frac{T_{inicial} - T_{final}}{t} \right) \quad (3.7)$$

Donde:

$T_{inicial}$ = Temperatura ambiente (°C)

T_{final} = Temperatura del aire en la cavidad al finaliza (°C)

t = Tiempo estimado de enfriamiento del agua (segundos)

$C_{p_{agua}}$ = Calor específico del agua a temperatura inicial y a presión atmosférica

m_{agua} = Masa de agua considerada para su enfriamiento (masa de 15.14 litros)

3.3.2. CARGA TÉRMICA DEL AIRE

El calor sensible que se debe remover en el volumen total está compuesto por el calor del agua contenida y por el calor del volumen de aire. La relación que determina el calor sensible del aire es la siguiente:

$$Q_{aire} = m_{aire} C_{v_{aire}} \left(\frac{T_{inicial} - T_{final}}{t} \right) \quad (3.8)$$

Donde:

Q_{aire} = calor sensible del volumen de aire (W)

m_{aire} = masa de aire a remover en el tiempo estimado (kg)

$C_{v_{aire}}$ = calor específico del aire a volumen constante (J/kg°C)

t = tiempo estimado de enfriamiento (segundos)

Para determinar la masa de aire total que ocupa el espacio refrigerado se determinó el volumen de la cavidad en base a sus dimensiones internas. Posteriormente se evaluó la densidad del aire en las condiciones ambientales de temperatura y presión. La masa de aire total que cabe en el espacio refrigerado vacío se determina mediante la relación:

$$m_{aire} = V_{aire} \rho_{aire} \quad (3.9)$$

Para el caso de estudio de un refrigerador con carga térmica alimenticia, en este caso simulada por agua, el volumen del aire a enfriar es igual al volumen total de la cavidad menos el volumen de agua. La expresión para determinar la masa de aire es la siguiente:

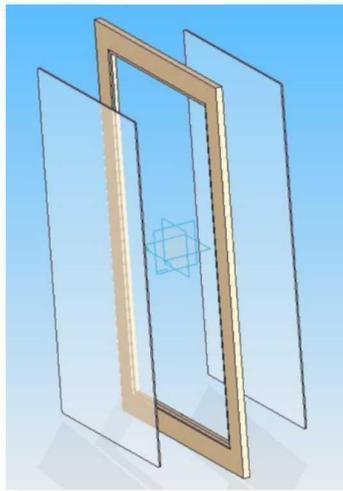
$$m_{air} = \rho_{aire} V_{air} = \rho_{aire} (V_{aire} - V_{agua}) \quad (3.10)$$

3.3.3. CARGAS TÉRMICAS POR CONDUCCIÓN DE LAS PAREDES

En la sección de selección de los materiales se presentaron las propiedades térmicas de los materiales utilizados en la construcción del refrigerador prototipo. Es necesario conocer estas propiedades para determinar el flujo de calor que entra al sistema a través de las paredes. En este caso de estudio se presentan dos tipos de paredes: transparentes y opacas.

3.3.3.1. RESISTENCIA TÉRMICA DE LAS PAREDES TRANSPARENTES

En una sección anterior ya se obtuvo el valor de la resistencia térmica de las dos placas de acrílico de 4 mm de espesor separadas por 10 mm de aire. Sin embargo por cuestiones de diseño se tuvo que montar dicha configuración en un marco de MDF. La Figura 10 muestra la configuración de las paredes transparentes (puerta frontal y paredes laterales).



Capas que conforman la pared:

- Marco de MDF de 1.8 cm de espesor y 6 cm de ancho.
- Dos capas de acrílico de 0.4 cm de espesor.
- Espacio de aire de 1 cm.

Figura III.2 Materiales de las paredes transparentes en Solid Edge.

El circuito térmico que representa las resistencias de los materiales involucrados según su configuración real se presenta a continuación.

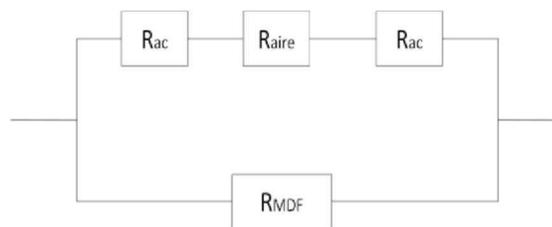


Figura III.3. Resistencias térmicas de paredes transparentes

En este caso es importante conocer la proporción de área total de las paredes correspondiente a MDF y la proporción de material compuesto por acrílico y aire. En la Tabla 3.6 se presentan las áreas de correspondientes.

Fracciones de área transparentes				
	Lateral 1	Lateral 2	Frontal	
Compuesta	0.44652	0.44652	0.60939	1.50243
MDF	0.18276	0.18276	0.20412	0.56964
Área Total (m ²):				2.07207

Tabla III.6. Áreas que componen las paredes transparentes.

El área compuesta se refiere al área ocupada por la combinación de las dos capas de acrílico y una capa de aire. Esta resistencia térmica se obtiene de la suma de las resistencias individuales en serie. La ecuación que establece ésta suma se presenta en la ecuación 3.11.

$$R_{comp} = 2 \frac{\Delta x_{ac}}{k_{ac} A_{comp}} + \frac{\Delta x_{aire}}{k_{aire} A_{comp}} = 0.275 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.11)$$

Donde:

Δx_{ac} = espesor acrílico

k_{ac} = conductividad térmica del acrílico

A_{comp} = área transparente para visualización

Δx_{aire} = espesor capa de aire

k_{aire} = conductividad térmica del aire

La resistencia del MDF se obtuvo con la ecuación de resistencia de calor por conducción:

$$R_{mdf} = \frac{\Delta x_{mdf}}{k_{mdf} A_{mdf}} = 0.4514 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.12)$$

Donde:

Δx_{mdf} = espesor MDF

k_{mdf} = conductividad térmica del MDF

A_{mdf} = área del MDF

La resistencia equivalente de las paredes transparentes se obtuvo por medio de un circuito en paralelo. Dicha suma se muestra a continuación:

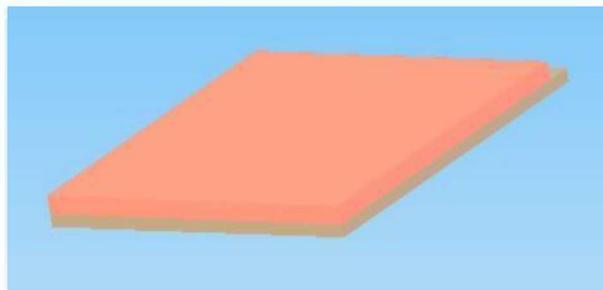
$$\frac{1}{R_{trans}} = \frac{1}{R_{comp}} + \frac{1}{R_{mdf}} = \frac{1}{0.275 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}} + \frac{1}{0.4514 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}} \quad (3.13)$$

La resistencia combinada de las paredes transparentes es igual a:

$$R_{trans} = 0.1709 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

3.3.3.2. RESISTENCIA TÉRMICA DE LAS PAREDES OPACAS

En el caso de las paredes opacas las propiedades determinadas en la sección de materiales de construcción se aplican directamente sin necesidad de dividir el área total de las paredes. Las paredes opacas tienen dos resistencias térmicas en serie, debido a la pared de MDF y al aislante. La Figura 3.4 muestra estos dos materiales.



- Poliestireno de 2.54 cm de espesor
- MDF de 1.8 cm de espesor

Figura III.4. Materiales de las paredes opacas en Solid Edge.

a) La resistencia equivalente para la pared vertical posterior se obtiene mediante la siguiente relación:

$$R_{post} = \frac{\Delta x_{mdf}}{k_{mdf} A_{post}} + \frac{\Delta x_{ais}}{k_{ais} A_{post}} = 1.735 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.14)$$

Donde:

Δx_{mdf} = espesor MDF

k_{mdf} = conductividad térmica del MDF

Δx_{ais} = espesor del aislante

k_{ais} = conductividad térmica del aislante

A_{post} = área de la pared posterior de la cavidad

b) La resistencia equivalente para la pared horizontal se determina mediante:

$$R_{hor} = \frac{\Delta x_{mdf}}{k_{mdf} A_{hor}} + \frac{\Delta x_{ais}}{k_{ais} A_{hor}} = 2.914 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.15)$$

Las variables involucradas son las mismas que en el inciso a), solo varía el área de la pared horizontal (0.4235 m²).

3.3.4. RESISTENCIA TÉRMICA DEBIDO A TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

La circulación de aire en el interior y exterior de las paredes que delimitan la cavidad refrigerada también afectan el cálculo de las cargas térmicas.

Como ya se había mencionado en el capítulo introductorio en el caso de convección libre es necesario calcular los números adimensionales de Grashof (Gr) y Prandtl (Pr). Una vez que se tienen estos valores se determina el número de Rayleigh (Ra) y se procede al cálculo del número de Nusselt (Nu).

Para el cálculo del número de Nusselt se aplicaron las correlaciones adecuadas para cada caso en particular, ya sea en pared vertical u horizontal. Una vez que se tiene Nusselt se puede determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor (h_{conv}).

Finalmente se calcula la resistencia por convección interior y exterior para cada pared de la cavidad por medio de la siguiente ecuación:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} A} \quad (3.16)$$

Existen otras correlaciones experimentales que no utilizan el número de Nusselt, sino que determinan el coeficiente de transferencia de calor con base en la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido.

3.3.4.1. CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LA CAVIDAD

a) Pared vertical

Las paredes laterales y la pared frontal presentan este tipo de transferencia de calor, y la correlación que se utilizó para determinar el número de Nusselt fue el mencionado en el artículo de Laguerre y Flick (2004).

$$Nu = 0.59 Ra^{0.25} = 78.31 \quad (3.17)$$

Es importante mencionar que para el cálculo de los números de Gr y Pr, así como para los cálculos de las resistencias térmicas se utilizaron las dimensiones internas del refrigerador.

El valor del coeficiente de transferencia de calor interno para las paredes verticales es el siguiente:

$$h_{int,v} = \frac{Nu k_{aire}}{L} = 2.23 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.18)$$

Donde:

$h_{int,v}$ = coeficiente de transferencia de calor interna para paredes verticales

Nu = número de Nusselt para paredes internas verticales

k_{aire} = conductividad térmica del aire

L = longitud característica, en este caso la altura interna del refrigerador

Finalmente se determinó la resistencia debida a la convección interna, tanto para las paredes verticales transparentes como para la posterior.

$$R_{int,v} = \frac{1}{h_{int,v} A_{trans,int}} = 0.2485 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.19)$$

$$R_{int,p} = \frac{1}{h_{int,v} A_{post}} = 0.0306 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.20)$$

b) Pared horizontal superior

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se utilizó la correlación para convección de aire en placas horizontales desarrollada por McAdams (Perry, 1950). Esta correlación está diseñada para ser utilizada en el sistema inglés de unidades, así que se tuvo que realizar la conversión adecuada de unidades. La correlación y el resultado obtenido una vez aplicados los cambios de unidades se presentan a continuación.

$$h_{int,hs} = 0.38 \Delta T_{int}^{0.25} = 3.343 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.21)$$

Donde:

$h_{int,hs}$ = coeficiente de transferencia de calor en una pared horizontal hacia abajo.

ΔT_{int} = diferencia de temperaturas entre la superficie caliente y el fluido frío ($^\circ F$).

La resistencia térmica debida a la convección interna de la pared horizontal superior se determinó con la ecuación:

$$R_{int,hs} = \frac{1}{h_{int,hs} A_{hor}} = 0.7065 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.22)$$

c) Pared horizontal inferior

En este caso se aplicó otra correlación para la convección de aire en placas horizontales, pero ahora cuando el área de transferencia de calor se localiza en lado superior de la placa. Esta correlación también fue desarrollada por McAdams (Perry, 1950) y también está diseñada para utilizarse con el sistema inglés de unidades. Estas ecuaciones fueron tomadas del capítulo 10 del libro Procesos de Transferencia de Calor (Kern, 1965). Dicha ecuación se presenta a continuación.

$$h_{int,hi} = 0.2 \Delta T_{int}^{0.25} = 1.759 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.23)$$

Donde:

$h_{int,hi}$ = coeficiente de transferencia de calor en una pared horizontal hacia arriba.

ΔT_{int} = diferencia entre la temperatura de la superficie interior y la temperatura interna del aire ($^\circ F$).

La resistencia térmica debida a la convección interna de la pared horizontal inferior se determinó con la ecuación:

$$R_{int,hi} = \frac{1}{h_{int,hi} A_{hor}} = 0.7065 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.24)$$

3.3.4.2. CONVECCIÓN EN EL EXTERIOR DE LA CAVIDAD

Así como se presenta el caso de convección de aire en el interior de la cavidad refrigerada también se presenta convección al exterior de esta. Nuevamente se aplicaron las correlaciones específicas para los casos de las paredes verticales y horizontales, pero en esta ocasión las dimensiones de longitud utilizadas para los cálculos fueron las externas.

a) Paredes verticales

Los cálculos que se han hecho hasta éste momento utilizan como base valores de temperatura determinadas en forma experimental (Laguerre et al. 2008). Sin embargo no se tiene valores para la superficie exterior de la cavidad, así que fue necesario hacer un balance de energía en la superficie interior para obtener el dato faltante.

Se sabe que la energía que entra por conducción a la superficie interna de la pared se debe disipar por la convección que ocurre dentro del refrigerador, de tal forma que:

$$h_{int,v} A_{trans} (T_{sint} - T_{int}) = -K_{trans} A_{trans} \left(\frac{T_{sint} - T_{sup,v}}{\Delta x_{mdf}} \right) \quad (3.25)$$

Donde:

$h_{int,v}$ = coeficiente de transferencia de calor en el interior de las paredes verticales.

A_{trans} = área de las paredes transparentes verticales.

T_{sint} = temperaturas de la superficie interna.

T_{int} = temperatura promedio del aire en el interior del sistema.

K_{trans} = conductividad térmica combinada de las paredes verticales transparentes.

Δx_{mdf} = espesor de la pared transparente vertical.

$T_{sup,v}$ = temperatura de la superficie externa de la pared vertical transparente.

Una vez que se ha determinado la temperatura exterior de la superficie se puede aplicar la ecuación 10.10 del libro *Procesos de transferencia de calor* (Kern, 1965) para el caso de placas verticales de más de dos pies de alto. El resultado obtenido a partir de esta correlación, una vez aplicado el cambio de unidades, es el siguiente:

$$h_{ext,v} = 0.3 \Delta T_{ext}^{0.25} = 3.615 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.26)$$

Donde:

$h_{ext,v}$ = coeficiente de transferencia de calor externo en paredes verticales.

ΔT_{ext} = diferencia entre temperatura de la superficie exterior y temperatura ambiente del aire ($^\circ F$).

Este coeficiente se aplica en las 4 paredes verticales, tres de las cuales corresponden al área transparente y una al área posterior. La resistencia térmica debido a la convección externa en las paredes verticales se obtiene con las ecuaciones 3.27 y 3.28 respectivamente.

$$R_{ext,v} = \frac{1}{h_{ext,v} A_{trans}} = 0.13348 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.27)$$

$$R_{ext,p} = \frac{1}{h_{ext,v} A_{post}} = 0.389 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.28)$$

b) Pared horizontal superior

Nuevamente se tuvo que realizar un balance de energía en la superficie interior de las paredes horizontales para determinar la temperatura de la superficie al exterior, de tal manera que el calor disipado por convección iguale el calor ganado por conducción.

$$h_{int,h} A_{hor} (T_{sint} - T_{int}) = -K_{eq} A_{hor} \left(\frac{T_{sint} - T_{sup,h}}{\Delta x_{mdf} + \Delta x_{ais}} \right) \quad (3.29)$$

Donde:

$h_{int,h}$ = coeficiente de transferencia de calor en el interior de la pared horizontal.

A_{hor} = área de las paredes horizontales.

T_{sint} = temperaturas de la superficie interna.

T_{int} = temperatura promedio del aire en el interior del sistema.

K_{eq} = conductividad térmica combinada de las paredes horizontales.

Δx_{mdf} = espesor de la capa de MDF.

Δx_{ais} = espesor de la capa de poliestireno.

$T_{sup,h}$ = temperatura de la superficie externa de la pared horizontal.

Una vez que se obtuvo la temperatura de la superficie se recurrió nuevamente a la ecuación 10.12 del libro *Procesos de transferencia de calor* (Kern, 1965).

$$h_{ext,hs} = 0.2 \Delta T_{ext}^{0.25} = 1.157 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.30)$$

Donde:

$h_{ext,hs}$ = coeficiente de transferencia de calor externo en pared horizontal superior

ΔT_{ext} = diferencia entre temperatura de la superficie exterior y la temperatura ambiente ($^\circ F$)

La resistencia térmica correspondiente fue:

$$R_{ext,hs} = \frac{1}{h_{ext,h} A_{hor}} = 2.04 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.31)$$

c) Pared horizontal inferior

Para la superficie horizontal inferior se utilizó la correlación 10.11 del mismo libro (Kern, 1965) para el caso de placas horizontales hacia abajo. La correlación, así como el resultado en unidades del sistema internacional se muestran en la ecuación 3.32.

$$h_{ext,hi} = 0.38 \Delta T_{ext}^{0.25} = 2.199 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.32)$$

Donde:

$h_{ext,hi}$ = coeficiente de transferencia de calor externo en pared horizontal inferior

ΔT_{ext} = diferencia entre temperatura de la superficie exterior y la temperatura ambiente ($^\circ F$)

La resistencia térmica debido a la convección externa del aire en la pared inferior fue:

$$R_{ext,hi} = \frac{1}{h_{ext,h} A_{hor}} = 1.074 \text{ } ^\circ C/W \quad (3.32)$$

3.3.5. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

Una vez que se obtuvieron las resistencias térmicas por conducción, convección interna y convección externa para cada una de las paredes de la cavidad se puede calcular la resistencia térmica equivalente y por consiguiente, las cargas térmicas de las paredes.

Las cargas térmicas que se calcularon en el refrigerador prototipo se describen a continuación:

a) Ganancia de calor por paredes transparentes

La resistencia equivalente de las tres paredes transparentes (dos paredes laterales y una frontal) se determinó mediante la ecuación 3.33.

$$R_{123} = R_{int,v} + R_{trans} + R_{ext,v} = 0.5529 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.33)$$

La carga térmica se determina de la siguiente manera:

$$Q_{123} = \frac{T_{amb} - T_{int}}{R_{123}} = 30.75 \text{ W} \quad (3.34)$$

Donde:

$R_{int,v}$ = resistencia por convección interior en paredes verticales

R_{trans} = resistencia por conducción en paredes transparentes

$R_{ext,v}$ = resistencia por convección exterior de paredes verticales transparentes

R_{123} = resistencia equivalente en paredes transparentes

T_{amb} = temperatura del aire en el ambiente

T_{int} = temperatura del aire en el interior de la cavidad

b) Ganancia de calor por vertical pared posterior

La resistencia equivalente en la pared posterior vertical también se determinó mediante la suma de las resistencias por convección interna, conducción y convección externa.

$$R_4 = R_{int,p} + R_{post} + R_{ext,v} = 2.755 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

(3.35)

La pérdida de calor a través de la pared posterior se determina de forma muy parecida al cálculo de las paredes transparentes:

$$Q_4 = \frac{T_{amb} - T_{int}}{R_4} = 6.171 W \quad (3.36)$$

Donde:

$R_{int,p}$ = resistencia por convección interior en la pared vertical

R_{post} = resistencia por conducción en pared posterior

$R_{ext,p}$ = resistencia por convección exterior de pared vertical

R_4 = resistencia equivalente en pared posterior vertical

T_{amb} = temperatura del aire en el ambiente

T_{int} = temperatura del aire en el interior de la cavidad

c) Ganancia de calor por pared horizontal superior

El mismo procedimiento se repite para la pared horizontal. La resistencia equivalente es:

$$R_5 = R_{int,hs} + R_{hor} + R_{ext,hs} = 5.661 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad (3.37)$$

La pérdida de calor a través de la pared horizontal superior se determina con la ecuación:

$$Q_5 = \frac{T_{amb} - T_{int}}{R_5} = 3.003 W \quad (3.38)$$

Donde:

$R_{int,hs}$ = resistencia por convección interior en la pared horizontal superior.

R_{hor} = resistencia por conducción en pared horizontal.

$R_{ext,hs}$ = resistencia por convección exterior de pared horizontal superior.

R_5 = resistencia equivalente en pared horizontal superior.

T_{amb} = temperatura del aire en el ambiente

T_{int} = temperatura del aire en el interior de la cavidad

d) Ganancia de calor por la pared horizontal inferior

La resistencia equivalente se determina con la ecuación 3.39.

$$R_6 = R_{int,hi} + R_{hor} + R_{ext,hi} = 5.33 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (3.39)$$

La pérdida de calor a través de la pared horizontal inferior se determina de la misma forma que en los casos anteriores:

$$Q_6 = \frac{T_{amb} - T_{int}}{R_6} = 3.189 \text{ W} \quad (3.40)$$

Donde:

$R_{int,hi}$ = resistencia por convección interior en la pared horizontal inferior.

R_{hor} = resistencia por conducción en pared horizontal.

$R_{ext,hi}$ = resistencia por convección exterior de pared horizontal inferior.

R_5 = resistencia equivalente en pared horizontal inferior.

T_{amb} = temperatura del aire en el ambiente.

T_{int} = temperatura del aire en el interior de la cavidad.

La carga total de calor del refrigerador vacío que debe ser removida por el evaporador se obtuvo sumando las cargas térmicas de las paredes y el calor sensible del aire contenido dentro del mismo.

$$Q_{paredes} = Q_{123} + Q_4 + Q_5 = 43.112 \text{ W} \quad (3.41)$$

$$Q_{vacío} = Q_{paredes} + Q_{aire} = 43.369 \text{ W} \quad (3.42)$$

Las cargas térmicas del refrigerador considerando el enfriamiento aproximadamente 15 kg de agua son:

$$Q_{carga} = Q_{paredes} + Q_{agua} + Q_{air} = 93.0877 \text{ W} \quad (3.43)$$

3.3.6. PROGRAMA PARA CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS EN EES

Para el cálculo de estas ecuaciones se utilizó el software *Engineering Equation Solver* (EES) debido a su facilidad en el manejo. El archivo escrito se presenta en la sección de anexos.

IV. EXPERIMENTACIÓN

4.1. CONSTRUCCIÓN REFRIGERADOR PROTOTIPO

Se construyó un refrigerador prototipo para poder realizar la visualización experimental de los vectores de velocidad. Para llevar a cabo esta actividad se contó con la guía, y experiencia del Sr. Ángel de León, persona encargada del Almacén del Laboratorio de Termofluidos.

A continuación se presenta el proceso seguido para la construcción de la cavidad refrigerada.

1) Corte de paredes de MDF

El Sr. Ángel de León realizó los cortes de la placa de MDF para formar las paredes horizontales y la posterior. Además fabricó los marcos de este mismo material que permitieron el ensamble de las placas de acrílico con el espacio de aire correspondiente.

2) Construcción de paredes compuestas

Una vez que se obtuvieron los marcos de MDF cortaron las placas de acrílico a la medida adecuada con un proveedor externo. El área del acrílico, así como el del MDF, se presentó en la Tabla 3.6 del capítulo anterior. Finalmente se montaron las dos placas de acrílico de cada una de los tres marcos y se unieron con silicón

3) Construcción de cavidad

Una vez que se tuvieron todas las paredes se unieron para formar la cavidad. También se cortó a la medida la placa de aislante Foamular Owens Corning. En la Figura 4.1 se puede apreciar la cavidad formada por las paredes transparentes y las opacas, así como el aislante Foamular.



Figura IV.1. Construcción de cavidad con aislante interno

4) Ensamble de puerta

La construcción de la puerta fue similar a la de las paredes transparentes laterales, pero la instalación fue un poco problemática.

Se colocó en la puerta un empaque magnético para evitar fugas de aire y en la cavidad se utilizó una franja metálica delgada. Originalmente se habían instalado 2 bisagras, una en la esquina superior y otra en la inferior del lado izquierdo, sin embargo el peso de la puerta las venció y no existía una correcta alineación.

Para solucionar este problema se optó por remover dichas bisagras y colocar en la puerta dos soportes móviles. Además se utilizaron cuatro broches de sujeción para ayudar con el peso de la puerta.

5) Generador de humos e inyección en refrigerador

Para que se pueda visualizar el flujo de aire dentro del refrigerador por medio del PIV es necesario utilizar partículas seguidoras de flujo. Para convección natural en aire es conveniente utilizar partículas pequeñas (Melling, 1997), por ejemplo el humo de aceite. El Laboratorio de Termofluidos cuenta con un túnel de humo, así como un generador de repuesto. El Sr. Ángel de León habilitó el generador de repuesto para ser utilizado en este experimento. El humo generado se inyecta por medio de una manguera hacia la cavidad, donde se introduce por medio de una válvula que puede ser cerrada durante el

proceso de homogenización del humo. Las partículas se introducen a la cavidad desde la parte inferior (ver Figura 4.2).



Figura IV.2. Generador de humos habilitado y entradas del humo en la parte inferior.

6) Sistema de enfriamiento

El sistema de refrigeración por compresión se instaló para lograr la disminución de la temperatura en la cavidad prismática construida.

Los componentes que forman dicho ciclo son los siguientes:

- a) Compresor MABE-SANYO Modelo QN53L2D, motor de 1/6 HP.
- b) Condensador.
- c) Filtro desecante.
- d) Tubo capilar.
- e) Evaporador.

El compresor y condensador se recuperaron a partir de un enfriador de agua mientras que el filtro desecante se adquirió bajo las especificaciones de la tubería, en este caso de $\frac{1}{4}$ in. El evaporador se adquirió con base en el tamaño del compresor y ya contaba con el tubo capilar instalado. La Figura 4.3 muestra los primeros 4 componentes del sistema.

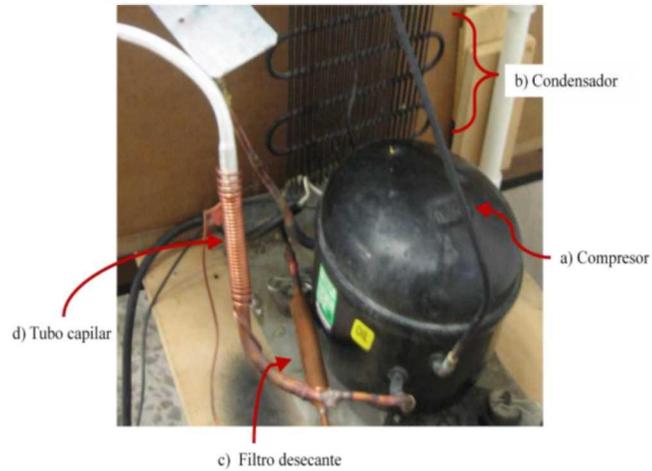


Figura IV.3. Sistema de refrigeración utilizado para enfriar la cavidad de estudio.

