



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MECÁNICA – TERMOFLUIDOS

Estudio del efecto de la formación de escarcha en
la transferencia de calor en banco de tubos

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:

HUGO GUADALUPE RAMÍREZ HERNÁNDEZ

TUTORES PRINCIPALES:

Dr. Francisco Javier Solorio Ordaz

Facultad de Ingeniería

Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, UANL.

COMITÉ TUTOR :

Dr. Federico Méndez Lavielle

Facultad de Ingeniería

Dr. José Roberto Zenit Camacho

Instituto de Investigaciones en Materiales

Ciudad Universitaria. Cd. Mx. Noviembre 2019



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: DR. FEDERICO MÉNDEZ LAVIELLE

Secretario: DR. GABRIEL ASCANIO GASCA

Vocal: DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ

1^{er.} Suplente: DR. FAUSTO ALEJANDRO SÁNCHEZ CRUZ

2^{do.} Suplente: DR. WILLIAM VICENTE Y RODRÍGUEZ

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: ANEXO, FACULTAD DE INGENIERÍA

TUTORES DE TESIS:

DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ

DR. FAUSTO ALEJANDRO SÁNCHEZ CRUZ

FIRMA

FIRMA

A mis Padres

Hugo Guadalupe Ramírez Mendoza

Hermelinda Hernández Lara

Reconocimientos

Quisiera aprovechar este espacio para agradecer enormemente el apoyo y cariño incondicional de mis padres Hugo Guadalupe Ramírez Mendoza y Hermelinda Hernández Lara, sin ustedes presentes en todo momento jamás hubiera llegado tan lejos. Muchas gracias. Los Amo.

A mis hermanos Héctor Ramírez, Hernán Ramírez y Miguel Ramírez que han sido excelentes compañeros de vida y siempre estar dispuestos a apoyarme.

A mis abuelos Leonardo Hernandez, Hipólita Lara, Guadalupe Ramírez y Gloria Mendoza, por todo su amor y cariño durante todos estos años. A Luz Benita Hernández por todo su cariño y apoyo incondicional en diferentes momentos de mi vida.

A Ángel Ramírez Mendoza por su apoyo en los momentos difíciles. A Angélica Ramírez y Linda Ramírez mis casi hermanas que igualmente me han acompañado en el camino recorrido.

Muy especialmente a Alejandra Mirell Reyes Puente que en el momento oportuno apareció en mi vida y que indudablemente ha sido el motor de los esfuerzos finales para terminar esta etapa de mi vida profesional.

A mis amigos Juan A. Guerrero, César Soltero, Yuridia Vázquez, Linda Frías, Devanny Moreno, Adolfo Lecona, Andrés Patiño, Rubén Leal, Benjamín Zamudio, Eliud Soto. Por su amistad incondicional y por los grandes momentos que hemos vivido juntos.

A Guillermo Rubio por su apoyo en el desarrollo de un código computacional de análisis de imagen, fundamental para el desarrollo de la presente investigación.

A mis profesores Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz, por toda su guía durante esta investigación y sobretodo por su amistad. Al Dr. Francisco Javier Solorio Ordaz por su tutoría durante el desarrollo de la investigación y por todo su apoyo en temas administrativos en el posgrado. Al Dr. Federico Méndez Lavielle y al Dr. Roberto Zenit Camacho por sus asesorías y recomendaciones durante todo el avance de la investigación. Al Dr. Gabriel Ascanio Gasca y al Dr. William Vicente y Rodríguez por sus revisiones exhaustivas del documento de tesis. Al Dr. Alejandro Ramírez Reivich por todo su apoyo para realizar los trámites en el posgrado.

A los profesores de la FIME que me han ayudado a crecer en la institución, especialmente al Dr. Simon Martínez Martínez que me ha permitido ser parte del Grupo en Energías Térmica y Renovable y que gracias a este grupo he crecido muchísimo como profesional. Al M.C Miguel García Yera por toda su guía durante mi estancia como profesor de la FIME. A mis compañeros del G.E.T.R Oscar de la Garza, Santos Méndez, Arturo Morales, Daniel de la Rosa, Luis Rúa, Max Salvador y Héctor García

A la Universidad Nacional Autónoma de México, por permitirme estudiar el doctorado en tan prestigiada institución, estaré siempre agradecido. A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León por permitirme

impartir clases en sus programas educativos y por dar todas las facilidades para el desarrollo de la presente investigación.

Al CONACyT por el apoyo económico, gracias al programa de becas nacionales, y otorgarme la beca con número 288282. Además del apoyo económico gracias a los proyectos de investigación con números 221993 y 293784

A la empresa Whirlpool de México y al Dr. Rodrigo Salgado por la donación de un túnel de viento, elemento importante para el desarrollo de la presente investigación.

Índice general

Índice de figuras	XII
Índice de tablas	XIX
1. Introducción	3
1.1. Motivación	3
1.2. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor	6
1.3. Formación de escarcha en evaporadores.	9
1.4. Aspectos fenomenológicos	11
1.4.1. Etapas del crecimiento de la escarcha	12
1.4.2. Clasificación de los tipos de crecimiento de escarcha	17
1.5. Propiedades de la escarcha	22
1.5.1. Densidad	23
1.5.2. Conductividad térmica	30
1.5.3. Espesor de la escarcha	36
1.5.4. Coeficiente de transferencia de calor y Número de Nusselt	38

1.6. Objetivo General de la presente investigación	41
1.6.1. Objetivos específicos	41
2. Discusión de los métodos experimentales y numéricos	43
2.1. Estudios experimentales	45
2.2. Modelado analítico y computacional	53
2.2.1. Análisis de sistemas concentrados y análisis integrales	54
2.2.2. Análisis diferenciales	56
3. Instalación experimental	66
3.1. Sistema de control y de adquisición de datos	70
3.2. Banco de tubos	74
3.2.1. Uniformidad de la temperatura de la superficie	77
4. Metodología	81
4.1. Transferencia de Calor	82
4.2. Transferencia de masa en la capa de la escarcha	83
4.3. Densidad de la escarcha	84
4.4. Medición del crecimiento de escarcha	85
4.5. Algoritmo de análisis de imagen desarrollado	85
4.5.1. Detección de la geometría de referencia	88
4.5.2. Preprocesamiento de imágenes con escarcha	91
4.5.3. Detección de contorno de escarcha y medición del crecimiento	93
4.6. Validación del algoritmo desarrollado	100

4.7. Aplicación de la metodología de medición del crecimiento de la escarcha.	101
4.8. Matriz de Experimentos	102
5. Resultados	104
5.1. Patrones de crecimiento	104
5.1.1. Transferencia de calor	111
5.1.2. Tasa de deposición de escarcha	114
5.1.3. Densidad de la escarcha	115
6. Conclusiones	118
6.1. Trabajos futuros	119
A. Detalles de la instalación experimental	121
A.0.1. Temperatura en el intercambiador a prueba.	121
A.0.2. Humedad relativa.	121
A.0.3. Caudal de refrigerante.	123
A.0.4. Velocidad de aire.	126
A.0.5. Temperatura de refrigerante	126
A.0.6. Temperatura de bulbo seco del aire húmedo	127
A.1. Controlador principal	127
A.1.1. Tarjetas NI-9214	129
A.1.2. Tarjetas NI-9217	129
A.1.3. Tarjetas NI-9201	131
A.1.4. Tarjetas NI-9208	131

A.1.5. Tarjetas NI-9263	132
A.1.6. Tarjetas NI-9265	132
A.1.7. Tarjetas NI-9472	133
A.2. Fundamentos teóricos en los que se basa el diseño.	133
A.2.1. Sistema de control de temperatura del refrigerante	135
A.2.2. Sistema de control de temperatura de corriente de aire	136
A.2.3. Sistema de control de velocidad del aire	138
B. Análisis de incertidumbre	142
B.0.1. Incertidumbre para el producto de funciones	142
B.0.2. Incertidumbre en funciones aditivas	143
B.0.3. Ejemplo 01: Incertidumbre de la medida de la resistencia de un conductor eléctrico de cobre	144
B.0.4. Cálculo de la incertidumbre de la medida de la transferencia de calor del banco de tubos	145
B.0.5. Incertidumbres de los instrumentos	145
B.0.5.1. RTDs	145
B.0.5.2. Caudalímetro	146
B.0.5.3. Propiedades	146
B.0.6. Cálculo de la incertidumbre de la medida de la transferencia de calor por tubo	147
B.0.6.1. Incertidumbres de los instrumentos	148

B.0.7. Caudalímetro	148
B.1. Temperatura y Humedad del Aire	148
B.1.1. Temperatura del aire	148
B.2. Humedad Relativa	149
Referencias	150

Índice de figuras

1.1. Consumo de energía en el mundo durante los últimos 10 años.	4
1.2. Consumo de energía en México durante los últimos 10 años.	5
1.3. Esquema simple de un sistema de refrigeración.	7
1.4. Factores que afectan las propiedades de la escarcha.	10
1.5. Crecimiento de escarcha en el evaporador.	11
1.6. Periodos de crecimiento de la escarcha. Adaptado de (5)	12
1.7. Periodos de crecimiento de la escarcha.	14
1.8. Etapas del crecimiento de la escarcha, $U = 4.0$ m/s , $w_\infty = 0.0075$ kg/kg', $T_s = -12.4$ °C)(12)	15
1.9. Evidencia del crecimiento de la escarcha. a) Crecimiento de la escarcha cuando $U = 2.5$ m/s, $T_{air} = 26.5^\circ\text{C}$, $\phi = 41\%$, y $T_w = -7.2^\circ\text{C}$. b) Cre- cimiento de la escarcha cuando $U = 6.0$ m/s, $T_{air} = 27.3^\circ\text{C}$, $\phi = 44\%$, and $T_w = -10.2^\circ\text{C}$. c) Efecto de la velocidad de la velocidad del aire en el espesor de escarcha cuando $U = 10.0$ m/s, $T_{air} = 27.1^\circ\text{C}$, $\phi = 71\%$, y $T_w = -5.1^\circ\text{C}$. (13)	18

1.10. Clasificación de los tipos de formación de escarcha. (12)	19
1.11. Plano $\Delta C - t_s$.(12)	20
1.12. Densidad de la escarcha en función de la Temperatura.(18)	27
1.13. Densidad de la escarcha en función de la Velocidad.(18).	28
1.14. Densidad de la escarcha en función de la Humedad Relativa. (18).	28
2.1. a) Instalación experimental y b) fotografías obtenidas durante la experimentación realizada por Y.Hayashi <i>et al.</i> (12).	44
2.2. a) Instalación experimental empleada por Deniz Seker <i>et al.</i> para sus experimentos en un intercambiador de tubo y aleta, (49).	46
2.3. Instalación experimental empleada por Nascimento <i>et al.</i> para sus experimentos, (51).	48
2.4. a) Instalación experimental y b) detalles de las mediciones realizadas por Shinhyuk Yoon <i>et al.</i> (50).	49
2.5. a) Instalación experimental y b) detalles de las mediciones realizadas por Jung-Soo Kim <i>et al.</i> (61).	51
2.6. a) Instalación experimental y b) detalles del tubo utilizado durante los experimentos realizados Ali R. Tahavvor y Mahomood Yaghoubi (62).	52
2.7. Modelado del crecimiento de la estacha. Caso 01. (73).	57
2.8. Modelado del crecimiento de la estacha. Caso 02. (74).	57
2.9. Modelado del crecimiento de la estacha. Caso 03. (34).	58
2.10. Esquema general del modelo físico solucionado numéricamente por K.A.R. Ismail <i>et al.</i> (77).	63

2.11. Esquema general del modelo físico solucionado numéricamente por K.A.R. Ismail <i>et al.</i> (78).	64
3.1. Modelo tridimensional del calorímetro tipo túnel de viento.	67
3.2. Fotografía del calorímetro tipo túnel de viento utilizado durante la investigación.	68
3.3. Esquema del calorímetro tipo túnel de viento.	69
3.4. Variables por controlar y registrar en el calorímetro tipo túnel de viento.	70
3.5. Esquema del sistema de control y de adquisición de datos CompactRIO NI-9024 y sus módulos.	72
3.6. Esquema de la instalación experimental para el estudio.	73
3.7. Modelo tridimensional del banco de tubos fabricado en cobre.	75
3.8. Modelo tridimensional del circuito hidráulico.	75
3.9. Modelo tridimensional del tunel.	76
3.10. Esquema del banco de tubos y nomenclatura.	77
3.11. Esquema de un tubo con formación de escarcha y sistema de coordenado empleado.	78
3.12. a) Temperatura superficial de cuatro tubos en función de su longitud, y b) imagen termográfica de 4 de los tubos.	79
4.1. Diagrama de flujo del código desarrollado para medir el perfil de crecimiento de la escarcha.	86

4.2. Sectores de 5° de amplitud cada uno en los que se dividen las imágenes para su análisis.	87
4.3. Procesamiento de imagen de referencia sin escarcha, a) Imagen original (RGB), b) Imagen en escala de grises, c) Imagen binarizada con umbral calculado por método de Otsu, d) Eliminación de huecos.	90
4.4. Imagen del tubo sin escarcha y geometría de referencia calculada	91
4.5. Preprocesamiento de imagen con escarcha. a) Imagen con escarcha original (RGB), b) Imagen con escarcha en escala de grises, c) Resultado de eliminación de tubo (luminosidad x5), d) Resultado de eliminación del fondo (luminosidad x5).	92
4.6. Aumento de contraste. a) Resultado de la eliminación del fondo (luminosidad x1), b) Resultado de aumento de contraste (luminosidad x1). . .	93
4.7. Segmentos de división y perfiles de análisis de luminosidad.	94
4.8. Perfiles de luminosidad a lo largo de distintas líneas de análisis. a) Perfil de luminosidad de segmento $15^\circ - 20^\circ$, b) Perfil de luminosidad de segmento $225^\circ - 230^\circ$	95
4.9. Resultados del filtro aplicado al perfil de luminosidad	96
4.10. Derivada de los perfiles de luminosidad a lo largo de distintas líneas de análisis	97
4.11. Umbral de luminosidad calculado para distintas líneas de análisis	98
4.12. Resultados de la binarización con el umbral calculado	99
4.13. Contorno de la escarcha detectada y medición de su grosor	99

4.14. Resultados de validación del algoritmo propuesto	100
4.15. Resultados de validación del algoritmo propuesto	102
5.1. Patrón del crecimiento de la capa de escarcha para la fila 1 y para el Experimento 03. $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 866$. a) T1A, b) T1B, c) T1C , d) T1D.	106
5.2. Perfil del crecimiento de la escarcha para la fila 1 y para el Experimento 03. $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 866$. a) T1A, b) T1B, c) T1C , d) T1D.	107
5.3. Patrón del crecimiento de la escarcha para la hilera 1. Experimento 09. $T_s = -8^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 1719$. a) T1A, b) T1B, c) T1C , d) T1D.	108
5.4. Perfil de crecimiento de escarcha para la hilera 1 y para el Experimento 09. $T_s = -8^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 1719$. a) T1A, b) T1B, c) T1C , d) T1D.	109
5.5. Desplazamiento relativo del centroide para los Experimento 03 y Experi- mento 09, fila 01. Experimento 03: $Re = 866$, Experimento 09 $Re = 1719$. 110	
5.6. Desplazamiento relativo del centroide para el Experimento 03 y el Ex- perimento 09, hilera 02. Experimento 03: $Re = 866$. Experimento 09: $Re = 1719$	111

5.7. Efecto de la temperatura de bulbo seco en la transferencia de calor.
 Experimento 01: $T_s = -14^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 64\%$, $w = 2.68$
 gr kg^{-1} y $T_{db} = 1^\circ\text{C}$. Experimento 02: $T_s = -14^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$,
 $\phi = 68\%$, $w = 3.21 \text{ gr kg}^{-1}$ y $T_{db} = 3^\circ\text{C}$ 112

5.8. Efecto de la temperatura de superficie en la transferencia de calor. Ex-
 perimento 05: $T_s = -14^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 89\%$, $w = 4.45 \text{ gr kg}^{-1}$
 y $T_{db} = 5^\circ\text{C}$. Experimento 06: $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 89\%$,
 $w = 5.15 \text{ gr kg}^{-1}$ y $T_{db} = 5^\circ\text{C}$ 113

5.9. Efecto de la magnitud de la velocidad promedio del aire húmedo en la
 transferencia de calor. Experimento 07: $\phi = 90\%$, $w = 7.45 \text{ gr kg}^{-1}$,
 $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_{s=} = -13^\circ\text{C}$ y $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$. Experimento 08: $\phi = 90\%$,
 $w = 7.48 \text{ gr kg}^{-1}$, $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_{s=} = -13^\circ\text{C}$ y $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$. Experimento
 10: $\phi = 89\%$, $w = 7.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_{s=} = -13^\circ\text{C}$ y $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$. 115

5.10. Tasa de deposición de escarcha por unidad de área en el banco de tubos.
 Experimento 07: $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_s = -13^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 90\%$,
 Experimento 08: $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_s = -13^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 90\%$.
 Experimento 03: $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 69\%$.
 Experimento 04: $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 69\%$. . 116

5.11. Densidad promedio en el bano de tubos. Experimento 03: $T_s = -8.6^\circ\text{C}$,
 $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi = 69\%$ y $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$. Experimento 09: $T_s = -8.0^\circ\text{C}$,
 $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi = 69\%$ y $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$ 117

A.1. Diagrama de conexión de los 32 termopares tipo T. 122

A.2. Imagen del transductor de humedad modelo HX85A. 123

A.3. Diagrama de conexión de los transductores de humedad modelo HX85A. 124

A.4. Fotografía del flujómetro SM6000 utilizado para registrar el caudal del refrigerante. 124

A.5. Diagrama de conexiones del flujómetro SM6000 utilizado para registrar el caudal del refrigerante. 125

A.6. Fotografía del sensor tipo RTD PT100 modelo TM4101 utilizado para registrar la temperatura del refrigerante. 127

A.7. Diagrama de conexiones del sensor tipo RTD PT100 modelo TM4101 utilizado para registrar la temperatura del refrigerante. 128

A.8. Esquema del sistema de control y de adquisición de datos CompactRIO NI-9024 y sus módulos. 130

A.9. Fotografía de un evaporador comúnmente encontrado en los sistemas de refrigeración domésticos y comerciales. 134

A.10. Clasificación de los sistemas de refrigeración de acuerdo a la temperatura de operación en la evaporación. 136

A.11. Imagen del baño térmico de recirculación modelo PP15R-40-AA1B. . . . 137

A.12. Diagrama de conexiones del sistema de control de la resistencia de calefacción, la resistencia de evaporación de agua del humidificador y el variador de frecuencia del ventilador del calorímetro. 139

Índice de tablas

1.1. Correlaciones de densidad (ρ_f)	24
1.2. Correlaciones existentes en la literatura para estimar el valor de la conductividad térmica de la escarcha.	33
1.3. Correlaciones existentes en la literatura para estimar el valor de la conductividad térmica de la escarcha. (Continuación)	34
1.4. Correlaciones existentes en la literatura para estimar el valor de la conductividad térmica de la escarcha. (Continuación)	35
1.5. Correlaciones de espesor de escarcha (δ_f)	37
1.6. Número de Nusselt (Nu)	39
3.1. Precisión de los instrumentos.	74
4.1. Matriz de experimentos realizado durante la investigación.	103

Nomenclatura

- T – Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
- U – Velocidad promedio [m s^{-1}]
- ϕ – Humedad Relativa [%]
- c – Calor específico [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
- m – Masa [kg]
- \dot{m} – Flujo másico [kg s^{-1}]
- r – Radio [m]
- L – Largo [m]
- A – Área [m^2]
- V – Volumen [m^3]
- θ – Ángulo [$^{\circ}$]
- S – Dinstancia [m]
- d – Diámetro [m]
- \dot{Q} – Transferencia de calor [W]

w	-	Humedad específica [kg kg ⁻¹]
h_{sv}	-	Calor latente de sublimación [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
ξ	-	Centroide de desplazamiento
\bar{X}	-	Componente x del centroide de desplazamiento
\bar{Y}	-	Componente y del centroide de desplazamiento
t	-	Tiempo [s]

Subíndice

a	-	Aire
f	-	Escarcha
s	-	Superficie
sen	-	Calor sensible
lat	-	Calor latente
p	-	Presión constante
in	-	Entrada
out	-	Salida
db	-	Bulbo seco
tot	-	Total
L	-	Longitudinal
T	-	Transversal
r	-	Refrigerante

Introducción

1.1. Motivación

Hace doscientos años, la población mundial rondaba los 1000 millones de habitantes. Para el año 2000 la población era de más de 6000 millones de habitantes, y para el día de hoy, de acuerdo a estimaciones de la ONU la población mundial ha superado los 7000 millones de habitantes (1). Estudios recientes sugieren que la población actual es equivalente al 6.5 % del número total de personas que ha habitado el planeta desde el inicio de la humanidad (2). Por tal motivo, la demanda de energía a nivel mundial es muy alta y continuamente está en aumento. Uno de los mayores esfuerzos de los científicos e ingenieros es la continua búsqueda para obtener energía de diferentes fuentes, tanto renovables como no renovables, y a su vez hacer un uso eficiente de la energía generada y consumida. De acuerdo con el documento *BP Statistical Review of World Energy*, publicado en junio de 2017 (3) en el año 2016 el consumo de energía en el mundo fue de 13,276.3 millones de toneladas equivalentes de petróleo, de los cuales México consumió 186.5 millones de toneladas de petróleo equivalente. Por su parte la Secretaría de Energía en el documento *Balance de Energía Nacional 2017* reporta que

la producción de energía primaria en el 2016 totalizó 7,714.23 PJ, de los cuales la generación eléctrica alcanzó los 1,153.24 PJ lo que representa un incremento del 3.2%, con respecto al 2015. En las figuras 1.1 y 1.2 se muestra el consumo energético en el mundo, y en México, respectivamente, durante los últimos diez años. El crecimiento del consumo energético anual promedio en todo el mundo es de 1.8%, mientras que para el caso mexicano el crecimiento es de 1.2%.