La forma del evaporador no es plana, sino en forma de una “C”, tal y como se usa en un frigobar. Por tal motivo se espera un flujo de aire dentro de la cavidad se presente en tres dimensiones, a diferencia del caso de una pared vertical plana, donde se esperaría que el flujo fuera en bidimensional. La Figura 4.4 muestra el evaporador instalado en la parte superior de la cavidad.



Figura IV.4. Evaporador de aluminio.

Una vez que se ha habilitado el refrigerador fue necesario cubrir el fondo del área a estudiar de color negro, para mejorar el contraste con las partículas blancas del humo de aceite generado.

4.2. ÁREAS DE VISUALIZACIÓN

El área de las paredes del refrigerador es muy grande para ser cubierta completamente por el lente de la cámara, así que fue necesario dividirla en pequeñas zonas. Para lo cual se midió el área que cubre la cámara a una distancia determinada, se obtuvo el ángulo con el que aumenta la proyección y se determinó el área del fondo.

A 80.8 cm de la cámara, el área que cubre la cámara es de un rectángulo de 32.2 cm de base por 23.7 cm de altura mientras que a una distancia de 59.46 cm el área del rectángulo fue de 29.1 cm de base y 21.8 cm de altura.

4.2.1. ÁREA LATERAL

A pesar que el área que cubría la cámara es muy amplia fue necesario reducir el tamaño de las zonas de visualización dependiendo de las dimensiones de las paredes. Además la altura de las zonas de visualización se redujo a 18 cm debido a que la proyección del láser no es tan amplia, y una parte importante de las partículas no se iluminaban correctamente.

La Figura 4.5 muestra la distribución de las zonas para la visualización lateral. Las zonas 1 a la 8 tienen una altura de 18 cm, mientras que las dos áreas superiores tienen una altura de 22.82 cm.

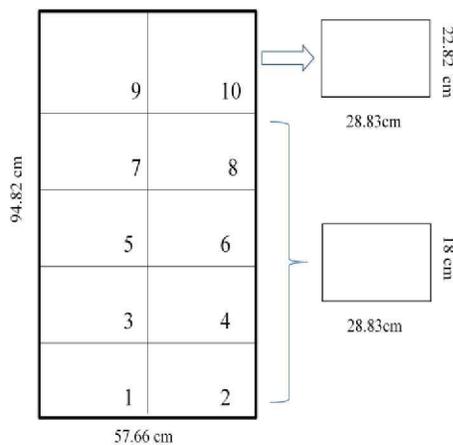


Figura IV.5. Zonas de visualización lateral.

4.2.2. ÁREA FRONTAL

De igual manera se obtuvo la distribución de zonas para la visualización frontal (plano medio XY). Dichas zonas se muestran en la Figura 4.6.

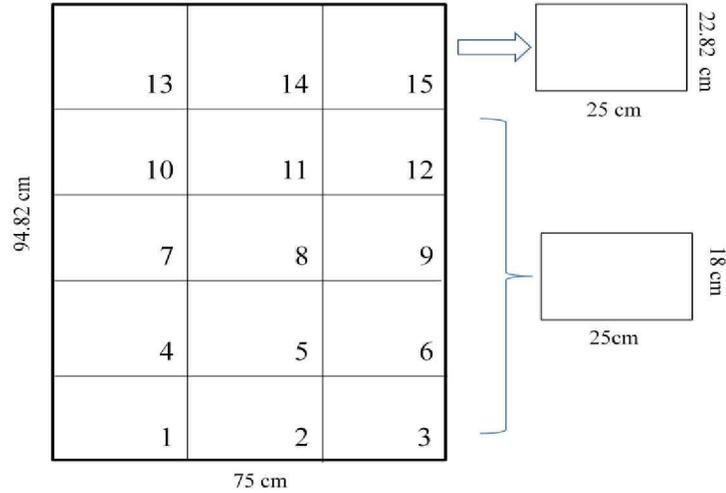


Figura IV.6. Zonas de visualización frontal.

4.3. CONFIGURACIÓN DEL EXPERIMENTO

En esta sección se describe brevemente la configuración del experimento, con la finalidad que el lector tenga una idea general de la distribución de los instrumentos, así como el proceso general para llegar a captar fotografías exitosamente. Para mayores detalles se incluye una guía rápida para el uso del PIV en la sección de anexos.

- a) Antes de iniciar la experimentación en la cavidad de estudio fue necesario calibrar el software de adquisición de datos para sincronizar la captación de imágenes y los pulsos de láser para el fluido en cuestión. Para esto fue necesario realizar muchas pruebas con aire e inyección de humo en recipientes más pequeños. Los parámetros de tiempo con los que se obtuvieron fotografías exitosas se muestran en la Figura 4.7.

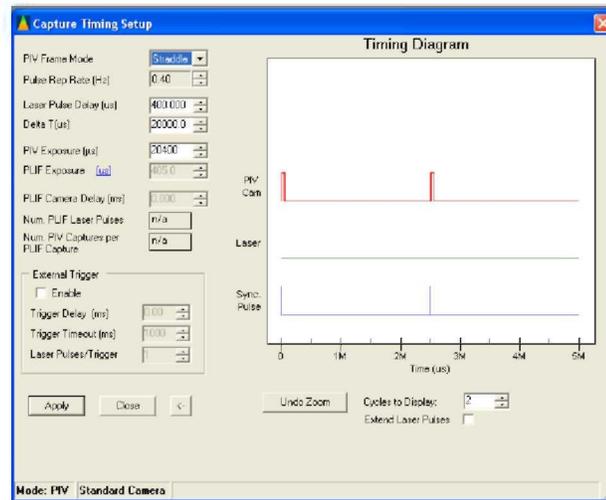


Figura IV.7. Parámetros de tiempo utilizados en la experimentación.

- b) La computadora, el control de láser y el sincronizador se colocaron en un escritorio, fuera de la zona de proyección del láser y captación de imágenes. Esto con la finalidad de evitar la exposición directa al haz de luz, principalmente en niveles altos de energía.
- c) Captación de imágenes para calibración, realizados a partir de la foto de un objeto de tamaño conocido en el plano de trabajo. De esta forma se puede obtener la equivalencia de pixeles a milímetros para una posición de cámara y láser determinados. Esta información se utilizó para el procesamiento de las imágenes.
- d) Se inició el ciclo de refrigeración y se dejó funcionar aproximadamente 24 horas, con el objetivo de que se establecieran los patrones de flujo dentro de la cavidad.
- e) Se inyectó al sistema las partículas provenientes del generador de humo. Una vez que se obtuvo una buena concentración de estos elementos se corta el suministro y se dejan seguir la trayectoria del flujo por aproximadamente 20 minutos.
- f) La cámara CCD se colocó sobre la superficie transparente de la pared frente al plano que se desea observar, se determinó la apertura adecuada del lente y se enfocó en las partículas en el plano de estudio, que en este caso se trata del plano

central de la cavidad. La Figura 4.8 muestra la posición de la cámara para la captación de imágenes desde la pared lateral.

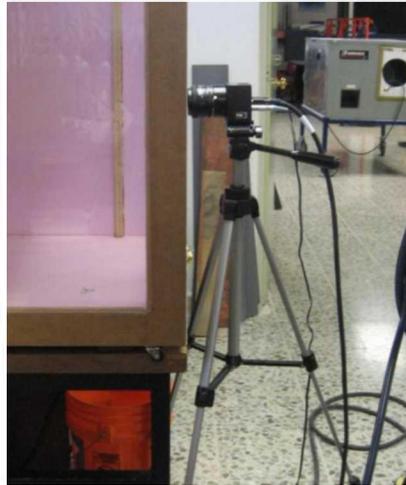


Figura IV.8. Ubicación de la cámara CCD.

- g) El láser se ubicó en forma perpendicular al plano de visualización. Posteriormente se realizó el enfoque de la cámara en las partículas trazadoras, y se determinó la distancia y altura adecuadas del láser para iluminar satisfactoriamente las partículas. En la Figura 4.9 se muestra la ubicación del láser para una la zona 1 frontal.



Figura IV.9. Alineación del láser con respecto a la cámara.

- h) Finalmente se procedió a la toma de fotografías en cada una de las zonas establecidas con anterioridad, enfocando la cámara en cada una de ellas.

4.4. TIPO DE PROCESAMIENTO

En este caso de estudio de convección natural, donde se utilizan partículas trazadoras tan pequeñas es difícil utilizar la técnica simple de Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV, por sus siglas en inglés).

Esta técnica de procesamiento divide el área total de captura en pequeñas áreas y toma una especie de huella digital de las partículas que la componen. De esta manera en el primer cuadro de la imagen se detectan las partículas de todas las áreas para posteriormente buscarlas en el segundo cuadro, y así determinar el desplazamiento del área.

Para ciertas zonas este método funciona muy bien ya que presenta los vectores de desplazamiento promedio, siempre y cuando el flujo sea relativamente ordenado. Sin embargo en zonas con movimiento caótico no se alcanzan a apreciar los desplazamientos correctamente, y se obtienen vectores con direcciones aleatorias y sin sentido.

Por tal motivo se utilizó la técnica *Velocimetría de Búsqueda de Partícula* (PTV por sus siglas en inglés). Esta técnica permite implementar una búsqueda de la partícula y determina su desplazamiento en forma individual (manual de usuario de INSIGHT 3G). Obviamente el costo en tiempo y recursos computacionales es mayor que el método PIV, pero permite visualizar el comportamiento de una manera más precisa en fluidos con un alto nivel de desorden, y para el caso de fluidos ordenado permite obtener los vectores reales de cada partícula, no los promedio.

4.5. VECTORES EN ÁREA LATERAL

El procedimiento descrito en este capítulo se aplicó en cada una de las 10 áreas de estudio del flujo que conforman la vista lateral que pasa por el centro de la cavidad. En cada área se tuvo un comportamiento diferente, a continuación se presenta una reseña de cada zona, en el capítulo 6 se analizarán los resultados con más detalle.

Es importante destacar que el área que cubre la cámara es mayor que el área que cubre el láser, por tal motivo la esquina inferior derecha de cada zona presenta una deficiencia en la iluminación y una falta de detección de partículas. Sin embargo el área del fondo se dividió en zonas más pequeñas con la finalidad de disminuir este efecto. Para ubicar cada una de las zonas de visualización se recomienda consultar la Figura 4.5.

Zona 1. La zona 1 muestra que las partículas no presentan una trayectoria ordenada, sino irregular. Sin embargo también se aprecia una tendencia general ascendente, con algunas partículas provenientes de la zona 2 hacia la izquierda.

Zona 2. Al igual que en la zona 1, así como en el resto de las imágenes, se presenta el movimiento irregular. La tendencia general de las partículas es descendente, aunque algunas de ellas presentan un movimiento hacia la derecha, con dirección a la zona 1.

Zona 3. Las partículas presentan una tendencia hacia arriba, y algunas partículas también se dirigen ligeramente hacia la derecha.

Zona 4. Las partículas en esta zona descienden desde la esquina superior izquierda hacia la derecha. Sin embargo cambian su dirección hacia abajo, y en el lado derecho de la imagen se presenta un movimiento desordenado sin alguna tendencia.

Zona 5. Esta zona se aprecia un movimiento ascendente por el lado derecho del área, cambiando de dirección en la parte superior hacia la izquierda. En el lado opuesto, es decir el izquierdo, las partículas presentan una trayectoria hacia abajo.

Zona 6. Esta zona en particular fue muy difícil, ya que no presenta una tendencia general. En un intento por obtener mejores resultados se realizaron muchas tomas con diferentes niveles de energía del láser y diferente densidad en las partículas, pero los resultados obtenidos no mejoraron. Además de no presentar tendencia en el movimiento, muchos vectores no presentaron la punta de la flecha que indica la dirección de desplazamiento.

Zona 7. La tendencia de los vectores es hacia la derecha con un comportamiento similar al de la zona 5, donde las partículas del lado izquierdo tienen un movimiento ascendente, mientras que las de la derecha tienden a descender. Sin embargo se aprecia un poco más de desorden, al encontrarse conjunto partículas con dirección diferente a la descrita.

Zona 8. Esta zona también fue complicada y se realizaron varias tomas con los mismos resultados. Los vectores no presentan tendencia general, sino un comportamiento cuasi aleatorio. Conjuntos de partículas presentan un movimiento hacia la derecha, pero el efecto es muy débil de acuerdo al tamaño de los vectores.

Zona 9. En ésta área se presentan varias tendencias. Las partículas del lado izquierdo se mueven hacia el lado derecho, donde se presenta un movimiento hacia arriba. Algunas partículas detectadas en la parte inferior se mueven hacia abajo. Este comportamiento es lógico debido a que es la zona frente a la cual se ubicó el evaporador en forma de “C”.

Zona 10. La zona 10 se ubica en el evaporador, y a pesar de la geometría de éste no se presentó un flujo muy marcado. Las partículas entran en el evaporador por la parte superior y hacia la derecha, para posteriormente descender. Sin embargo esta caída no es tan marcada, en su lugar se presentó un movimiento desordenado. Sin embargo la salida del evaporador por la parte inferior de ésta se marcó un poco, sin llegar a estar completamente claro.

4.6. VECTORES EN ÁREA FRONTAL

El análisis del plano XY que pasa por el centro de la cavidad se realizó en forma parcial, debido a que el área a cubrir es mayor, y el número de zonas totales a analizar era de 15. A pesar que se cuenta con imágenes de todas las áreas, solo se presenta el análisis de 9 de las 15 áreas que componen la vista frontal, esto con la finalidad de tener un panorama general de este plano.

Nuevamente se destaca que el área que cubre la cámara es mayor que el área proyectada por el láser. En este caso la esquina inferior izquierda fue la afectada por la falta de iluminación.

Las características generales del flujo de aire se presentan a continuación, se recomienda consultar la Figura 4.6 para localizar las zonas de visualización descritas.

Zona 1. En esta zona se presentan vectores en varias direcciones y no existe una tendencia generalizada como en la mayoría de las imágenes analizadas para el plano YZ. En la parte inferior de la zona analizada las partículas tienden a subir, mientras que, provenientes del lado derecho, otras partículas se encuentran bajando. En el espacio que localizado entre estos dos grupos de partículas se distingue una zona de reacomodo, donde una ligera tendencia hacia la derecha se hace presente, solo para encontrar más vectores sin dirección definida.

Zona 2. En esta zona se hace presente una tendencia de vectores hacia abajo, unos hacia la derecha y otros a la izquierda en forma casi simétrica. Esto implica que el flujo de aire hacia abajo se divide en el fondo, fenómeno predecible debido a la ubicación del evaporador.

Zona 3 En esta zona se hace presente un movimiento ascendente, que se combina con un conjunto de partículas que viajan a la derecha, proveniente de la zona 2. Como era de esperarse se forma un desorden por el choque de las dos corrientes, pero la tendencia se

mantiene hacia arriba. En esta imagen se ven muy pocas partículas pero una mayor tendencia en el movimiento que en la zona 1, lo que demuestra la necesidad de encontrar el equilibrio entre la estabilización de las partículas trazadoras y la duración de éstas en el flujo.

Zona 4. En esta zona se presentaron altos niveles de desorden, aunque muy débilmente se aprecian vectores en la parte inferior con la tendencia a subir, mientras que las partículas provenientes de la zona 5 tienen una dirección contraria.

Zona 5. En esta zona también se presenta un flujo de aire descendente, pero a diferencia de la zona 2 en esta ocasión no es simétrico, sino que tiende a moverse hacia la derecha, sin embargo existen algunos vectores que tienen movimiento horizontal hacia la izquierda.

Zona 6. La zona 6 tiene vectores que se mueven hacia arriba, pero también existe una descarga de partículas con dirección hacia abajo y hacia la derecha, lo que provoca un choque e inestabilidad en las partículas.

Zona 13. Como ya se mencionó anteriormente en la vista frontal se analizaron las zonas bajas del área total y las tres zonas superiores, donde se encuentra el evaporador.

La zona 13 corresponde al área que se encuentra en la esquina superior izquierda. En esta zona se presentó un movimiento casi horizontal hacia la derecha, donde se ubica el evaporador. En la parte inferior del evaporador, donde se localiza la salida se presentó un movimiento descendente.

Zona 14. Esta zona es de gran importancia debido a que se trata del estudio del fluido que se encuentra frente al evaporador. Es importante mencionar que el fluido no se encuentra dentro del evaporador, ya que el plano XY que pasa por el centro de la cavidad no intersecta la geometría de éste, sin embargo si tendrá un efecto.

Se presentó un movimiento de las partículas provenientes de la zona 15 hacia la izquierda con una tendencia ascendente. Sin embargo la parte superior del lado izquierdo se presentó un movimiento circular, lo cual tiene lógica si se recuerda que las partículas de la zona 13

se dirigían a esta zona. Finalmente del lado izquierdo algunas partículas experimentaron un ligero movimiento descendente.

Zona 15.

Lo primero que llama la atención de esta fotografía es que solamente se detectaron partículas en la mitad del lado izquierdo, en la zona que corresponde a la entrada del evaporador.

Aproximadamente a la mitad de la imagen, donde se alcanzan a percibir las primeras partículas, se presentó una tendencia ascendente y hacia la derecha, mientras que en el extremo izquierdo las partículas comienzan a descender.

En la parte inferior de la región se aprecia la división de una corriente de aire descendente que se esparce en forma de abanico hacia diferentes direcciones de izquierda a derecha.

En la sección de análisis de resultados se presentan las imágenes correspondientes al comportamiento descrito.

V. SIMULACIÓN NUMÉRICA

La simulación numérica permite aplicar las ecuaciones de cantidad de movimiento y de energía en cada uno de los elementos del sistema, para así llegar a la solución del problema de una forma más rápida que con la experimentación.

Para llevar a cabo este proceso primero se establecen las consideraciones del problema, se crea la geometría y se aplican las condiciones frontera que determinan las características del mismo. Una vez que se cuentan con todas las propiedades y consideraciones se procede a mallar el sistema, es decir, a dividir el volumen de control en pequeños volúmenes donde se realizarán los balances correspondientes.

En este caso de estudio se realizó una simulación numérica con la finalidad de comparar sus resultados con los resultados experimentales obtenidos en las mediciones de PIV.

La creación de la geometría, el planteamiento del problema y el mallado del volumen de control se realizó en el preprocesador ICEPAK. Posteriormente se solucionaron las ecuaciones de cantidad de movimiento y de energía utilizando el software FLUENT y al finalizar los resultados son enviados al ICEPAK para su post-procesamiento y análisis.

En este capítulo se presentan las condiciones del problema, así como los resultados que se obtuvieron para las temperaturas y los vectores de velocidad.

5.1.DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Para definir el problema fue necesario introducir en ICEPAK las características del problema experimental, así como las condiciones frontera de las paredes exteriores que definen el área de control.

Las características del problema fueron las siguientes:

- Solución en estado estable.
- Flujo laminar y convección natural.
- Resolver ecuaciones de cantidad de movimiento y de energía.
- Establecer los valores estándar del problema.
 - Temperatura ambiente: 23°C
 - Fluido de análisis: aire
 - Presión atmosférica: 101325 Pa
- Coeficiente de transferencia de calor externo de 3.615 W/m²C para las paredes verticales.
- Coeficiente de transferencia de calor externo de 1.157 W/m²C para la pared horizontal superior.
- Coeficiente de transferencia de calor externo de 2.199 W/m²C para la pared horizontal inferior.

El volumen de aire que interesa analizar es el que se encuentra en el interior de la cavidad refrigerada y no el aire exterior, así que se utilizaron los valores de los coeficientes de transferencia de calor externos calculados en el Capítulo 3 para definir las condiciones frontera del problema.

5.1.1. PROPIEDADES DE LAS PAREDES

Como se debe recordar las paredes transparentes están compuestas de dos capas de acrílico separadas por un espacio de aire y montadas en un marco de MDF. Así que fue necesario estimar un valor promedio para propiedades como densidad, capacidad calorífica y conductividad térmica.

Para realizar lo anterior fue necesario obtener el volumen total de combinado de las dos paredes laterales y la puerta, así como el volumen de cada componente. De esta forma fue posible obtener la fracción de volumen de cada tipo de material y estimar su contribución en densidad y capacidad calorífica. En la Tabla 5.1 se presentan las propiedades promedio obtenidas.

Material	Volumen	% volumen	Densidad	Prom	Cp	Prom
Acrílico	0.01201944	0.32226067	1185	381.8789	1470	473.7232
MDF	0.01025352	0.274913492	730	200.6868	1300	357.3875
Aire	0.0150243	0.402825838	1.251	0.503935	1006	405.2428
$\Sigma =$ 0.03729726				$\rho =$ 201.1908	$C_p =$ 762.6303	

Tabla V.1. Determinación de densidad y calor específico de las paredes compuestas.

Para estimar la conductividad térmica combinada de la pared transparente se utilizó la resistencia térmica equivalente calculada en el Capítulo 3, así como el área total y su espesor.

$$k_{trans} = \frac{\Delta x_{trans}}{R_{trans} A_{trans}} = \frac{0.018 \text{ m}}{(.1709 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}) (2.072 \text{ m}^2)} = 0.05083 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad (5.1)$$

Las propiedades físicas de las paredes opacas se determinaron de la misma forma que el caso anterior. La Tabla 5.2 presenta los valores obtenidos.

Material	Volumen	% Vol	Densidad	Prom	Cp	Prom
Poliestireno	0.03957447	0.58525346	50	29.2627	1758.46	1029.14
MDF	0.0280449	0.41474654	730	302.765	1300	539.171
$\Sigma =$ 0.06761937				$\rho =$ 332.028	$C_p =$ 1568.31	

Tabla V.2. Propiedades de las paredes opacas

Para el cálculo de la conductividad térmica de las paredes opacas se tomó como base las dimensiones de la pared horizontal superior de la cavidad.

$$k_{pared} = \frac{(\Delta x_{mdf} + \Delta x_{ais})}{R_{hor} A_{hor}} = \frac{(0.018 \text{ m} + 0.0254 \text{ m})}{(2.914 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}) (0.4235 \text{ m}^2)} = 0.03517 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \quad (5.2)$$

5.1.2. PROPIEDADES DEL EVAPORADOR

Para representar el evaporador en ICEPAK fue necesario construir la geometría con base en bloques. A dicha geometría se le asignó la propiedad de flujo de calor negativo, ya que tiene físicamente la función de absorber el calor del espacio.

El calor total que el evaporador debe absorber se calculó anteriormente en el programa EES, dando como resultado un valor de 43.369 W. El evaporador tiene una forma de “C” y cuenta con un área de 0.26 m².

En la Tabla 5.3 se presentan las propiedades de los tres bloques que componen el evaporador, así como el calor disipado por cada uno.

	Área	Calor Disipado
Bloque 1	0.106 m ²	-18.57 W
Bloque 2	0.048 m ²	-8.409 W
Bloque 3	0.106 m ²	-18.57 W

Tabla V.3. Calor absorbido por los bloques que componen el evaporador.

La Figura 5.1 muestra la geometría creada en ICEPAK para representar el refrigerador y el evaporador.

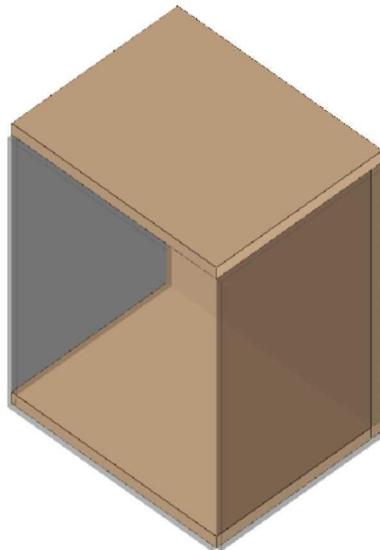


Figura V.1. Modelo del refrigerador creada en Icepack.

5.2.GENERACIÓN DE LA MALLA

Una vez que se ha definido el problema se procedió a la generación de la malla. Sus principales características se mencionan a continuación.

- Tipo de malla: Normal
- Forma de elementos: Hexagonales, no estructurados.
- Dimensiones máximas:
- Máximo crecimiento de malla: 4

Finalmente se obtuvo una malla compuesta por 351,663 elementos y 366,030 nodos. La Figura 5.2 muestra la malla generada en las superficies de las paredes, mientras que la Figura 5.3 muestra la malla generada en el volumen de aire en el plano YZ que pasa por el centro refrigerador.

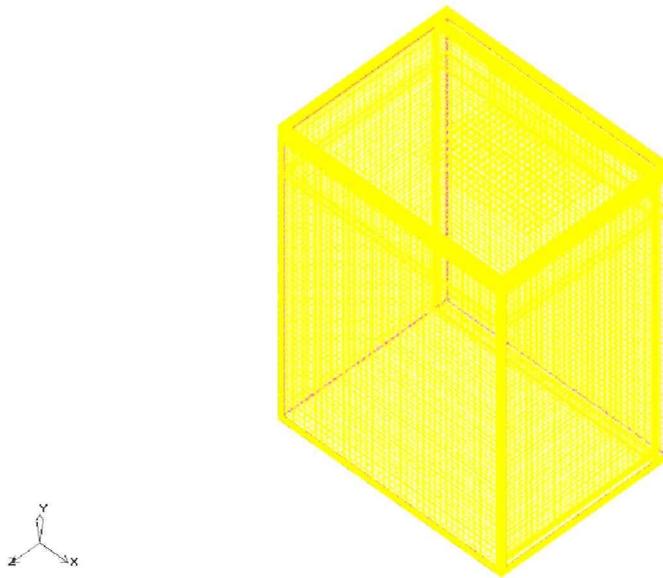


Figura V.2. Malla generada en las superficies.

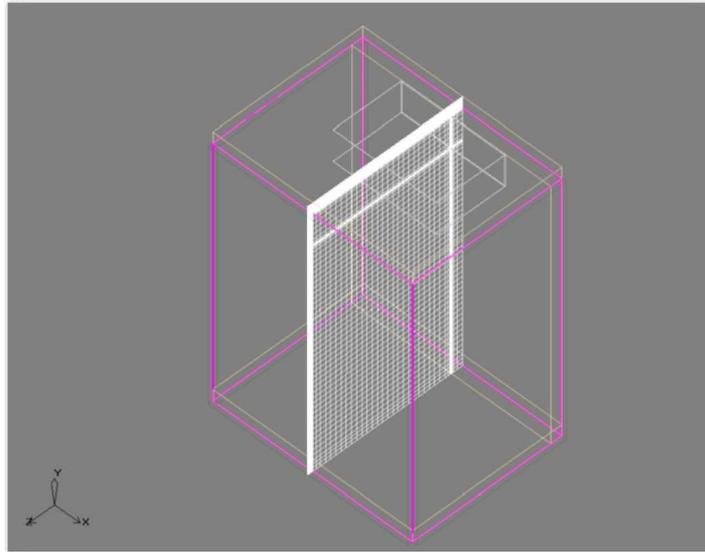


Figura V.3. Malla del volumen de aire en el plano YZ central.