De la energía generada en México 46.8% corresponde al sector transporte, 31.7% corresponde al sector industrial, 18.1% al sector residencial, comercial y público y el 3.4% corresponde al sector agropecuario. En donde términos del uso de la energía eléctrica el 18% corresponde a iluminación, 46% a motores, el 17% a sistemas de refrigeración, 9% a sistemas de acondicionamiento de aire, y 10% para procesos.

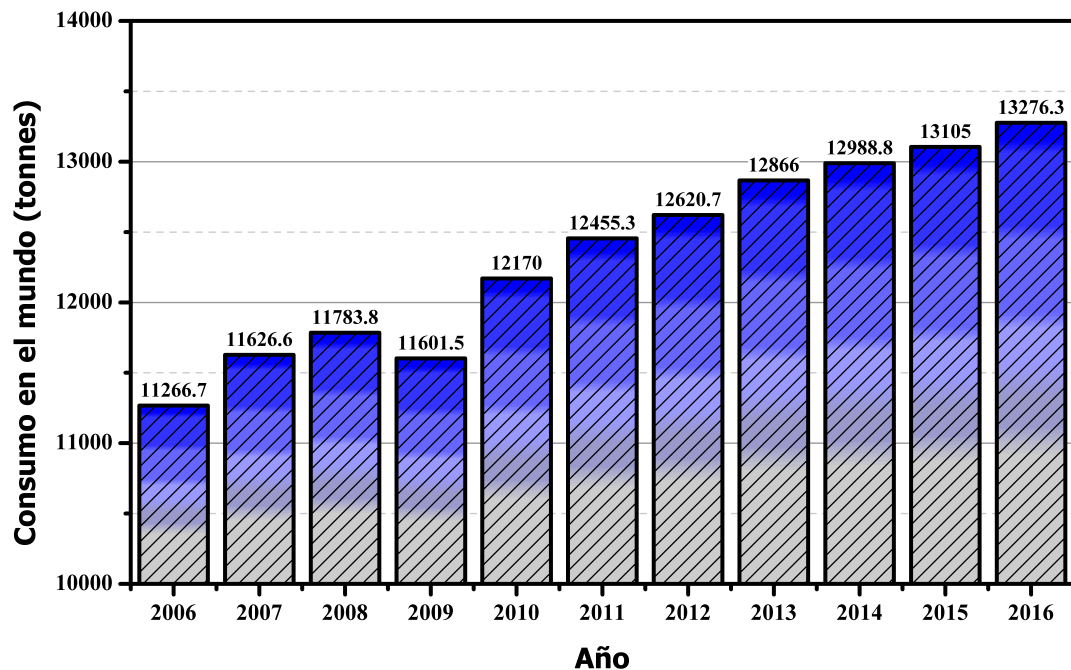


Figura 1.1: Consumo de energía en el mundo durante los últimos 10 años.

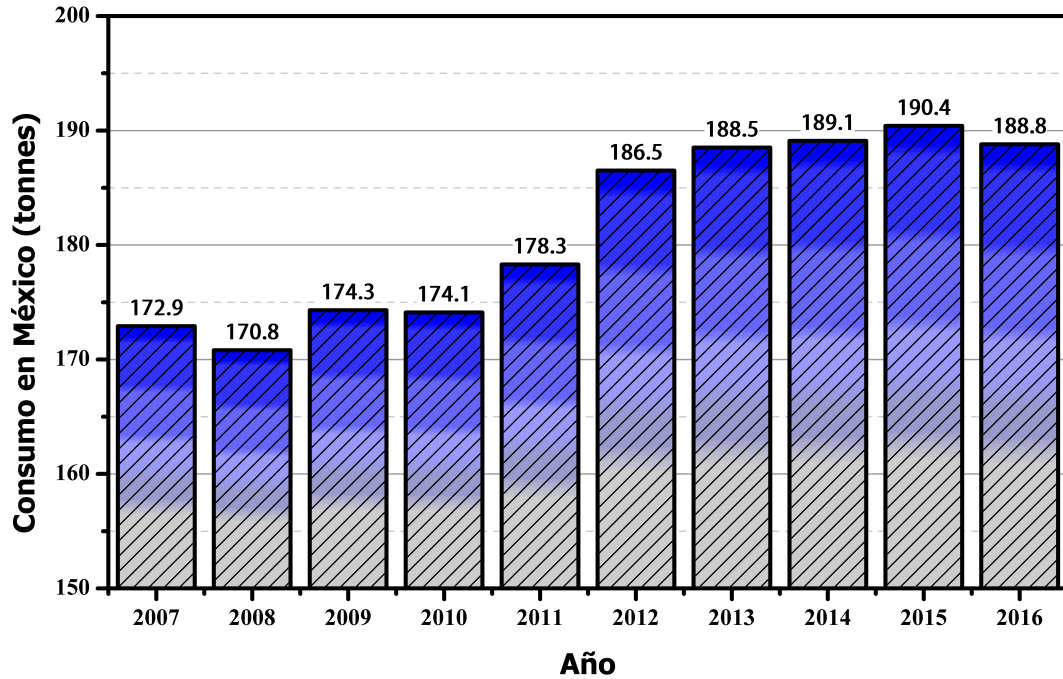


Figura 1.2: Consumo de energía en México durante los últimos 10 años.

Sin duda, el consumo de energía debido a los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado es notable, y si se pretende encontrar estrategias del uso eficiente de la energía, es importante mejorar el desempeño de dichos sistemas. Los sistemas de refrigeración son indispensables para obtener confort, conservar alimentos, medicinas, entre otras muchas aplicaciones, por tal motivo es indispensable, mejorar las estrategias del uso eficiente de la energía en estos dispositivos.

Los sistemas de refrigeración tienen numerosas áreas de oportunidad para aumentar su desempeño energético, de las cuales podemos mencionar como las más importantes:

- Pérdidas por transferencia de calor en el compresor
- Pérdidas por fricción en el compresor

- Pérdidas por fricción en tuberías
- Pérdidas de calor en tuberías.
- Pérdidas del desempeño del evaporador debido a la condensación de vapor de agua.
- Pérdidas del desempeño del evaporador debido a la formación de escarcha.
- Infiltración de aire en cuartos fríos, refrigeradores, congeladores y habitaciones.
- Pérdidas de calor por la envolvente de los recintos refrigerados.
- Carga de refrigerante inadecuada.

Cada uno de los factores mencionados promueven el decremento del desempeño energético de un sistema de refrigeración. Muchos investigadores, estudian y diseñan estrategias para minimizar alguno de dichos factores. En particular, el trabajo de investigación presentado en este documento se enfoca en incrementar el conocimiento del fenómeno de formación de escarcha en superficies, debido a que dicho fenómeno decremента considerablemente el desempeño de los sistemas de refrigeración como se explicará a detalle más adelante. A continuación, se describe brevemente el funcionamiento general de un sistema de refrigeración.

1.2. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

Los sistemas de refrigeración utilizados para obtener confort y para la conservación de alimentos en su gran mayoría basan su principio de funcionamiento en la compresión

de vapor de un fluido llamado *refrigerante*. Estos dispositivos trabajan en un ciclo termodinámico en donde al caso más simple se le conoce como *ciclo ideal del sistema de refrigeración por compresión de vapor*, el cual esquemáticamente se representa en la figura 1.3. El sistema de refrigeración por compresión de vapor consiste en cuatro componentes indispensables para su funcionamiento.

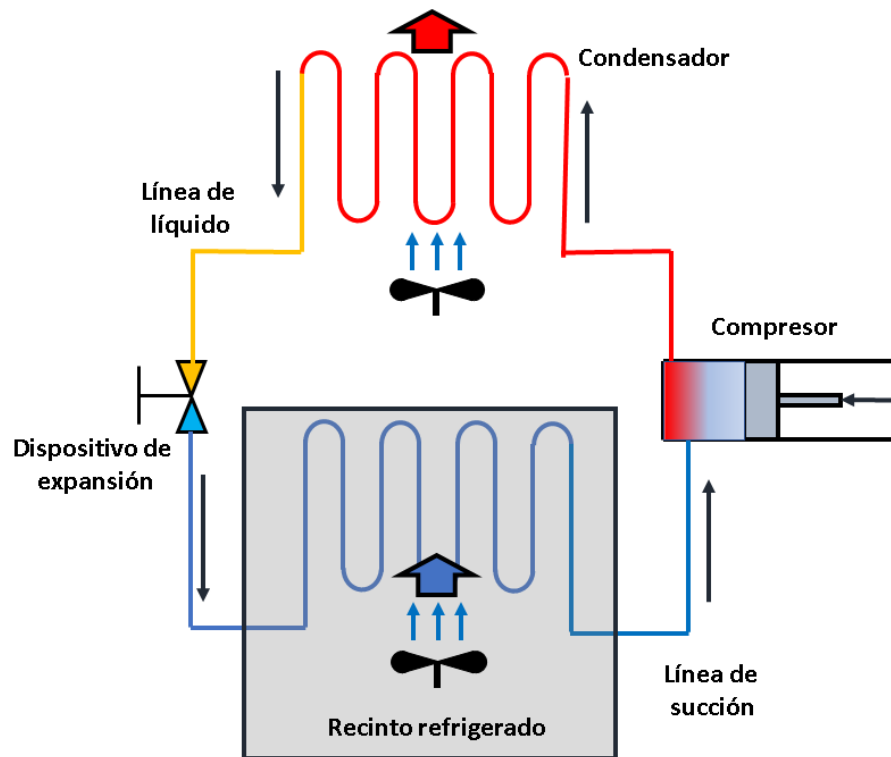


Figura 1.3: Esquema simple de un sistema de refrigeración.

1. **Compresor:** Comúnmente se considera el componente más importante del sistema. Las funciones principales del compresor son (I) elevar la presión del fluido refrigerante, hasta una presión mayor y descargarlo hacia la línea que lo conecta con el condensador. En el ciclo ideal, el vapor que ingresa al compresor se encuen-

tra como vapor saturado. (II) Proveer el flujo de refrigerante a través de todo el circuito. El compresor es el dispositivo que consume la mayor cantidad de energía en el sistema.

- 2. Condensador:** Es un intercambiador de calor cuyo objetivo es liberar energía contenida en el fluido refrigerante hacia un sumidero de calor, comúnmente el aire atmosférico, aunque en algunas ocasiones puede utilizarse agua o algún otro líquido. En el ciclo ideal se considera que el condensador opera a una presión constante, lo que implica que no se consideran las pérdidas de presión debido al movimiento del fluido refrigerante en su interior. En el ciclo ideal, a la salida del condensador, el fluido refrigerante se encuentra como líquido saturado.
- 3. Dispositivo de expansión.** El dispositivo de expansión tiene como principal función, provocar una caída de presión considerable en el líquido proveniente del condensador y proveer refrigerante a baja presión al evaporador. El refrigerante que sale del dispositivo de expansión, comúnmente se encuentra como mezcla saturada, en su gran mayoría como líquido saturado y un poco de vapor saturado. Existen dos dispositivos ampliamente utilizados en los sistemas de refrigeración, los tubos capilares y las válvulas de expansión. Los tubos capilares son los más sencillos y económicos, por lo que son los que más se utilizan en dispositivos sencillos como refrigeradores domésticos y aires acondicionados pequeños. Las válvulas de expansión son más sofisticadas y costosas; tienen la ventaja de que controlan el sobrecalentamiento del gas refrigerante en la succión de compresor,

lo cual es necesario para lograr una operación segura del compresor.

4. **Evaporador.** Es un intercambiador de calor cuya función principal es retirar energía al recinto, y se caracteriza porque opera a una presión más baja comparada con la presión del condensador y a una temperatura más baja que el recinto en donde se encuentra, lo que le permite continuamente retirar energía. Comúnmente el desempeño del evaporador se ve afectado si se dan las condiciones para que suceda condensación o formación de escarcha sobre su superficie.

1.3. Formación de escarcha en evaporadores.

Cuando el evaporador de un sistema de refrigeración opera a una temperatura por debajo del punto de rocío, el vapor de agua presente en el aire atmosférico se condensa sobre la superficie del evaporador, y cuando el evaporador opera por debajo de la temperatura del punto triple la humedad del ambiente se comienza a solidificar sobre la superficie del evaporador, formando una estructura porosa compuesta por partículas de hielo y poros llenos de aire húmedo. A dicha estructura porosa se le conoce como *escarcha*.

El fenómeno físico de la formación y crecimiento de la escarcha sobre superficies es complicado debido a que suceden de forma simultánea transferencia de calor y masa, con cambio de fase y en régimen transitorio, además, la escarcha tiene características de un medio poroso con propiedades variables, entre ellas la conductividad térmica, densidad y permeabilidad (4, 5, 6).

Según los estudios experimentales y numéricos que se han realizado anteriormente,

los factores que afectan en mayor medida las propiedades de la escarcha son (5): (1) Temperatura del aire, (2) Temperatura de la superficie fría, (3) Temperatura de la escarcha, (4) Humedad del aire (5) Velocidad del aire, (6) Tipo de superficie y (7) Posición, como se observa en el esquema de la Figura 1.4.



Figura 1.4: Factores que afectan las propiedades de la escarcha.

Los intercambiadores de calor utilizados en sistemas de refrigeración y en bombas de calor reducen su desempeño térmico e hidráulico, debido al aumento de la resistencia térmica y la caída de presión, ocasionados por la formación de escarcha en la superficie del serpentín y las aletas (4, 7, 8, 9). Durante los últimos 30 años se ha estudiado arduamente el fenómeno de la formación de escarcha para conocer sus propiedades y así diseñar métodos de remoción de escarcha eficaces que consuman la menor cantidad de energía posible y que no afecten en gran medida el desempeño del intercambiador de calor. En general las propiedades de interés estudiadas son la conductividad térmica, el espesor y la densidad de la escarcha, además del coeficiente de transferencia de calor por convección de la superficie de la escarcha al aire ambiental (5). En la figura 1.5 se muestra un ejemplo de lo que sucede en el evaporador de un sistema de refrigeración doméstico que se encuentra comúnmente instalado en las viviendas. El crecimiento de la escarcha sucede sobre la superficie de las aletas y de los tubos que forman el

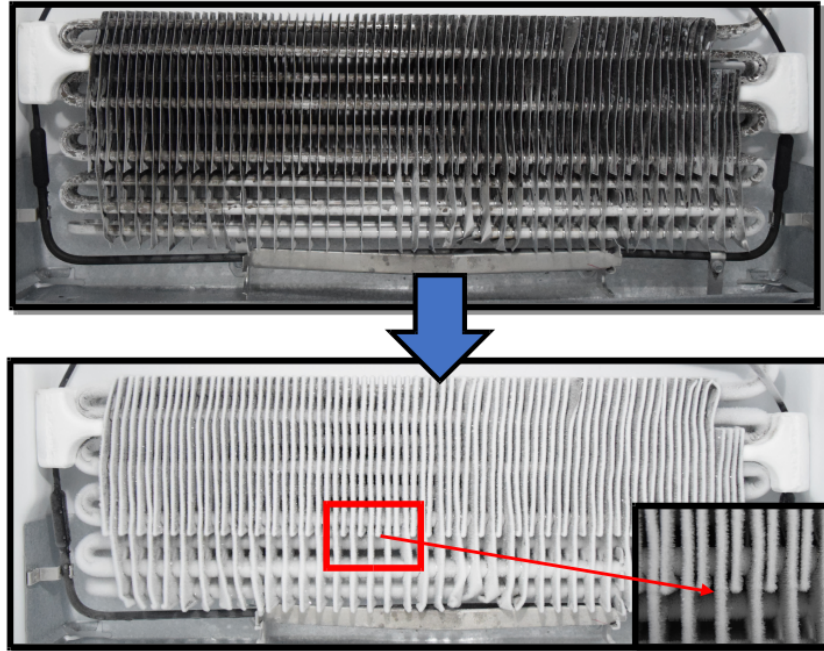


Figura 1.5: Crecimiento de escarcha en el evaporador.

intercambiador de calor. Este fenómeno decrecienta el desempeño del intercambiador de calor.

1.4. Aspectos fenomenológicos

Cuando aire húmedo entra en contacto con una superficie que se encuentra a una temperatura por debajo de los 0°C comienza la deposición de lo que se conoce como escarcha. La deposición de la escarcha es un fenómeno que en general es tratado como un problema de frontera móvil, con el objeto de predecir la transferencia de calor y masa que existe entre el aire húmedo y la superficie de la escarcha. En la literatura existen diferentes documentos que describen a detalle el crecimiento de la escarcha. A continuación se describe el fenómeno tomando en cuenta dichas referencias.

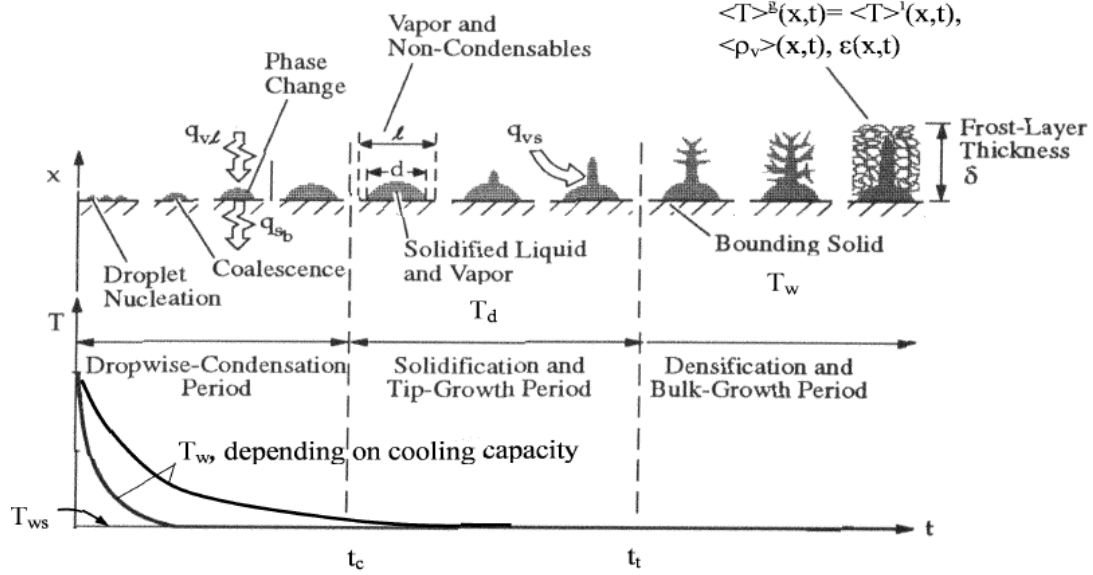


Figura 1.6: Periodos de crecimiento de la escarcha. Adaptado de (5)

1.4.1. Etapas del crecimiento de la escarcha

La Figura 1.6 muestra la representación de la formación de escarcha en una superficie fría en condiciones de convección natural y cuando la temperatura de la superficie fría decae desde la temperatura ambiental hasta una temperatura de estado permanente. Esta representación fue presentada por primera vez por Tao *et al.* (10) y Kaviany (11). En este caso el proceso de formación de escarcha consiste en tres etapas principales: La condensación de las gotas. Durante este periodo las gotas condensadas logran el estado subenfriado y se forman sobre la superficie fría. Todas las gotas coalescentes se convierten en partículas de hielo después de un tiempo característico llamado tiempo crítico t_c . El tiempo crítico depende de las condiciones ambientales, tales como la temperatura, la condición de convección natural o forzada, la temperatura de la superficie además de su rugosidad. En la figura 1.7, el diámetro promedio de gota, d , y la escala

de longitud promedio, l , del sitio de nucleación, se definen para el tiempo crítico.

$$l = \sqrt{\pi/\phi} \cdot \frac{d}{2} \quad (1.1)$$

donde ϕ es la fracción de área de las gotas. Este tiempo resulta muy importante dado que es el tiempo inicial que consideran muchos modelos numéricos.

Una vez que se alcanza el tiempo crítico del periodo de la condensación de las gotas, la solidificación y el periodo de crecimiento tipo "pernoçomienza. Esto continúa hasta que se alcanza el tiempo de transición t_t , cuando se ha alcanzado una capa de escarcha poroso relativamente uniforme. Debido a la naturaleza no uniforme del crecimiento de la escarcha, cuando crece en forma de pequeños pernos, especialmente en las más pequeñas donde aún se encuentran en fase líquida, el valor promedio de l basado en la fracción de área de gota (eq. 1.2) no es representativo de la fracción de volumen de la escarcha $\phi_i = \rho_f/\rho_i$. Entonces, la Eq. 1.2 se puede modificar como:

$$l_{eff} = \sqrt{\pi/\phi} \cdot \frac{d_{eff}}{2} \quad (1.2)$$

donde longitud efectiva l_{eff} y diámetro efectivo d_{eff} se definen en la figura 1.7 de manera que la masa total de hielo acumulado es igual para ambas definiciones.

Despues de t_t la escarcha comienza su etapa de densificación y el periodo de crecimiento como bulto. La escarcha es globalmente homogénea y posee características de medio poroso en su estructura, sus características dependen de las propiedades físicas y termodinámicas de la escarcha para una aplicación en específico.