5.3.SOLUCION EN FLUENT

Posterior a la generación de la malla se calculó el número de Prandtl y Rayleigh obteniendo para el primero un valor de 0.7085, un valor esperado debido a que el fluido en cuestión es aire. En el caso del número de Ra se obtuvo un valor de 1.0985×10^9 , indicativo de un régimen turbulento. Además experimentalmente se observó un comportamiento caótico en el aire, así que se procedió al hacer el cambio correspondiente en la configuración del problema. El método que se eligió para la solución de modelo fueron las coordenadas de la pared.

Las ecuaciones gobernantes de la capa límite para el caso de convección libre, (Kays et. al, 2004) son las mismas utilizadas en convección forzada.

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

(5.3)

Ecuación de cantidad de movimiento:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau - \rho g \quad (5.4)$$

Ecuación de energía:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (5.5)$$

Si se sustituye el término que corresponde al gradiente de las fuerzas de presión con respecto a Y , debido a que ésta es la dirección del vector de la gravedad se tiene que:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = -\rho_\infty g \quad (5.6)$$

Suponiendo que el sistema se encuentra en estado estable, y sustituyendo la relación anterior en la ecuación de conservación de momento en el eje Y , ésta se expresa de la siguiente manera:

$$\rho v \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) = g(\rho_\infty - \rho) + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5.7)$$

La aproximación de Boussinesq es ampliamente utilizada en problemas que involucran el fenómeno de convección natural para simplificar las ecuaciones de estado, y en simulación numérica logra una mayor convergencia.

La aproximación de Boussinesq se basa en dos supuestos:

- a) Se desprecian los efectos que la variación de las propiedades del fluido debido al efecto de la temperatura puedan tener en las ecuaciones gobernantes, a excepción de la densidad en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento.
- b) La diferencia de densidades se simplifica aplicando la ecuación de estado para gases ideales.

De esta forma se obtiene una relación para la diferencia de densidades y su dependencia con la temperatura en la capa límite. Esta diferencia de densidades se expresa como:

$$\rho_\infty - \rho = \rho \beta (T - T_\infty)$$

(5.8)

Según diversas fuentes bibliográficas (Bejan, 1984; Kays et al, 2004) en la convección libre de aire en una cavidad cerrada se aplica la aproximación de Boussinesq. Sin embargo se considera importante realizar una evaluación cuantitativa.

El manual de usuario de FLUENT (FLUENT Inc, 2006) establece la siguiente relación para la evaluar que las fluctuaciones de densidad sean pequeñas:

$$\beta (T - T_{\infty}) \ll 1 \quad (5.9)$$

Al evaluar la ecuación anterior utilizando la temperatura del evaporador; temperatura del aire en el interior y el coeficiente de expansión volumétrica del aire se obtuvo un valor de 0.07165, un valor menor efectivamente menor que 1.

Una vez aplicadas las ecuaciones de Boussinesq las ecuaciones de estado son las siguientes.

Continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.10)$$

Conservación de cantidad de movimiento:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (5.11)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = g\beta(T - T_{\infty}) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5.12)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5.13)$$

Energía:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5.14)$$

Con las condiciones de frontera:

$$\begin{aligned}u, v, w &= 0, & T &= T_s(x) & \text{en } y &= 0 \\u &= 0, & T &= T_\infty & \text{en } x &= 0 \\u &\rightarrow 0, & T &= T_\infty & \text{cuando } y &\rightarrow \infty\end{aligned}$$

5.4. SOLUCIONES OBTENIDAS EN ICEPAK-FLUENT

Las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y de energía se resolvieron en FLUENT. La solución de la primera de ellas proporciona los vectores de velocidad del flujo mientras que la ecuación de energía proporciona el perfil de temperaturas.

Una vez resueltas las ecuaciones el post-procesamiento de los datos se realizó en ICEPAK. Los perfiles de temperatura y velocidad se desplegaron en dos planos centrales: el YZ y el XY . A continuación se muestran los resultados obtenidos.

5.4.1. PLANO LATERAL

Se analizaron los resultados en el plano YZ que pasa por el centro de la cavidad, es decir, la vista lateral. La Figura 5.4 muestra los resultados en los valores de la temperatura en esta vista. El rango de temperaturas a graficar se modificó con la finalidad de apreciar los incrementos de temperatura en el interior de la cavidad. El rango original era de -14.09°C a 22.38°C .

La zona superior y opuesta al evaporador presentó las temperaturas más altas, con un valor aproximado de 10°C . Esto se debe a que el aire al ascender por la pared frontal se fue calentando y finalmente entrará el evaporador, donde disminuirá su temperatura. Particularmente en esta zona no existe un estancamiento de aire, pero si una disminución en el valor de la velocidad.

Las temperaturas más bajas se registraron, además de la zona donde se ubica el evaporador, en la pared posterior de la cavidad, como era de esperarse debido a que el aire frío una densidad mayor y tiende a descender.

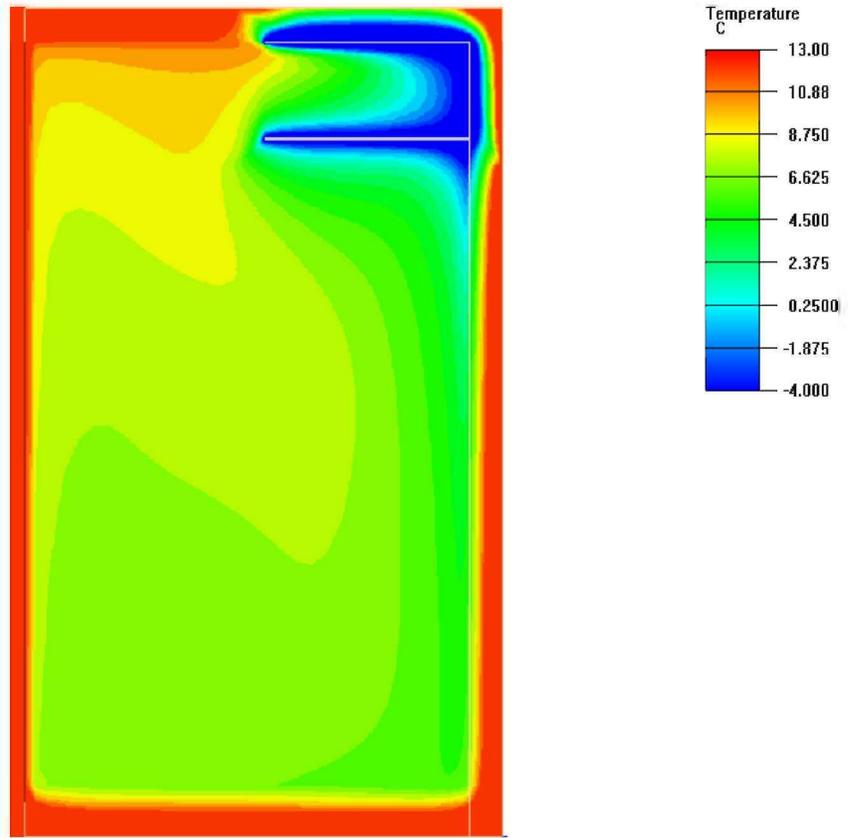


Figura V.4. Valores de temperatura en el plano lateral.

Los vectores de velocidad se presentan en la Figura 5.5. En este plano se observa el movimiento convectivo similar los resultados obtenidos por los investigadores franceses (Laguerre et al, 2008) y explicado en el capítulo 2 en la sección de trabajo previo.

En el estudio experimental de aire mencionado (Laguerre et al, 2008) se realizó en dos dimensiones. Para lograr esto se utilizó una pared vertical de aluminio a -10°C en la parte trasera, por la que desciende el aire, mientras que asciende por la pared vertical frontal. El comportamiento obtenido en esta simulación es muy similar, ya que el aire desciende por la pared trasera y asciende por la de enfrente. La diferencia radica principalmente en la geometría del evaporador utilizado en el presente estudio, ya que no permite el libre tránsito del aire en forma vertical, así que el aire desciende en un ángulo de 45° hacia la derecha y hacia abajo.

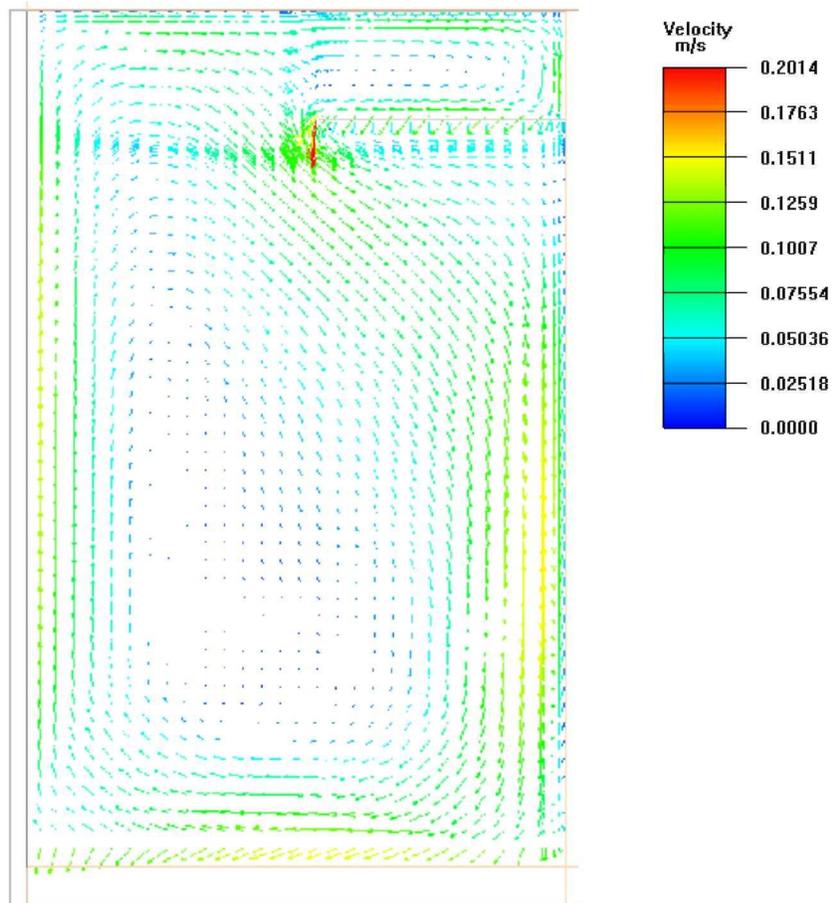


Figura V.5. Movimiento de convección natural en el plano lateral.

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos en forma general, en el capítulo correspondiente al análisis de resultados se estudian con más detalle los vectores, y se comparan con los resultados experimentales, además que se presenta un acercamiento a cada zona para apreciar con más detalle la dirección de los vectores de velocidad.

5.4.2. PLANO FRONTAL

El perfil de temperaturas en el plano central XY o plano frontal se muestra en la Figura 5.6, donde se aprecia que las dos esquinas superiores presentan temperaturas alrededor de los 15°C . Esto sucede porque el aire sube por las paredes laterales, que además son transparentes, y se calienta. Después de esto el aire es enfriado por el evaporador, para descender nuevamente debido al cambio de densidad.

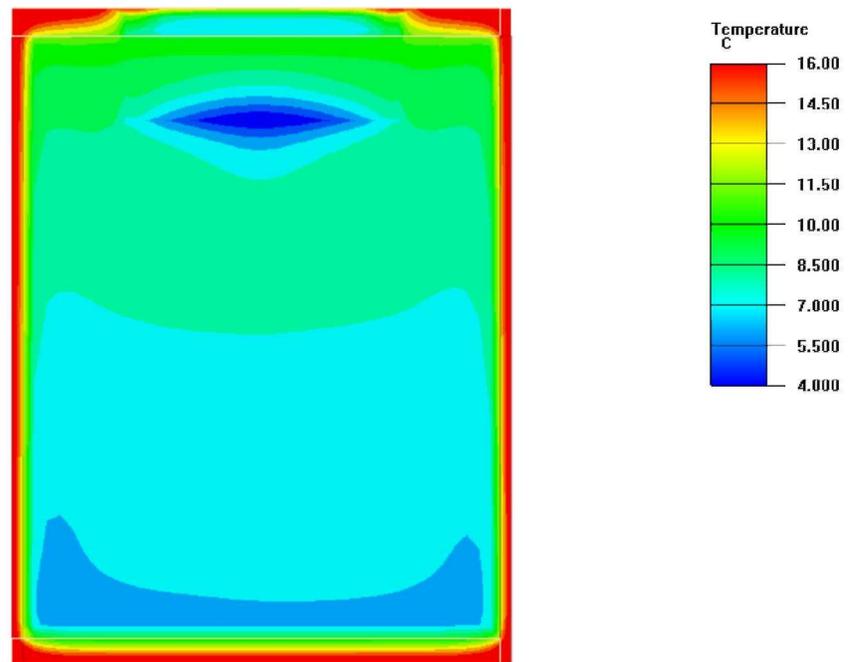


Figura V.6. Perfil de temperaturas en el plano frontal

Como se puede observar gráficamente se forman estratificaciones de temperaturas en forma de isotermas, parecidas a las que se reportan en la literatura para el caso de cavidades rectangulares (Bejan 1984). Las diferencias radican en la geometría, ya que los resultados reportados por Bejan corresponden a convección en dos dimensiones con flujo de calor positivo por el extremo derecho y flujo negativo por la pared de la izquierda (ver Figura 5.7).

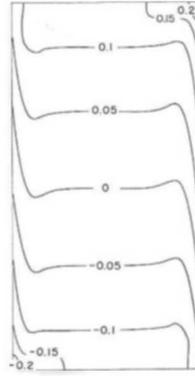


Figura V.7. Isotermas presentes en cavidad rectangular con flujo uniforme de un lado, tomada de Bejan, 1984.

Otro efecto que tuvo la localización y forma de los vectores de velocidad en el plano XY se muestran en la Figura 5.8. El comportamiento convectivo se presenta en forma simétrica en el eje XY. Existe una aceleración en la salida del evaporador y en la esquina inferior, donde hay una recirculación del aire.

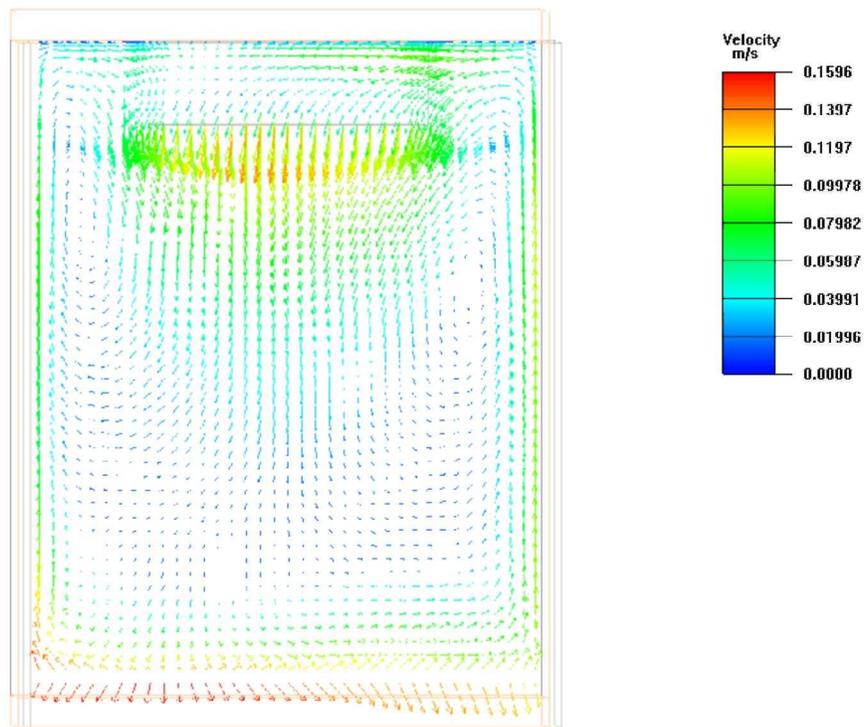


Figura V.8. Vectores de velocidad en el plano frontal.

La zona con mayor estancamiento es la central, con numerosos vectores casi estáticos. Además en las zonas de circulación que se forman en las esquinas superiores la velocidad disminuye un poco. Un análisis más extenso se realiza en el siguiente capítulo.

VI. ANÁLISIS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

En el Capítulo 4 se describió el comportamiento de los vectores obtenidos por medio de PIV pero no se mencionaron las magnitudes de dichos vectores. En este capítulo se reportan las magnitudes obtenidas de dichos vectores por medio de la herramienta Tecplot. Esta herramienta toma los vectores de procesamiento y mediante la escala de conversión obtenida durante la calibración convierte los pixeles de la imagen en milímetros de desplazamiento. Con el intervalo de tiempo programado en el PIV para la captura de fotografías finalmente se obtiene el valor de los vectores de velocidad, en m/s.

En este capítulo también se hará una comparación entre los resultados obtenidos en la experimentación y contra los obtenidos en la simulación.

6.1.RESULTADOS LATERALES

ZONA 1

La Figura 6.1 muestra los vectores obtenidos en PIV con una tendencia ascendente y hacia la izquierda mientras que la Figura 6.2 presenta un acercamiento de los resultados obtenidos en la simulación en FLUENT. Como se puede observar la tendencia es la misma, solo que los vectores obtenidos en la simulación muestran una trayectoria uniforme y ordenada, cuando en la realidad eso no sucede. El mismo programa calculó un número de Rayleigh de 1.0985×10^9 y sugirió el cambio de régimen de laminar a turbulento, así que es de esperar que el movimiento de las partículas sea caótico.

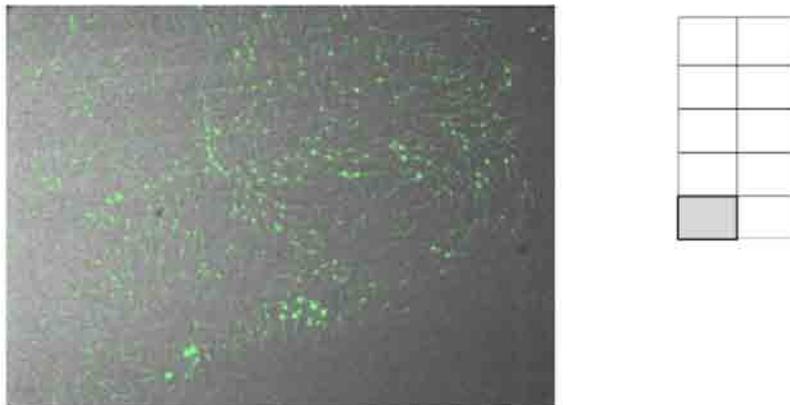


Figura VI.1. Vectores de velocidad reales de la zona 1.

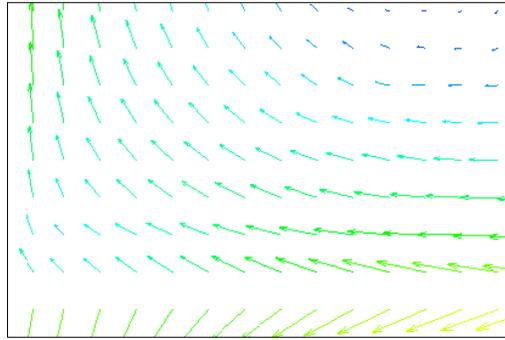


Figura VI.2. Vectores de velocidad obtenidos en la simulación numérica para la zona 1.

La Figura 6.3 muestra la magnitud de los vectores de velocidad. Según la escala de la gráfica la velocidad de la mayor parte de las partículas en la zona 1 varía entre 0.06 y 0.017 m/s, presentándose velocidades casi estáticas hasta algunas partículas con velocidades de 0.1025 m/s.

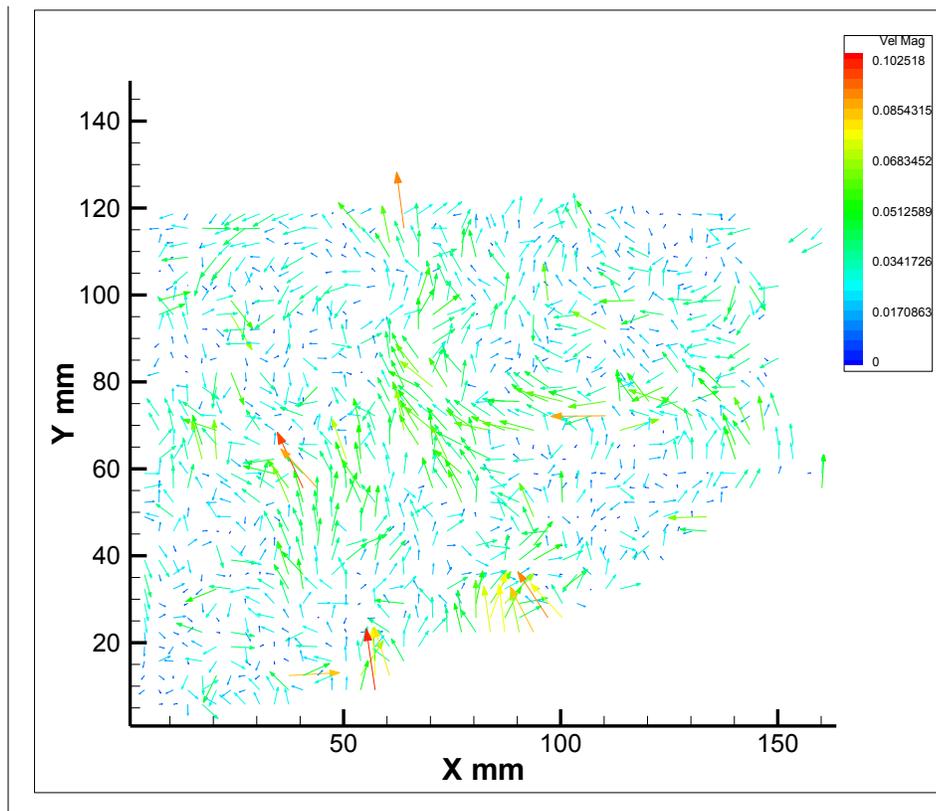


Figura VI.3. Magnitud de vectores de velocidad de la zona 1.

La escala de los resultados obtenidos en la simulación establecen que en la zona 1 la velocidad de las partículas varían entre 0.08 y 0.017 m/s. En estos resultados, a diferencia de los datos experimentales, no se aprecia ningún tipo de aceleración.

ZONA 2

La Figura 6.4 muestra los resultados obtenidos con el PIV donde se aprecia la tendencia descendente y con un ligero movimiento hacia la derecha de las partículas.

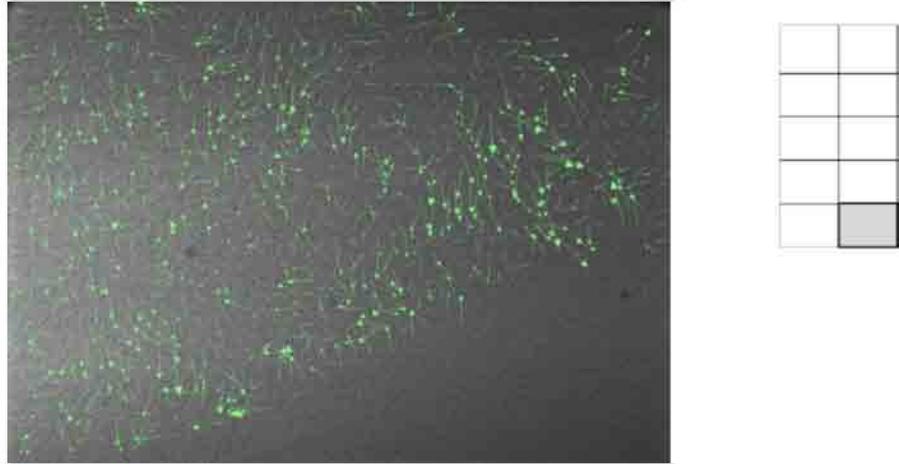


Figura VI.4. Vectores de velocidad para la zona 2.

La Figura 6.5 muestra el acercamiento a la zona 2 en donde la tendencia es la misma que la presentada en forma experimental, con órdenes de magnitud que varían entre 0.15 m/s en la parte inferior izquierda hasta 0.025 m/s en la esquina superior izquierda.

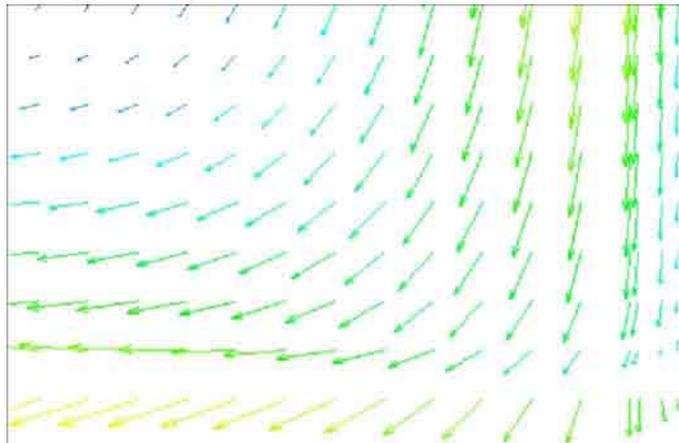


Figura VI.5. Vectores de velocidad obtenidos en la simulación para la zona 2.

La magnitud de los vectores para la zona 2 se muestra en la Figura 6.6. Los valores calculados varían entre 0.07 y 0.016 m/s, y nuevamente algunos vectores cuasi estáticos se hicieron presentes.

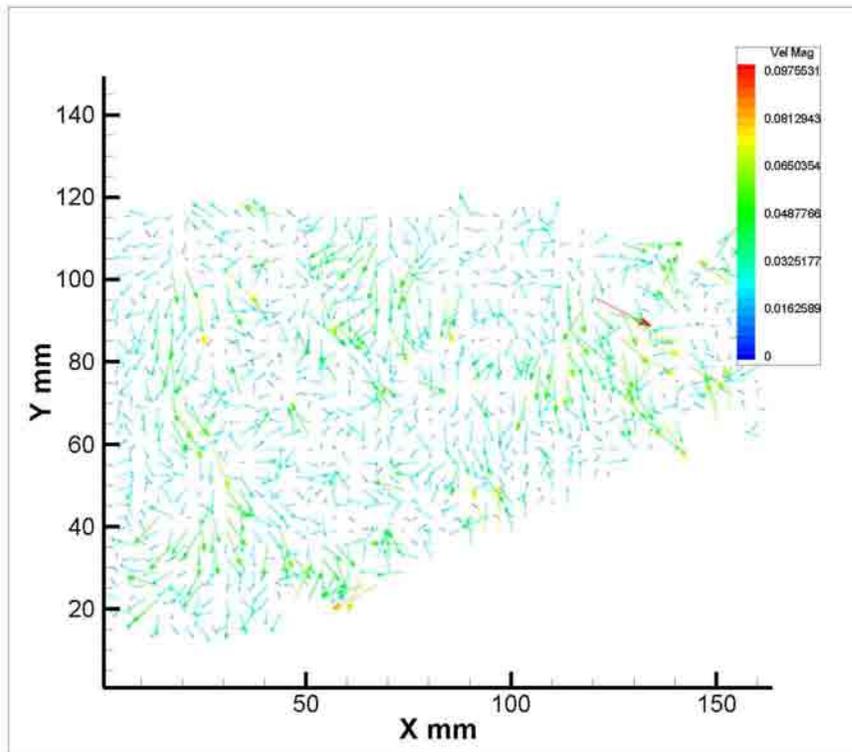


Figura VI.6. Magnitud de los vectores de velocidad para la zona 2.