La formación de escarcha que ocurre en condiciones de convección forzada difiere

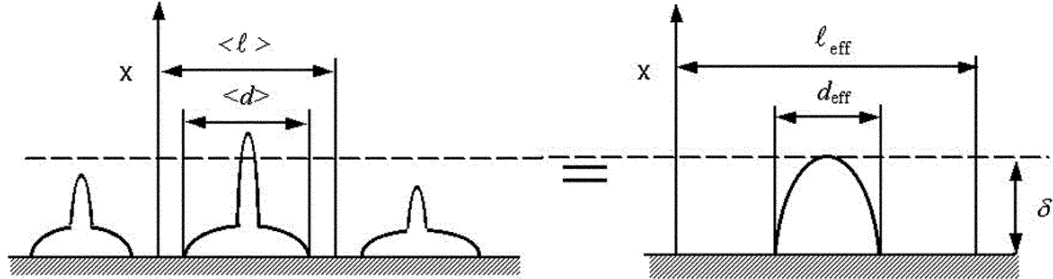


Figura 1.7: Periodos de crecimiento de la escarcha.

de la descripción explicada anteriormente, especialmente en el periodo de solidificación y crecimiento como "perno". Dependiendo de la velocidad del flujo de aire, el patrón de crecimiento debe ser reemplazado por un patrón crecimiento tipo ramificado u otros patrones de crecimiento. Aunque existen diferencias, los tres periodos de crecimiento existen en ambos regímenes, convección natural y convección forzada. Los detalles de los patrones de crecimiento de la escarcha en convección forzada se encuentran documentados en un trabajo realizado por Hayashi *et al.* (12).

Uno de los esfuerzos de mayor relevancia para comprender el fenómeno de deposición de escarcha y sus propiedades lo realizaron Hayashi *et al.* (12). Ellos investigaron el crecimiento de la escarcha mediante observación y registro fotográfico para así proponer una clasificación de acuerdo a la estructura de la escarcha. Tomando en cuenta en algunas ocasiones la etapa del crecimiento de los cristales. Adicionalmente, realizaron un análisis fenomenológico para explicar el comportamiento de la densidad de la escarcha y su conexión con los diferentes tipos de crecimiento.

Hayashi *et al.* (12) mencionan que en general la formación de escarcha en una superficie se suele dividir en tres etapas:

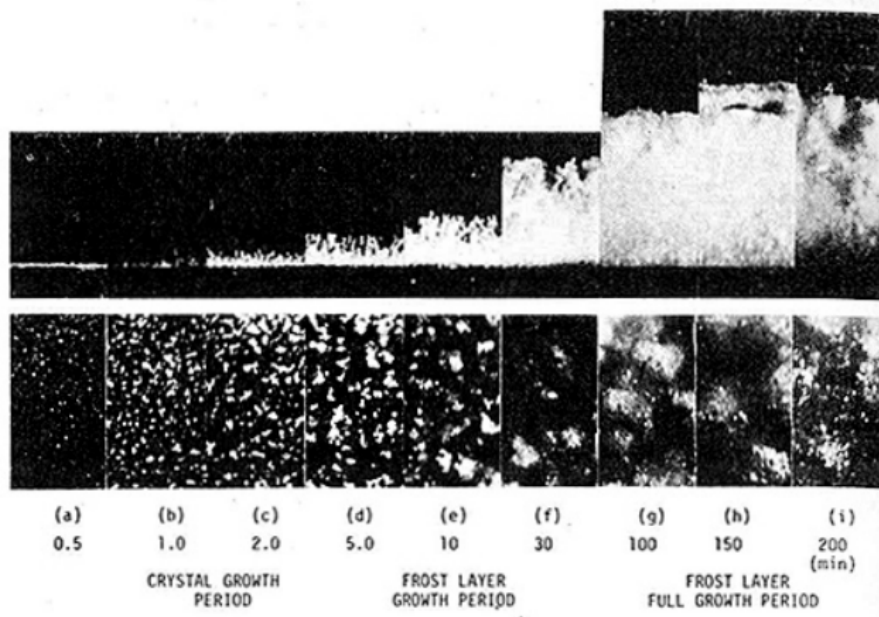


Figura 1.8: Etapas del crecimiento de la escarcha, $U = 4.0 \text{ m/s}$, $w_\infty = 0.0075 \text{ kg/kg}'$, $T_s = -12.4 \text{ }^\circ\text{C}$ (12)

1. **Etapa del crecimiento del cristal y nucleación.** Comienza con una capa delgada que cubre la superficie fría, posteriormente, los cristales, los cuales están considerablemente apartados unos de los otros, crecen en la dirección vertical, casi al mismo tiempo. Es decir, en este periodo la formación de escarcha se caracteriza por el crecimiento unidireccional, posteriormente la escarcha se convierte en una estructura similar a un bosque, sin que necesariamente el crecimiento sea homogéneo.
2. **Periodo del crecimiento de la capa de escarcha.** En esta etapa la escarcha luce áspera, y está formada por un grupo de cristales similares a barras pequeñas, y cambia su forma debido a la formación de ramificaciones alrededor de la parte superior de los cristales y la interacción entre los cristales. Entonces crece gra-

dualmente en forma de una malla y se observa cada vez más uniforme hasta que la superficie de la escarcha tiende a ser plana. En este periodo la densidad incrementa con el crecimiento de la escarcha, debido al crecimiento tridimensional, y la difusión de vapor de agua en la escarcha.

- 3. Periodo del crecimiento completo de la escarcha.** En esta etapa la escarcha no cambia su forma hasta que la superficie alcanza los 0°C , debido al incremento de la resistencia térmica de la escarcha. En este momento la superficie de la escarcha comienza a fundirse. El agua ya en fase líquida remoja el interior de la escarcha y se vuelve a solidificar, debido a la baja temperatura que existe en el interior de la escarcha. El comportamiento de fusión, migración y solidificación provoca un incremento en la densidad y además sucede un decremento en la resistencia térmica. Entonces la deposición de la escarcha sucede de nuevo, debido al decremento de la temperatura de la superficie. En este momento el proceso cíclico de fusión, migración y solidificación continúa periódicamente hasta que la formación de escarcha se detiene y se alcanza la condición de equilibrio en la transferencia de calor. Es decir, en este periodo, la capa de escarcha se vuelve densa y compacta.

Las etapas descritas anteriormente se han observado y comprobado por otros investigadoras, por ejemplo, Cheng y Wu (13) estudiaron mediante una serie de experimentos el proceso de crecimiento de la escarcha sobre una superficie plana, enfocándose en las etapas iniciales del crecimiento y con una gran resolución temporal de sus medi-

ciones. Realizaron el estudio experimental con apoyo de evidencia fotográfica de los experimentos. En la figura 1.9a se muestra uno de los experimentos con una duración de 30 minutos en donde se hacen presentes las etapas de crecimiento de cristal, y el crecimiento de la capa de escarcha, sin embargo, la tercera etapa no se presenta. La Figura 1.9b muestra las tres etapas y se observa el inicio del crecimiento completo de la escarcha que suele ser cíclica, además, en la figura 1.9c se muestra un crecimiento cíclico típico en donde se observan pasos cíclicos de crecimiento.

Como se ha explicado, el proceso de formación de escarcha se puede describir mediante tres etapas, sin embargo, cuando la escarcha se forma sobre una superficie plana con flujo paralelo, la escarcha no crece uniforme sobre toda la placa, varía con la longitud de la placa, es decir, la escarcha crece más rápido aguas arriba en comparación con aguas abajo, bajo las mismas condiciones de temperatura de aire húmedo y velocidad de aire, y cada etapa aparece gradualmente desde el frente hasta la parte trasera de la placa. Lo anterior implica que el tiempo requerido para cada periodo varía no solo con las condiciones de la formación de escarcha sino también con la posición. Por ejemplo, el tiempo requerido para el crecimiento de los cristales en la etapa inicial puede tomar desde 10 s hasta media hora de tiempo, dependiendo de la posición.

1.4.2. Clasificación de los tipos de crecimiento de escarcha

Durante los experimentos realizados por Hayashi *et al.* (12) se realizaron observaciones macroscópicas de la formación de escarcha, con las cuales realizaron una clasificación de los tipos de crecimiento de la escarcha tomando en cuenta dos importantes factores:

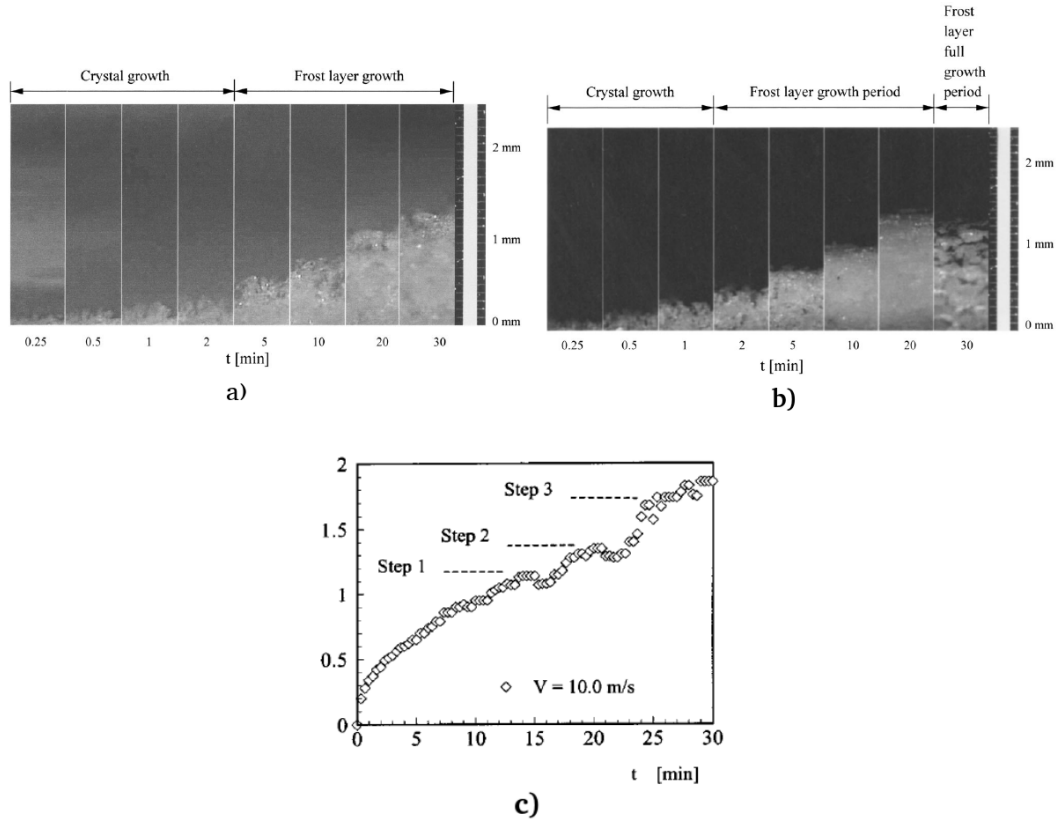


Figura 1.9: Evidencia del crecimiento de la escarcha. a) Crecimiento de la escarcha cuando $U = 2.5 \text{ m/s}$, $T_{air} = 26.5^\circ\text{C}$, $\phi = 41\%$, y $T_w = -7.2^\circ\text{C}$. b) Crecimiento de la escarcha cuando $U = 6.0 \text{ m/s}$, $T_{air} = 27.3^\circ\text{C}$, $\phi = 44\%$, and $T_w = -10.2^\circ\text{C}$. c) Efecto de la velocidad de la velocidad del aire en el espesor de escarcha cuando $U = 10.0 \text{ m/s}$, $T_{air} = 27.1^\circ\text{C}$, $\phi = 71\%$, y $T_w = -5.1^\circ\text{C}$. (13)

1. La forma de los cristales en la etapa inicial del crecimiento. En particular la transición que existe desde cuando el cristal crece como un tipo "perno", hasta que el cristal se ramifica, y posteriormente la forma en que transita al periodo final del crecimiento del cristal.
2. La posición de las condiciones de formación de escarcha en el plano $\Delta C - t_s$, donde

FROST FORMATION TYPE		CRYSTAL GROWTH PERIOD		FROST LAYER GROWTH PERIOD		
A	A-I					
	A-II					
B	B-I					
	B-II					
C	C-I					
	C-II					
	C-III					
D	D-I					
	D-II					

Figura 1.10: Clasificación de los tipos de formación de escarcha. (12)

ΔC es la diferencia de concentración entre la corriente principal y la superficie fría, y t_s es la temperatura de la superficie fría. En cristalografía, ΔC y t_s , se consideran por lo general los parámetros de mayor importancia, dado que t_s afecta la razón del crecimiento lineal del cristal, y ΔC afecta la estabilidad de la curvatura de la superficie del cristal, es decir, al parecer ΔC es una fuerza motriz que tiende a aumentar el radio de curvatura.

Los tipos de formación de escarcha se pueden clasificar en cuatro grupos, A, B, C y D, los cuales se muestran esquemáticamente en la Figura 1.10. Las condiciones de la formación de escarcha, en donde cada tipo se presenta, se pueden representar en un

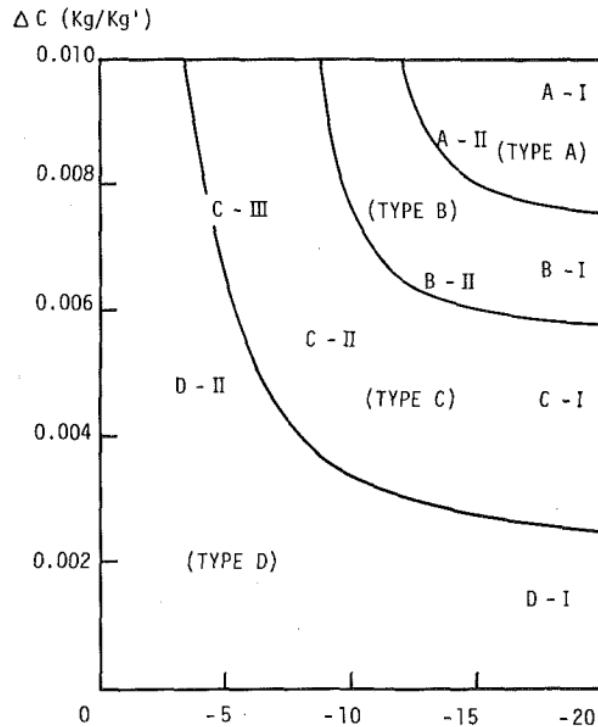


Figura 1.11: Plano $\Delta C - t_s$.(12)

plano $\Delta C - t_s$, el cual se muestra en la Figura 1.11. A continuación se explican las características de cada tipo de formación de escarcha.

- Tipo A. En el periodo de crecimiento del cristal se genera un crecimiento unidireccional en forma de pequeñas columnas de escarcha similares a pequeños pernos. La escarcha gradualmente se va uniendo entre sí en forma de ramificaciones alrededor de la parte superior de los pernos pequeños. Las diferencias entre A-1 y A-2 (Fig. 1.10), consisten en que en la primera se presentan pequeños pernos muy delgados, similares agujas en la etapa inicial del crecimiento del cristal.
- Tipo B. El comportamiento del tipo B es similar al tipo A, sin embargo, la

transición, que ocurre del periodo de crecimiento de cristal al periodo de crecimiento de la capa de escarcha, en este caso crece en forma de ramas similares a placas, en lugar de ramas tipo pluma, como ocurre en el tipo A. Cuando las condiciones del crecimiento de la escarcha están cercanas a la región C en el plano $\Delta C-t$, se torna difícil identificar la transición desde el periodo del crecimiento del cristal al crecimiento de la capa de escarcha mediante la transición de cristales.

- Tipo C. En este tipo se forma la capa de escarcha más densa en comparación con los Tipo A y B. En el periodo de crecimiento de los cristales, la razón de crecimiento lineal y unidireccional de los cristales de escarcha es pequeña, así como también es pequeña la rugosidad presente en la superficie de la escarcha. Esto es debido a que la escarcha no solo se deposita en la región superior del cristal, sino que también se deposita en los lados y en la región inferior. En consecuencia, la transición de cristales en la parte superior a una escarcha llena de cristales no sucede. Debido a la combinación y a la interferencia de cada cristal para el ensanchamiento de éste, el periodo de generación del cristal cambia al periodo del crecimiento de la capa de escarcha, C-I, C-II y C-III se distinguen de acuerdo a la presencia de los cristales tipo aguja, como se muestra en la Figura 1.10.
- Tipo D. Este tipo toma un patrón de formación de escarcha similar al tipo C. Sin embargo, la tendencia a existir escarcha densa es mucho más fuerte que el tipo C, y la formación de escarcha para este tipo parece ser la acumulación de una capa de escarcha casi homogénea. La diferencia entre D-I y D-II existe entre las formas

de los cristales. Cristales del tipo D-I crecen en la forma de una placa rectangular, mientras que el tipo D-II crece con una superficie delgada e irregular.

1.5. Propiedades de la escarcha

Para modelar el proceso completo de la formación de escarcha desde una condición inicial basada en la temperatura del cuarto, como se describió anteriormente, o una condición inicial que se define con el tiempo transitorio designado al finalizar el periodo de deshielo y el inicio del periodo de enfriamiento, es necesario comprender la relación entre los fenómenos de transporte de calor, masa y cantidad de movimiento dentro de la escarcha, y la interfase de la escarcha con el aire húmedo, con una condición de frontera en movimiento. Esto hace que la generalización de las propiedades, como la conductividad térmica y la densidad, o parámetros como el coeficiente de transferencia de calor en la superficie de la escarcha, o el número de Nusselt, sea muy difícil.

Se han desarrollado diferentes correlaciones, la mayoría de ellas empíricas, para calcular las propiedades y características de la escarcha en crecimiento sobre una superficie fría. Las geometrías estudiadas incluyen placas planas, cilindros y placas paralelas. Las aplicaciones varían desde convección natural en un cuarto a temperatura constante hasta aplicaciones de congelación, es decir, convección forzada en aire subenfriado.

Las propiedades más importantes que afectan el desempeño de un equipo con formación de escarcha son el espesor de la escarcha, la conductividad térmica, y la densidad. Las correlaciones de cualquiera de las propiedades mencionadas deben ser función del tipo de superficie, la posición, la temperatura de la superficie fría, la temperatura de la

escarcha, la temperatura del aire, la velocidad del aire y la humedad absoluta del aire.

A continuación se describen los modelos encontrados en la literatura para estimar los parámetros mencionados.

1.5.1. Densidad

La mayoría de las correlaciones existentes para estimar la densidad de la escarcha son empíricas. La tabla 1.1 compila la mayoría de ellas. Hayashi *et al.* (12) presentaron sus resultados experimentales de la variación de la densidad con el tiempo y con el espesor adimensional. La ecuación obtenida de sus resultados experimentales se ha utilizado en modelos de crecimiento de escarcha más recientes. Mao *et al.* (14, 15), además de Lee y Ro (16) desarrollaron correlaciones para la densidad local de forma adimensional como producto de parámetros adimensionales involucrados en una placa plana. Adicionalmente, Shin *et al.* (17), presentaron una correlación para la densidad promedio de la escarcha en función del ángulo de contacto con la superficie y el tiempo de crecimiento de la escarcha.

Tabla 1.1: Correlaciones de densidad (ρ_f)

No.	Conf. geométrica	Ecuación	Unidades	Rango de operación	Límites	Ref.
D1	PLACA PLANA	$\rho_f = 650e^{0.277T_f}$	kg/m^3	$T_W = -5^\circ C$ $u = 2$ a 6 m/s $t = 0$ a 450 min	$-18.6^\circ C$	(12)
D2	PLACA PLANA	$\rho_f^* = 5.559 \times 10^{-5} (X^*)^{-0.137} (W)^{-0.413} \left(\frac{T_{tp}-T_W}{T_a-T_W}\right)^{-0.997} Re^{0.715} Fo^{0.252}$	-	$T_W = -5^\circ C$ a $-15^\circ C$ $T_a = 15^\circ C$ $u = 1.15$ a 2.67 m/s	$23^\circ C$	(14)
D3	PLACA PLANA	$\rho_f^* = 1.714 \times 10^{-4} (X^*)^{-0.056} (W)^{-0.011} \left(\frac{T_{tp}-T_W}{T_a-T_W}\right)^{0.845} (Re_D)^{0.463} (Fo)^{0.217}$	-	$T_W = -20.5^\circ C$ a $-41^\circ C$ $T_a = -10.1^\circ C$ $Re = 3278$ a 13112	$-25.8^\circ C$	(15)
D4	PLACA VERTICAL	$\rho_f = 0.2416(W)^{-0.5011} (T)^{-1.827} (Re_D)^{0.0413} (D)^{-5.591} (X)^{-0.1819} (Fo)^{0.2510}$	kg/m^3	$T_W = -10^\circ C$ $T_a = 5^\circ C$ $Re = 1,000$	$-20^\circ C$ $20^\circ C$ $3,000$	(16)
D5	PLACA PLANA	$\rho_f = (109.53 - 45.54 \log(DCA)) t^{0.0479} DCA^{0.4357}$	kg/m^3	$T_W = -22^\circ C$ $T_a = 12^\circ C$ $DCA = 23, 55, 88$		(17)

La mayoría de las correlaciones solo utilizan el modelado integral, donde la densidad promedio se requiere para posteriormente obtener la conductividad térmica, mientras que cuando se obtiene la densidad superficial es posible calcular la transferencia de masa en la superficie. Por otra parte, los modelos diferenciales se utilizan para resolver la fracción de volumen de la fase de hielo distribuida dentro de la escarcha, lo cual permite conocer la densidad local. De la tabla 1.1 se puede observar que el número de estudios que reportan mediciones de la densidad de la escarcha son limitados y los que se han presentado se realizaron sobre superficies planas, esto es, debido a que el método principal para estimar la densidad consiste en medir el peso de la escarcha, removiéndola de la superficie, lo cual es un procedimiento complicado de realizar en intercambiadores de calor de tubo y aleta.