ZONA 3

La Figura 6.7 muestra las partículas en la zona 3 con una tendencia hacia arriba y a la derecha, y no se observan vectores descendentes en ningún punto, a diferencia de lo que ocurre en los resultados de la simulación (ver Figura 6.8). Sin embargo las partículas que circulan hacia la derecha son las que indican que en la zona 3 se propicia una recirculación.

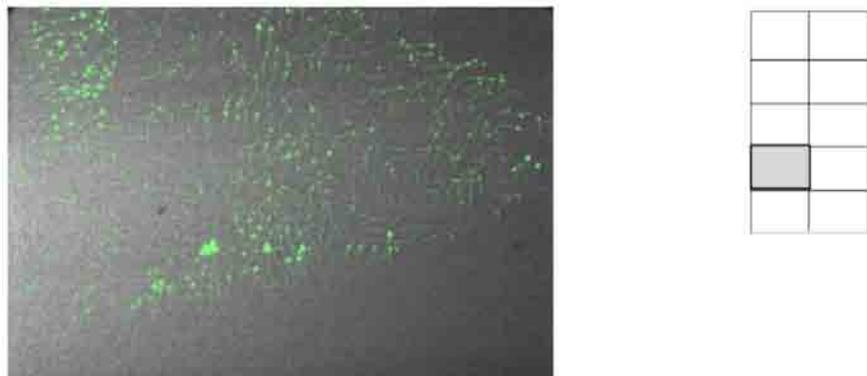


Figura VI.7. Vectores de velocidad en PIV para la zona 3.

Como se puede apreciar en la zona 3 la simulación reporta un cambio de dirección o recirculación debido al efecto convectivo que se presenta ante la influencia del evaporador.

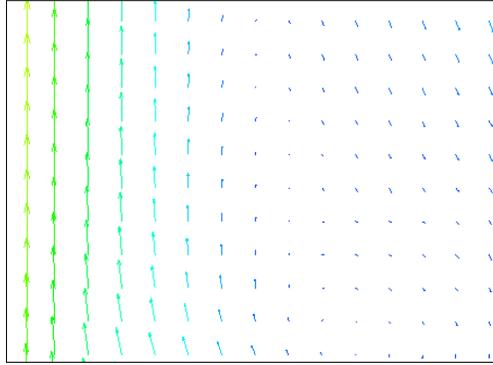


Figura VI.8. Vectores de velocidad obtenidos de la simulación para la zona 3.

Las magnitudes reportadas en FLUENT varían entre 0.14 m/s en algunas partículas cercanas a la pared frontal hasta 0.02 m/s o menos en la zona de recirculación.

La Figura 6.9 muestra los las magnitudes de las velocidades calculadas por Tecplot para la zona 3. En esta caso las velocidades fueron menores, oscilando entre 0.15 y 0.03 m/s. Sin embargo la mayor parte del área presenta valores cercanos al reposo.

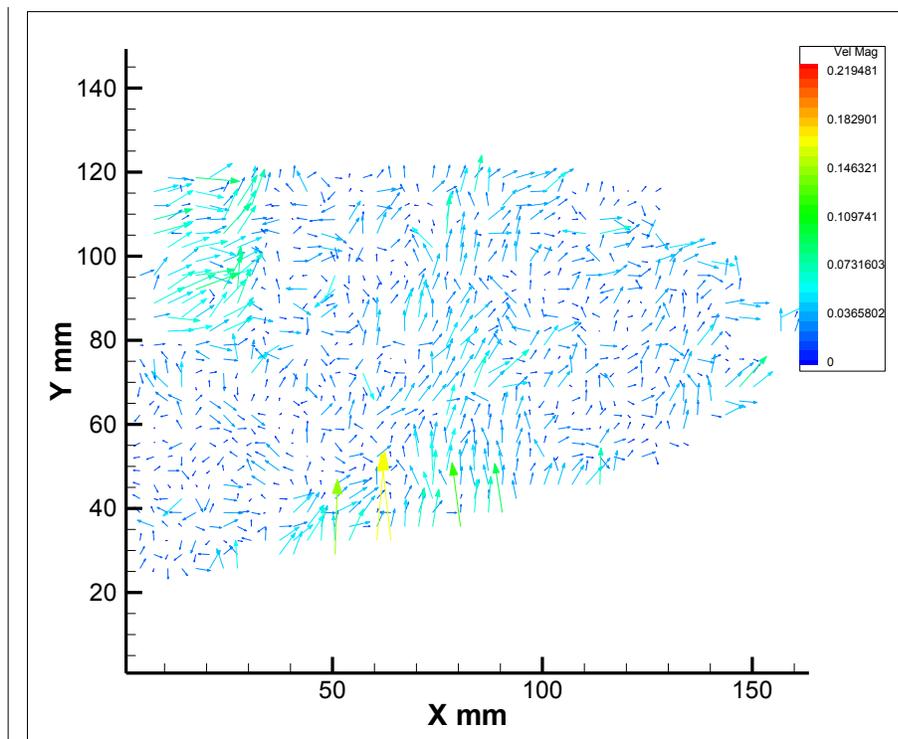


Figura VI.9. Magnitud de vectores de velocidad para zona 3.

ZONA 4

Las Figura 6.10 muestra las partículas de esta zona con un movimiento descendente y hacia la derecha. Sin embargo se aprecia un desorden de las partículas en el lado derecho, en la zona cercana a la pared posterior.

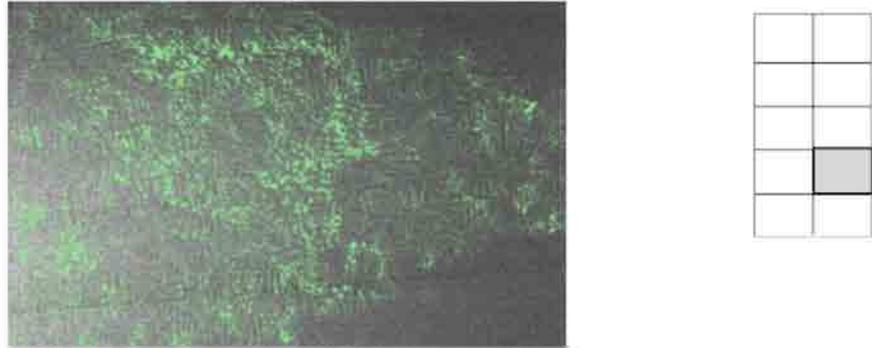


Figura VI.10. Vectores de velocidad obtenidos con PIV para zona 4.

Los resultados de la simulación de la Figura 6.11 sugieren un comportamiento similar al obtenido experimentalmente en los vectores de baja velocidad (en color azul). Los vectores de la derecha muestran un comportamiento descendente, a diferencia de los vectores reales, donde no se aprecian patrones definidos. Esta diferencia en el comportamiento puede ser ocasionada por los valores de las velocidades, ya que los vectores en color amarillo indican una aceleración en la zona cercana a la pared.

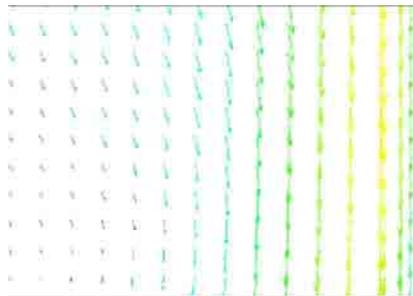


Figura VI.11 Vectores obtenidos en simulación para zona 4.

Las velocidades obtenidas en la simulación reportan valores entre 0.1511 m/s en las partículas descendentes mientras que los vectores en el lado izquierdo tienen un valor aproximado de 0.06 m/s.

La magnitud de los vectores por medio experimental se muestra en la Figura 6.12, en donde se aprecian velocidades desde 0.07 hasta 0.025 m/s. Aunque el rango de velocidades no varía mucho con respecto a la zona anterior es importante destacar que las partículas en

reposito son muy pocas. Sin embargo los valores no alcanzaron los reportados por la simulación numérica para el lado derecho de esta zona.

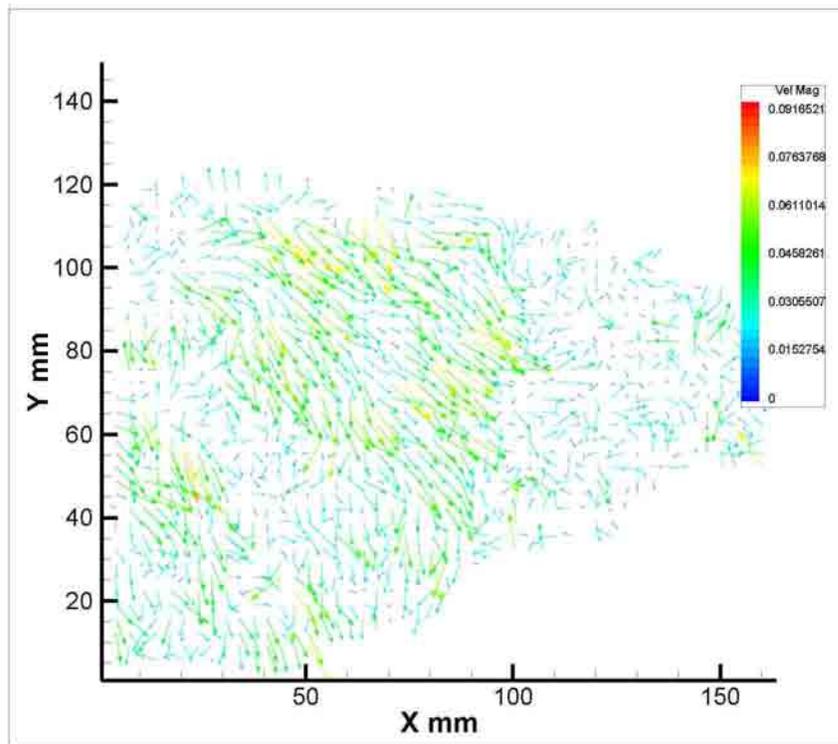


Figura VI.12. Magnitudes de velocidad para vectores de la zona 4.

ZONA 5

La Figura 6.13 presenta los vectores obtenidos en PIV para la zona 5, en donde se aprecia claramente la recirculación de la corriente debido a la presencia del evaporador. Se puede observar que algunas partículas suben por el lado izquierdo, cambian de dirección en la parte superior finalmente descienden hacia la derecha.

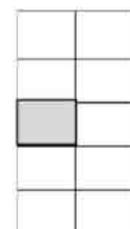
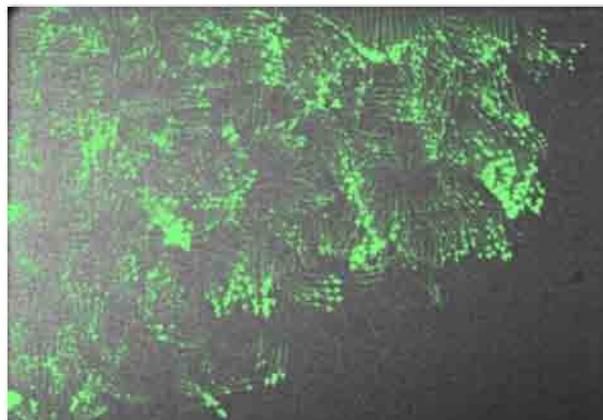


Figura VI.13. Vectores de velocidad para la zona 5.

La Figura 6.14 reafirma este comportamiento al mostrar la misma recirculación de los patrones de flujo.

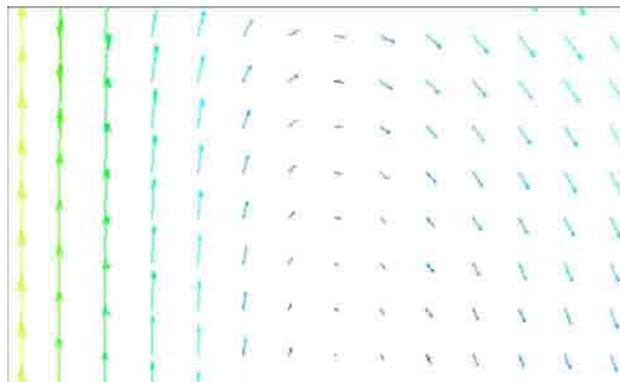


Figura VI.14. Vectores de velocidad obtenidos mediante simulación para la zona 5.

La magnitud de los vectores para esta zona se muestra en la Figura 6.15, donde se indica que un rango de velocidades entre 0.10 y 0.023 m/s, presentándose nuevamente algunos vectores con velocidad casi nula. Los valores reportados por la simulación varían entre 0.10 y 0.025 m/s o menos.

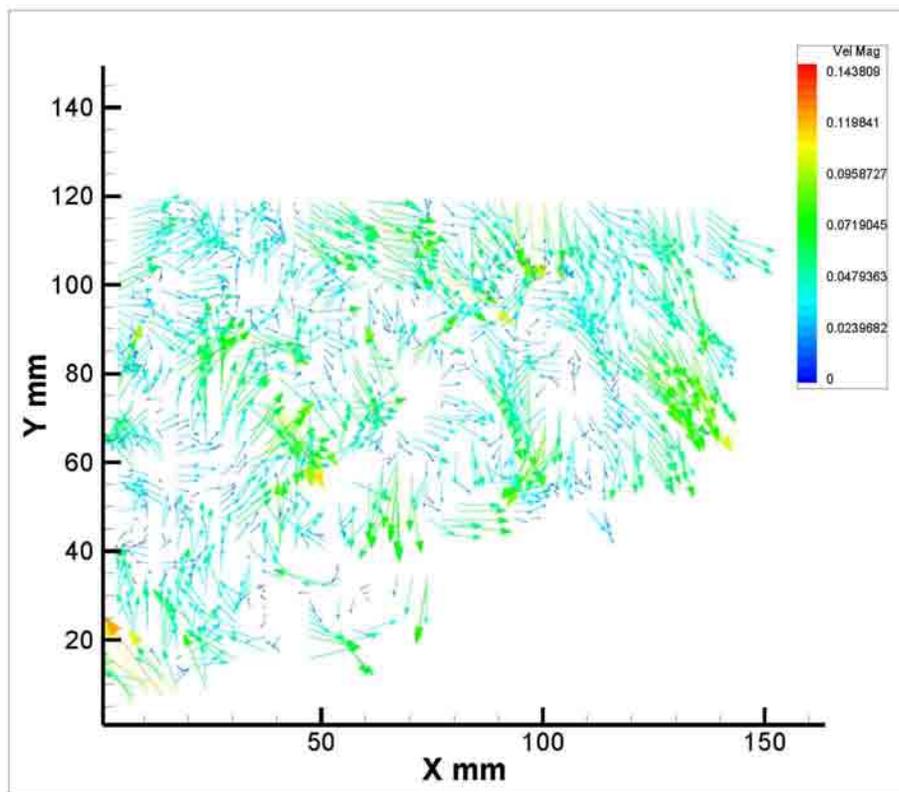


Figura VI.15. Magnitudes de vectores de velocidad para zona 5.

ZONA 6

La Figura 6.16 muestra los vectores obtenidos en la zona 6, donde ninguna tendencia se pudo apreciar.

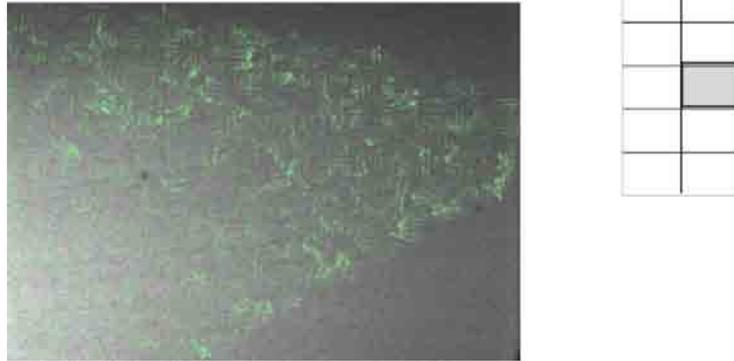


Figura VI.16. Vectores de velocidad obtenidos por PIV para zona 6.

Al comparar con los resultados obtenidos por la simulación y mostrados en la Figura 6.17 se observa una completa discrepancia en resultados en el aspecto cualitativo. Una posible razón que provocara esta diferencia pudo haber sido errores en el tiempo de la toma de imágenes. Otra posibilidad es que el efecto geométrico que tiene el evaporador es mayor que al que supone la simulación, y una diferencia mayor de temperaturas podría ayudar en la generación de patrones más definidos.

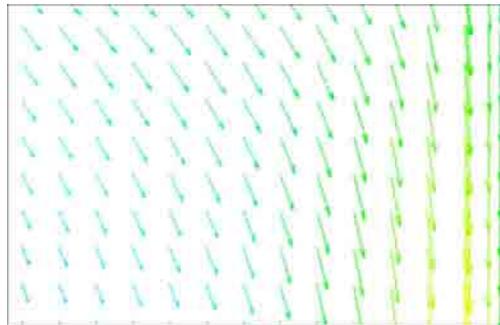


Figura VI.17. Vectores de velocidad obtenidos por simulación para la zona 6.

Las magnitudes de los vectores de velocidad reportados por el tecplot (ver Figura 6.18) son muy pequeños y la mayoría se encuentra en valores cercanos al reposo. Las pocas corrientes de aire que se generan presentan valores entre 0.08 hasta 0.02 m/s. Los valores que reportó FLUENT oscilan entre 0.09 y 0.05 m/s, un rango aceptable en comparación con la diferencia en los datos cualitativos.

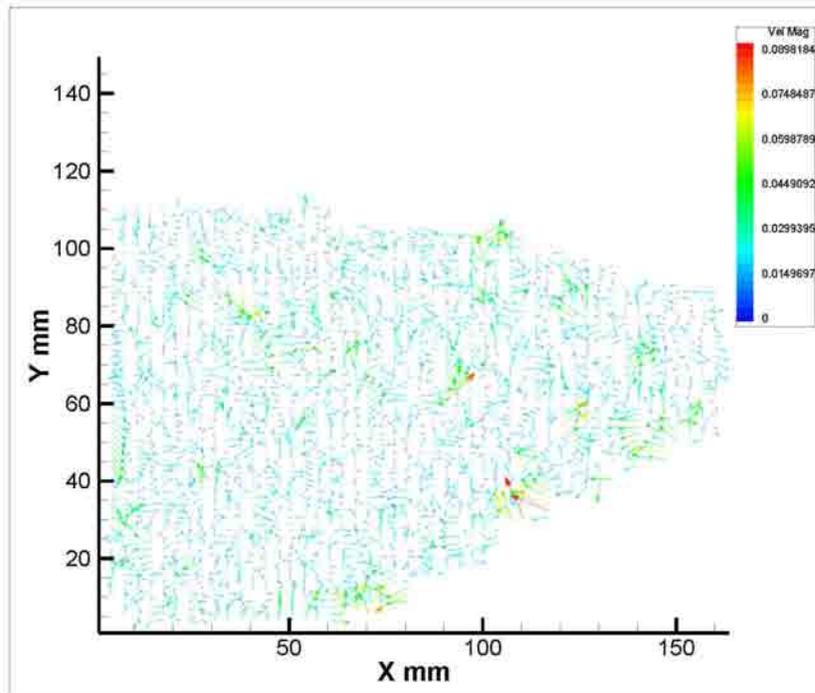


Figura VI.18. Magnitud de los vectores de velocidad en la zona 6.

ZONA 7

La Figura 6.19 muestra el movimiento ascendente por el lado izquierdo y descendente por el lado derecho en la zona 7, indicativo de la existencia de una corriente de recirculación.

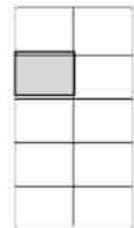
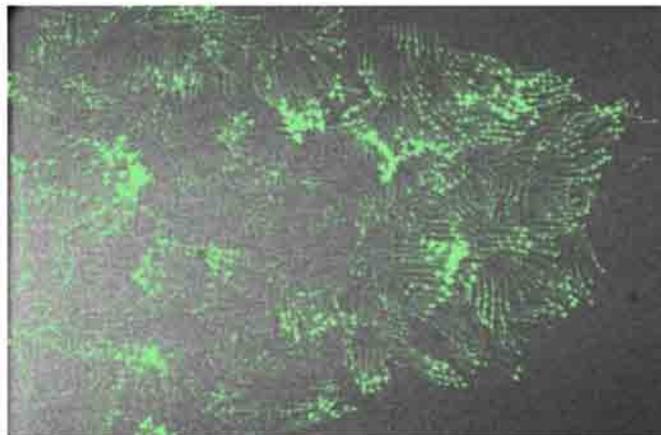


Figura VI.19. Vectores de velocidad obtenidos por PIV para la zona 7.

Los resultados de la simulación confirman este fenómeno, tal como se aprecia en la Figura 6.20.

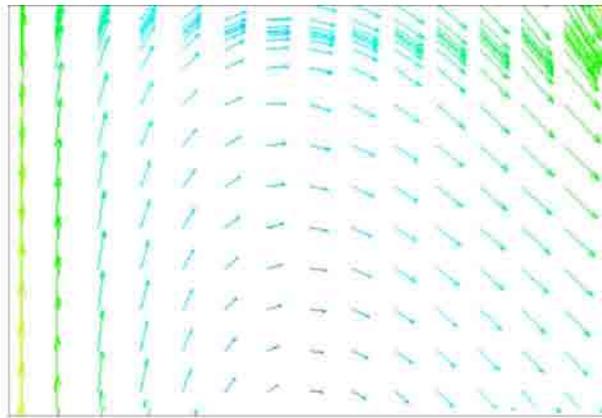


Figura VI.20. Vectores de velocidad obtenidos por la simulación para el área 7.

La magnitud de los vectores experimentales se presenta en la Figura 6.21, donde se reportan velocidades desde 0.11 hasta 0.03 m/s, con muy pocas partículas estáticas. Los rangos son similares a los reportados en FLUENT, donde los valores varían entre 0.11 y 0.5 m/s.

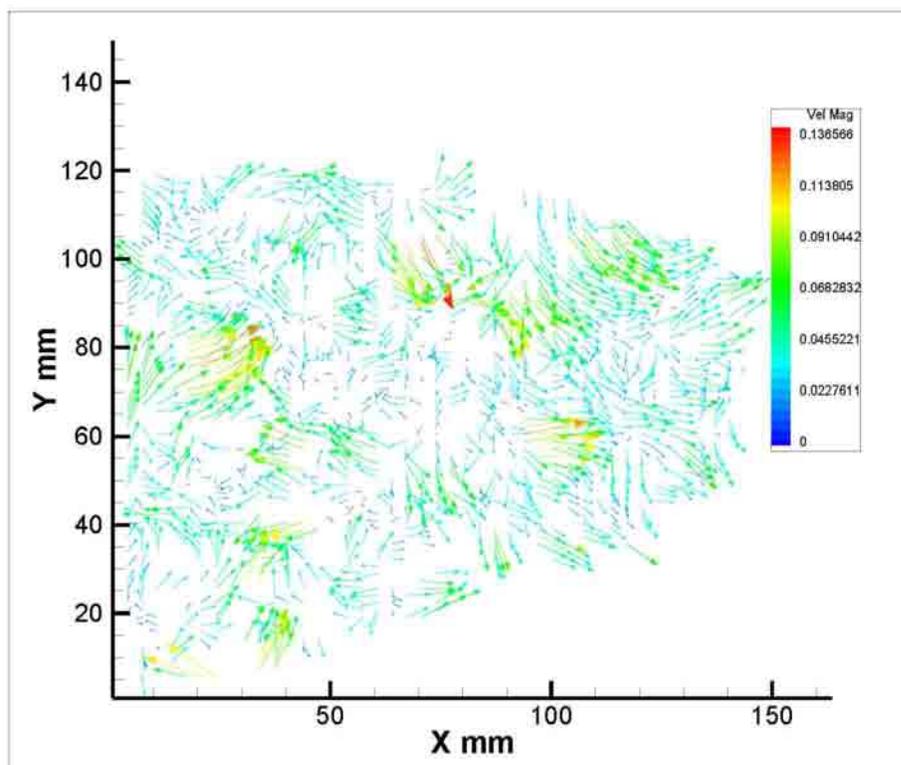


Figura VI.21. Magnitud de valores de velocidad experimentales de la zona 7.

ZONA 8

La Figura 6.22 presenta los vectores obtenidos experimentales obtenidos con el PIV. Nuevamente se presenta un movimiento poco definido pero en esta zona se alcanza a distinguir algunas partículas con movimiento horizontal hacia la derecha.

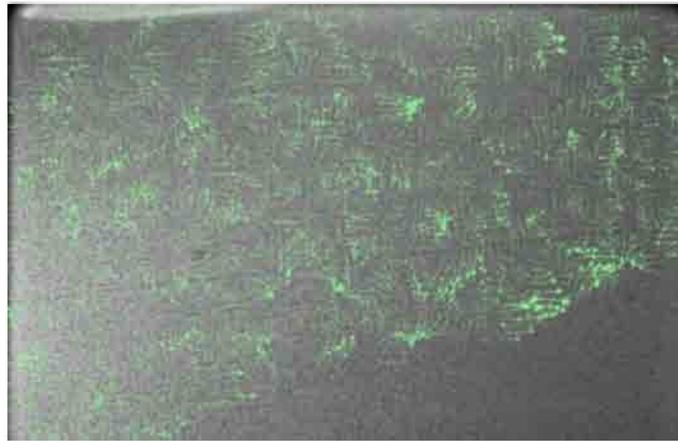


Figura VI.22. Vectores de velocidad experimentales para la zona 8.

Los resultados de la simulación presentan vectores hacia la derecha con una tendencia descendente (ver Figura 6.23). La diferencia con los resultados experimentales para la zona 8 radica en que no se presenta esta tendencia hacia abajo.

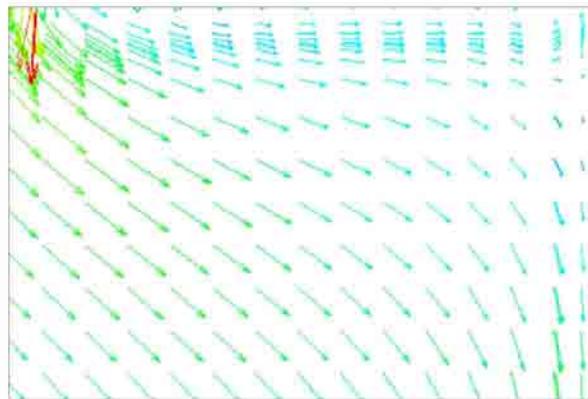


Figura VI.23. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 8.

La magnitud experimental se presenta en la Figura 6.24, donde gran parte de las partículas tuvieron un movimiento muy lento. El valor máximo de la velocidad se reporta de alrededor de 0.06 m/s, y alguna partículas presentan un valor de 0.015 m/s o menor. Los

valores obtenidos por el FLUENT de acuerdo con los colores presentados en la Figura 6.23 oscilan entre 0.08 y 0.025 m/s.

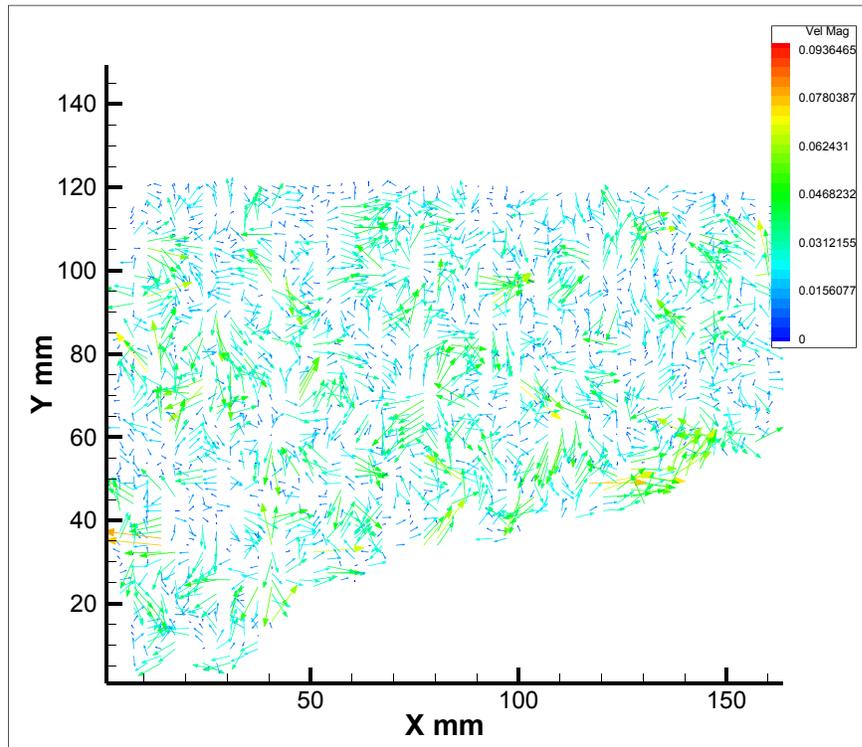


Figura VI.24. Magnitud de vectores experimentales para la zona 8.

ZONA 9

En la Figura 6.25 se muestran los vectores de velocidad para la zona 9 que corresponde a la entrada del evaporador. Los vectores tienen una dirección casi horizontal hacia la derecha, lo que concuerda con los resultados de la simulación (ver Figura 6.26).

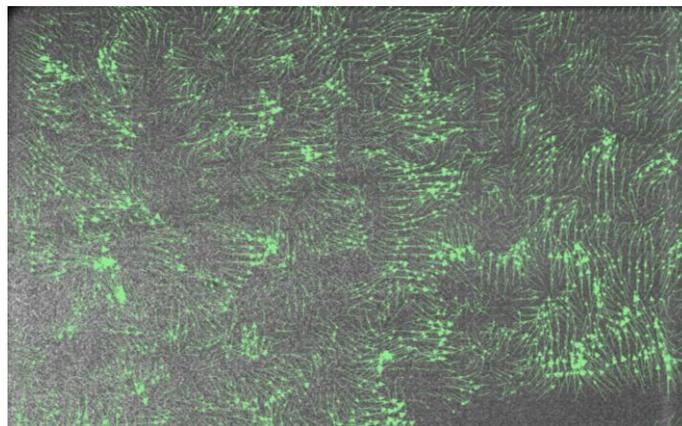


Figura VI.25. Vectores de velocidad experimentales para la zona 9.

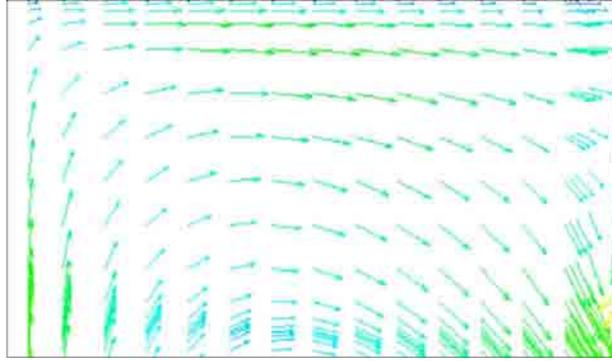


Figura VI.26. Vectores obtenidos por medio de simulación para la zona 9.

Sin embargo hay una pequeña diferencia entre los datos experimentales y los resultados de la simulación. De acuerdo con ésta última las partículas empezarían a descender al encontrarse frente a la superficie inferior del evaporador, cuando en realidad entran en éste con un movimiento ascendente.

Los valores de la velocidad se muestran en la Figura 6.27. Sus valores oscilan entre 0.08 y 0.02 m/s. La mayor parte de las partículas se encuentran en movimiento y no se presentan aceleraciones. En FLUENT los vectores presentan valores en un rango de 0.07 y 0.04 m/s.

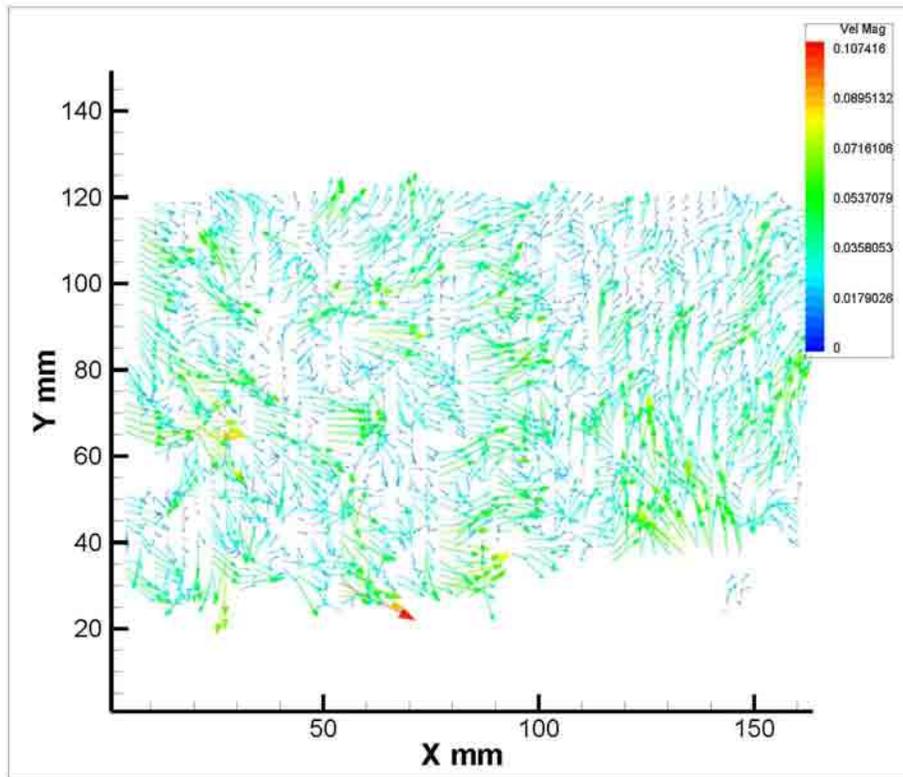


Figura VI.27. Magnitud de los vectores de velocidad experimentales para la zona 9.

ZONA 10

La Figura 6.28 presenta los vectores experimentales obtenidos con el PIV para la zona correspondiente al interior del evaporador.

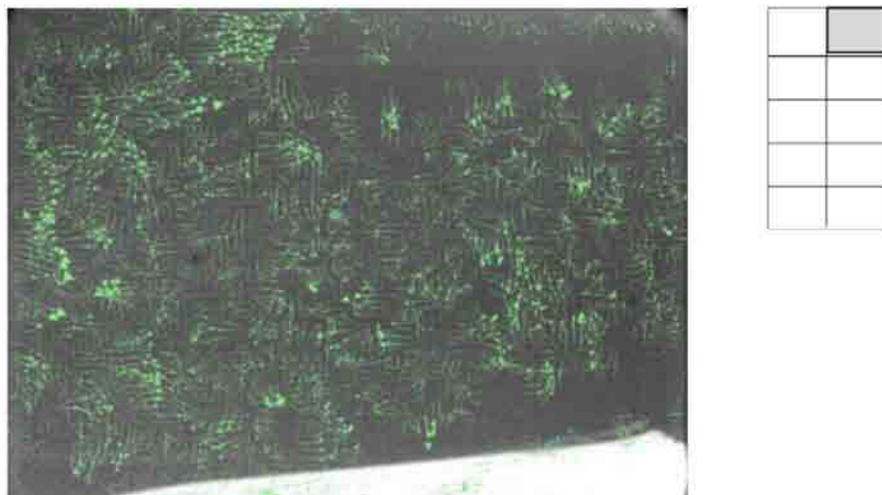


Figura VI.28. Vectores experimentales para la zona 10.

Según los resultados obtenidos mediante la simulación (ver Figura 6.29) se esperaba un movimiento circular dentro del evaporador, pero los vectores reales solo muestran que la entrada de partículas como tendencia clara. Otros puntos en el interior presentan un movimiento descendente pero no es muy marcado, ya que esa zona presenta partículas en desorden.

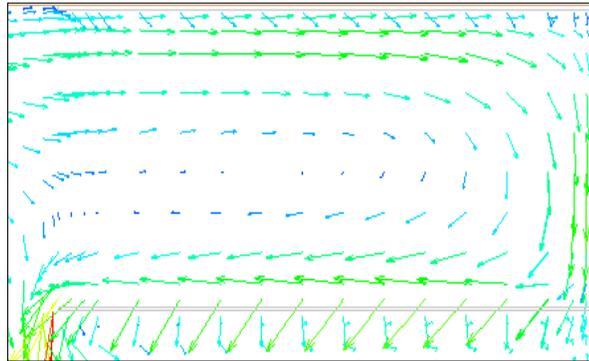


Figura VI.29. Vectores de velocidad dentro del evaporador.

Los valores de los vectores experimentales se muestran en la Figura 6.30 y son muy variados. Algunas partículas presentan una velocidad alrededor de 0.10 m/s, mientras que otras reportaron un valor de 0.019 m/s, sin mencionar que muchas partículas presentan un movimiento aún más lento. Los valores reportado en FLUENT también son muy variados, con velocidades entre 0.12 m/s hasta 0.025 m/s.

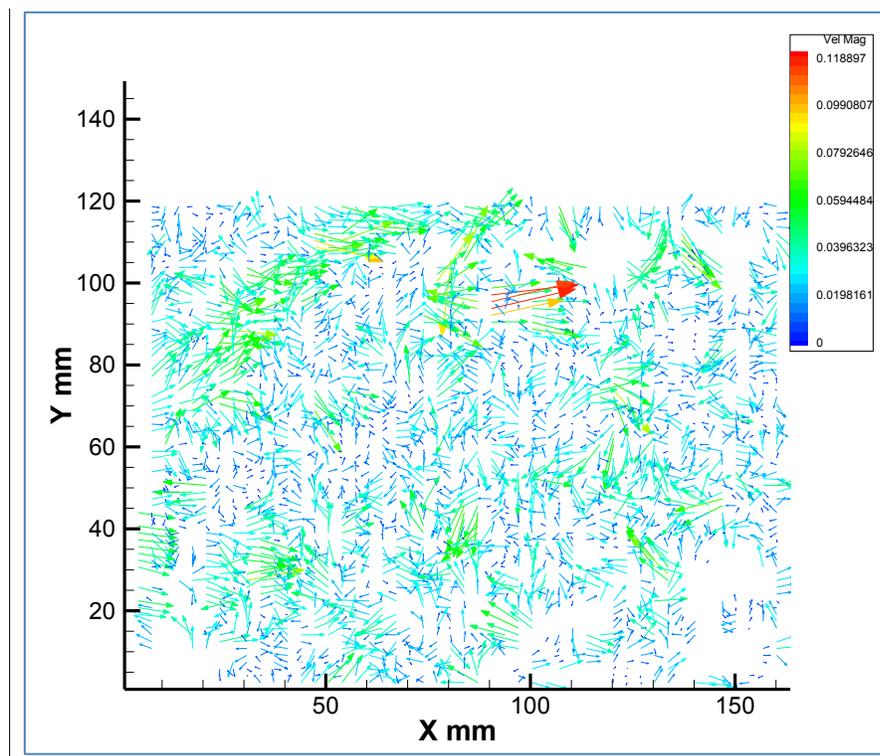


Figura VI.30. Magnitud de los vectores experimentales obtenidos para la zona 10.

6.2. RESULTADOS FRONTALES

El análisis de los resultados obtenidos en base a las imágenes tomadas con el PIV para el plano XY que pasa por el centro de la cavidad se analizará en esta sección, así como su comparación con los resultados obtenidos en la simulación numérica en FLUENT. Es importante recordar que en este plano se estudiaron 9 de las 15 áreas totales que lo conforman.

ZONA 1

La Figura 6.31 muestra los vectores reales obtenidos con el PIV. Aparentemente no existe una tendencia en la dirección de los mismos pero esto cambia al comparar con los resultados de la simulación que se muestran en la figura 6.32.

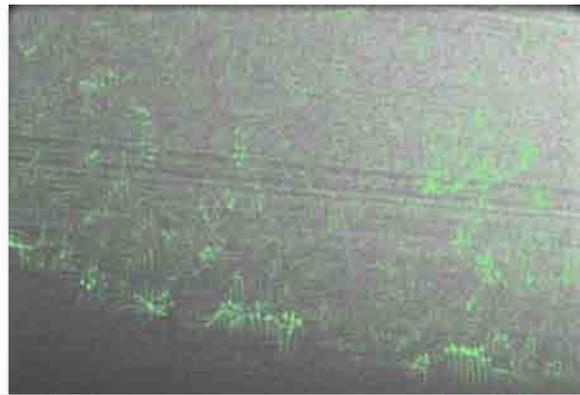
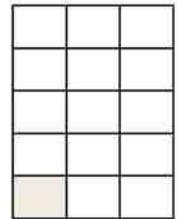


Figura VI.31. Vectores experimentales para la zona 1.



Como se puede observar un conjunto de vectores desciende provenientes del lado derecho y posteriormente suben por el lado izquierdo. Este comportamiento se debe a una recirculación del aire que desciende frío y al calentarse en la pared lateral tiende a subir. Sin embargo en lugar de seguir subiendo se presenta un movimiento desordenado de las partículas debido al choque de las corrientes.

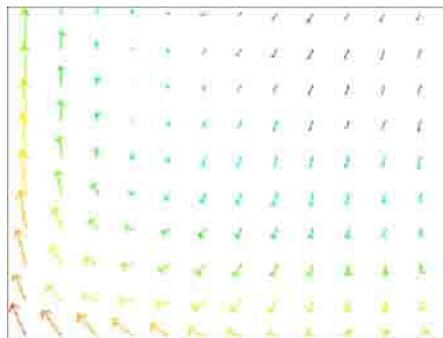


Figura VI.32. Vectores obtenidos con la simulación numérica para la zona 1.

La Figura 6.33 muestra la magnitud de los vectores que varían desde 0.07 hasta 0.0123 m/s, con una gran cantidad de partículas en reposo, a diferencia de los resultados reportados por FLUENT, donde el rango de velocidades es muy amplio y oscila entre 0.12 y 0.02 m/s en la zona de recirculación.

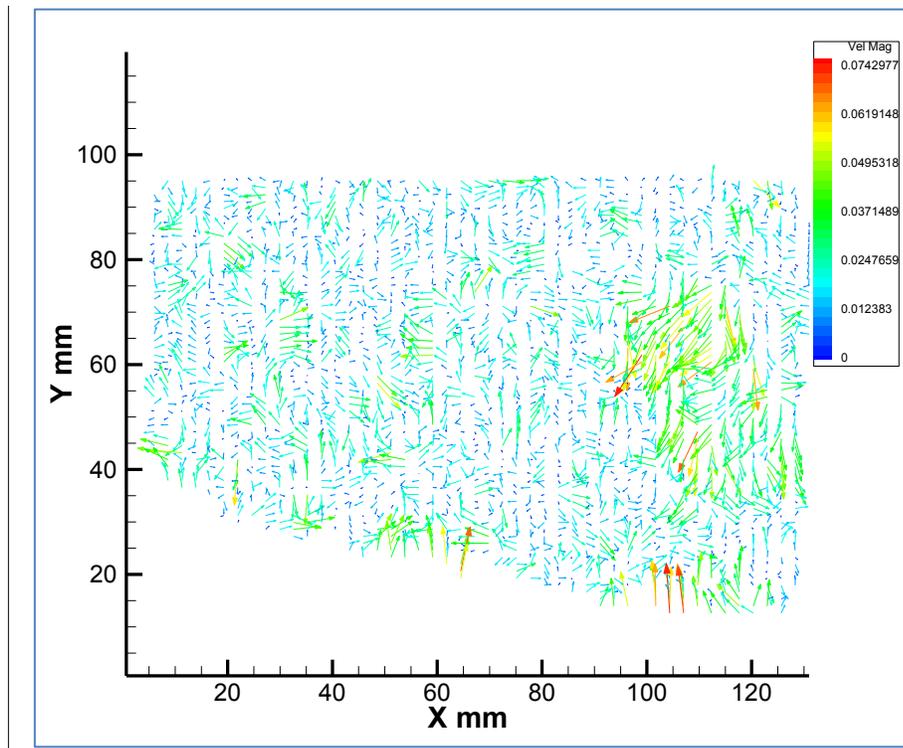


Figura VI.33. Vectores obtenidos mediante simulación numérica para la zona 1.

ZONA 2

La Figura 6.34 presenta los vectores experimentales para la zona 2, donde un movimiento descendente es el dominante, y donde la división de la corriente de aire se realiza en forma casi simétrica.

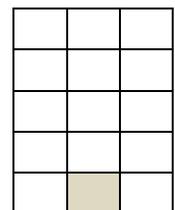
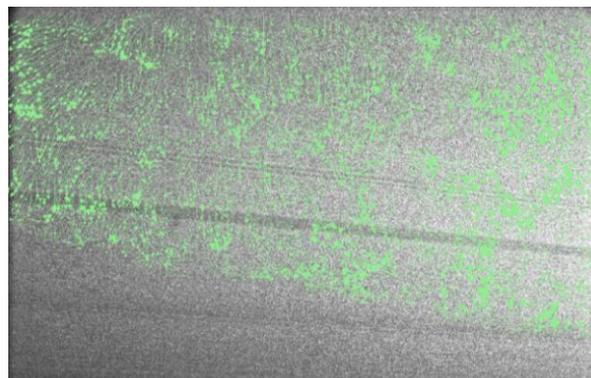


Figura VI.34. Vectores experimentales para la zona 2.

Los vectores obtenidos en la simulación numérica presentan un comportamiento muy parecido (ver Figura 6.35).

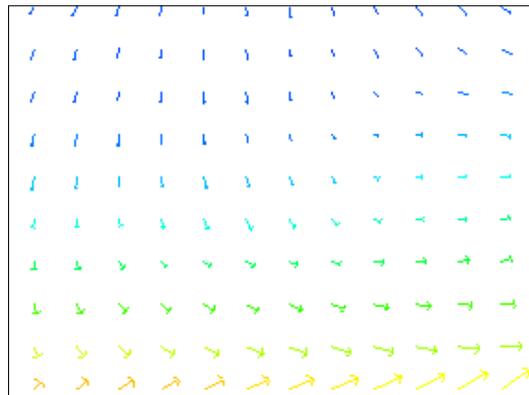


Figura VI.35. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 2.

La magnitud de los vectores de velocidad obtenidos en forma experimental se muestra en la Figura 6.36 y varía entre 0.08 y 0.02 m/s. Los resultados de la simulación, de acuerdo a la escala de colores, varían alrededor de 0.06 a 0.02 m/s.

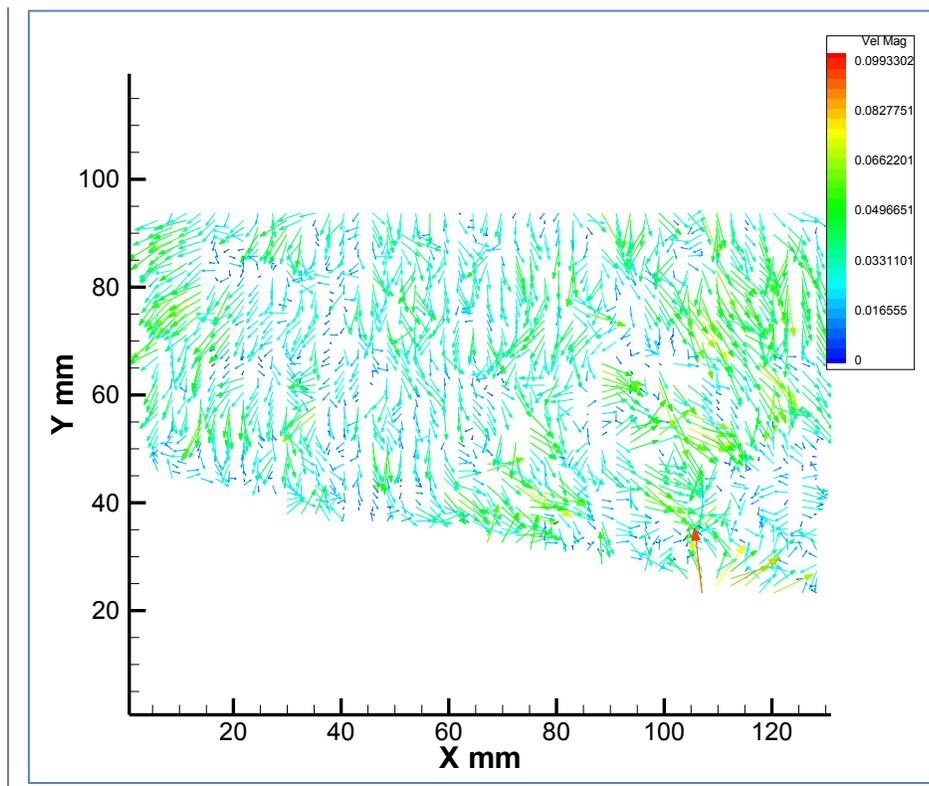


Figura VI.36. Magnitud de vectores de velocidad en la zona 2.

ZONA 3

Los vectores de velocidad reales de la zona 3 se presentan en la Figura 6.37. La tendencia es ascendente y hacia la derecha. Estos resultados concuerdan con los vectores obtenidos en la simulación numérica, y que se presentan en la Figura 6.38. La diferencia entre las dos figuras radica en que los vectores de la simulación se presentan de forma horizontal cuando en la realizar los vectores se mueven de una forma muy desorganizada, dando muestra del flujo turbulento que experimenta.

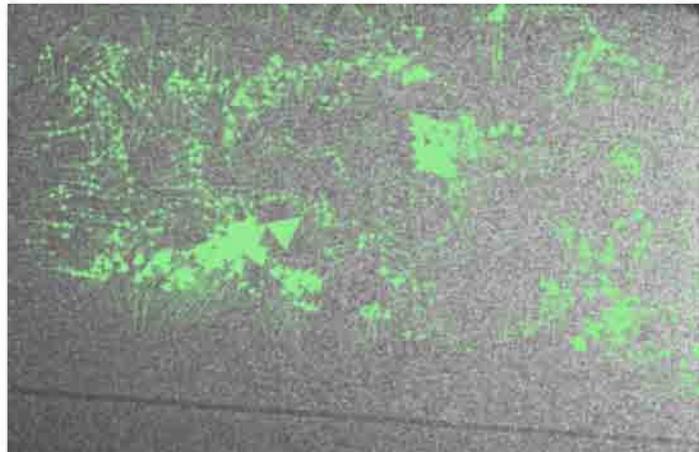


Figura VI.37. Vectores de velocidad experimentales para la zona 3.

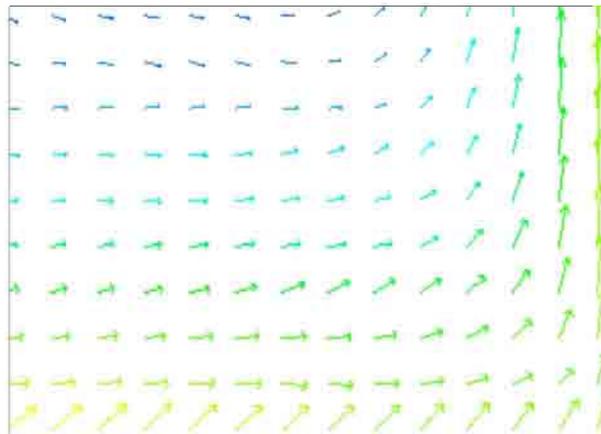


Figura VI.38. Vectores de velocidad obtenidos mediante simulación para la zona 3.

Los vectores experimentales presentan un amplio rango de valores de velocidad, ya que mientras muchas partículas marcan valores de 0.04 m/s otras zonas presentan aceleraciones de un número importante de partículas de 0.16 m/s. Los valores obtenidos por FLUENT oscilan entre 0.11 a 0.04 m/s, un rango similar a los valores reales. La Figura 6.39 muestra la magnitud de los vectores de velocidad para la zona 3.