En un análisis realizado por Irigorry (5) se concluye que en congelaciones prolongadas, y cuando la temperatura del aire húmedo es baja y por debajo del punto de congelación del agua, la densidad de la escarcha se incrementa y en consecuencia se reduce el incremento de la temperatura de la superficie de la escarcha con el tiempo, en comparación al caso en el que el aire que fluye sobre la superficie de la escarcha se encuentra a temperaturas altas. En este caso, en general, se espera que exista poca porosidad y en consecuencia alta densidad. Desde el punto de vista práctico, y considerando que la densidad para bajas temperaturas de aire se correlaciona muy bien con la temperatura de la superficie de la escarcha, se tiene que mediante un sensor de temperatura superficial, por ejemplo, un sensor infrarrojo, se contaría con un buen indicador para controlar el deshielo en un evaporador que opere bajo dichas condiciones.

De acuerdo con el análisis realizado por Irigorri (5), cuando la escarcha se encuentra en su primera etapa de crecimiento, las correlaciones mencionadas tienen una excelente concordancia, esto cuando la temperatura del aire está por encima del punto de congelación, sin embargo, después de aproximadamente treinta minutos, comienza la etapa de densificación de la escarcha las correlaciones difieren considerablemente en sus predicciones. En esta etapa la correlación exponencial propuesta por Hayashi *et al.* (12) predice valores de densidad muy altos, en comparación con las correlaciones de Mao *et al.* (14, 15), Lee y Ro (16) y Shin *et al.* (17). En general se esperan valores altos de densidad cuando la temperatura superficial de la escarcha se acerca al punto triple del agua. La curva exponencial propuesta por Hayashi *et al.* (12) resulta ser una buena representación de los resultados esperados cuando fluye aire sobre la superficie de la escarcha con una temperatura relativamente alta, similares a las temperaturas de la zona de confort humano. Sin embargo, para el caso del evaporador de un refrigerador o cuarto frío, la densidad también depende considerablemente de la diferencia de temperatura entre la corriente de aire y la superficie del evaporador. Se ha observado escarcha muy densa cuando la diferencia de temperatura es pequeña, y tiende a incrementarse conforme esta diferencia aumenta (5).

Léoni *et al.* (18) realizaron un estudio posterior al de Irigorri (5) en donde pretenden ampliar el análisis. Los autores compararon los métodos de predicción del crecimiento y densificación de la escarcha para placas horizontales, verticales y superficies paralelas. Los autores enlistan las correlaciones y modelos disponibles en la literatura para la densidad y otras propiedades como la conductividad térmica y el espesor. Indican que cada

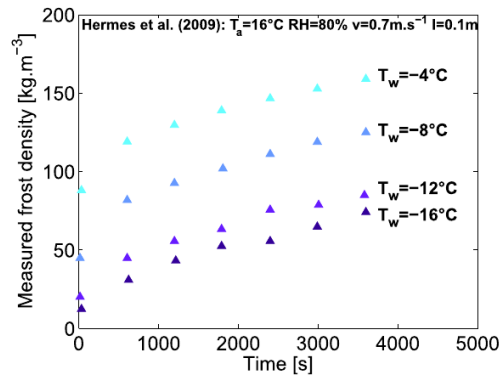


Figura 1.12: Densidad de la escarcha en función de la Temperatura.(18)

una de las correlaciones presentan rangos de operación y limitaciones, e identificaron una escasez en el número de estudios que consideren operaciones de congelación con temperaturas de aire de subcongelamiento. Los autores sugieren que la temperatura de la superficie de la escarcha debería ser utilizada como el parámetro para el control del deshielo en futuras estrategias de control. Además, indican que se necesitan más estudios comparativos para así obtener modelos numéricos más eficientes. Los autores consideran que existen dos parámetros fundamentales para el estudio de la formación de escarcha, el espesor y la densidad. En cuanto a la densidad mencionan que es fundamental debido a que tiene un impacto importante en otros parámetros como la porosidad, la conductividad térmica y la difusividad.

Las Figuras 1.12, 1.13 y 1.14 muestran la evolución de la densidad de la escarcha en función de la temperatura de la pared, la velocidad y la humedad relativa del aire, respectivamente. En la Figura 1.12 se observa que la densidad decrece cuando la temperatura de superficie es baja, es decir, que las altas temperaturas promueven la densificación de la escarcha, por lo que el flujo de masa en la superficie que contribuye

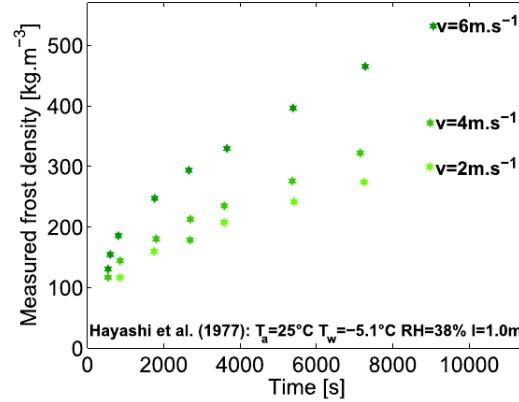


Figura 1.13: Densidad de la escarcha en función de la Velocidad.(18).

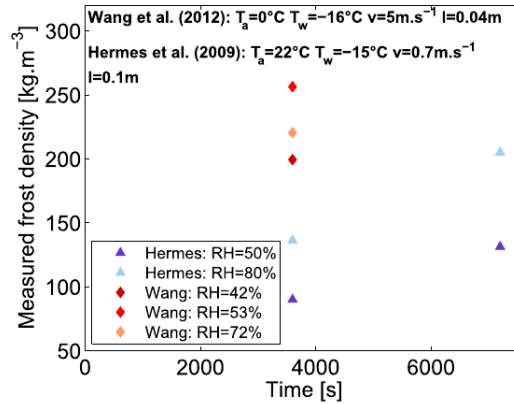


Figura 1.14: Densidad de la escarcha en función de la Humedad Relativa. (18).

al aumento de la masa en la escarcha es mayor que el flujo de masa que promueve el aumento del espesor. En la Figura 1.13 se observa que la densidad tiende a incrementar conforme aumenta la velocidad del aire, es decir, el aumento del número de Reynolds provoca una capa de escarcha de mayor densidad y por lo tanto, la transferencia de calor y masa son impulsadas localmente debido al menor espacio dejado al aire en la capa porosa. El impacto que tiene la humedad relativa, no es claro, debido a que los resultados de dos autores diferentes no coinciden en sus conclusiones. En el trabajo

de Hermes (19) se menciona que la densidad incrementa con la humedad relativa, sin embargo, los resultados presentados por Wang *et al.* (20) muestran que la densidad es alta para humedades relativas medianas.

Leoini *et al.* (18) mencionan que el fenómeno de formación de escarcha es un fenómeno físico que aún no está bien comprendido. Particularmente en la densidad, se necesitan más datos experimentales para comprender el impacto de los diferentes parámetros. Se debe poner especial atención en los efectos de la humedad relativa.

En cuanto a las correlaciones empíricas para predecir la densidad de la escarcha Leoni *et al.* (18) analizan las correlaciones presentadas por Hayashi *et al.* (12), Kandula (21), Hosoda and Uzuhashi (22), Yang and Lee (23), Nao *et al.* (15) y Hermes *et al.* (24). Mediante un análisis cuantitativo y cualitativo de las correlaciones concluyen que las correlaciones que mejor funcionan son las de Yang and Lee (23) y Hermes *et al.* (24), ecuaciones 1.3 y 1.4 respectivamente, aunque solamente pueden predecir el 28 % de la base de datos experimentales que tomaron en cuenta. Debido a que dicho resultado es insatisfactorio, los autores propusieron una correlación nueva, inspirada en las anteriores, ecuación 1.5:

$$\rho_f = \rho_i \left[1.54 \times 10^{-4} Re^{0.351} Fo^{0.311} w_a^{-0.413} \left(\frac{T_a - T_{tp}}{T_a - T_w} \right) \right] \quad (1.3)$$

$$\rho_f = 2.2 \left[\frac{c_p(T_{sat,a} - T_w)}{h_{sub}(w_a - w_{sat,w})} \right] t_{0.5} \quad (1.4)$$

$$\rho_f = 5.47 Re^{0.16} Ja^{0.29} \frac{w_w^{0.61}}{w_a} t^{0.34} \quad (1.5)$$

donde

$$Re = \frac{\rho_a v_a l_{plate}}{\mu_a} \quad (1.6)$$

es el número de Reynolds y

$$Ja = \frac{c_p(T_a - T_w)}{h_{sub}(w_a - w_{w,sat})} \quad (1.7)$$

es el número de Jakob modificado. Con la correlación propuesta, los autores logran predecir hasta el 56.8% de los datos experimentales tomados en cuenta con un error no mayor al 20%. Por lo anterior se entiende que hay una escasez importante en información de datos experimentales de la densidad de la escarcha y se necesitan más experimentos para obtener una mejor correlación.

1.5.2. Conductividad térmica

Las correlaciones para estimar la conductividad térmica de la escarcha, cuando se encuentra en estado permanente, se obtienen mediante la ecuación de Fourier y las mediciones directas de la diferencia de temperatura y el espesor. El flujo de calor se puede medir utilizando sensores de flujo de calor, o incluso puede ser obtenido mediante un balance de energía. La temperatura promedio de la superficie de la escarcha se puede medir utilizando sensores de contacto, como termopares o RTDs, o mediante sensores sin contacto como los infrarrojos, y alternativamente, obtenida mediante un balance de energía.

Además, se puede obtener una ecuación para la conductividad térmica basándose

en una estructura de la escarcha supuesta y resolviéndola para una resistencia térmica efectiva de la capa de escarcha.

Una lista de las correlaciones encontradas en la literatura se presenta en la tabla 1.2. En esta tabla, se da la información de la configuración geométrica utilizada, el rango de operación y sus limitaciones.

De acuerdo a la bibliografía consultada, existen correlaciones que datan desde la década de los sesentas. Por ejemplo, Yonco and Sempy (25) (C1-k en la tabla 1.4) proponen una correlación empírica para estimar la conductividad térmica efectiva en la escarcha mediante un análisis experimental del efecto de las condiciones de operación sobre la conductividad térmica de escarcha que se forma sobre una placa plana. La correlación propuesta es una ecuación polinomial de segundo orden que solo es función de la densidad y que se obtuvo de los resultados experimentales. Es importante mencionar que aunque se conoce que la conductividad depende de otros factores además de la densidad, esta correlación ha sido ampliamente aceptada y utilizada en modelos de crecimiento de escarcha (5).

Brian *et al.*(26) (C2-k) desarrollaron una correlación empírica basado en sus datos experimentales. La correlación estima la conductividad térmica de la escarcha considerando la temperatura promedio de la escarcha, así como su densidad. Se recomienda utilizar esta correlación en las etapas tempranas del crecimiento de la escarcha, sin embargo, no se recomienda utilizarla para densidades mayores a 130 kg/m^3 .

Por su parte Hayashi *et al.* (12), Deitenberger (27), Auracher (28), Sahin (, Sahin200) y Yun *et al.* (29), obtuvieron ecuaciones teóricas para la conductividad térmica de la

escarcha. Utilizando una estructura de escarcha propuesta, que varía desde una celosía cúbica de partículas esféricas de hielo rodeadas de aire, estructura originalmente propuesta por Woodside (30) y que posteriormente fue utilizada por Hayashi *et al.* (12) y Yun *et al.* (29), hasta una estructura de columnas de escarcha utilizada en el trabajo de Sahin (31), y la estructura basada en una mezcla aleatoria de esferas y cilindros de hielo en el trabajo de Deitenberger (27).

Otro tipo de correlaciones empíricas fueron presentadas por Mao *et al.* (14, 15), quienes obtuvieron un set de ecuaciones de las propiedades de transporte en la escarcha en la forma de productos de los parámetros adimensionales evaluados a ciertas potencias, y basándose en resultados experimentales. Por su parte Shin *et al.* (17) correlacionó la conductividad térmica con el ángulo de contacto dinámico con la pared y la densidad promedio de la escarcha.

Las correlaciones encontradas en la literatura para obtener la conductividad térmica efectiva de la escarcha y compiladas en la Tabla 1.2 se construyeron en base de experimentos y análisis sobre una placa plana.

Tabla 1.2: Correlaciones existentes en la literatura para estimar el valor de la conductividad térmica de la escarcha.

Número	Conf. geométrica	Ecuación	Unidades	Rango de operación	Límites	Ref.
C1-k	Placa plana	$k_f = 0.0140 + 0.00668\rho_f + 0.000175\rho_f^2$ $(k_f = 0.02422 + 0.0007214\rho_f + 0.0000011797\rho_f^2)$ (Empírica)	Btu/h·ft·°F (W/m·K)	$T_w = -22\text{ °F a } 14\text{ °F}$ $(T_w = -30\text{ °C a } -10\text{ °C})$ $T_a = 68\text{ °F a } 77\text{ °F}$ $(T_a = 20\text{ °C a } 25\text{ °C})$	Max. Densidad 573 kg/m ³	Yonco and Sempy (25)
C2-k	Placa plana	$k_f = 8.49 \times 10^{-17} T_f^{5.44} + 6.86 \times 10^{-14} (\rho_f - 0.025) T_f^{4.84}$ (Empírica)	Btu/h·ft·°F (ρ _f en lb/ft ³)	$T_f = -215\text{ °F a } 20\text{ °F}$ $(-137\text{ °C a } -7\text{ °C})$ $\rho_f = 1.6\text{ a } 8.1\text{ lb/ft}^3$ $(25\text{ a } 130\text{ kg/m}^3)$	Max. Densidad 130 kg/m ³	Brian <i>et al.</i> (26)
C3-k	Placa plana	$k_f = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963}$ (Empírica)	W/m·K (ρ _f en kg/m ³)	$T_w = -22\text{ °C a } 11\text{ °C}$ $T_a = -10\text{ °C a } 0\text{ °C}$ $u = 4\text{ m/s a } 9\text{ m/s}$	Max. Densidad 500 kg/m ³	Sanders <i>et al.</i> (32)
C4-k	Placa plana	$\frac{k_{eff}}{k_f} = 1 + \frac{\epsilon_{hielo} K_{hielo} + (1 - \epsilon_{hielo}) \cdot k_f}{\left[\pi \cdot \left(\frac{k_{hielo}}{k_f} - 1 \right) \right]^{1/3} \left[1 - \left(\frac{a-1}{a} \right) \ln \left(\frac{a+1}{a-1} \right) \right]}$ $a = 1 + \frac{\rho_f - \rho_\beta}{\left[\pi \cdot \left(\frac{k_{hielo}}{k_\beta} - 1 \right) \cdot (6s/\pi)^{2/3} \right]^{1/2}}, s = \frac{dP_{sgL}}{\rho_{hielo} - \rho_\beta}$ $k_\beta = k_a + \frac{D}{RT} \left(\frac{P}{P - P_{sat}} \right) \frac{dP_{sgL}}{dT} h_{sg}$ $D = 0.086 \frac{10000}{P} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)$ (Teórico)	W/m·K	Se supone que es universal	Max. Densidad 450 kg/m ³	Hayashi <i>et al.</i> (12)
C5-k	Placa plana	$k_f = f(\rho_f, T_f), \bar{k}_f = \int_{T_w}^{T_f} \frac{k_f dT}{T_f - T_w}$ (Teórico)	W/m·K	Se supone que es universal	Max. Densidad 550 kg/m ³	Dietenberger (27)
C6-k	Placa plana	$k_c = k_e + k_D;$ $k_c = \frac{C_1}{k_{perp}} \frac{1 - C_1}{1 + k_{par}}$ $k_D = \frac{\rho_{hielo} - \rho_f}{\rho_{hielo} - 0.58\rho_f} h_{sg} 1.958 \times 10^{-9} \dots$ $\dots \frac{P_{sgL}}{P_{sat}} \left(\frac{T}{T_{sat}} \right) - 1.28 e^{24.02 - \frac{6145}{T}}$ $C_1 = 0.042 + 0.42 \times 0.995^{\rho_f}$ (Teórico)	W/m·K	Se supone que es universal	Max. Densidad 800 kg/m ³	Auracher (28)

Tabla 1.3: Correlaciones existentes en la literatura para estimar el valor de la conductividad térmica de la escarcha. (Continuación)

Número	Conf. geométrica	Ecuación	Unidades	Rango de operación	Límites	Ref.
C7-k	Placa plana	$k_f'' = 0.011(X'')^{-0.37}(W)^{2.044} \left(\frac{T_{fp}-T_w}{T_s-T_w} \right)^{0.216} \text{Re}^{1.093} \text{Fo}^{0.699}$ $k_f^* = \frac{q_f'' \delta_f}{0-T_w} k_{hielo}$ (Empírico)	W/m-K	$T_w = -5^\circ\text{C}$ a -15°C $T_a = 15^\circ\text{C}$ a 23°C $u = 1.15$ a 2.67 m/s	Max. Densidad 200 kg/m ³	Mao <i>et al.</i> (14)
C8-k	Placa plana	$k_f = 0.132 + 3.13 \times 10^{-4} \rho_f + 1.6 \times 10^{-7} \rho_f^2$ (Empírico)	W/m-K	$T_w = -15^\circ\text{C}$ $T_a = 25^\circ\text{C}$ y $u = 0.5$ a 2.0 m/s	Max. Densidad 400 kg/m ³	Lee <i>et al.</i> (33)
C9-k	Placa plana	$\frac{1}{k_f} = \frac{C_1}{k_{perp}} + \frac{1-C_1}{k_{par}}; \frac{1}{k_{perp}} = \frac{1-\epsilon_a}{k_a} + \frac{\epsilon_a}{k_{hielo}}$ $k_{par} = (1 - \epsilon_a)k_a + \epsilon_a k_{hielo}$	W/m-K	Se supone que es universal	Max. Densidad 800 kg/m ³	Le Gall <i>et al.</i> (34)
C10-k	Placa plana	$k_f(T) = 0.131 \times 10^{-6} (1 - \beta) \frac{h_{sg} F_a t m F_0}{T_0^{1.34} R^{2.1} 1.06 \exp \left[\frac{h_{ig} \delta_f}{T_0} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right) \right]}$ $+ 1.202 \times 10^{-3} \beta (\rho_c)^{0.963} + (1 - \beta) (1.0465 + 0.0177T) \times 10^{-5}$ $\beta = \frac{A_c}{A_c + A_\beta}; k_{eff} = \frac{1}{\delta_f} \int_0^{\delta_f} \frac{1}{k_f(T)} d_y$ (Teórico)	W/m-K	Se supone que es universal	Max. Densidad 250 kg/m ³	Sahin (31)
C11-k	Cilindro	$k_f = \frac{k_w(T_w, in - T_w, out) \ln \left[\frac{(\delta_f + r_w, out)/r_w, out}{(\delta_f + r_w, in)/r_w, in} \right]}{(T_w - T_{fs}) \ln(r_w, out/r_w, in)}$ (Analítico)	W/m-K	$T_a = 9.6^\circ\text{C}$ a 20.3°C Re=10430 a 18200 $t = 0$ a 180 min	Resultados gráficos	Lee y Ro (16)
C12-k	Placa plana	$k_f = k_{hielo} 6.534 \times 10^{-4} (X^*)^{0.004}$ $[(T_{fp} - T_w)/(T_a - T_w)]^{0.737} (\text{Re}^{0.375} \text{Fo}^{0.18})$	W/m-K	$T_w = -20.5^\circ\text{C}$ a -40°C $T_a = -10.1^\circ\text{C}$ a -25.8°C Re=3278 a 13112	no recomendado	Mao <i>et al.</i> (15)
C13-k	Placa plana	$k_{fr} = k_a + \rho_a f_s C_{pa} f_s v^2 C_f / 2 (y(t) + \delta) / 2.5;$ $k_{f, in} = \frac{k_a}{[1 - (\frac{6s}{\pi})]^{1/3}} \left[1 - \left(\frac{a-1}{2} \right) \ln \left(\frac{a+1}{a-1} \right) \right]$ $a = \left(1 + 4/\pi \left(\frac{k_{hielo} a}{k_a} - 1 \right) \left(\frac{6s}{\pi} \right)^{2/3} \right)^{1/2}$ $s = \frac{\rho_f \Gamma - \rho_a}{\rho_f - \rho_a}$ $k_{tot} = \frac{k_{f, r} k_{f, in} (\epsilon_{f, r} + \epsilon_{f, in})}{k_{f, in} \epsilon_{f, r} + k_{f, r} \epsilon_{f, in}}$ (Teórico)	W/m-K	$T_w = -20.5^\circ\text{C}$ $T_a = 25^\circ\text{C}$ $u = 1.5$ a 2.0 m/s	Max. densidad 400 kg/m ³	Yun <i>et al.</i> (29)

Tabla 1.4: Correlaciones existentes en la literatura para estimar el valor de la conductividad térmica de la escarcha. (Continuación)

Número	Conf. geométrica	Ecuación	Unidades	Rango de operación	Límites	Ref.
C14-k	Placa plana	$k_{f,eff} = C_{DCD}(0.0448 + 4.42 \times 10^{-8} \rho_f^3);$ $C_{DCA} = 1.09 - 8 \times 10^{-5}(DCA - 55)^2$ (Empírico)	W/m·K	$T_w = -22^\circ\text{C}$ $T_a = 12^\circ\text{C}$ $u = 1.57 \text{ m/s}$ $DCA = 23, 55, 88 \text{ m/s}$	Max. Densidad 250 kg/m ³	Shin <i>et al.</i> (17)
C14-k	Placa plana	$k_f = \xi_f k_{f,max} + (1 - \xi_f) k_{f,min}$ Región 1: $\xi_f = 0.283 + e^{-0.020\rho_f} f(T_w = -4^\circ\text{C} \text{ a } -10^\circ\text{C})$ Región 2: $\xi_f = 0.140 + 0.919e^{-0.0142\rho_f} f(T_w = -10^\circ\text{C} \text{ a } -21^\circ\text{C})$ Región 3: $\xi_f = 0.0107 + 0.419e^{-0.00424\rho_f} f(T_w = -21^\circ\text{C})$ (Semiempirica)	W/m·K	$T_w = -5^\circ\text{C} \text{ a } -30^\circ\text{C}$ $T_a = 10^\circ\text{C} \text{ a } -5^\circ\text{C}$ $u = 0.5 \text{ a } 1.5 \text{ m/s}$	Solo apropiado para	Na and Webb (35)

1.5.3. Espesor de la escarcha

Las correlaciones para estimar el espesor de la escarcha toman su importancia en el hecho de que pueden ser utilizadas para evaluar el desempeño de un evaporador, además, de validar los resultados de modelos de escarcha. En la tabla 1.5 se muestran correlaciones para estimar el espesor de la escarcha bajo diferentes correlaciones geométricas y condiciones de operación. En la tabla 1.5 se encuentran los resultados semi-empíricos de los estudios pioneros de Schneider (36), y de Cremers y Mehra (37), los cuales propusieron ecuaciones para el espesor de la escarcha como función de la diferencia de temperatura entre la superficie de la escarcha y la pared fría, y del tiempo. Para validar los resultados existen diferentes métodos para medir el espesor de la escarcha, Lee and Ro (38), utilizaron medios mecánicos para sus mediciones, Mao *et al.* (14) utilizaron un arreglo de láseres para medir el espesor, mientras que Hao *et al.* (39), e Irigorry y Tao (9), estimaron el espesor mediante análisis de imágenes fotográficas.