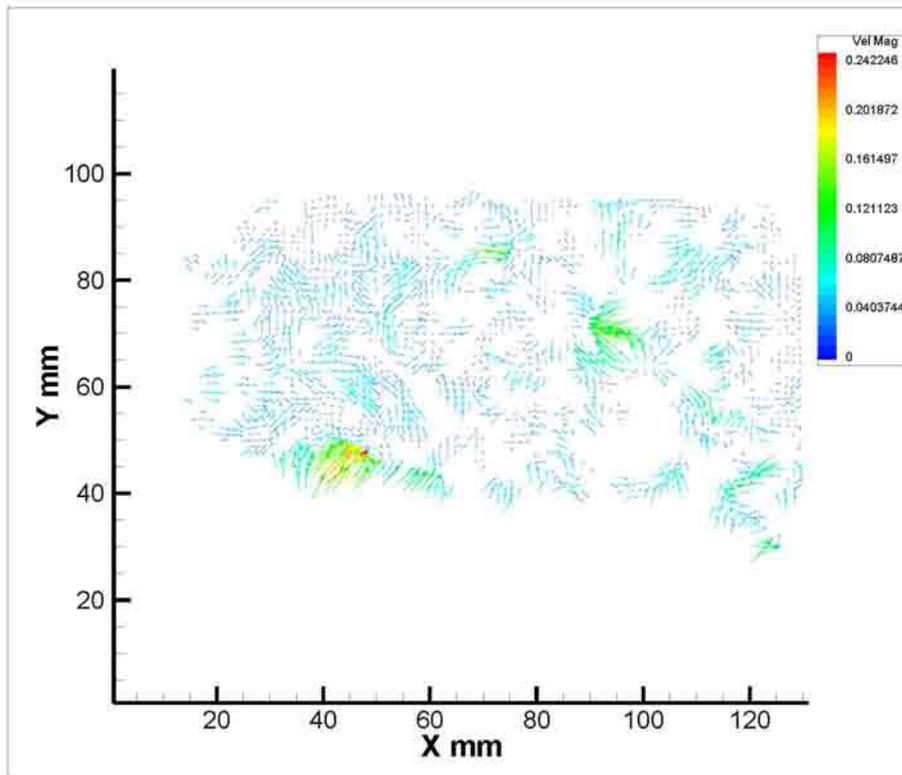


Figura VI.39. Magnitud de vectores experimentales de velocidad para la zona 3.

ZONA 4

Esta zona no presenta ningún patrón de flujo de aire importante, aunque se presentan pequeños conjuntos de partículas con la misma dirección. La Figura 6.40 presenta los vectores de velocidad obtenidos en forma experimental.

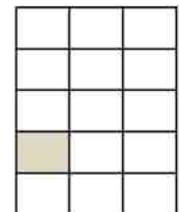
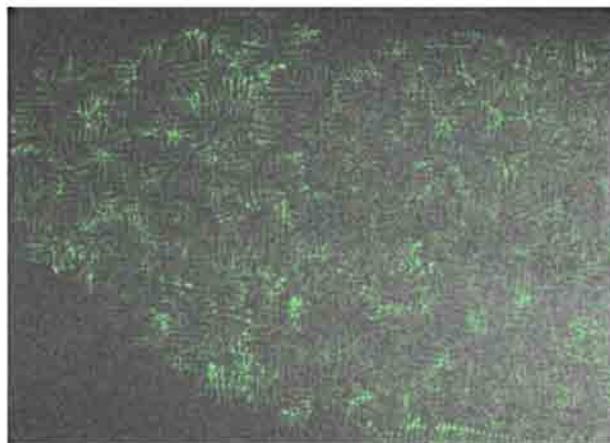


Figura VI.40. Vectores experimentales para la zona 4.

La simulación en FLUENT indica una tendencia de recirculación de aire (ver Figura 6.41), pero esta tendencia no se hizo presente en los vectores reales. El choque de las partículas de aire altera el patrón de flujo que debería presentarse.

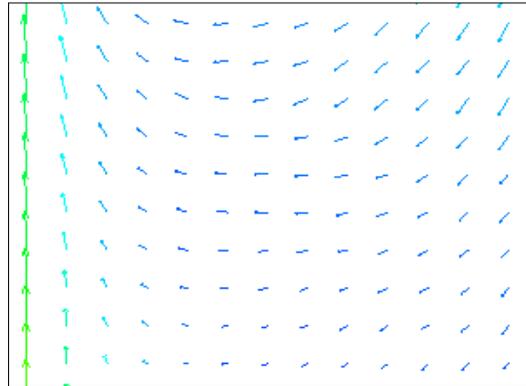


Figura VI.41. Vectores obtenidos mediante simulación numérica para la zona 4.

Los valores de los vectores de velocidad se presentan en la Figura 6.42, con valores que varían entre 0.05 y 0.02 m/s. Aunque este rango de velocidades no es muy amplio es importante destacar que muy pocas partículas se encuentran en reposo, casi todas se mueven con velocidades bajas. Los rangos de velocidades calculados por FLUENT tienen un valor muy cercano, entre 0.06 y 0.02 m/s.

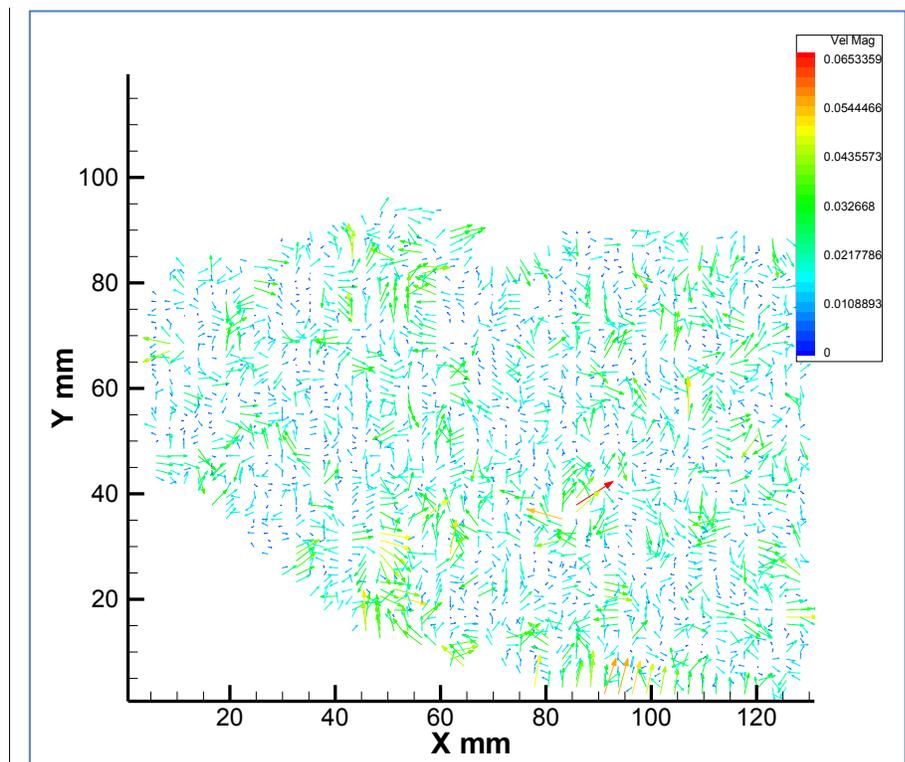


Figura VI.42. Magnitud de vectores de velocidad experimentales para la zona 4.

ZONA 5

Esta zona presenta un movimiento descendente pero con movimiento lateral, cargado hacia la derecha. Algunos vectores en la parte inferior derecha presentan cierta tendencia a subir, lo que representa la recirculación en esa zona. La Figura 6.43 muestra estos resultados, mientras que la Figura 6.44 presenta los vectores como se deberían presentar idealmente, así como la pequeña porción de área donde se presenta recirculación hacia la derecha.

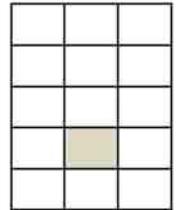
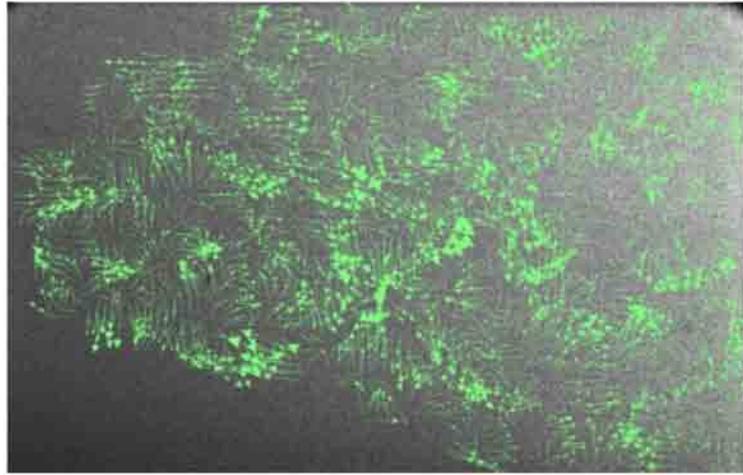


Figura VI.43. Vectores experimentales para la zona 5.

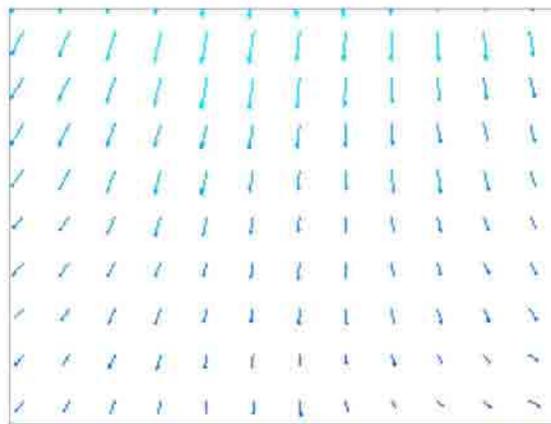


Figura VI.44. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 5.

Los vectores reales presentan magnitudes en los vectores que oscilan entre 0.08 y 0.015 m/s aproximadamente (ver Figura 6.45). Los valores reportados por FLUENT presentan una variación menor, con un rango entre 0,04 y 0.02 m/s.

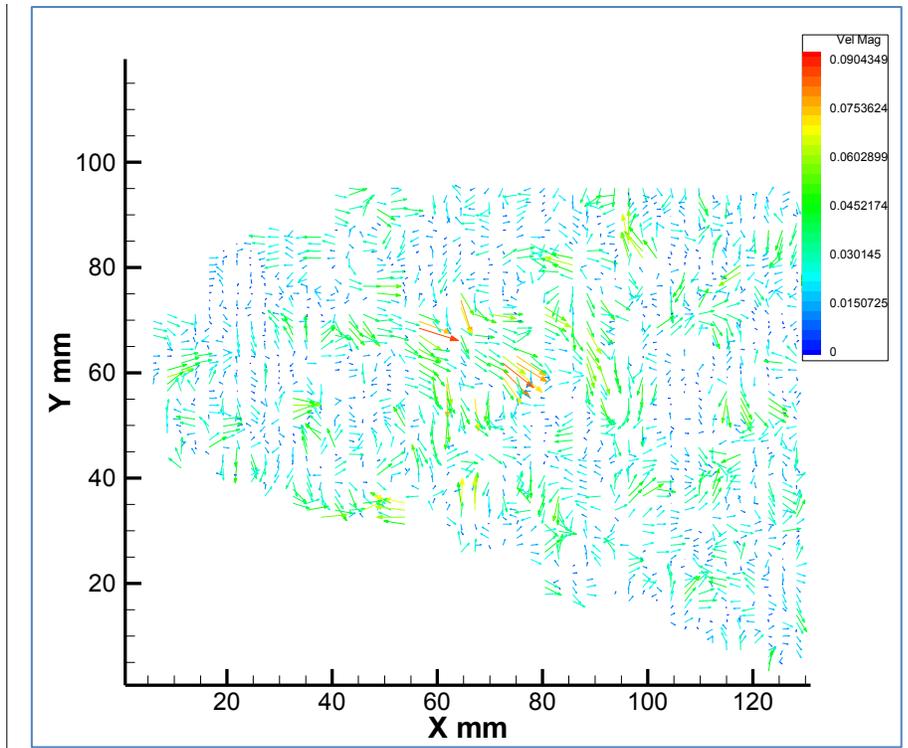


Figura VI.45. Magnitud de vectores de velocidad experimentales para zona 5.

ZONA 6

La Figura 6.46 muestra el comportamiento de las partículas de aire en esta zona. Se presentó una especie de choque por el cambio de dirección de las partículas originadas por la convección. Desafortunadamente estos choque no experimentan un deslizamiento de las partículas, como lo sugieren los resultados de las simulaciones (ver Figura 6.47).

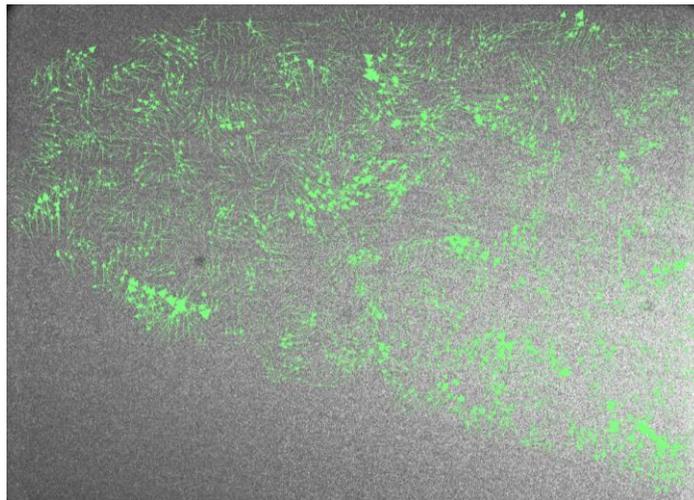


Figura VI.46. Vectores de velocidad experimentales para la zona 6.

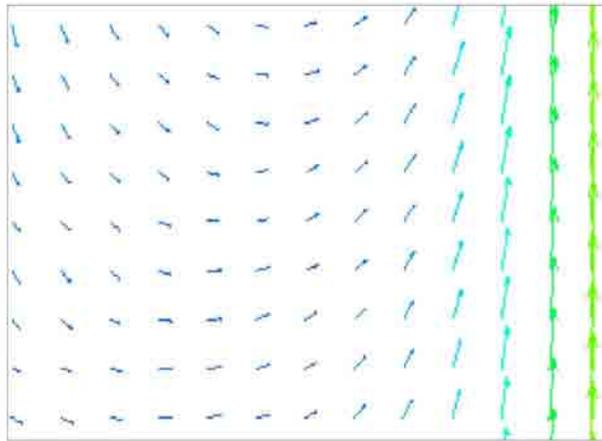


Figura VI.47. Vectores de velocidad obtenidos por simulación para la zona 6.

Los valores de los vectores de velocidad se presentan en la Figura 6.48. Estos valores varían entre 0.06 y 0.015 m/s, e incluso algunas partículas presentan velocidades menores. El rango de valores en FLUENT varía entre 0.06 y 0.02 m/s.

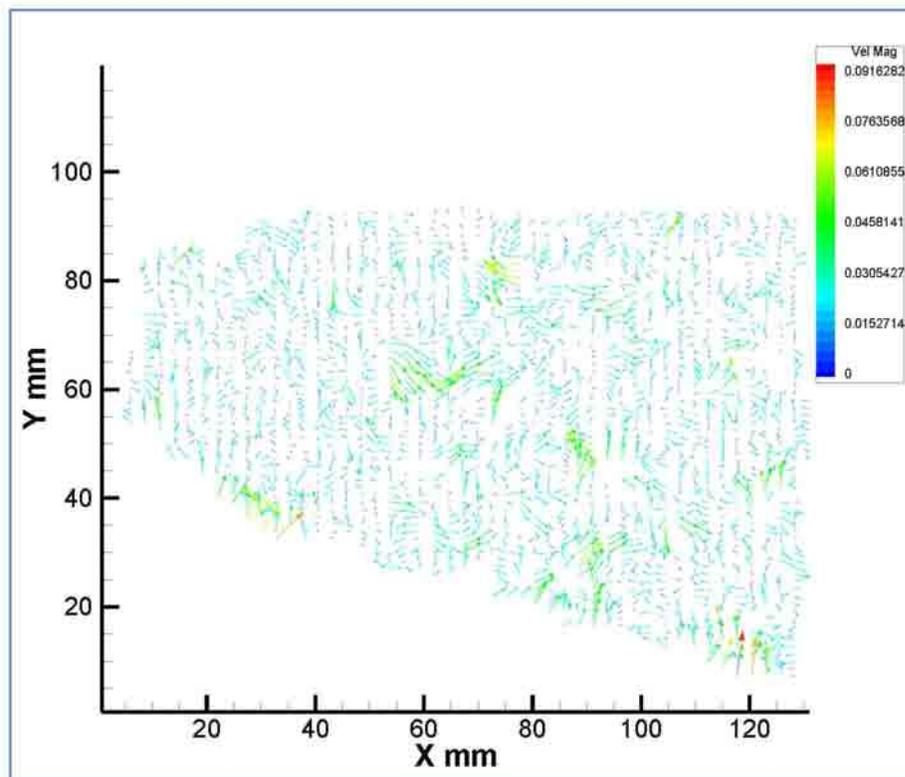


Figura VI.48. Magnitud de vectores de velocidad para zona 6.

ZONA 13

La zona 13 se analizó para evaluar los efectos que el evaporador tiene el flujo. La Figura 6.49 muestra los vectores de velocidad obtenidos mediante el proceso de experimentación con PIV. La tendencia es de los vectores indica un flujo ascendente y hacia la derecha, como si entrara al evaporador. Una parte de las partículas salen de éste y tienden a bajar.

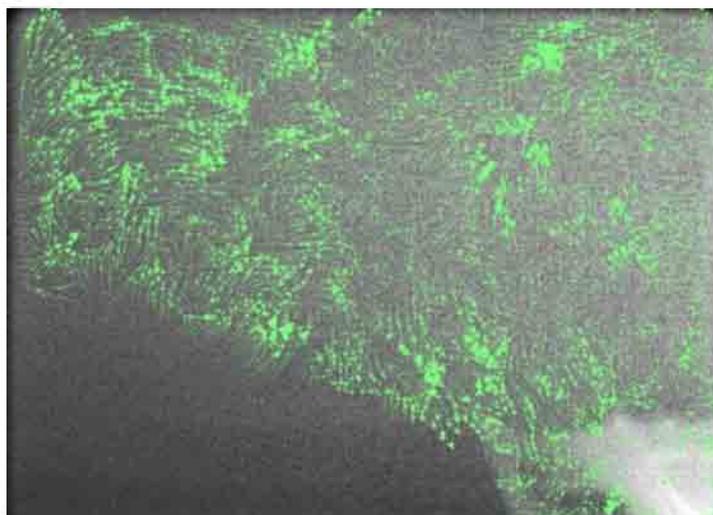
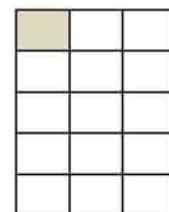


Figura VI.49. Vectores experimentales para la zona 13.



El comportamiento presentado en forma experimental coincide con el descrito en la simulación numérica (ver Figura 6.5).

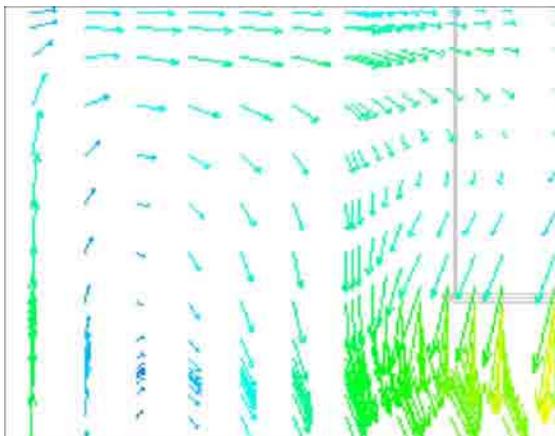


Figura VI.50. Vectores de velocidad obtenidos en simulación para la zona 13.

Los valores de los vectores experimentales se muestran en la Figura 6.50. Las velocidades registradas oscilan entre 0.06 y 0.015 m/s. Los valores en la simulación oscilan entre 0.11 y 0.04 m/s.

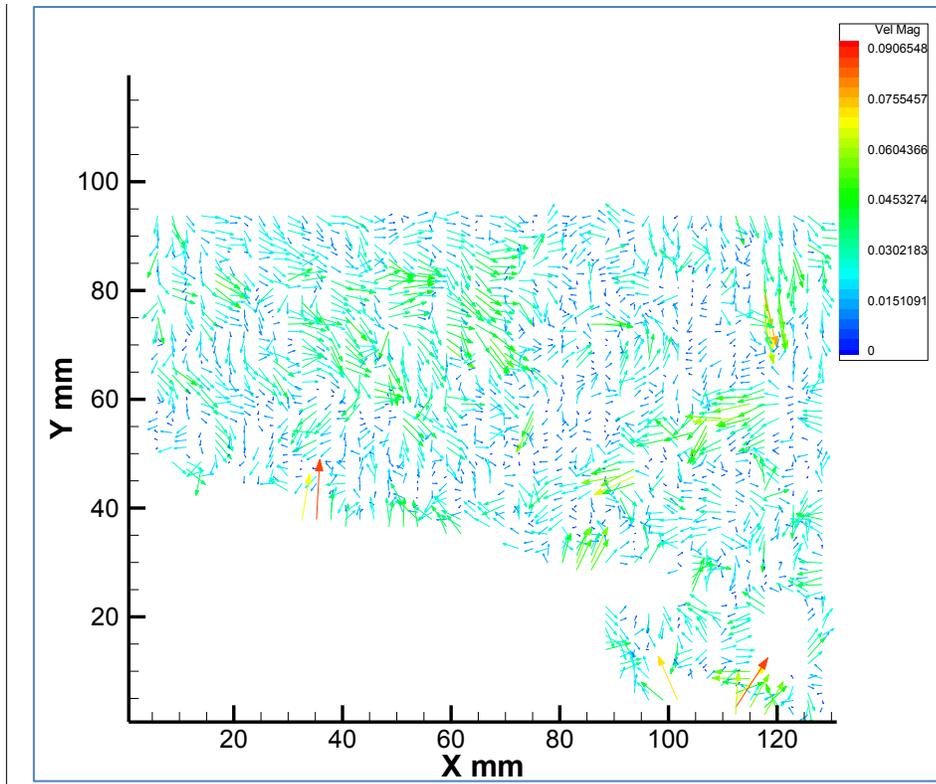


Figura VI.51. Magnitud de vectores de velocidad en la zona 13.

ZONA 14

Esta zona corresponde al área que se encuentra frente al evaporador. La Figura 6.52 muestra los vectores de velocidad experimentales, donde se aprecia una tendencia general de las partículas hacia la izquierda y un ligero movimiento ascendente.

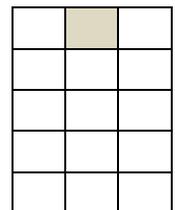
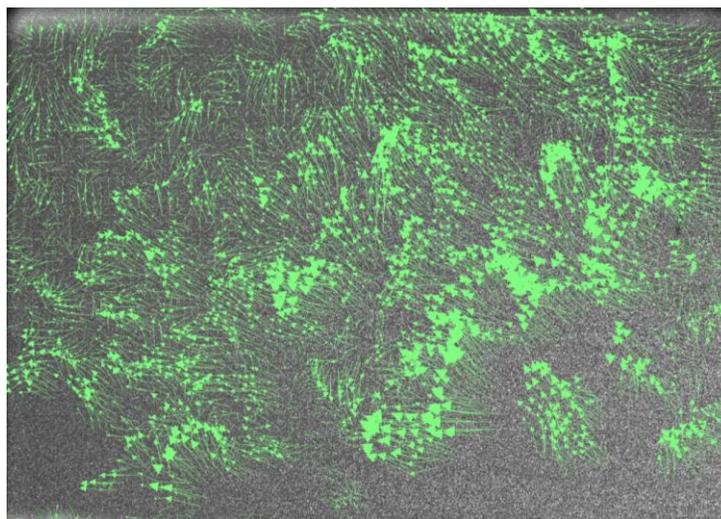


Figura VI.52. Vectores de velocidad experimentales para la zona 14.

El comportamiento de esta zona de acuerdo a simulaciones se presenta en la Figura 6.53. Como se puede observar los vectores obtenidos por medio de la simulación descienden a lo largo del evaporador, mientras que los reales presentaron un patrón ascendente hasta la mitad de la longitud, después de la cuál presentaron desorden. De esta forma las partículas disminuyeron en la zona 13 descrita anteriormente y la zona 15 que se presentará a continuación.

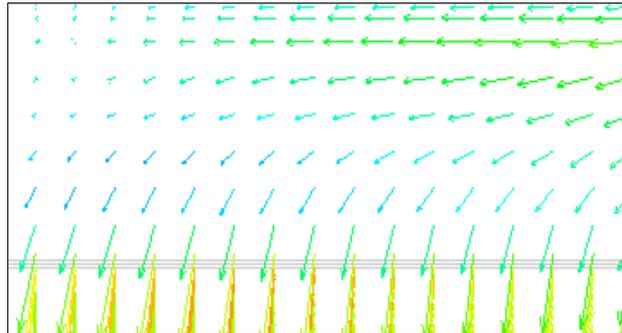


Figura VI.53. Vectores de velocidad obtenidos mediante simulación para la zona 14.

La magnitud de los vectores se muestra en la Figura 6.54, en donde el rango se presenta variaciones de velocidad desde 0.085 hasta 0.014 m/s. Los resultados obtenidos en FLUENT difieren de forma importante, reportándose valores entre 0.12 m/s para la zona descendente hasta valores aproximados de 0.04 en la zona media horizontal. Sin embargo los vectores descendentes no se presentan en esta zona y las velocidades en la corriente superior reportan valores aproximados de 0.08 m/s, dato que se acerca al valor de la velocidad máxima obtenida en esta zona para los vectores experimentales.

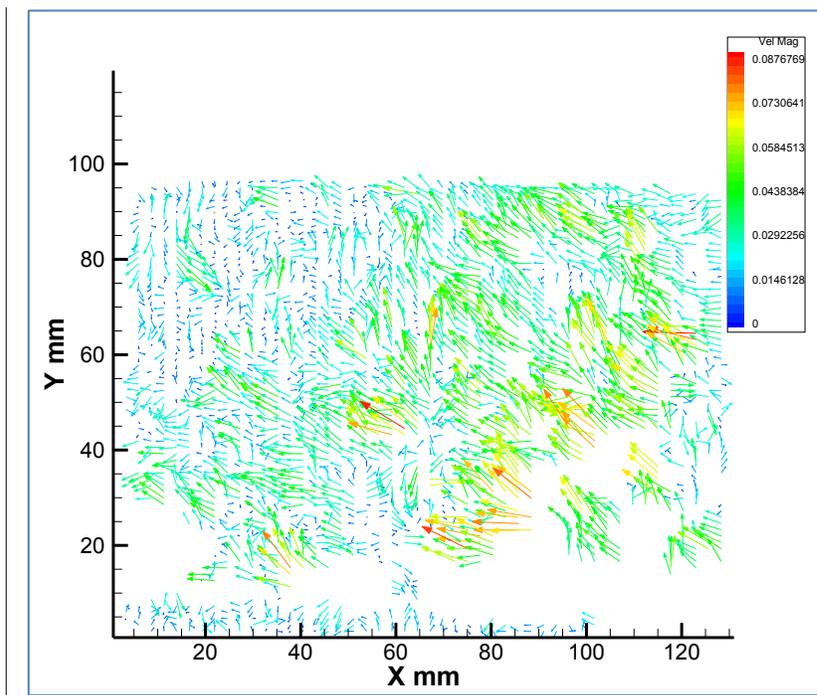


Figura VI.54. Magnitud de vectores de velocidad para la zona 14.