Irigorry (5), quien comparó los espesores predichos por diferentes correlaciones del espesor en función de la temperatura superficial de la escarcha y para condiciones de temperatura de aire estándar, observó que existen importantes discrepancias entre los resultados obtenidos; es probable que el espesor de la escarcha no solo dependa de la temperatura superficial, y se debe considerar formas alternativas de conocer el espesor de la escarcha.

Tabla 1.5: Correlaciones de espesor de escarcha (δ_f)

No.	Conf. geométrica	Ecuación	Unidades	Rango de operación	Límites	Ref.
T1	PLACA PLANA	$\delta_f = 0.465 \left[\frac{k_{ice}}{h_{sg} \rho_{ice}} t (T_{fs} - T_w) \right]^{1/2} \left(\frac{t}{60} \right)^{0.03} (T_{fs} - T_w)^{-0.01} \Pi^{0.25} Fr$	mm	$T_w = -5^\circ C$ a $-30^\circ C$ $T_a = 5^\circ C$ a $15^\circ C$ $Re = 4,000$ a $32,000$ $t = 60$ a 480 min		(36)
T2	CILINDRO VERTICAL	$\delta_f = 0.12 [t (T_{fs} - T_w)]^{0.43}$	mm	$T_w = -15^\circ C$ a $-25^\circ C$ $T_a = 20^\circ C$ $t = 50$ a 350 min		(37)
T3	PLACA PLANA	$\delta_f = 0.156 (X^*)^{-0.098} (W)^{1.723} \left(\frac{T_{tp} - T_w}{T_a - T_w} \right)^{1.10} Re^{0.343} Fo^{0.655}$	m	$T_w = -5^\circ C$ a $-15^\circ C$ $T_a = 15^\circ C$ a $23^\circ C$ $u = 1.15$ a 2.67 m/s		(14)
T4	PLACA PLANA	$\delta_f = 9.183 \times 10^{-5} (X^*)^{-0.085} (W)^{0.4} \left(\frac{T_{tp} - T_w}{T_a - T_w} \right)^{-1.712} (ReD)^{0.449} (Fo)^{0.699}$	m	$T_w = -20.5^\circ C$ a $-41^\circ C$ $T_a = -10.1^\circ C$ a $-25.8^\circ C$ $Re = 3,278$ a $13,112$		(15)
T5	PLACA VERTICAL	$\delta_f = 0.1083 (W)^{1.704} (T^*)^{3.177} (ReD)^{0.1424} (D^*)^{13.36} (X^*)^{-0.1488} (Fo)^{0.6724}$	m	$T_w = -10^\circ C$ a $-20^\circ C$ $T_a = 5^\circ C$ a $20^\circ C$ $Re = 1,000$ a $3,000$		(38)
T6	PLACA PLANA	$\delta_f = (0.0852 + 0.00134 DCA) t^{0.6954} - 0.00154 DCA$	mm	$T_w = -22^\circ C$ $T_a = 12^\circ C$ $u = 1.57$ m/s $DCA = 23, 55, 88$		(17)

1.5.4. Coeficiente de transferencia de calor y Número de Nusselt

En la literatura especializada se han divulgado dos tipos de coeficientes de transferencia de calor por convección en la escarcha, el primero considera el efecto global de la escarcha en la transferencia de calor, definido con la temperatura de la superficie fría, mientras que el segundo calcula la transferencia de calor y el coeficiente desde el aire y la temperatura de superficie de la escarcha. El primero necesariamente toma en cuenta el calor latente debido a la solidificación de la humedad de la corriente del aire, mientras que el segundo es más consistente con la definición clásica del coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual solo incluye el calor sensible removido del ambiente. El segundo tiene mayor aplicación en el análisis de la transferencia de calor en la escarcha. En la tabla [1.6](#) se muestran algunas de las correlaciones existentes en la literatura.

Tabla 1.6: Número de Nusselt (Nu)

No.	Conf. geométrica	Ecuación	Unidades	Rango de operación	Límites	Ref.
N1	ANILLO CONCENTRICO	$Nu = 0.018 Re^{0.80}$	-	$Re = 6.8 \times 10^3 - 37 \times 10^3$	Tubo interior enfriado	(40)
N2	PLACA PLANA	$Nu = 0.116 Re_L^{0.8} Pr^{0.33}$	-	$Re_L = 2.3 \times 10^4 - 11.5 \times 10^4$	Calor total en estado estable	(22)
N3	CILINDRO	$h_C = 0.332 \frac{k_a}{L} Re^{1/2} Pr^{1/3}$	$W/m^2 K$		Calor sensible	(41)
N4	PLACA PLANA	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 - 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	-		Calor sensible	(42)
N5	CILINDRO HORIZONTAL	$Nu = 0.73(Gr Pr)^{0.25}$	-	$Gr Pr = 10^6$ a 10^7	Conv. Libre 6h datos Calor sensible	(43)
N6	PLACA PARALELA	$Nu = 0.034 Re_D^{0.80}$	-	$Re = 6 \times 10^3 - 50 \times 10^3$	Calor sensible en estado estable	(44)
N7	PLACA PARALELA	$Nu_t / Nu_{ss} = 1 + 0.23 e^{-(t/\tau_o)}$	-	$\tau_o =$ tiempo constante $t =$ tiempo transitorio	Transitorio	(45)
N8	CILINDRO	$Nu = 0.394 Re_D^{0.509}$	-		Calor sensible en estado estable	(45)
N9	PLACA PLANA	$Nu_{X^*} = 0.720(X^*)^{0.698} (W)^{0.294} \left(\frac{T_p - T_w}{T_a - T_w}\right)^{0.729} Re_D^{0.721} Fo_D^{0.036}$	-	$T_w = -5^\circ C$ a $-15^\circ C$ $T_a = 15^\circ C$ a $23^\circ C$ $u = 1.15$ a 2.67 m/s	Densidad Max. $200 K g/m^3$ $T_f = 0^\circ C$ Calor Sensible	(14)
N10	PLACA PLANA	$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3}$	-	Flujo laminar sobre placa plana	Superficie seca	(46)
N11	PLACA RUGOSA	$h = \rho_a C_{p,a} u_\infty (C_f/2)(0.9 + (C_f/2)^{1/2}/St_k)$ $St_k = 0.8 Re_k^{-0.2} Pr^{-0.44}$ $C_f/2 = (2.5 In[84.6/(29.96y(t) + 1)])^{-2}$ $\delta = (0.036z)/(Re^{0.2} 0.097)$	$W/m^2 K$	$T_w = -10^\circ C$ $T_a = 25^\circ C$ $u = 1.5$ to 2.0 m/s	Flujo turbulento Calor sensible	(29)
N12	CILINDRO	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$ $n = 0.4$ (heating) and $n = 0.3$ (cooling) (Ecuación de Dittus-Boelter)	-	$0.7 \leq Pr \leq 160$ $Re_D \geq 10,000$	Superficie seca	(47)

La mayoría de las correlaciones siguen la misma forma que las correlaciones del número de Reynolds clásico o del número de Grashof, para las superficies sin escarcha. las correlaciones de Mao *et al.* (14) y O'Neal y Tree (44) fueron desarrollados directamente a partir de sus experimentos donde el número de Nusselt está correlacionado con el tiempo. Dichos modelos son útiles para validar su modelo matemático, sin embargo, el uso de estas correlaciones debe limitarse estrictamente al rango de condiciones de operación reportado.

En algunos trabajos reportados en la literatura el coeficiente de transferencia de calor por convección se define como:

$$h = \frac{q_w''}{T_\infty - T_f} \quad (1.8)$$

donde q_w'' es el flujo de calor medido con medidor de flujo de calor colocado entre la superficie fría y la escarcha o bien obtenido mediante un balance de energía. De acuerdo con un balance de energía, la definición mostrada en la ecuación 1.8 incluye ambos fenómenos, el calor sensible transferido entre la superficie de la escarcha y el aire ambiental y el calor latente debido al crecimiento de la escarcha. Esto explicaría por qué el número de Nusselt es mayor cuando hay escarcha comparado al caso en que no existe la escarcha. Si se necesita conocer solamente el coeficiente de transferencia de calor existente entre la superficie de la escarcha y el ambiente se debe definir como:

$$h_{sen} = h - \frac{\rho_f h_{sg}}{T_\infty - T_f} \frac{d\delta}{dt} \quad (1.9)$$

en donde el segundo término de la ec. 1.9 depende del tiempo durante el proceso de

escarchamiento.

En muchos modelos, se asume que h_{sen} sigue las correlaciones para las superficies no escarchadas y, por lo tanto, es independiente del tiempo si las condiciones ambientales permanecen estables. Sin embargo, bajo condiciones de flujo turbulento y con formación de escarcha se obtiene una rugosidad de la superficie dependiente del tiempo, que conducirá a la h_{sen} dependa también del tiempo. Por lo tanto, es necesario realizar estudios adicionales para confirmar y encontrar mayor precisión en la estimación del coeficiente de transferencia de calor por convección en condiciones de escarchamiento (9).

1.6. Objetivo General de la presente investigación

Estudiar experimentalmente el efecto que tienen la hidrodinámica, la humedad del aire, la temperatura del aire, entre otros factores, en la formación de escarcha y sus propiedades sobre las superficies de bancos de tubos, además, evaluar el efecto de la escarcha en la transferencia de calor y masa.

1.6.1. Objetivos específicos

- Poner en operación una instalación experimental capaz de evaluar intercambiadores de calor sometidos a formación de escarcha. Esta instalación experimental debe ser capaz de controlar la temperatura y humedad de una corriente de aire y medir parámetros importantes para su evaluación como el caudal y temperatura del refrigerante, y la temperatura superficial del banco de tubos.

1.6 Objetivo General de la presente investigación

- Diseñar y construir modelos experimentales para estudiar la formación de escarcha en bancos de tubos.
- Diseñar una metodología con la cual se pueda medir cuantitativamente el crecimiento de la escarcha alrededor de un banco de tubos.
- Realizar un diseño de experimentos en donde se evalúe el efecto de los parámetros principales en la formación de escarcha y la transferencia de calor y masa.
- Reportar cuantitativamente el efecto que tiene la velocidad, la temperatura, y la humedad del aire, sobre parámetros importantes como el espesor de la escarcha, la densidad de la escarcha, y la transferencia de calor y masa en el banco de tubos.

Discusión de los métodos experimentales y numéricos

A continuación se presenta una reseña de lo que se ha estudiado hasta el momento del fenómeno del crecimiento y la densificación de la escarcha en el contexto del uso de evaporadores en sistemas de refrigeración y su impacto en el desempeño.

En la revisión bibliográfica realizada se han encontrado documentados trabajos que datan de los años 1970. Por ejemplo, Jones y Parker (48) desarrollaron un método para predecir la formación de escarcha con parámetros variables como la humedad y la velocidad del aire, logrando una diferencia de alrededor del 25 % entre su modelo y los resultados experimentales. Por su parte Schneider (36) reportó sus experimentos del crecimiento de escarcha sobre un tubo. Los resultados experimentales permitieron proponer una ecuación para predecir el crecimiento de la escarcha; reportan que su modelo tiene un error que ronda el 3.7 %. En el mismo año Hayashi *et al.* (12) realizaron una clasificación de la formación de escarcha de acuerdo a la estructura que identificaron mediante fotografías. Sus experimentos los realizaron en un rango de temperatura de superficie de 0°C hasta -25°C. Ver Figura 2.1.

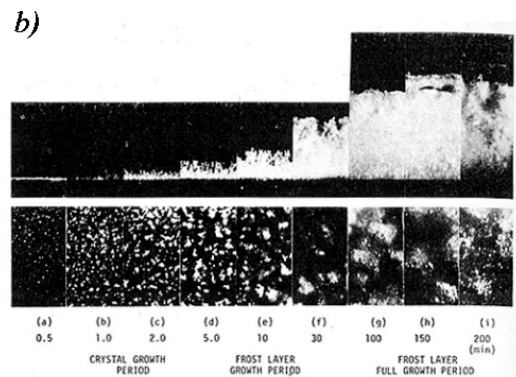
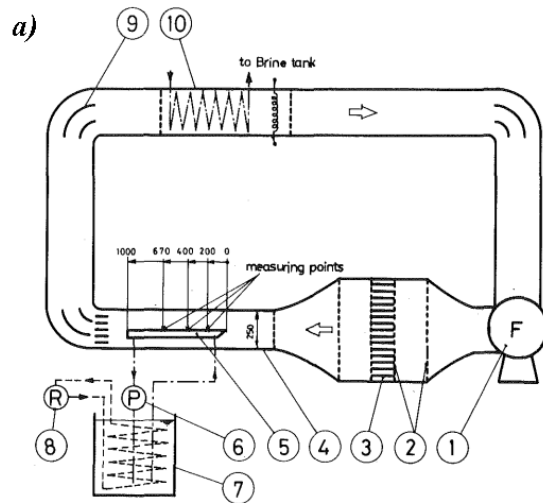


Figura 2.1: a) Instalación experimental y b) fotografías obtenidas durante la experimentación realizada por Y.Hayashi *et al.* (12).

Debido a la complejidad del fenómeno, existen dos principales caminos para estudiar el problema de la formación de escarcha: Estudios teórico-numéricos, y los análisis experimentales. En las siguientes secciones se realiza una reseña de los avances que existen desde el punto de vista de estas dos metodologías.

2.1. Estudios experimentales

Ha existido un gran número de esfuerzos por registrar el comportamiento del fenómeno de la formación de escarcha sobre superficies frías bajo condiciones controladas. A continuación se describen algunos de los trabajos de mayor relevancia encontrados en la revisión bibliográfica realizada.

En el año 2004, Deniz Seker *et al.* (49) presentaron los resultados obtenidos en un estudio experimental en donde se analiza el efecto que tiene la formación de escarcha en el desempeño de un intercambiador de calor de tubo y aleta. Los experimentos se realizaron en una instalación diseñada para simular la corriente de aire que existe en un refrigerador doméstico, ver Figura 2.2. Los resultados de mayor relevancia fueron la medición del coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión. Los datos obtenidos los utilizaron para validar su propio modelo computacional, presentado en un artículo previo (4).

En el año 2004, Jose Iragorri *et al.* (5) documentaron en su revisión bibliográfica que existe una amplia literatura que propone correlaciones para calcular el espesor, la densidad y conductividad de la escarcha. En el documento se explica que la conductividad térmica se considera dependiente de la densidad y la temperatura de la superficie de la escarcha. Sin embargo, estos factores no siempre son suficientes para obtener un valor correcto de la conductividad térmica. Factores como la distribución del tamaño de grano o la tortuosidad de la trayectoria del aire a través de la estructura porosa de la escarcha afectan el valor de la conductividad. Además, para la densidad de la escarcha

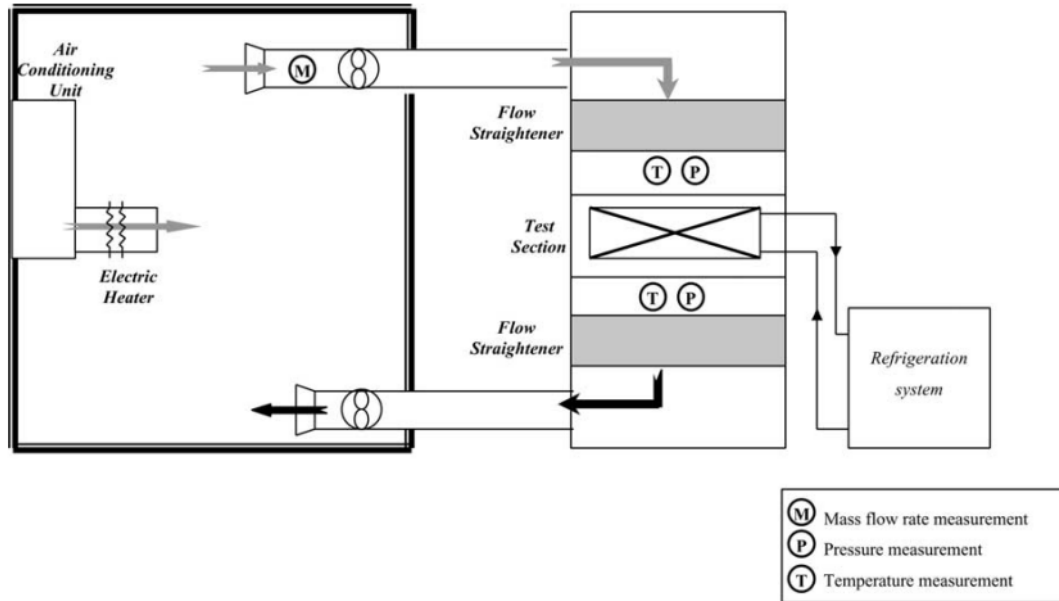


Figura 2.2: a) Instalación experimental empleada por Deniz Seker *et al.* para sus experimentos en un intercambiador de tubo y aleta, (49).

se han propuesto correlaciones en donde ésta solo depende de la temperatura de la superficie, encontrándose una alta densidad cuando la diferencia de temperatura entre la superficie y el aire ambiental es pequeña, y una baja densidad cuando esta diferencia es grande. En cuanto al espesor de la escarcha existen diferentes correlaciones para estimar su valor, sin embargo, hay discrepancias entre ellas y no es posible asegurar que un solo factor, generalmente la temperatura de la superficie de la escarcha, sea suficiente para determinar un valor aceptable de su espesor. Además, muestran diferentes correlaciones para calcular el número de Nusselt en una superficie con escarcha en placas planas, cilindros y placas paralelas. Se reportan dos tipos de Números de Nusselt: (1) Se considera el efecto global de la escarcha en la razón de transferencia de calor definiendo el Número de Nusselt con la temperatura de la superficie fría. Esta

definición entonces incluye el efecto del calor latente de la escarcha. (2) Definición a partir de la temperatura de superficie de la escarcha. Esta definición es más consistente con el concepto de calor sensible por convección removido del ambiente.

En el año 2010, Shinhyuk Yoon *et al.* (50) midieron el espesor y la masa depositada en la escarcha sobre una placa plana. Propusieron correlaciones para estimar el espesor local y promedio de la escarcha, su densidad y la masa depositada (Ver figura 2.4). La correlación propuesta para calcular la masa depositada tuvo una incertidumbre del 8 %.

Nascimento *et al.* (51) realizaron un estudio experimental de la formación y densificación de escarcha en un canal de placas paralelas. Los experimentos los realizaron en un túnel de viento especialmente diseñado para dar condiciones psicrométricas adecuadas para los experimentos (Ver figura 2.3). Con los 13 puntos experimentales obtenidos propusieron una correlación semiempírica para la densidad de la escarcha.

Hermes *et al.* (19) realizan un estudio experimental enfocándose en los factores que afectan en mayor medida el crecimiento de la escarcha, la temperatura, la humedad y la velocidad del aire además, de la temperatura superficial. Los experimentos fueron conducidos para obtener información del fenómeno físico y desarrollar un modelo capaz de predecir la variación del espesor de la escarcha y la transferencia de calor y masa en la superficie.

Negrelli *et al.* (52) realizaron un estudio experimental para estimar la conductividad térmica de la escarcha acumulada en un canal de placas paralelas, para diferentes condiciones de operación. Con los 57 puntos experimentales obtenidos propusieron una

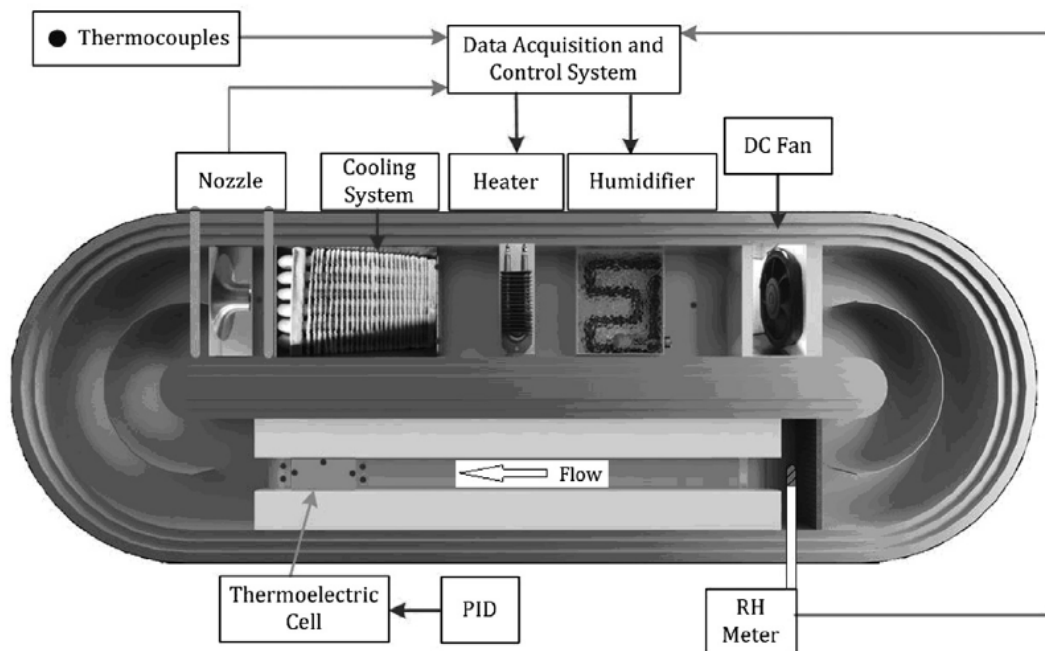


Figura 2.3: Instalación experimental empleada por Nascimento *et al.* para sus experimentos, (51).

correlación semi-empírica para la conductividad térmica en función de la porosidad y la temperatura superficial de la placa fría.

Da Silva *et al.* (53) realizaron una serie de experimentos en un evaporador de tubo y aleta, para caracterizar mediante una inspección visual las diferentes morfologías de la escarcha, bajo diferentes condiciones de operación.

Wu *et al.* (54) realizaron evaluaciones experimentales de la formación de escarcha en superficies aletadas con geometrías complejas, las cuales incluyeron aleta única alineada, aleta única inclinada, fila de aletas alienadas, una columna de aletas inclinadas y cinco columnas de aletas inclinadas. Observaron que las aletas con inclinación promueven en mayor medida la formación de escarcha.

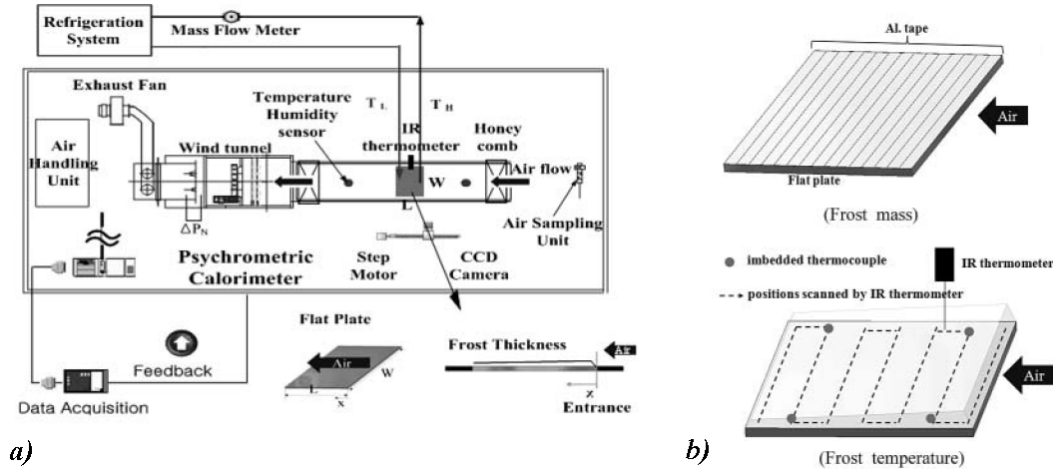


Figura 2.4: a) Instalación experimental y b) detalles de las mediciones realizadas por Shinhyuk Yoon *et al.* (50).

Patil *et al.* (55) presentan una revisión exhaustiva de los estudios que existen acerca de las características de la transferencia de calor, el desempeño térmico de los intercambiadores de calor utilizados en los sistemas de refrigeración bajo condiciones de formación de escarcha, el proceso de remoción de escarcha, así como el desempeño en condiciones secas y húmedas en su superficie.

Kim y Lee (56) investigaron experimentalmente el efecto del ángulo de contacto del agua con la superficie de una aleta en la formación y remoción de la escarcha bajo condiciones de invierno en una bomba de calor. Los ángulos de contacto estudiados fueron: 2.5° , 75° y 142° . Estos ángulos corresponden a superficies hidrofílicas, superficies desnudas e hidrofóbicas, respectivamente. Los autores reportan que la escarcha presenta diferentes formaciones dependiendo del ángulo de contacto. Este comportamiento solo ocurre en las primeras etapas de la formación de escarcha, además, los autores reportan que para superficies hidrofóbicas existe un retardo en la formación de escarcha, aun así

su efecto no es significativo y su efecto en la remoción es despreciable.

Liu *et al.* (57) estudiaron la formación de escarcha en una superficie super-hidrofóbica (162° de ángulo de contacto) sometida a convección natural. La superficie mostró diferencias en el crecimiento de la escarcha comparada con la superficie desnuda fabricada de cobre. Los resultados mostraron que la superficie tiene la capacidad de restringir el crecimiento de la escarcha retardándola hasta en 33 minutos. Por su parte Zuo *et al.* (58) presentaron una superficie superhidrofóbica con nanobarras de ZnO la cual presenta un buen desempeño como superficie anti-escarchamiento.

Sommers *et al.* (59) realizaron un estudio experimental para comparar la formación de escarcha que sucede en una superficie fría fabricada de aluminio, en comparación con una superficie del mismo material pero cubierta con un material hidrofóbico, y también cuando se encuentra cubierta con una superficie hidrofílica. Encontraron que la superficie hidrofóbica promueve una reducción en la densidad de hasta 41 %, mientras que la superficie hidrofílica provoca un incremento de hasta 26 %. Por su parte Kim *et al.* (60) estudiaron experimentalmente las etapas iniciales del crecimiento de escarcha para diferentes ángulos de contacto de una gota de agua con una superficie plana, esto desde el rango de una superficie desnuda y sin tratamiento, hasta el extremo de una superficie superhidrofóbica. Encontraron que conforme el ángulo de contacto incrementa, la altura promedio de la "semilla inicial", así como su cantidad aumenta, mientras que el radio y la densidad disminuyen.

Lee y Ro (16) realizaron mediciones experimentales de la formación de escarcha alrededor de un tubo en donde observaron que la escarcha formada en la región frontal

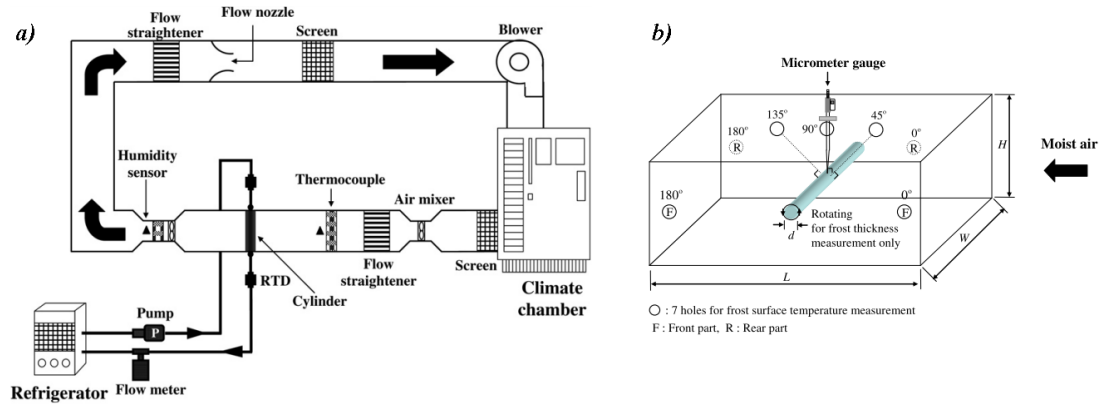


Figura 2.5: a) Instalación experimental y b) detalles de las mediciones realizadas por Jung-Soo Kim *et al.* (61).

y trasera del cilindro tienen mayor espesor que la región superior e inferior del tubo, zonas en donde la separación del flujo de aire comienza.

Jung-Soo Kim *et al.* (61) realizaron un estudio experimental de la formación de escarcha en la superficie de un cilindro con flujo cruzado mediante el cual proponen algunas correlaciones para las propiedades de la escarcha como el espesor, la densidad, la temperatura de superficie de escarcha, y el Número de Nusselt promedio. Sus resultados experimentales muestran que el espesor local de la escarcha no varía con la posición angular para velocidades altas. Ver Figura 2.5.

Ali R. Tahavvor y Mahomood Yaghoubi (62) estudiaron de forma experimental y numérica la formación de escarcha en un cilindro horizontal expuesto a convección natural. Propusieron correlaciones para calcular el espesor promedio de la escarcha, densidad y el Número de Nusselt, este último para la etapa inicial de la formación de escarcha y en la etapa de crecimiento y densificación. Ver Figura 2.6.

Y. Barzanoni *et al.* (63) estudiaron experimentalmente la formación de escarcha en

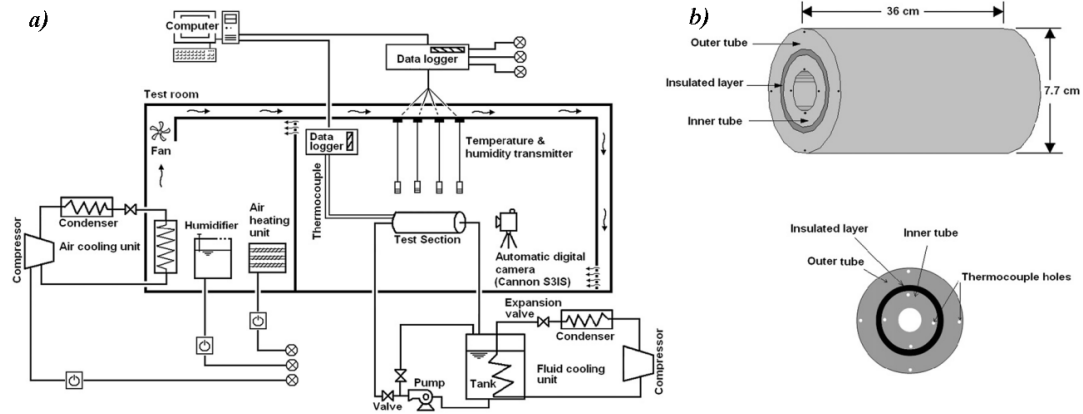


Figura 2.6: a) Instalación experimental y b) detalles del tubo utilizado durante los experimentos realizados Ali R. Tahavvor y Mahomood Yaghoubi (62).

un cilindro con flujo cruzado. Encontraron que el espesor de la escarcha es mayor en la zona frontal debido al estancamiento y en la zona trasera debido a la existencia de vórtices en la estela; el espesor de la escarcha es menor en las zonas superior e inferior debido al desprendimiento del flujo.

Park *et al.* (64) investigaron el crecimiento de la escarcha en un intercambiador de calor con aletas con persianas, y realizaron una comparación con un intercambiador de calor con aletas planas. Observaron un crecimiento altamente no-uniforme en las aletas con persianas, además, las aletas con persianas promueve el rápido crecimiento de la escarcha y el rápido decremento de la transferencia de calor, en comparación con las aletas planas. Posteriormente, proponen un diseño de aleta con persianas con una separación no uniforme en donde mejoran el desempeño del intercambiador de calor hasta en un 20% (65).

Xiaomin Wu *et al.* (66) realizaron un estudio experimental de la condensación, la formación de escarcha, la posterior fusión y las características del drenado del conden-

sado sobre superficies con diferentes tipos de estriados. Encontraron que las superficies estriadas reducen la formación de escarcha y encontraron que el estriado lineal promueve un mejor drenado que el estriado con líneas cruzadas.

Gong *et al.* (67) realizaron un estudio experimental en donde evaluaron el efecto de la calidad del aire en el proceso de formación de escarcha y encontraron que la calidad del aire tiene un efecto importante en el procesos de escarchamiento de superficies. El grado de super-enfriamiento y del tiempo de congelación cambia de acuerdo a la concentración de solución de diferentes solutos entre los que se encuentran el NH_4Cl , NaCl $(\text{NH}_4)\text{SO}_4$ y el Na_2SO_4 . Los solutos incrementan el grado de superenfriamiento y acelera el proceso de formación de cristales.

2.2. Modelado analítico y computacional

Durante los últimos 25 años, han existido diferentes esfuerzos para obtener un modelo matemático que sea capaz de predecir el crecimiento de la escarcha. Conforme han avanzado los años, los modelos se han hecho más complejo debido a la facilidad que representan las computadoras para resolver modelos matemáticos complejos. Debido a la complejidad del fenómeno de formación de escarcha, en donde diferentes mecanismos intervienen, como la transferencia de calor y masa, cambio de fase, entre otros, los autores siempre han debatido sobre las características del modelo matemático adecuado para predecir la formación de escarcha. Existen análisis basados en sistemas concentrados, análisis integrales, y los más complejos como los análisis multidimensionales mediante ecuaciones diferenciales parciales. A continuación se presentan ejemplos representativos

de los diferentes modelos.

2.2.1. Análisis de sistemas concentrados y análisis integrales

Sami and Duong (68) propusieron un modelo para predecir el crecimiento de la escarcha basándose en la razón de la difusión molecular del vapor de agua dentro de la escarcha. Este modelo es similar a los propuestos por Brian *et al.* (26), y por Jones y Parker (48). En dichos modelos, una ecuación para la razón de difusión del vapor se combina con ecuaciones integrales para el balance de masa y de energía en la escarcha, entonces se obtiene una ecuación que predice la razón de crecimiento de la escarcha ($d\delta_f/dt$). La ecuación se expresa como:

$$\frac{d\delta_f}{dt} = \frac{1}{\rho_f} \left[h_m(\rho_{v,a} - \rho_{v,fs}) - \frac{-D \left(-\frac{m_v}{RT}\right)_{fs} \left(\frac{dP}{dT}\right)_{fs} \frac{k_f(T_{fs}-T_w)}{k_{fs}\delta_f} + m_a \left(\frac{w}{1+w}\right)}{1 - \frac{w}{1+w}} \right] \left[\frac{1 - \frac{\rho_{fs}}{\rho_{ice}}}{\tau_s} \right] \quad (2.1)$$

La ecuación 2.1 es un modelo simple de sistemas concentrados que solo considera el periodo de crecimiento de densificación, y el crecimiento como bulto, es decir no se considera la etapa de nucleación, además de que no es apropiado para condiciones de convección natural. La ecuación depende de varias correlaciones empíricas y considera un valor constante de la tortuosidad, la cual en principio debe de variar con las condiciones de operación.

Por su parte, Martínez-Frias y Aceves (69) estudiaron el efecto global de la escarcha sobre las aletas de un evaporador, mediante una ecuación que combina el modelo integral de Jones y Parker (48) y el modelo de bomba de calor de Rice (5), para predecir

la transferencia de calor en un evaporador en estado permanente con una resistencia térmica extra del lado del aire. Las ecuaciones utilizadas para estimar la razón de crecimiento de la escarcha y su densificación son las siguientes:

$$\frac{d\delta_f}{dt} = \frac{h_m(\rho_{v,a} - \rho_{v,fs}) - \frac{m_v D_{fs} \left(1 - \frac{\rho_f}{\rho_{hielo}}\right)}{RT_{fs} \tau_{fs}} \left(\frac{dP_v}{dT}\right)_{fs} \left(\frac{dT}{dx}\right)_{fs}}{\rho_f} \quad (2.2)$$

$$\frac{d\rho_f}{dt} = \frac{m_v D_{fs} \left(1 - \frac{\rho_f}{\rho_{hielo}}\right)}{RT_{fs} \tau_{fs} \rho_f} \left(\frac{dP_v}{dT}\right)_{fs} \left(\frac{dT}{dx}\right)_{fs} \quad (2.3)$$

En este caso las ecuaciones, con 2.2 y 2.3 combinadas con un balance de energía en la superficie de la escarcha y la ecuación de Clapeyron, además de una serie de correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor y masa, se obtiene la razón de crecimiento de la escarcha para la etapa de crecimiento consolidado de la escarcha. Para este modelo se necesitan considerar valores iniciales de densidad y de espesor. Los autores consideran 0.02 mm y 40 kg/m³, respectivamente, lo cual limita que la razón de crecimiento dependa de estos valores iniciales y por lo tanto son un factor de error, sobre todo en las etapas iniciales del crecimiento.

Por otra parte Cheng and Cheng (70) propusieron un modelo teórico para predecir el crecimiento de la escarcha, el cual combina la aproximación integral para la transferencia de calor y masa en la escarcha, y una ecuación para la densidad promedio como función de la temperatura superficial de la escarcha propuesta por Hayashi *et al.* (12) y así obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{d\delta_f}{dt} = \frac{h_m(w_a - w_{fs})}{147.55\delta_f e^{[0.227(T_s - 273.15)]} (dT_{fs}/d\delta_f) + \rho_f} \quad (2.4)$$

En este estudio, se obtuvo una ecuación diferencial de segundo orden para la distribución de la temperatura en la capa de escarcha, derivada de un balance de energía realizado en un volumen infinitesimal de escarcha, suponiendo densidad y transferencia de masa constante. La evaluación de la ecuación de la temperatura en la superficie da como resultado la temperatura superficial de la escarcha:

$$T_{fs} = \frac{1}{2} \frac{\delta_f \Delta h}{k_f} \left[h_m(w_a - w_{fs}) + \rho_f \frac{d\delta_f}{dt} \right] + \frac{h_c T_a - T_{fs}}{k_f} \delta_f + T_w \quad (2.5)$$

Los resultados de la ecuación 2.4 se validaron con los trabajos experimentales de Yonko y Sepsy (25), Jones y Parker (48) y de Sahin (71), resultando una buena correlación con los experimentos.

2.2.2. Análisis diferenciales

Gracias a investigaciones realizadas anteriormente (72) se sabe que en general existen tres formas para modelar la formación de escarcha:

1. En la primera se emplean correlaciones de transferencia de calor y masa y se analiza la ecuación de difusión de masa para el vapor de agua y entonces es posible predecir el crecimiento de la escarcha. Este método no resuelve el dominio del fluido, así que no considera las variaciones del flujo y la transferencia de calor fuera de la escarcha (48, 73). Ver Figura 2.7.

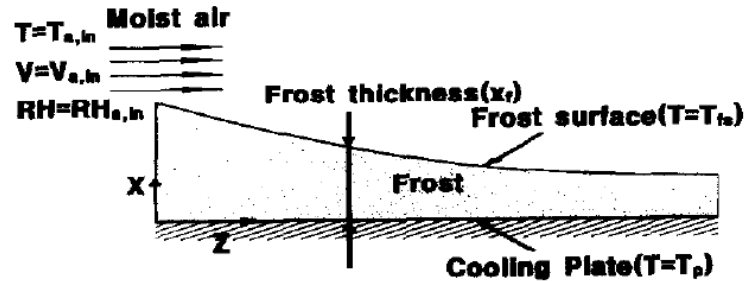


Figura 2.7: Modelado del crecimiento de la escarcha. Caso 01. (73).

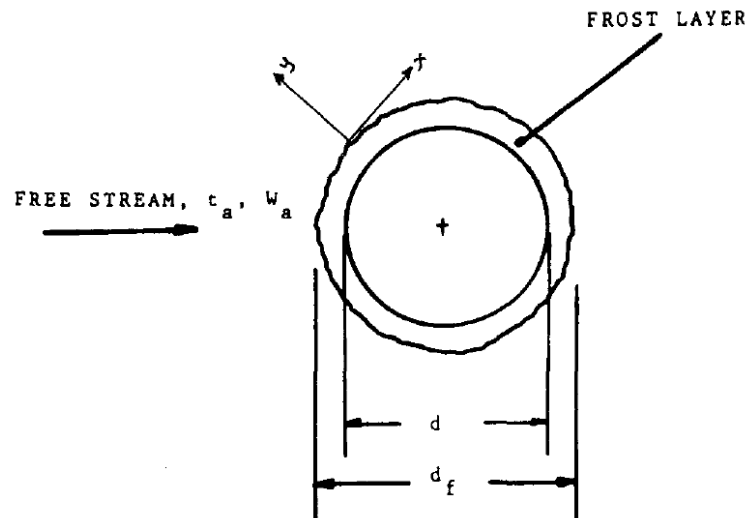


Figura 2.8: Modelado del crecimiento de la escarcha. Caso 02. (74).