ZONA 15

La Figura 6.55 presenta los vectores de velocidad experimentales, en los que se aprecia un cambio de dirección de los mismos, indicativo de la existencia de un movimiento circular.

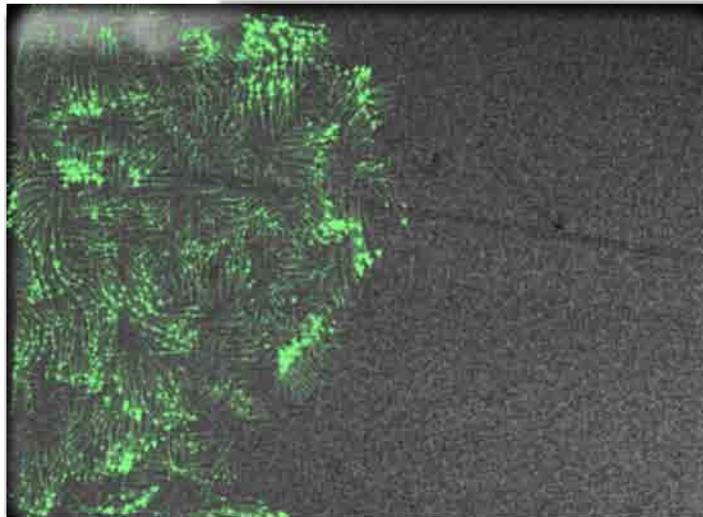
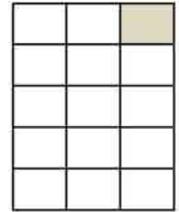


Figura VI.55. Vectores de velocidad experimentales para la zona 15.



Los vectores obtenidos mediante la simulación (ver Figura 6.56) muestran la recirculación de las partículas que se presenta en la fotografía anterior.

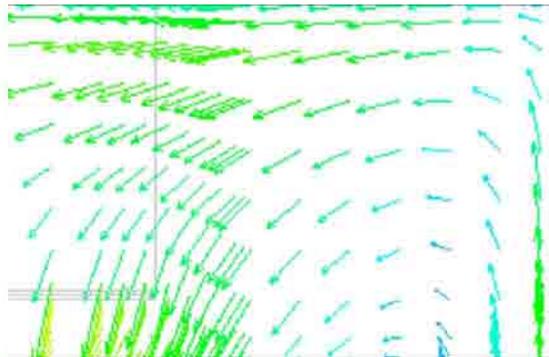


Figura VI.56. Vectores obtenidos mediante simulación para la zona 15.

Los valores de los vectores experimentales se presentan en la Figura 6.57, donde se obtuvieron valores de 0.065 m/s hasta 0.015 m/s. En FLUENT el rango es menor, oscilando entre valores de 0.09 hasta 0.02 m/s.

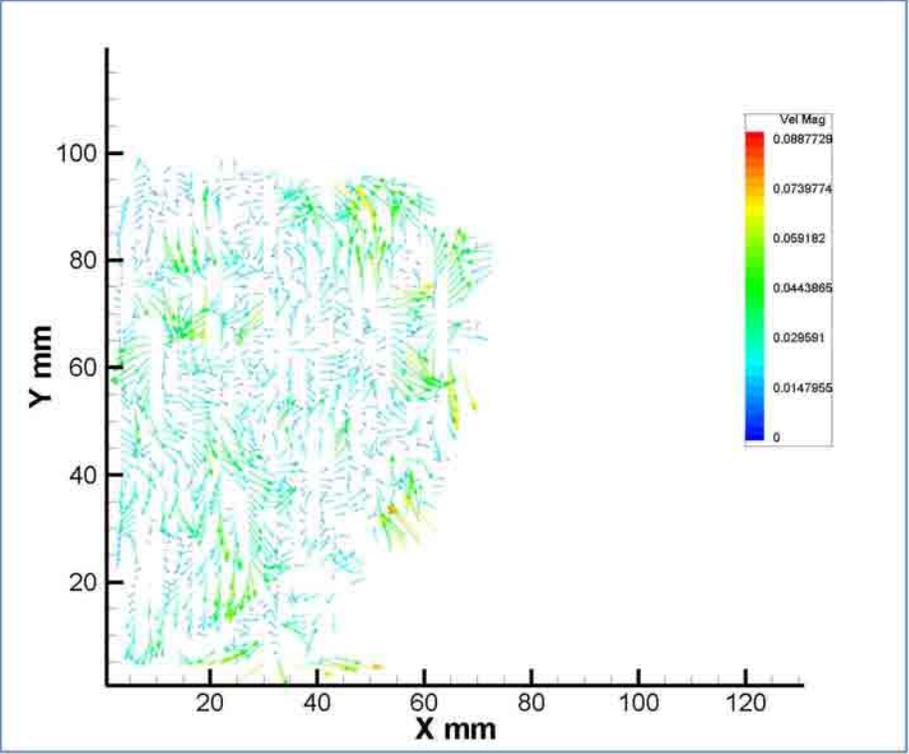


Figura VL57. Magnitud de vectores de velocidad experimentales para la zona 15.

VII. CONCLUSIONES

La simulación numérica, así como la experimentación son herramientas que ayudan a conocer el comportamiento de diferentes fenómenos bajo condiciones controladas. En el presente estudio se aplicaron las dos herramientas para conocer los vectores de velocidad del aire dentro de una cavidad refrigerada.

El mayor reto lo presentó el estudio experimental, debido la gran cantidad de variables involucradas. La falla de una de ellas significaba que la experimentación no se efectuaba en forma satisfactoria.

Es por esto que la simulación numérica juega un papel importante para la solución de problemas debido a que se pueden efectuar en menor tiempo y con menos consumo de recursos y materiales, siempre y cuando se cuente con un equipo de cómputo apropiado y con las licencias respectivas. Sin embargo los resultados serán una aproximación de la solución y no mostrarán todos los detalles que se pueden presentar en la realidad.

Las conclusiones de este trabajo se pueden resumir en lo siguiente:

- Los resultados en reales, obtenidos mediante el uso del PIV, y los de la simulación en ICEPAK son muy parecidos en forma cualitativa e incluso cuantitativa en la vista lateral, a excepción de dos regiones.
- Las dos regiones de la visualización lateral hecha en forma experimental que no corresponden con los resultados obtenidos en la simulación son las que se encuentran en la zona inferior a la ubicación del evaporador.
- En esta zona la simulación muestra un movimiento ordenado, sin embargo en la realidad, y debido a la geometría irregular la región ubicada debajo del evaporador presenta altos niveles de desorden y no existe tendencias marcadas.
- La simulación idealizaba el comportamiento de las zonas donde existían combinación o choques de flujos de aire, mostrando un perfil donde una corriente se

deslizaba ordenadamente sobre la otra. En la realidad esto no ocurría así, las partículas perdían continuidad en su movimiento y perdían dirección.

- Las zonas que presentan mayores temperaturas son las superiores y opuestas a la ubicación del evaporador, comportamiento lógico debido al mecanismo de convección natural. Estas zonas presentaron valores en la velocidad bajos, del orden de 0.06m/s.
- Las imágenes obtenidas mediante el PIV en zonas adyacentes al evaporador presentaron tendencias muy marcadas en el flujo debido a que las temperaturas del aire son relativamente altas y se dirigen al evaporador, así que la diferencia entre temperaturas es muy alta.
- Las zonas de estancamiento se presentaron en el centro de la cavidad, aún así no presentan los valores más altos de temperatura. Sin embargo si se aumentara la velocidad en esa zona este aire relativamente frío se distribuiría a las zonas superiores, y así se logrará disminuir la temperatura.

Trabajo Futuro:

Como ya se mencionó en la sección de introducción y antecedentes, este trabajo es la fase inicial de un amplio tema de investigación que involucra el estudio de Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos en un refrigerador para lograr mejorar su desempeño energético.

A continuación se enumeran las actividades enfocadas a dar continuidad al presente proyecto.

- Validación de PIV en gases de acuerdo a la norma ASHRAE 41.2 para convección forzada.
- Reemplazo de evaporador actual por una placa ubicada en la pared posterior a la cavidad.
- Adaptación de la cavidad prototipo para el estudio de circulación de aire en una cavidad cerrada con cargas térmicas originadas por alimentos.

- Implementar mecanismos para mejorar la circulación de aire dentro de la cavidad y estudiar su efecto en la disminución y homogenización de la temperatura.
- Determinar el efecto que tiene la circulación apropiada de aire dentro de la cavidad en el consumo energético del compresor.

VIII. REFERENCIAS

1. Cengel, Y. y Boles, M. (1998). *Thermodynamics, an engineering Approach*. Mc Graw Hill.
2. Dossat, R. (2002). *Principles of Refrigeration*. Prentice Hall.
3. Real Academia de la Lengua Española (2003). *Diccionario de la Lengua Española*. ESPASA CALPE.
4. Mills, A.F. (1999). *Heat transfer*. Prentice Hall.
5. Manrique, J. A. (2002). *Transferencia de Calor*. Oxford University Press Harla.
6. Ezquer, G., Rodríguez, J. (2007). *Puesta a punto de un dispositivo PIV*. Tecnológico de Monterrey-Universidad Pública de Navarra.
7. Laguerre,O., Amara,B., Charrier-Mojtabi,M.C., Latirgue,B. y Flick,D. (2008). Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: Application in a domestic refrigerator. *Journal of food engineering*, 85(547-560).
8. Laguerre,O., Amara,B., y Flick,D. (2005). Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator. *Journal of food engineering*, 70 (523-537).
9. Laguerre,O. y Flick, D. (2004). Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators. *Journal of food engineering*. 62(79-88).
10. Laguerre,O., Remy,D. y Flick, D. (2009). Airflow, heat and moisture transfer by natural convection in a refrigerating cavity. *Journal of food engineering*. 91(197-210).
11. Lacerda V.T., Barbosa, J.R., Melo,C. y Duarte,P.O.O. (2005). Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no frost refrigerator: the effect of temperature. *International Journal of refrigeration*. 28(774-783).
12. Cho,S.H., Lee, I.S., Choi, J.H., y Nam, Y.S. PIV Measurement and numerical analysis of a new refrigeration compartment of a refrigerator. (Sin fecha). Core Technology Team, Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics Inc. Gasan-Dong, Keumchen-Gu, Seoul, Korea.
13. Kern, D. (1989). *Procesos de Transferencia de Calor*. CECSA.
14. Perry, J.H. (1950). *Chemical Engineers Handbook*. Mc Graw Hill.

15. Melling, A. (1997). Tracer particles and seeding for Particle Image Velocimetry. *Journal of Measurement Science and Technology*. 8(1406-1416).
16. Kays, W., Crawford, M.,; Weigand, B. (2004). *Convective Heat and Mass Transfer*. Mc Graw Hill.
17. FLUENT Inc. *Getting Started Guide*. 20-09-2006.

<http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help/html/ug/node572.htm#uns-sec-boussinesq>
18. Bejan, A. (1984). *Convection Heat Transfer*. John Wiley and Sons.

IX. ANEXOS

Anexo 1. Programa en EES para determinar cargas térmicas.

"DETERMINACIÓN DE CARGAS TÉRMICAS DEL REFRIGERADOR PROTOTIPO"

"0. Temperaturas y dimensiones de diseño"

T_int=6
T_amb=23
T_sint=9.2
base=0.786
altura=1.035
prof=0.608
P_atm=94500
altura_int=altura-2*DELTAx_ais-2*DELTAx_mdf
base_int=base-2*DELTAx_mdf
emp=0.012
prof_int=prof-DELTAx_ais-DELTAx_mdf+emp

"1. Carga del producto: agua"

V_agua=4*convert(gal,m^3)
seg=3600*6
rho_agua=DENSITY(Water,T=T_amb,P=P_atm)
m_agua=V_agua*rho_agua
Cp_agua=CP(Water,T=T_amb,P=P_atm)
Q_agua=m_agua*Cp_agua*(T_amb-T_int)/seg

"2. Calor sensible del aire"

"Nota: para simulación sin carga del agua se considera el volumen total de aire sin restar el volumen de agua, además se consideraron las dimensiones internas del espacio"

Cv_aire=Cv(Air,T=T_int)
rho_aire=Density(Air,T=T_amb,P=P_atm)
V_aire=altura_int*base_int*prof_int
V_air=V_aire-V_agua
m_aire=V_aire*rho_aire
Q_aire=m_aire*Cv_aire*(T_amb-T_int)/seg
Q_air=V_air*rho_aire*Cv_aire*(T_amb-T_int)/seg

"3. Ganancia de calor por las paredes: conducción"

"a) Paredes transparentes: frontal y costados"

DELTAx_ac=4*convert(mm,m)
DELTAx_aire=1*convert(cm,m)
DELTAx_mdf=18*convert(mm,m)
k_ac=0.187
k_aire=0.027

$k_{mdf}=0.07$
 $A_{comp}=1.50243$
 $A_{mdf}=0.56964$
 $R_{comp}=2 \cdot \Delta T_{x_{ac}} / (k_{ac} \cdot A_{comp}) + \Delta T_{x_{aire}} / (k_{aire} \cdot A_{comp})$
 $R_{mdf} = \Delta T_{x_{mdf}} / (k_{mdf} \cdot A_{mdf})$
 $1/R_{trans} = 1/R_{comp} + 1/R_{mdf}$
 $A_{trans} = A_{comp} + A_{mdf}$
 $K_{trans} = \Delta T_{x_{mdf}} / (R_{trans} \cdot A_{trans})$
 "b) Paredes de MDF y aislante: posterior y horizontales"

$\Delta T_{x_{ais}} = 1 \cdot \text{convert}(\text{in}, \text{m})$
 $k_{ais} = 0.026$
 $A_{hor} = 0.42345$
 $A_{post} = 0.71115$
 $R_{post} = \Delta T_{x_{mdf}} / (k_{mdf} \cdot A_{post}) + \Delta T_{x_{ais}} / (k_{ais} \cdot A_{post})$
 $R_{hor} = \Delta T_{x_{mdf}} / (k_{mdf} \cdot A_{hor}) + \Delta T_{x_{ais}} / (k_{ais} \cdot A_{hor})$
 $K_{eq} = (\Delta T_{x_{mdf}} + \Delta T_{x_{ais}}) / (R_{hor} \cdot A_{hor})$

"4. Convección en el interior y exterior de la cavidad"

"Datos"
 $g = g\#$
 $Pr = 0.72$
 $\mu = \text{Viscosity}(\text{Air}, T = T_{int})$
 $\rho_{air_{int}} = \text{Density}(\text{Air}, T = T_{int}, P = P_{atm})$
 $\nu = \mu / \rho_{air_{int}}$
 $BETA = \text{VolExpCoef}(\text{Air}, T = T_{int})$

"a) Convección en el interior del refrigerador"

"Paredes verticales: según Laguerre y Flick 2004"

$A_{trans_{int}} = base_{int} \cdot altura_{int} + 2 \cdot prof_{int} \cdot altura_{int}$
 $Gr_{int} = (g \cdot BETA \cdot (T_{sint} - T_{int}) \cdot altura_{int}^3) / (\nu^2)$
 $Ra_{int} = Gr_{int} \cdot Pr$
 $Nusselt_{int} = 0.59 \cdot Ra_{int}^{0.25}$
 $h_{int_v} = k_{aire} \cdot Nusselt_{int} / altura_{int}$
 $R_{int_v} = 1 / (h_{int_v} \cdot A_{trans_{int}})$
 $R_{int_p} = 1 / (h_{int_v} \cdot A_{post})$

"Pared horizontal superior: ecuación 10.11 Kern"

$\Delta T_{int} = (T_{sint} - T_{int}) \cdot \text{convert}(C, F)$
 $a_{h1} = 0.38 [Btu/h \cdot ft^2 \cdot F]$
 $h_{int_{hs}} = a_{h1} \cdot (\Delta T_{int})^{0.25} \cdot \text{convert}(Btu / (h \cdot ft^2), W / (C \cdot m^2))$
 $R_{int_{hs}} = 1 / (h_{int_{hs}} \cdot A_{hor})$

"Pared horizontal inferior: ecuación 10.12 Kern"

$a_{h2} = 0.2 [Btu/h \cdot ft^2 \cdot F]$

$$h_{int_hi}=a_{h2}*(DELTA T_{int})^{0.25}*convert(Btu/(h*F*ft^2),W/(C*m^2))$$

$$R_{int_hi}=1/(h_{int_hi}*A_{hor})$$

"b) Convección en el exterior de cavidad"

"Paredes verticales: ecuación 10.10 libro Kern"

$$h_{int_v}*A_{trans}*(T_{sint}-T_{int})=-K_{trans}*A_{trans}*(T_{sint}-T_{sup_v})/DELTA x_{mdf}$$

$$DELTA T_{ext_v}=(T_{amb}-T_{sup_v})*convert(C,F)$$

$$a_{ext_v}=0.3$$

$$h_{ext_v}=(a_{ext_v}*DELTA T_{ext_v})^{0.25}*convert(Btu/(h*F*ft^2),W/(K*m^2))$$

$$R_{ext_v}=1/(h_{ext_v}*A_{trans})$$

$$R_{ext_p}=1/(h_{ext_v}*A_{post})$$

"Pared horizontal superior: ecuación 10.12 libro Kern"

$$h_{int_hs}*A_{hor}*(T_{sint}-T_{int})=-K_{eq}*A_{hor}*(T_{sint}-T_{sup_h})/(DELTA x_{mdf}+DELTA x_{ais})$$

$$DELTA T_{ext_h}=(T_{amb}-T_{sup_h})*convert(C,F)$$

$$h_{ext_hs}=(a_{h2}*DELTA T_{ext_h})^{0.25}*convert(Btu/(h-ft^2-F),W/(K*m^2))$$

$$R_{ext_hs}=1/(h_{ext_hs}*A_{hor})$$

"Pared horizontal inferior: ecuación 10.11 libro Kern"

$$h_{ext_hi}=(a_{h1}*DELTA T_{ext_h})^{0.25}*convert(Btu/(h-ft^2-F),W/(K*m^2))$$

$$R_{ext_hi}=1/(h_{ext_hi}*A_{hor})$$

"5. Pérdidas de calor totales: conducción + convección + agua + aire"

$$R_{123}=R_{int_v}+R_{trans}+R_{ext_v}$$

$$Q_{123}=(T_{amb}-T_{int})/R_{123}$$

$$R_{4}=R_{int_p}+R_{post}+R_{ext_p}$$

$$Q_{4}=(T_{amb}-T_{int})/R_{4}$$

$$R_{5}=R_{int_hs}+R_{hor}+R_{ext_hs}$$

$$Q_{5}=(T_{amb}-T_{int})/R_{5}$$

$$R_{6}=R_{int_hi}+R_{hor}+R_{ext_hi}$$

$$Q_{6}=(T_{amb}-T_{int})/R_{6}$$

$$Q_{paredes}=Q_{123}+Q_{4}+Q_{5}+Q_{6}$$

$$Q_{vacio}=Q_{paredes}+Q_{aire}$$

$$Q_{carga}=Q_{paredes}+Q_{agua}+Q_{air}$$

"Evaluación condición aplicación Boussinesq"

$$T_{evap}=-14[C]$$

$$B=BETA*(T_{int}-T_{evap})$$

Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Unit Settings: [J]/[C]/[Pa]/[kg]/[degrees]

altura = 1.035 [m]	altura _{int} = 0.9482 [m]	A _{comp} = 1.50243 [m ²]	a _{ext,v} = 0.3 [Btu/h-ft ² -F]	a _{ht} = 0.38 [Btu/h-ft ² -F]
e _{h2} = 0.2 [Btu/h-ft ² -F]	A _{rot} = 0.4235 [m ²]	A _{indf} = 0.5696400 [m ²]	A _{post} = 0.7112 [m ²]	A _{trans} = 2.07207 [m ²]
A _{trans,int} = 1.805 [m ²]	H = 0.07165	base = 0.786 [m]	baseE _{pt4} = 0.75 [m]	β = 0.003582 [1/C]
Cp _{agua} = 4183 [J/kg-C]	Cv _{aire} = 716.8 [J/kg-C]	ΔT _{ext,h} = 1.079	ΔT _{ext,v} = 20.29	ΔT _{int} = 5.76
Δx _{ac} = 0.004 [m]	Δx _{aire} = 0.01 [m]	Δx _{as} = 0.0254 [m]	Δx _{indf} = 0.010 [m]	emp = 0.012 [m]
g = 9.807 [m/s ²]	Gr _{int} = 4.312E+08	h _{ext,h} = 2.199 [W/m ² -C]	h _{ext,hs} = 1.157 [W/m ² -C]	h _{ext,v} = 3.615 [W/m ² -C]
h _{int,hi} = 1.759 [W/m ² -C]	h _{int,hs} = 3.343 [W/m ² -C]	h _{int,v} = 2.23 [W/m ² -C]	k _{ac} = 0.1970000 [W/m-C]	k _{aire} = 0.0270000 [W/m-C]
k _{ais} = 0.026 [W/m-C]	K _{eq} = 0.03517 [W/m-C]	k _{indf} = 0.0700000 [W/m-C]	K _{trans} = 0.05083 [W/m-C]	μ = 0.00001758 [kg/m-s]
m _{agua} = 15.10466 [kg]	m _{ars} = 0.4559 [kg]	v = 0.00001491 [m ² /s]	Nusselt _{int} = 78.31	Pr = 0.72
prof = 0.608 [m]	prof _{int} = 0.5766 [m]	P _{air} = 94500 [Pa]	Q₁₂₃ = 30.75 [W]	Q₄ = 6.171 [W]
Q₅ = 3.003 [W]	Q₆ = 3.189 [W]	Q_{agua} = 49.73 [W]	Q_{air} = 0.2477 [W]	Q_{aire} = 0.2572 [W]
Q_{carpa} = 93.0877 [W]	Q_{parades} = 43.112 [W]	Q_{vacio} = 43.369 [W]	Re _{pt} = 3.104E+08	ρ _{agua} = 997.6 [kg/m ³]
ρ _{are} = 1.112 [kg/m ³]	ρ _{air,int} = 1.179 [kg/m ³]	R ₁₂₃ = 0.5529 [C/W]	R ₄ = 2.755 [C/W]	R ₅ = 5.661 [C/W]
R ₆ = 5.33 [C/W]	R _{comp} = 0.2750 [C/W]	R _{ext,hi} = 1.074 [C/W]	R _{ext,hs} = 2.04 [C/W]	R _{ext,p} = 0.389 [C/W]
R _{ext,v} = 0.13346 [C/W]	R _{hor} = 2.914 [C/W]	R _{int,hi} = 1.342 [C/W]	R _{int,hs} = 0.7065 [C/W]	R _{int,p} = 0.6306 [C/W]
R _{int,v} = 0.2485 [C/W]	R _{indf} = 0.4514 [C/W]	R _{post} = 1.735 [C/W]	R _{items} = 0.1709 [C/W]	seg = 21600 [s]
T _{amb} = 23 [C]	T _{evap} = -14 [C]	T _{int} = 6 [C]	T _{int} = 9.2 [C]	T _{sup,h} = 22.4 [C]
T _{sup,v} = 11.73 [C]	V _{agua} = 0.01514 [m ³]	V _{air} = 0.3949 [m ³]	V _{are} = 0.4100491 [m ³]	

No unit problems were detected

Calculation time = .0 sec.

Anexo 2: Experimento de validación de PIV

Como complemento a esta tesis, y para validar el uso del PIV en gases, se realizó una prueba de validación de datos utilizando el túnel de aire de la norma ANSI/ASHRAE 41.2 1987.

La prueba no fue concluida con éxito debido a la diferencia entre los parámetros de tiempo requeridos para convección libre y forzada. La calibración de dichos parámetros se debe realizar tomando como con base datos de experimentos similares o a prueba y error, método que no garantiza el buen funcionamiento de los mismos.

El túnel de aire para la norma de medición es un ducto cuadrado horizontal de 15.7 cm de cada lado. Debido a que la cámara y el láser del PIV deben formar un ángulo de 90° entre sí se ubicó el láser en la parte inferior del túnel con proyección del haz de luz hacia arriba (ver Figura A.1).



Figura IX.IX.1 Ubicación inferior del láser.

La cámara se colocó en una cara lateral del túnel, a 90° del láser (ver Figura A.2). En la misma figura se aprecia un conjunto de popotes para homogenizar el flujo de aire y humo, logrando esto solo un trayecto muy pequeño.



Figura IX.2. Ubicación de la cámara en experimentación

El generador de humo tiene una salida con aérea transversal muy pequeña, por lo que fue necesario utilizar un difusor (ver Figura A.3) con una entrada de aproximadamente $\frac{1}{2}$ de pulgada y con múltiples salidas más pequeñas.



Figura IX.3. Difusor de humo con múltiples salidas pequeñas.

Este difusor no logró proporcionar un flujo de humo laminar ni uniforme, y la implementación de popotes a la entrada del túnel ayudó un poco en la correcta distribución del humo, pero los parámetros de tiempo utilizados no fueron los adecuados.

Debido a que no se encontraron los parámetros correctos para el caso de flujo de aire para convección forzada se utilizaron los mismos que ara convección libre, lo que dio como resultado una pobre localización de partículas seguidoras dentro del área de estudio. La

Figura A.4. muestra una imagen del flujo analizado, así como los vectores obtenidos que no corresponden con el movimiento del humo.

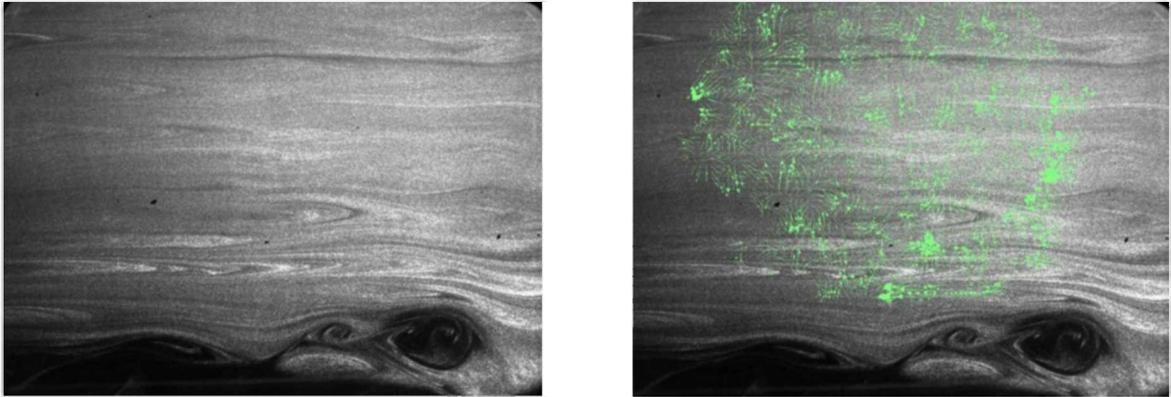


Figura IX.4. Fotografías de flujo de aire y vectores procesados en el túnel de aire.