2. En el segundo método se utilizan las ecuaciones de la capa límite y se emplean correlaciones empíricas para obtener las propiedades de la escarcha. Con los resultados que se obtienen de este estudio se logra conocer la evolución de algunas propiedades de la escarcha como el espesor o la densidad (74). Ver Figura 2.8
3. En el tercer método se estudia la formación de escarcha como un medio poroso. Esta técnica tiene el inconveniente de que se ha confiado en coeficientes inciertos del medio poroso y los utilizan sin una justificación suficiente (34). Ver Figura

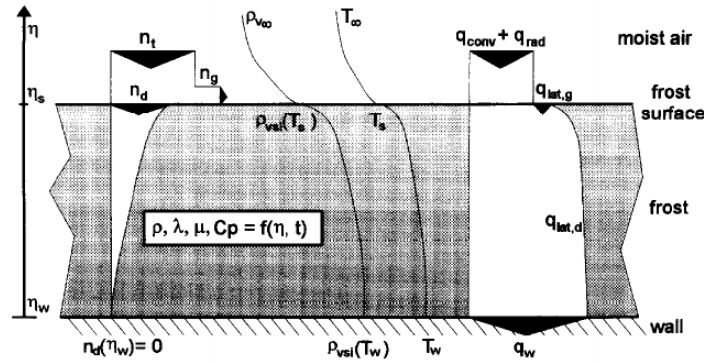


Figura 2.9: Modelado del crecimiento de la estaca. Caso 03. (34).

2.9.

Para estudiar el problema de la formación de escarcha se utilizan principalmente dos métodos. En primer lugar los modelos sencillos consideran un problema unidimensional y predicen el crecimiento de la escarcha en la dirección perpendicular a la superficie fría. Por otra parte el modelo multidimensional diferencial trata una segunda dimensión de interés paralela a la superficie con escarcha. El modelo unidimensional se basa en la ecuación de difusión molecular del vapor de agua en la escarcha. En este modelo una ecuación para la difusión del vapor se combina con las ecuaciones de la energía para obtener una ecuación para la razón de crecimiento de la escarcha. Este modelo tiene diversas restricciones: (1) Solo considera la etapa de densificación y crecimiento, es decir, no toma en cuenta la etapa de nucleación, (2) no es apropiado para la convección natural, (3) depende de diferentes correlaciones empíricas, (4) considera un valor constante de tortuosidad, que es función de las condiciones de operación. Por su parte, los modelos bidimensionales o tridimensionales consideran la solución del dominio del fluido (aire húmedo) y el dominio de la escarcha (generalmente un medio poroso). En

general se enfocan en resolver la etapa de crecimiento y densificación, despreciando la etapa de nucleación; algunas veces la imponen como condición inicial.

Tao *et al.* (75) desarrolló un modelo matemático utilizando técnicas de promedios en volúmenes de control para las propiedades y ecuaciones de transporte de las fases de vapor y sólido en la capa de escarcha. En el análisis se utilizó un modelo de crecimiento en forma de columna de hielo durante el periodo de solidificación y crecimiento inicial, mientras que para el periodo de densificación y crecimiento se empleó un sistema de ecuaciones para medios poroso. Se resolvieron las ecuaciones acopladas de energía y continuidad. Las ecuaciones de gobierno para el periodo de densificación y crecimiento ($t > t_i$), se presentan a continuación:

Ecuación de la energía

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m} P_2 = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (2.6)$$

Ecuación de la continuidad en la fase sólida

$$\frac{\partial \epsilon_i}{\partial t} + \frac{\dot{m}_{iv}}{P_1} = 0 \quad (2.7)$$

Ecuación de difusión de vapor

$$\frac{\partial(\epsilon_g \rho_v)}{\partial t} - \dot{m} = \frac{\partial}{\partial z} \left(D_{eff} \frac{\partial \rho_v}{\partial x} \right) \quad (2.8)$$

Se emplearon nueve ecuaciones constitutivas para las propiedades termodinámicas de la escarcha. Las condiciones de frontera empleadas fueron del tipo de Neumann en donde se incluyen la razón de crecimiento de la escarcha en forma adimensional:

$$Bi[T_a - T(x = \delta, t)] = k_{eff} \frac{\partial T(x = \delta, t)}{\partial x} - P_2 \rho_f \frac{\partial \delta}{\partial t} \quad (2.9)$$

$$Bi[w_a - w(x = \delta, t)] = D_{eff} \frac{\partial P_v(x = \delta, t)}{\partial x} + \rho_f \frac{d\delta}{dt} \quad (2.10)$$

Para el periodo del crecimiento de columnas de hielo se emplearon las siguientes ecuaciones:

$$d \frac{\partial T_d}{\partial t} = d \frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial T_d}{\partial x} \frac{\partial d}{\partial x} - 4Bi_i(T_i - T_g) + \frac{2}{J_a} \frac{\partial d}{\partial t} \quad (2.11)$$

$$\frac{\delta d}{\delta t} = 2Bi_{mi}(w_g - w) \quad (2.12)$$

El modelo anterior resuelve la temperatura, la densidad y la distribución de la fracción de volumen de la fase sólida dentro de la escarcha en la dirección perpendicular a la superficie fría en función de las propiedades del fluido y de los materiales además de las condiciones de operación.

Adicionalmente Sahin (71) trabajó en el estudio del crecimiento de cristales de escarcha mediante un modelo para la estructura cristalina en forma de columnas de escarcha de diámetro uniforme, basándose en estudios previos realizados. Sugirió que la nucleación es una función de la formación crítica de grupos y que el grosor de la escarcha depende del grado de sobresaturación. Obtuvo la siguiente ecuación para la cantidad de vapor de agua que se difunde a través de la capa de escarcha:

$$\dot{m}_{diff} = 0.622 \times 10^{-2} D \rho_a \frac{h_{sg}}{RT^2} P_0 \exp \left[\frac{h_{sg}}{R} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right) \right] \frac{dT}{dx} \quad (2.13)$$

En el modelo de la ecuación 2.13 se considera que las columnas de hielo tienen un crecimiento uniforme en la dirección radial. Sin embargo, este tipo de crecimiento no se ha observado en las condiciones típicas de un sistema de refrigeración en donde se pueden presentar temperaturas de superficie por debajo de los -10 °C, y generalmente con flujos de aire turbulentos debido a las magnitudes del número de Reynolds. Aún así, este trabajo tiene la importante contribución de utilizar una ecuación para obtener las condiciones iniciales para el periodo de solidificación y crecimiento inicial, en función de las condiciones de operación.

Le Gall *et al.* (34) propuso un modelo diferencial unidimensional para el crecimiento de la escarcha, similar al utilizado por Tao *et al.* (75). En este caso, un sistema acoplado de ecuaciones diferenciales parciales no lineales para la temperatura local (T), y la fracción volumétrica en fase sólida (ϵ_α), se resuelven con las condiciones de temperatura conocida, difusión de vapor cero en la pared, y el balance de masa y energía en la superficie de la escarcha. El crecimiento de la escarcha se rige por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \delta_f}{\partial t} = \frac{k_f \nabla T_{fs} - h_c (T_a - T_{fs})}{h_{sg} \rho (\delta_{fs})} \quad (2.14)$$

Por su parte Lee *et al.* (73) propusieron un modelo simplificado en donde se trata a la capa de la escarcha como un medio homogéneo con propiedades uniformes. En el modelo dos ecuaciones diferenciales ordinarias y cuasi-estacionarias se resuelven para cada paso de tiempo para obtener las distribuciones de temperatura y de densidad

del vapor de agua, basándose en la transferencia de calor en un volumen de control diferencial, y con la suposición de que la cantidad de vapor de agua transferida a lo largo de la escarcha es proporcional a la densidad local de vapor de agua

$$D \frac{d^2 \rho_v}{dx^2} = \alpha_f \rho_v \quad (2.15)$$

$$k_f = \frac{d^2 T}{dx^2} = \alpha_f h_{sg} \rho_v \quad (2.16)$$

Se consideran condiciones de vapor saturado y pared impermeable para obtener la distribución de la densidad con relación del coeficiente de absorción, α_f . Además, se calcula la distribución de la temperatura considerando una temperatura de superficie constante y realizando un balance de energía en la superficie de la escarcha como condiciones de frontera.

Padhmanabhan *et al.* (76) obtuvieron un modelo validado experimentalmente capaz de predecir el crecimiento de la escarcha en diferentes partes de un intercambiador de calor. El modelo es capaz de detectar las variaciones locales del crecimiento y su efecto en la redistribución del flujo de aire. Encontraron que si en el modelo se desprecia el efecto de la redistribución del flujo se pueden cometer errores del 20 al 50 %, dependiendo de la posición en el intercambiador de calor.

Se conoce que la hidrodinámica afecta en gran medida los procesos de la transferencia de calor y masa en las superficies con formación de escarcha. Existen muchos trabajos que han estudiado la formación de escarcha en superficies planas como los referenciados anteriormente, sin embargo, el efecto de la curvatura de las superficies,

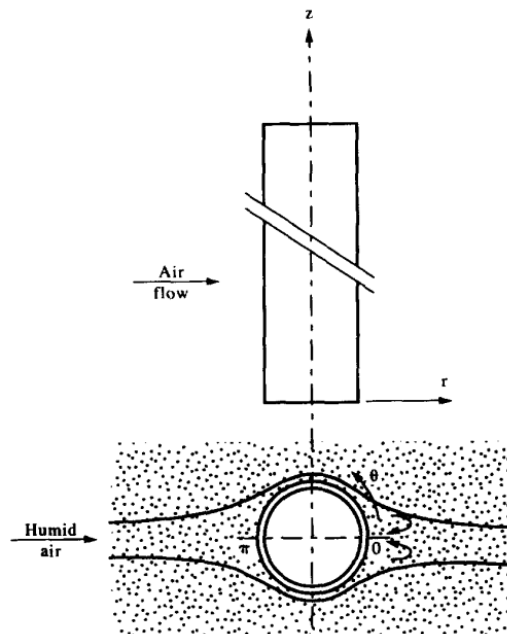


Figura 2.10: Esquema general del modelo físico solucionado numéricamente por K.A.R. Ismail *et al.* (77).

(e.g. cilindros y esferas), se ha estudiado en menor proporción. El efecto que tiene el estancamiento y posterior desprendimiento del flujo afectará la formación de escarcha con el tiempo.

K.A.R. Ismail *et al.* (77) estudiaron numéricamente la formación de escarcha alrededor de un cilindro con flujo cruzado, ver Figura 2.10. El problema fue resuelto con las ecuaciones de la función de corriente y la vorticidad en un dominio bidimensional. Uno de los resultados más relevante del trabajo es la distribución temporal de la escarcha en la superficie del cilindro, en donde se observa que el espesor de la escarcha es mayor en la zona de estancamiento y menor en la región de desprendimiento y baja presión.

Dopazo *et al.* (79) modelaron detalladamente el proceso transitorio de remoción de

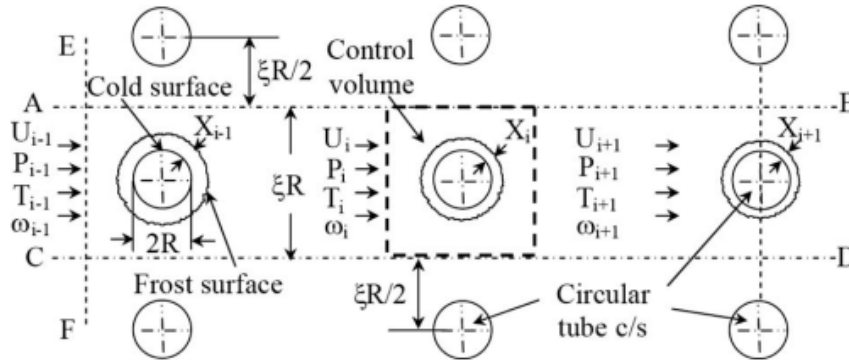


Figura 2.11: Esquema general del modelo físico solucionado numéricamente por K.A.R. Ismail *et al.* (78).

escarcha mediante gas caliente en un evaporador de tubos aletados. Sus resultados más importantes incluyen el tiempo de remoción de escarcha y la energía necesaria para la remoción. Estos resultados fueron validados experimentalmente, reportándose que la mínima energía necesaria para la remoción ocurre cuando el refrigerante entra a una temperatura de 294 K.

En la revisión bibliográfica realizada solo se encontró un trabajo que trata el problema de la formación de escarcha en un banco de tubos, V. Yadav *et al.* (78) estudian un banco de tubos formado por 4 tubos alineados, ver Figura 2.11. Para la solución del problema, los autores consideran la resistencia térmica de la escarcha y la variación de las propiedades de la escarcha localmente, como la densidad y la conductividad térmica, que son funciones de la distribución de temperatura. Sin embargo, el crecimiento de la escarcha lo consideran axisimétrico y no resuelven la distribución de velocidad, temperatura y humedad en el aire húmedo, despreciando así la variación local del crecimiento de la escarcha (i.e. obtienen un crecimiento uniforme de la escarcha en la superficie de

los tubos). Además, solo consideran el banco de tubos alineados y no estudian algún otro arreglo de tubos.

En la presente investigación se realiza un estudio experimental de la transferencia de calor en un banco de tubos con formación de escarcha. Se evalúa el efecto que tienen la humedad relativa, la temperatura de la corriente de aire, la temperatura de la superficie del banco de tubos, y la velocidad promedio del aire en el crecimiento local de la escarcha, la transferencia de calor total.

Instalación experimental

Para llevar a cabo esta investigación, una parte importante de los esfuerzos iniciales se enfocaron en modificar, mejorar y poner a punto una instalación experimental que consiste en un túnel de viento, capaz de controlar diversas variables termodinámicas. A continuación se describen a detalle las capacidades de la instalación.

La instalación experimental consiste en un *calorímetro tipo túnel de viento* que tiene la capacidad de controlar la temperatura en un rango de -10°C a 50°C , humedad relativa de 45 % a 90 %, velocidad de aire de 0.2 m/s a 3.0 m/s. Además, puede registrar en la zona de prueba hasta 32 señales de termopar, velocidad de aire, humedad relativa, flujo másico de líquido refrigerante, entre otras variables. El calorímetro se diseñó para caracterizar intercambiadores de calor, en particular, evaporadores y condensadores de sistemas de refrigeración domésticos. La información conseguida en el túnel sirve para conocer y mejorar el desempeño energético los intercambiadores de calor, y así incrementar el desempeño de refrigeradores domésticos y comerciales. En el caso particular de esta investigación, el intercambiador de calor de interés, es un banco de tubos. En las figuras [3.1](#) y [3.2](#) se muestra el modelo tridimensional y una fotografía del calorímetro

tipo túnel de viento utilizado.

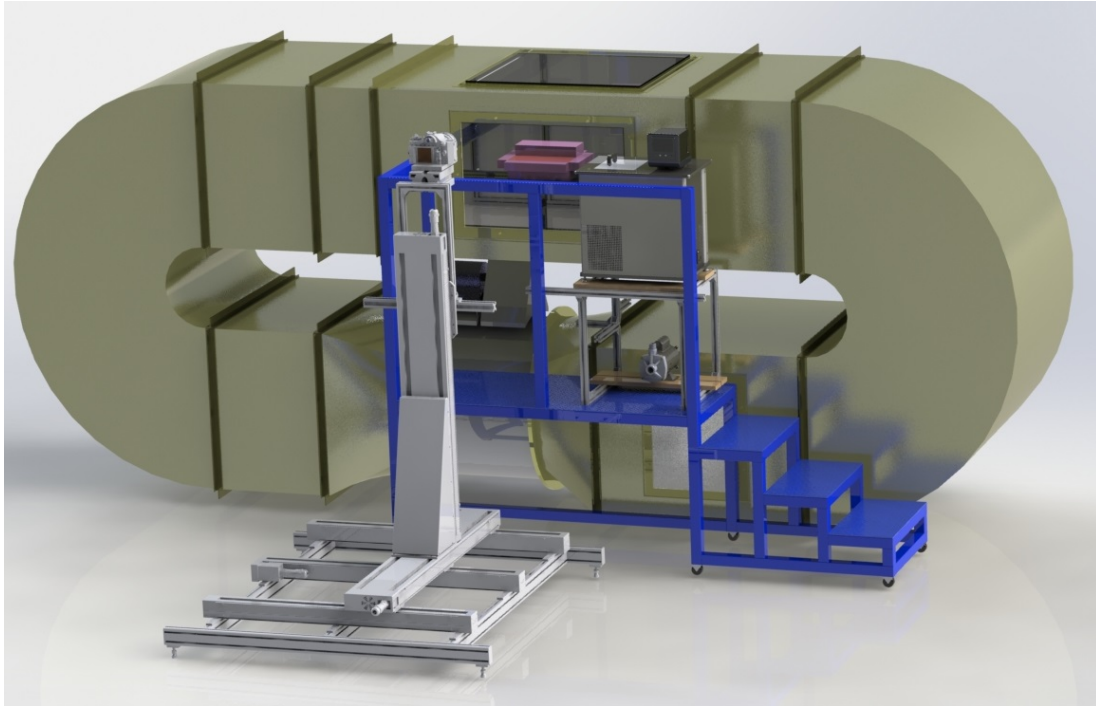


Figura 3.1: Modelo tridimensional del calorímetro tipo túnel de viento.

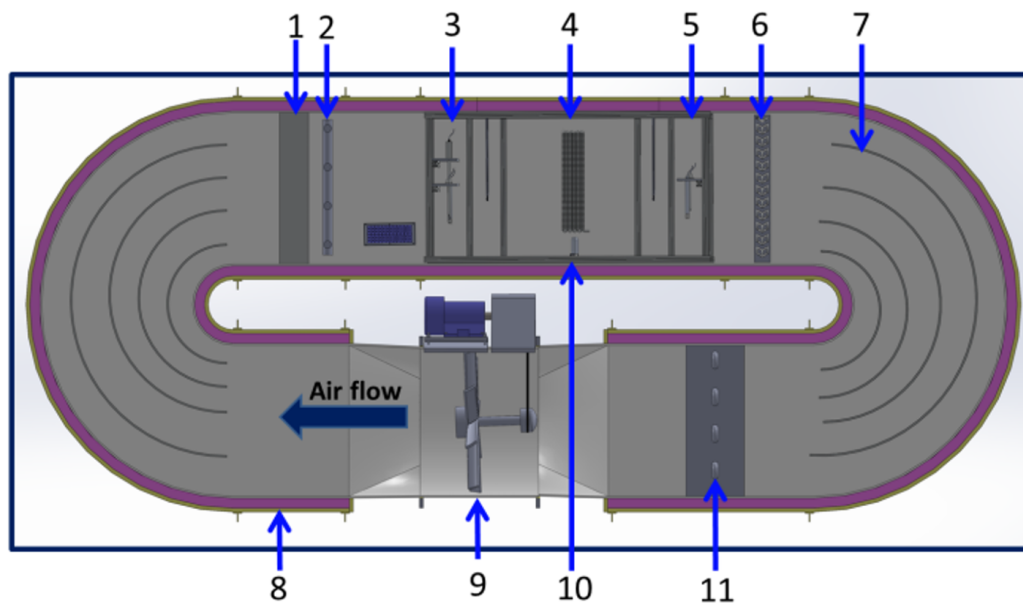
Los componentes principales del calorímetro se muestran en la Figura 3.3. Tiene instaladas en su interior guías (7) que permiten que el flujo de aire circule uniformemente. Además, para lograr un flujo unidireccional se instaló un rectificador de flujo (2), formado por pequeños canales cuadrados de área transversal de 1 cm^2 y 10 cm de largo. La sección de prueba (4), tiene un área transversal de $80 \text{ cm} \times 100 \text{ cm}$. En la entrada de la sección de prueba (3) se registra la temperatura, la humedad y la velocidad de la corriente de aire húmedo, mientras que en la salida de la sección de prueba (5) se registra solo la temperatura y la humedad.