Para llevar a cabo este experimento en forma satisfactoria es necesario hacer algunas modificaciones, las cuáles se mencionan a continuación.

- Determinar los parámetros de tiempo adecuados para convección forzada de aire.
- Modificar el método de inyección de partículas, cambiar de aditamento en lugar del dispersor.
- Para el analizar el flujo de aire en convección natural es necesario utilizar partículas más pequeñas que para convección forzada (Melling, 1997). Así que es probable que se pueda utilizar otro tipo de partículas para facilitar el seguimiento en el caso de convección forzada.

Anexo 3. Guía rápida de uso para PIV

Esta guía describe de forma rápida los principales pasos para la captura de imágenes y el procesamiento de las mismas utilizando la *Velocimetría de Imagen de Partícula* o *Particle Image Velocimetry (PIV)*, esto con la finalidad de apoyar el trabajo futuro que se realice con este equipo.

Preparación del experimento:

Antes de comenzar la toma de fotografías se deben distribuir los instrumentos del PIV en un lugar adecuado para que funcionen correctamente. También se deben considerar las partículas seguidoras a utilizar con base en el tipo de flujo.

1. Configuración del experimento

El primer paso es distribuir el experimento de tal forma que sea flexible para la correcta ubicación de la cámara y del láser. Deben colocarse a 90° uno con respecto del otro y tratar de tener suficiente espacio para el montaje de los instrumentos.

Según la experiencia personal se recomienda colocar la salida del láser aproximadamente a 73 cm de la línea central del lente de la cámara, esto con la finalidad de no saturar la imagen de luz, pero que exista suficiente iluminación.

En teoría el láser y la cámara deben estar ubicados a la misma altura desde el suelo, pero en la práctica es conveniente colocar el láser alrededor de 8 cm debajo del nivel de la cámara, manteniendo la distancia de 73 cm entre ellos. Estas condiciones pueden variar dependiendo del estado del láser, del tamaño de la partícula, del reflejo de los materiales que rodean la zona de medición.

2. Selección de área de estudio

Se debe tomar en cuenta que el área que cubre la cámara es muy pequeña, y depende de la distancia entre el lente de la cámara y el plano de luz que proyecta el láser. Si el área de estudio es muy grande tal vez sea necesario dividir el área total en zonas pequeñas, pero se debe tener cuidado en no basarse únicamente en el tamaño del área de la cámara, sino también en el área de iluminación del láser.

Para obtener el máximo contraste entre las partículas utilizadas en la visualización y los alrededores se recomienda utilizar el color negro como fondo en la toma de fotografías. Además esto ayuda a eliminar el efecto negativo que tiene el exceso de reflejo en la saturación de las imágenes.

3. Selección de partículas seguidoras de trayectoria

Se debe escoger el tamaño de la partícula adecuado para el movimiento del fluido, así como en el valor de densidad. Se recomienda que los valores de la densidad de las partículas seguidoras sean parecidos a la densidad del fluido a estudiar (Melling, 1994).

Para el proceso de selección es necesario investigar los tipos de elementos que se han utilizado anteriormente en el mismo fluido o en los mismos valores de velocidad. También es necesario realizar pruebas experimentales previas para determinar si la partícula se puede visualizar con la cámara y el láser. TSI recomienda que el diámetro de la partícula sea de al menos 3 píxeles, y a equivalencia de los píxeles dependen de la distancia del plano analizado y la cámara.

El artículo mencionado en la referencia 14 (Melling, 1997) presenta un estudio sobre las partículas utilizadas en trabajos previos en PIV. Particularmente se comprobó que el humo de aceite es útil en convección natural, pero en convección forzada tal vez sean necesarias partículas con mayor peso.

Toma de fotografías:

Una vez que se tiene la configuración del experimento, así como todos los elementos del PIV conectados y encendidos de acuerdo con las instrucciones del proveedor (ver carpeta gris con las imágenes de las conexiones) se procede a la apertura del software INSIGHT 3G desde el ícono correspondiente en el escritorio de la computadora.

Para poder activar el láser desde la computadora es necesario que éste se encuentre en el modo de operación *External Trigger*. Primero se enciende switch del láser desde que se encuentra en la parte posterior de la fuente y se enciende el switch de llave que se encuentra en la parte frontal del panel de control de la fuente del láser. Se presiona el botón *Start*, y tanto la opción *Flashlamp* como *Q-SW* deben de tener activa la luz de la opción *Ext*. El nivel de energía debe estar en *High* y se deben presionar los botones *Fire* para *Laser 1* y *Laser 2*, usando los lentes de seguridad, ya que se podría activar el láser de forma inesperada.

Se debe escoger el directorio en el que se almacenarán todas las fotografías y análisis obtenidos para la experimentación. Se presiona el botón *New Run* y se le asigna un nombre a la corrida, y todas las fotografías que se tomen y los cambios que se realicen en la configuración se guardarán en este directorio.

El proceso de captura de fotografías incluye la determinación de los parámetros de tiempo, la determinación de la apertura de la cámara, la calibración de la escala de conversión de pixeles a milímetros, el enfoque de la cámara en las partículas seguidoras y la captura de imágenes para su análisis.

1. Determinación de parámetros de tiempo

Este es un paso clave en la obtención de imágenes adecuadas para su estudio en PIV y toma mucho tiempo. De acuerdo con el proveedor es muy fácil calcular los parámetros de tiempo si se parte de los valores estándar y solo se modifica el término Delta T, sin embargo

determinar este término no es sencillo, y además se deben actualizar otros parámetros de tiempo.

El término Delta T corresponde al tiempo de separación entre los dos pulsos del láser y su valor dependerá de la velocidad del fluido que se quiere analizar. Si las velocidades del fluido son lentas el Delta T deben tener un valor grande y si el flujo estudiado es rápido entonces el valor de éste término debe ser menor.

Para conocer mayores detalles acerca de todos los parámetros de tiempo se puede recurrir a la guía de usuario *INSIGHT 3G, Data Acquisitor, Analysis and Display Software*.

Los parámetros estándar proporcionados por el proveedor se presentan en la Figura 9.5. Para tener acceso a este diagrama se necesita escoger la sección *Capture* y presionar el botón *Capture Timing Setup*.

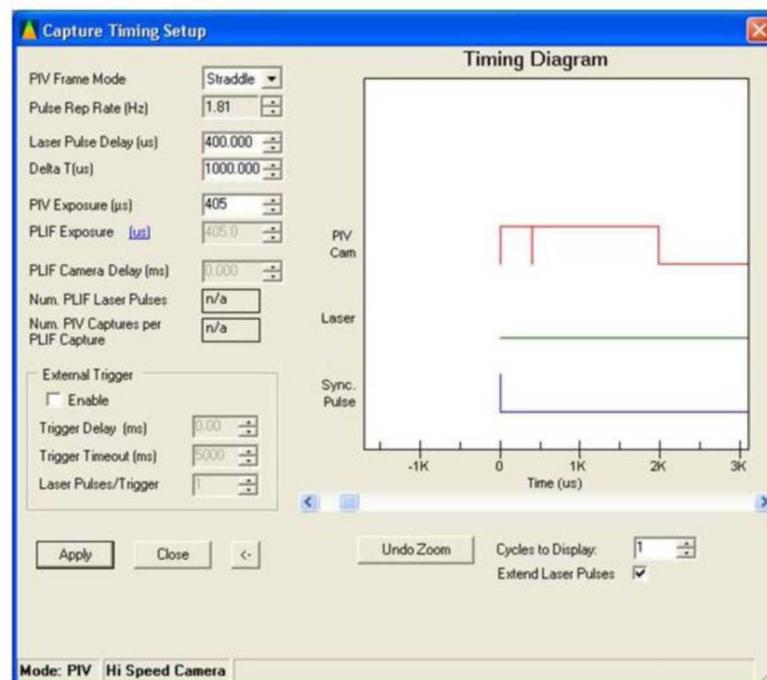


Figura IX.5. Parámetros de tiempo recomendados por el proveedor.

Sin embargo para el caso particular del estudio de aire en convección natural los parámetros de tiempo que funcionaron de forma adecuada se presentan en la Figura 9.6.

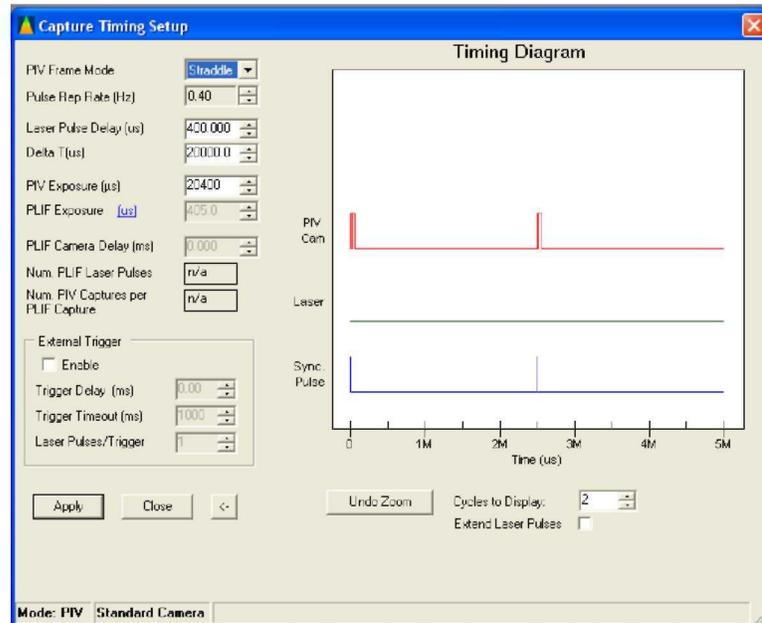


Figura IX.6. Parámetros de tiempo utilizados en la convección natural de aire.

Estos datos se determinaron en forma empírica y se probaron experimentalmente con humo de aceite en contenedores de acrílico más pequeños antes de realizar el análisis en la geometría de la cavidad refrigerada.

2. Apertura de la cámara

El siguiente paso es determinar la apertura adecuada de la cámara. Para esto es necesario ubicarse en la opción *Capture*, y escoger:

Exposure: *Free*

Capture: *Continous*

Presionar: *Capture*

Con estas opciones es posible obtener una serie continua de imágenes, lo que resulta útil en la ubicación de la cámara con respecto a la configuración del experimento.

Primero se debe escoger la máxima apertura del lente que corresponde al número $f/2.8$ o $f/1.8$, según sea el lente que se utilice. Con la luz ambiente encendida se observan las tomas continuas obtenidas con la apertura máxima, y si se presentan puntos de saturación en color rosa fuerte o magenta se debe disminuir el nivel de la apertura de la cámara (aumentando el número a 4, ver Figura 9.7). Así se reduce en forma paulatina el nivel de apertura del lente hasta que se eliminen los puntos de saturación.



Figura IX.7. Apertura y enfoque de la cámara.

3. Calibración

Una vez que se han dispuesto todos los componentes para la experimentación es necesario tomar una fotografía de calibración. Con esta imagen el software, al momento de procesar las fotografías, puede convertir los pixeles/segundo en m/s.

Esta fotografía se puede tomar antes o después de las mediciones con las partículas trazadoras, pero se debe utilizar durante el procesamiento. Se debe cuidar que el plano en donde se ubique el objeto de medición sea el mismo que se iluminará con el láser, además la apertura del lente de la cámara debe corresponder con la apertura utilizada durante las fotografías tomadas en la experimentación. A continuación se describen los pasos necesarios para realizar la calibración.

- a) Se debe tomar una regla o algún otro objeto de tamaño conocido y colocarla en el plano paralelo a la ubicación del lente de la cámara donde se desea realizar el análisis.

- b) Se debe enfocar el lente de la cámara para el plano donde se ubica el objeto de medición, utilizando la rosca correspondiente (ver Figura 9.7). Se debe obtener una imagen clara y definida, sin que los valores indicado en la regla se vean borrosos.
- c) Una vez que se ha enfocado la imagen se debe terminar con el modo de operación continua, presionando el botón *Stop* y cambiarlo por el modo de operación *Single* y *Free*. La Figura 9.8 muestra una imagen de calibración obtenida con una regla común.



Figura IX.8. Imagen obtenida para calibración de la escala de velocidades.

- d) Guardar la imagen obtenida presionando la opción *Save RAM Images*.
- e) En el menú *Tools* seleccionar la opción *Spatial Calibration*. Se despliega la ventana mostrada en la Figura 9.9.

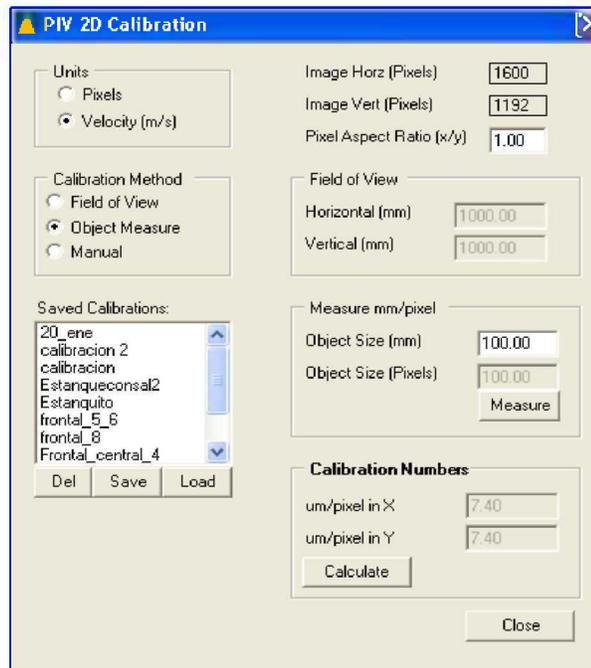


Figura IX.9. Ventana de calibración.

- f) En esta ventana se selecciona la opción de unidades en m/s y como método de calibración se elige *By measure Object*.
- g) Del lado derecho de la ventana se presiona el botón *Measure*. Se selecciona un punto de la imagen y se arrastra hasta el segundo punto.
- h) Se introduce en el campo *Object Size* la distancia conocida entre estos dos puntos.
- i) Se presiona el botón *Calculate*, obteniendo la equivalencia entre μm y pixeles.
- j) Una vez que calcula la equivalencia de los pixeles en μm se guarda esta calibración con un nombre conocido. Esta calibración se utilizará posteriormente en el paso de procesamiento.

4. Enfoque de la cámara en partículas seguidoras

El nivel de enfoque encontrado en el paso de calibración puede ser utilizado como punto de partida para el enfoque. Este procedimiento debe ser realizado con las luces del ambiente apagadas y el láser ya debe estar encendido y sincronizado con la cámara, así que también se deben usar los lentes de seguridad.

a) Seleccionar la pestaña *Capture*, en donde se seleccionaran los modos de operación:

Exposure: *Synchronizer*

Capture: *Continuous*

Presionar: *Capture*

Se recomienda utilizar inicialmente un nivel de energía bajo, y si no existe suficiente iluminación de partículas se puede aumentar el nivel de energía.

b) Se obtendrán imágenes del área a estudiar con las partículas trazadoras. Estas pueden lucir fuera de foco, como las que se muestran en la Figura 9.10. Esta imagen fue tomada con un nivel de energía medio y aún así no se logran distinguir las partículas del humo.

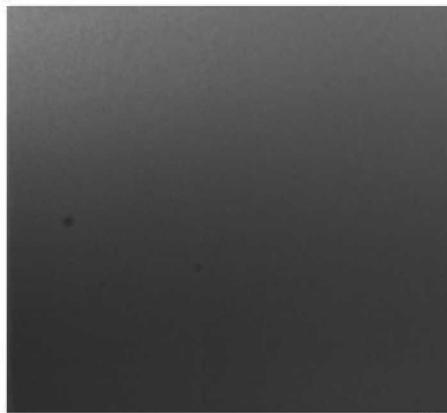


Figura IX.10. Fotografía con lente fuera de foco.

a) Se debe interrumpir la captura continua de imágenes presionando el botón *Stop* para enfocar el lente de la cámara en forma manual como se hizo en la sección de calibración (ver Figura 9.7).

b) Este proceso se repite hasta que se logre obtener imágenes con partículas bien definidas. La Figura 9.11 muestra una foto obtenida con el enfoque correspondiente al caso de estudio de convección natural con humo de aceite, mientras que la Figura 9.12 presenta una foto proporcionada por el proveedor para referencia.

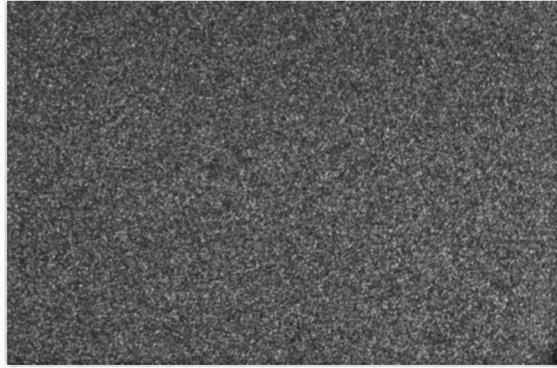


Figura IX.11. Foto con enfoque en partículas de humo.

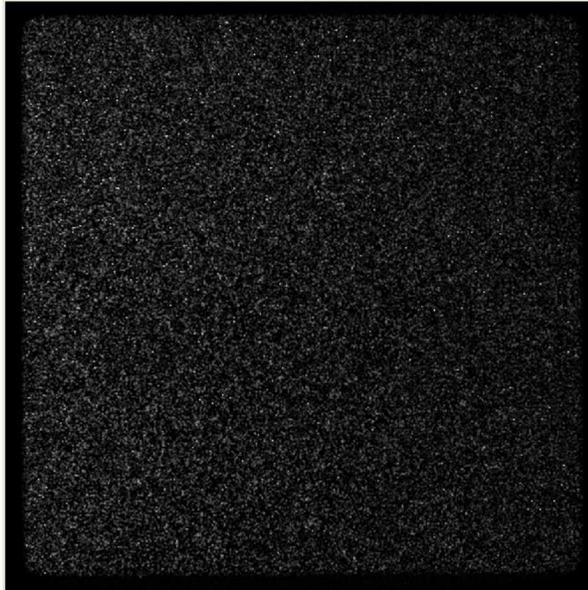


Figura IX.12. Imagen muestra de partículas enfocadas, tomada de *How to Acquire Great PIV Data*.

5. Toma de fotografías de experimentación

Una vez que se ha enfocado la cámara se procede a la captura de fotografías para la experimentación, para lo cual se debe ubicar en la pestaña *Capture*, y seleccionar el modo de operación:

Exposure: *Synchronizer*

Capture: *Single* o *Sequence*

Presionar: *Capture*

La opción *Single* obtiene una sola fotografía compuesta por dos cuadros, mientras que la opción *Sequence* toma una serie de 5 fotografías. En el caso de la opción *Sequence* y *Continous*, además de presionar en una ocasión el botón *Stop* se debe dar doble click al botón *Laser Off*. Una vez que se han tomado las fotografías de deben guardar en la opción *Save RAM Images*.

Si el área a estudiar se hubiera dividido en zonas más pequeñas y se tuviera que cambiar la ubicación de la cámara es probable que el láser también se tenga que mover de lugar. Por este motivo se debe comprobar que el enfoque no se modifique y que siga siendo útil para la nueva región de estudio. En caso que éste ya no funcione se tendría que repetir el paso número 4 correspondiente al enfoque del lente de la cámara en las partículas seguidoras.

Procesamiento de imágenes

Una vez que se han tomado las fotografías se deben procesar para obtener los vectores de velocidad. Existen varios métodos de procesamiento y éstos cuentan con varias opciones. Esta guía rápida presenta dos métodos: PIV y PTV. Ambos métodos se utilizaron con los valores estándar, ya que al modificar las opciones no hubo mejora en el procesamiento de imágenes. Para mayor referencia sobre los métodos de mejora de fotografías se puede consultar la guía de usuario *INSIGHT 3G, Data Acquisitor, Analysis and Display Software*.

a) Método Particle Image Velocimetry (PIV)

El método PIV divide el área de captura en pequeñas zonas y detecta las partículas presentes dentro de ésta. En el segundo cuadro de la fotografía, por medio del cual se determina el desplazamiento de la región, se detecta ese conjunto de partículas y se obtiene un vector promedio de desplazamiento.

Este procedimiento es rápido, y se obtienen muy buenos resultados siempre y cuando la densidad de las partículas sea alta o cuando exista una tendencia muy marcada en el comportamiento del fluido. Sin embargo cuando las partículas son muy escasas los

resultados no son claros y en zonas con alto nivel de energía los vectores resultan sin ninguna tendencia.

La Figura 9.13 muestra la fotografía de una zona con una tendencia marcada de circulación y con una densidad alta de partículas seguidoras procesada con el método PIV.

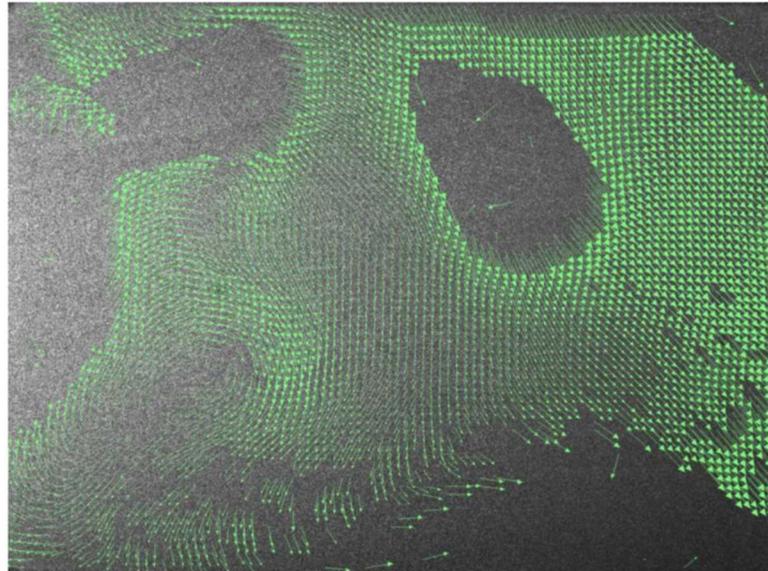


Figura IX.13. Imagen procesada con método PIV.

b) Método Particle Tracking Velocimetry (PTV)

Este método es más preciso que el PIV debido a que rastrea las partículas tanto en el primer cuadro como en el segundo y obtiene el vector de desplazamiento de cada una de ellas. El costo de procesamiento es mucho mayor que el método de PIV, pero se obtiene como resultado una mayor cantidad de vectores, y su trayectoria no es tan uniforme, sino más real.

La Figura 9.14 muestra la misma fotografía que la Figura 9.13, pero los vectores fueron obtenidos por la técnica PTV.

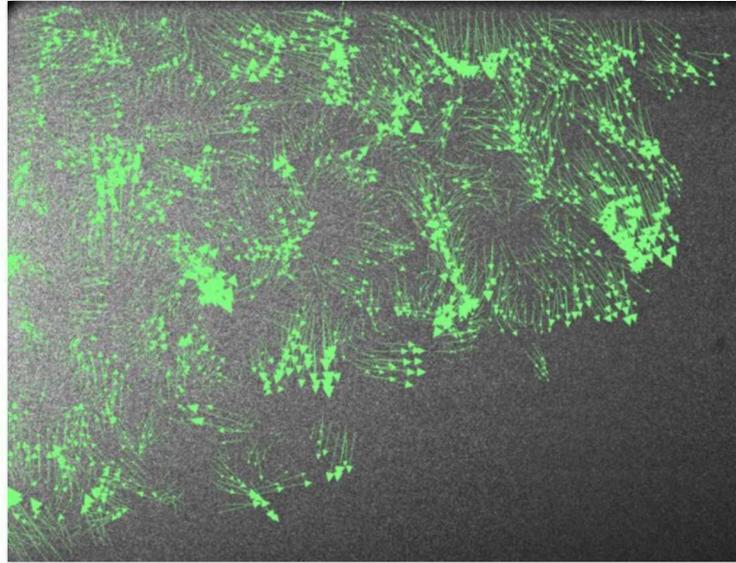


Figura IX.14. Imagen procesada con el método PTV.

Los pasos que se debe seguir para realizar el procesamiento tanto de PIV como PTV se presentan a continuación:

1. Seleccionar y abrir la imagen o conjunto de imágenes a procesar (en caso que se haya utilizado la opción de *Sequence*) desde la carpeta *Raw Data*, ubicada dentro de la corrida utilizada del *Exp Tree*.
2. En caso de ser necesario se aplica un *Condition Setup* para mejorar la calidad de las imágenes. En el caso de estudio del presente trabajo se configuró el experimento de tall forma que no fueran necesario utilizar estas condiciones.
3. Presionar el botón *Process Setup* y seleccionar de la lista desplegada el tipo de procesamiento, ya sea PIV o PTV. También se pueden crear nuevos procesamientos en caso que se requiera aplicar para varias fotografías la misma configuración.
4. Después de elegir o crear un tipo de procesamiento se presiona el botón *Processor Settings*, donde se despliegan las características del procesamiento ya sea de la opción PIV o PTV.
5. En la sección *Calibration* hay dos cámaras en 2D. En ambos espacios se selecciona la fotografía de calibración tomada con las mismas características que la de la experimentación. Se presiona *OK* y *Close*.

6. Se presiona el botón *Start Process* y se espera hasta obtener los vectores de velocidad.
7. En la barra de herramientas ubicada en la parte superior de la pantalla se selecciona el botón *Tecplot*.
8. La última acción nos enlaza al programa *Tecplot* donde se proporcionan las dimensiones de los vectores en metros por segundo de acuerdo a su ubicación.
9. En este programa se puede editar el gráfico. Por ejemplo, en la pestaña *Color* se puede elegir la opción *White Background*, y en la pestaña *Arrow* se puede modificar el tamaño de la flecha.
10. Otra opción útil para facilitar la lectura de los datos se obtiene al presionar el botón *Zone Style*. Se despliega un menú con varias pestañas, y al abrir la opción *Points* se selecciona el botón *Index Skip* y *Enter Skip*. Al aumentar los valores en *I-Skip* y *J-Skip* se pueden eliminar los vectores mostrados en la gráfica.
11. Finalmente se puede exportar el archivo como imagen para incluirla en algún reporte. Para esto solo se presiona el menú *File, Export* y se selecciona el directorio en donde se quiere guardar la imagen.

Esta guía incluye los pasos generales seguidos para la realización de los experimentos en el refrigerador prototipo, así como algunos consejos que se obtuvieron en forma empírica. Se recomienda consultar las Guías Rápidas proporcionadas por TSI que se encuentran de forma electrónica, así como los manuales impresos disponibles en el Laboratorio de Termofluidos.

El proveedor también proporciona soporte técnico con una respuesta rápida, los correos electrónicos a los que se pueden dirigir son:

- dan.troolin@tsi.com
- fluid@tsi.com
- matt.stegmeir@tsi.com