El calorímetro tiene un sistema de control y un sistema de adquisición de datos,



Figura 3.2: Fotografía del calorímetro tipo túnel de viento utilizado durante la investigación.

capaz de registrar los diversos parámetros de interés. En esta instalación se controla la temperatura mediante un sistema de refrigeración comercial, cuyo evaporador (6) se encuentra instalado en el interior del calorímetro y una resistencia eléctrica de calentamiento (11) que operan cuando es necesario enfriar o calentar, respectivamente. La resistencia eléctrica se controla mediante un algoritmo PID que controla una tarjeta electrónica SCR, a través de una señal analógica de corriente que varía de 4-20 mA, con la cual le es posible modular la potencia de calefacción de 0 a 3 kW. Adicionalmente, se cuenta con dos resistencias auxiliares, cada una de 0.8 kW, controladas mediante un sistema tipo on/off. El sistema de refrigeración instalado tiene una potencia nominal



- | | |
|---|--|
| 1. Rectificador de flujo | 6. Evaporador de enfriamiento |
| 2. Humidificador | 7. Guías de flujo |
| 3. Zona de medición a la entrada: temperatura, velocidad, humedad | 8. Aislamiento térmico: 2" |
| 4. Zona de Prueba(80 cm x 100 cm) | 9. Ventilador |
| 5. Zona de medición a la salida: temperatura y humedad | 10. Sensor de temperatura infrarrojo |
| | 11. Resistencias eléctricas de calefacción |

Figura 3.3: Esquema del calorímetro tipo túnel de viento.

de enfriamiento de 3.5 kW, y siempre se encuentra en funcionamiento. Para el control de la humedad se tiene instalado un humidificador que consiste en tanque lleno de agua en donde se encuentra embebida una resistencia eléctrica de 3 kW que evapora agua, el vapor generado se inyecta a la corriente de aire del túnel de viento. La potencia de la resistencia eléctrica del humidificador se controla mediante un algoritmo PID similar al control de la resistencia de calefacción. La velocidad promedio del flujo de aire se controla mediante un PID, que a través de la señal de retroalimentación de

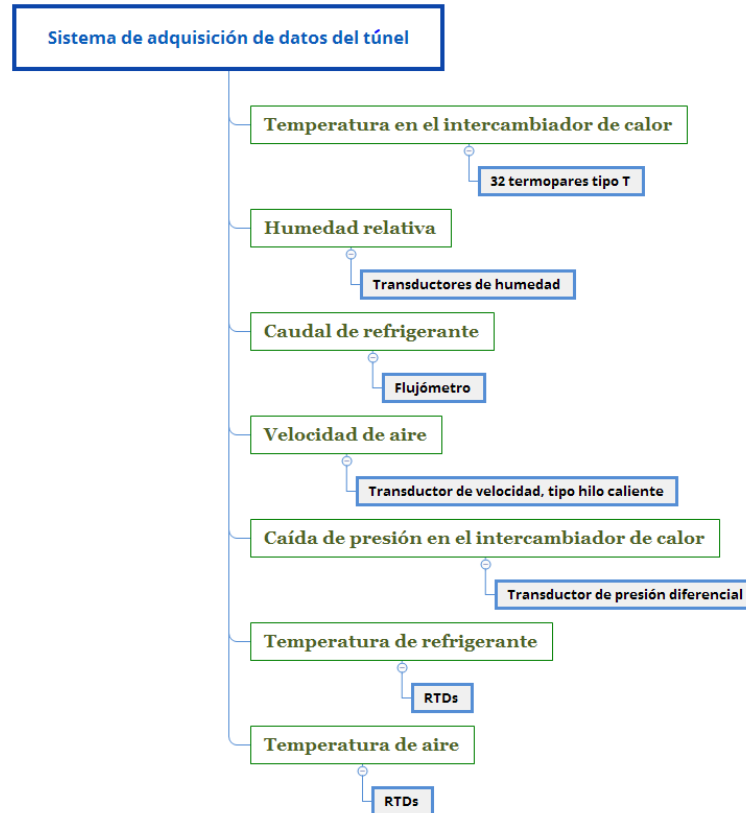


Figura 3.4: Variables por controlar y registrar en el calorímetro tipo túnel de viento.

un anemómetro, modula la frecuencia de un variador de frecuencia, para así modificar las revoluciones por minuto del motor del ventilador. El calorímetro se encuentra completamente aislado por espuma de poliestireno extruido con dos pulgadas de espesor, para evitar ganancias o pérdidas de energía excesivas.

3.1. Sistema de control y de adquisición de datos

En la Figura 3.4, se muestran las variables a controlar y registrar en el calorímetro. Para realizar dichas funciones, la instalación cuenta con un controlador embebido en tiempo real tipo CompactRIO, modelo NI-CRIO-9024 de la firma National Instruments,

que tiene un CPU 800 MHz, con 512 MB DRAM, un almacenamiento de 4 GB, y cuenta con comunicación ethernet a una Workstation. Su función principal es ejecutar los algoritmos de control de temperatura y humedad, además adquiere las señales de todas las variables del experimento. El CompactRio NI-9024 tiene un chasis con 8 slots en los cuales se encuentra instaladas 8 tarjetas. Un esquema con la organización de 8 tarjetas instaladas y con sus canales se presenta en la Figura 3.5.

Se puede registrar la temperatura con hasta 32 termopares tipo T. Los termopares se distribuyen de la siguiente manera: 16 termopares para sensar la temperatura a la entrada de cada tubo del banco, otros 16 para la salida de cada tubo. Además de termopares, se utilizan RTDs (del inglés *Resistance Temperature Detector*) para sensar la temperatura del refrigerante a la entrada y salida al banco de tubos. Otros dos RTDs se utilizan para sensar la temperatura de la corriente de aire húmedo a la entrada y salida de la sección de prueba. Se instalaron dos transductores de humedad que registran la humedad relativa a la entrada y salida de la sección de prueba. El flujo de refrigerante que se mueve en el interior del banco de tubos se registra mediante un caudalímetro de la firma IFM, el cual genera una señal analógica de 4-20mA que se interpreta en el sistema de adquisición de datos. En la figura 3.6 se muestra un esquema de la instalación donde se muestra la posición de los transductores.

El fluido refrigerante utilizado en el experimento fue etilenglicol mezclado con agua en una proporción del 50% para cada sustancia. El fluido refrigerante se mantiene a una temperatura constante y controlada gracias a un baño térmico de recirculación de la firma PolyScience. La función del baño térmico es controlar la temperatura del

3.1 Sistema de control y de adquisición de datos

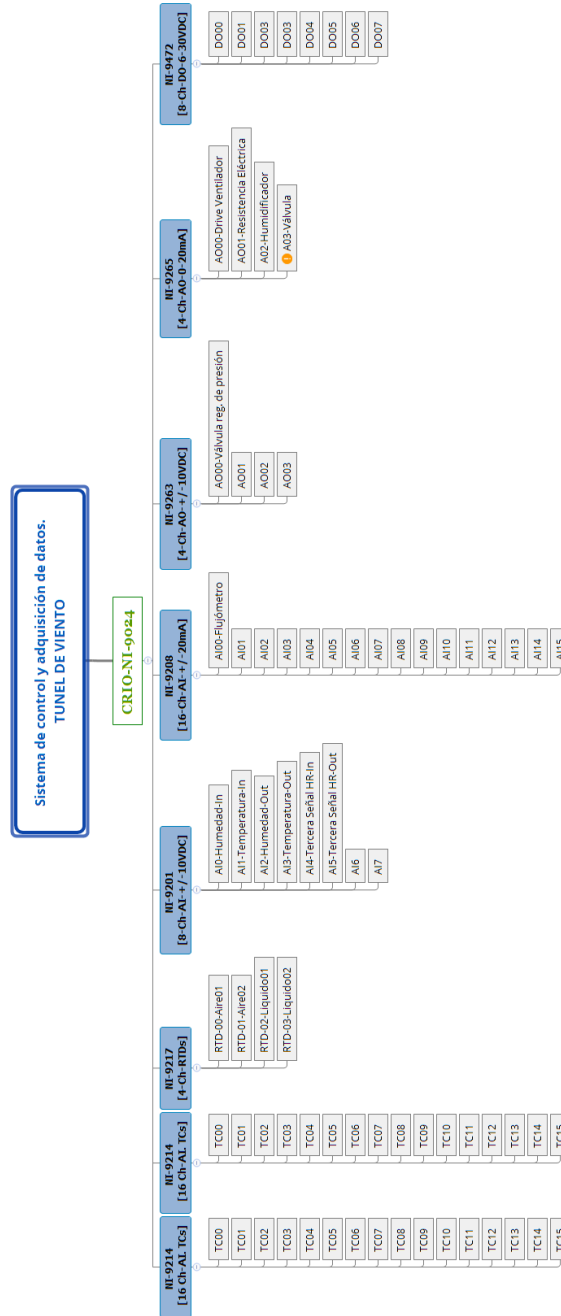


Figura 3.5: Esquema del sistema de control y de adquisición de datos CompactRIO NI-9024 y sus módulos.

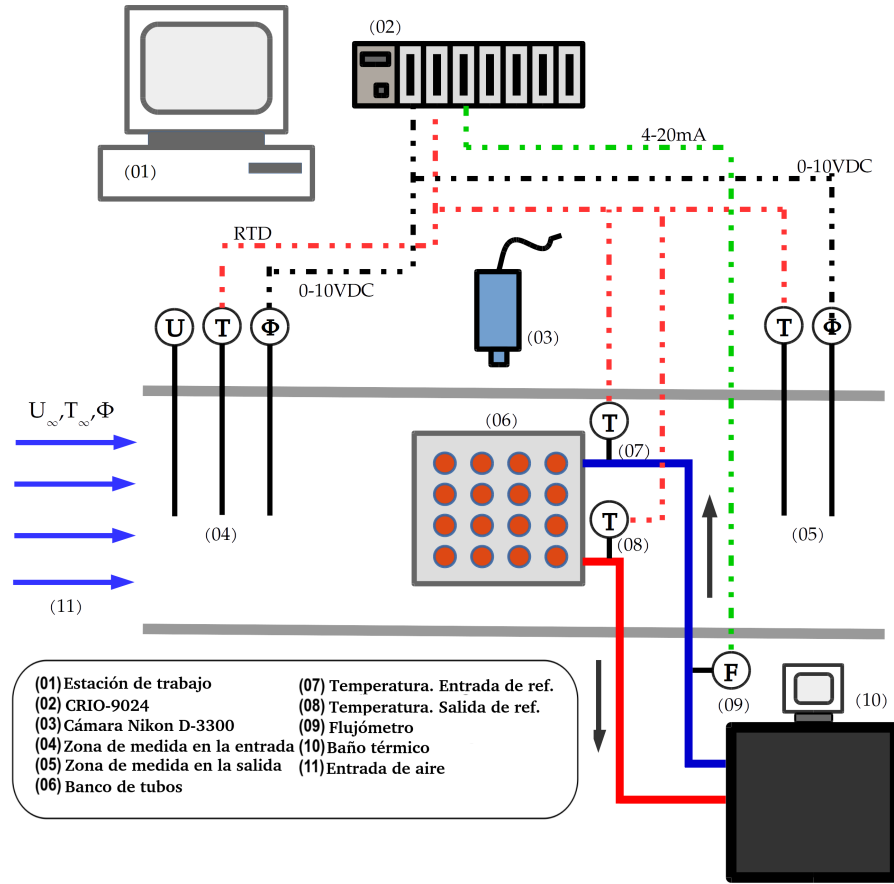


Figura 3.6: Esquema de la instalación experimental para el estudio.

refrigerante y además generar el caudal en el interior del banco de tubos. Para registrar el crecimiento de la escarcha se toman fotografías mediante una cámara fotográfica Nikon D3300, la cámara se alinea correctamente a cada tubo de interés mediante un sistema de posicionamiento tipo *Traverse*. En la tabla 3.1 se muestra un resumen de la incertidumbre de la medida de los instrumentos de medición. Los detalles técnicos de la instalación se describen en el Apéndice I

Table 3.1: Precisión de los instrumentos.

Instrumento	Precisión
Transductores de humedad	+/- 1%
Sensores RTD para el aire	+/- 0.15 °C
Sensores RTD para el líquido	+/- (0.15 + 0.002 × T)
Flujómetro	+/- 0.005 m ³ h ⁻¹
Transductor de velocidad de aire	+/- 0.01 ms ⁻¹

3.2. Banco de tubos

Para el estudio se construyó un banco de tubos fabricado en cobre. El banco tiene una construcción tal que permite que el fluido refrigerante fluya por todas las superficies internas de cada tubo, asegurando así una temperatura baja en la superficie exterior. En la figura 3.7 se muestra un modelo tridimensional del banco de tubos, el cual consiste en 16 tubos de 0.0127 m. acomodados de forma equidistantes, tal y como se muestra en la figura 3.7. En la entrada al banco de tubos existe un cabezal que distribuye uniformemente el flujo hacia los dieciseis tubos, de igual manera a la salida del banco existe un cabezal de succión.

En la figura 3.8 se muestra un modelo tridimensional del circuito hidráulico que provee refrigerante a baja temperatura al banco de tubos. Para lograr controlar la temperatura del refrigerante se utiliza un baño térmico de recirculación. El baño térmico tiene una bomba hidráulica de recirculación, sin embargo la caída de presión en el circuito es tal que el flujo de refrigerante no es suficiente para el buen funcionamiento

- Banco de Tubos

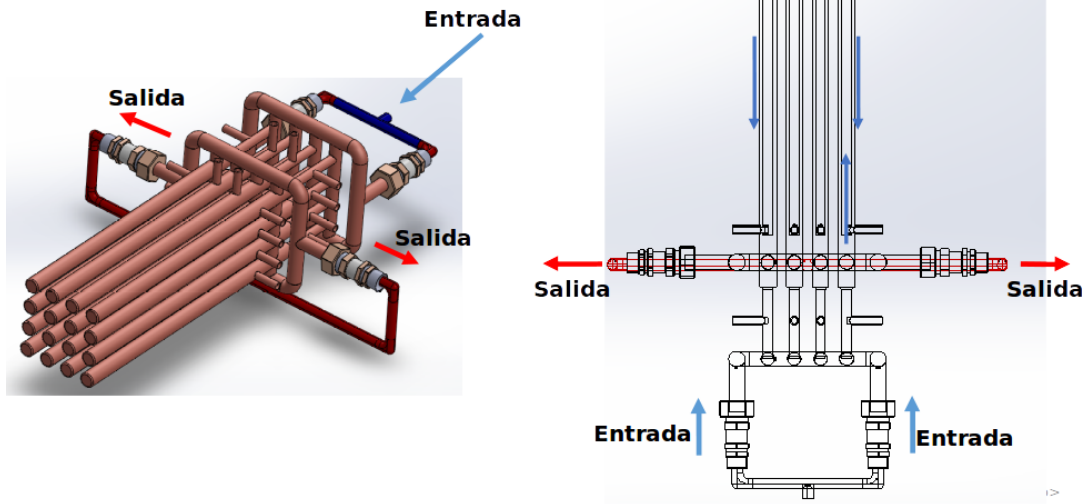


Figura 3.7: Modelo tridimensional del banco de tubos fabricado en cobre.

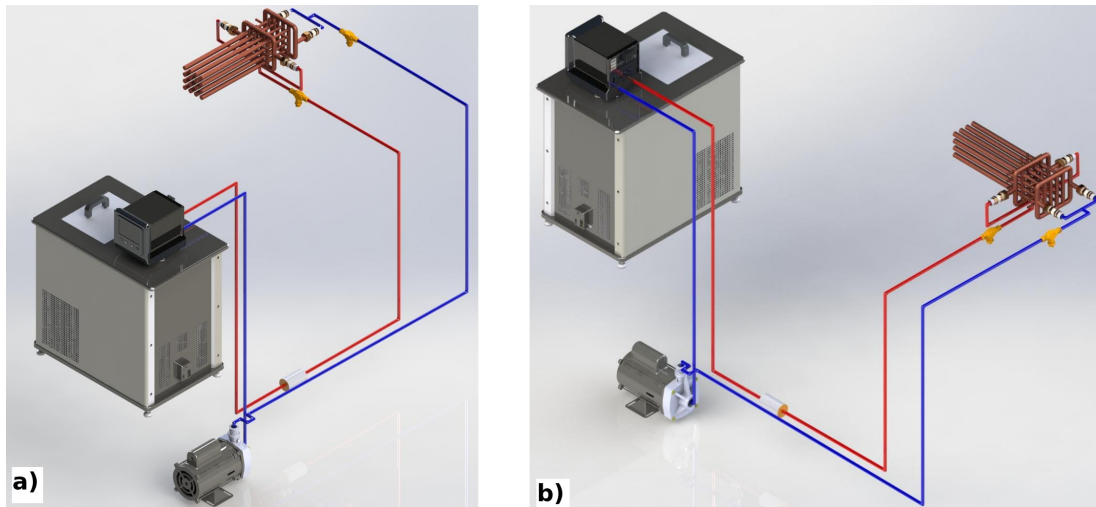


Figura 3.8: Modelo tridimensional del circuito hidráulico.

del banco de tubos, por tal motivo se hizo uso de una bomba centrífuga auxiliar que incrementa el caudal del fluido refrigerante. En la figura 3.8 las líneas azules representan las tuberías que ingresan el refrigerante a baja temperatura al banco de tubos, mientras que las líneas rojas representan la succión que regresa el refrigerante al baño térmico. En

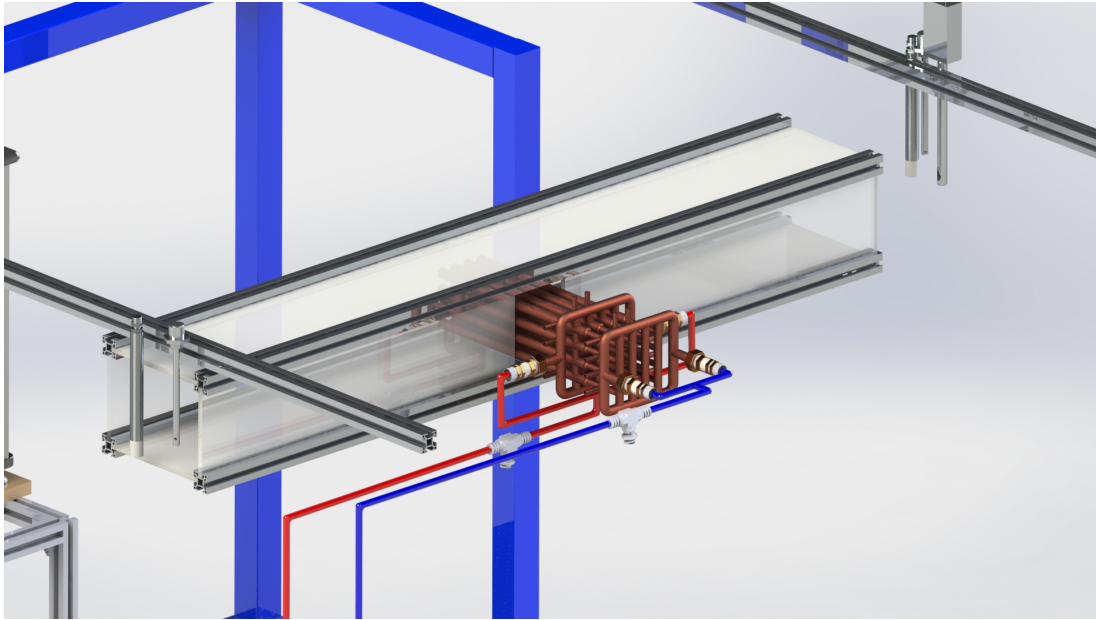


Figura 3.9: Modelo tridimensional del tunel.

el circuito hidráulico se instaló un caudalímetro para registrar el caudal de refrigerante, además de dos medidores de temperatura tipo RTD, instalados cerca del banco de tubos, justo a la entrada y salida.

El calorímetro produce una corriente de aire que se recircula por todo el túnel, el cual tiene una sección transversal de $80\text{cm} \times 100\text{cm}$, esa sección resulta ser muy grande para el banco de tubos, por tal motivo se decidió confinar parte de la corriente de aire en un túnel de sección más pequeña y que por ahí circule aire con condiciones controladas y que impacten la superficie del banco de tubos. La figura 3.9 muestra un modelo tridimensional del banco de tubos instalado en el túnel interno construido a medida del experimento. EL túnel pequeño se construyó con perfil de aluminio y paredes de acrílico para facilitar la visualización del crecimiento de la escarcha.

El esquema de la figura 3.10 servirá a partir de aquí para mencionar la posición

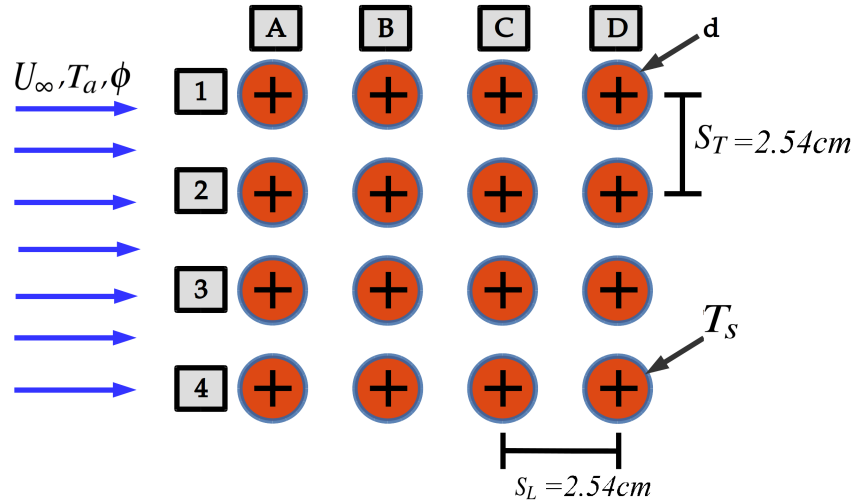


Figura 3.10: Esquema del banco de tubos y nomenclatura.

de los tubos. La separación transversal y longitudinal entre los tubos es de $S_T = S_L = 0.0254\text{m}$, en la distribución que se esquematiza en la figura 3.10. Además, en el esquema de la figura 3.10 se muestran algunos parámetros importantes durante el estudio experimental, como los parámetros de la corriente de aire, la velocidad de aire promedio U_∞ , la temperatura de bulbo seco de la corriente de aire T_a , y la humedad relativa HR . Los parámetros del banco de tubos como, la temperatura promedio de la superficie T_s , la separación transversal y longitudinal de los tubos S_T y S_L y el diámetro del tubo d . Adicionalmente en la Figura 3.11 se muestra el sistema coordenado que se empleará para cada uno de los tubos.

3.2.1. Uniformidad de la temperatura de la superficie

Debido a las dificultades técnicas existentes para medir el flujo másico en cada uno de los tubos, es imposible asegurar que exista el mismo flujo de líquido refrigerante en cada uno de los tubos, sin embargo, una forma de saber si existe uniformidad en el

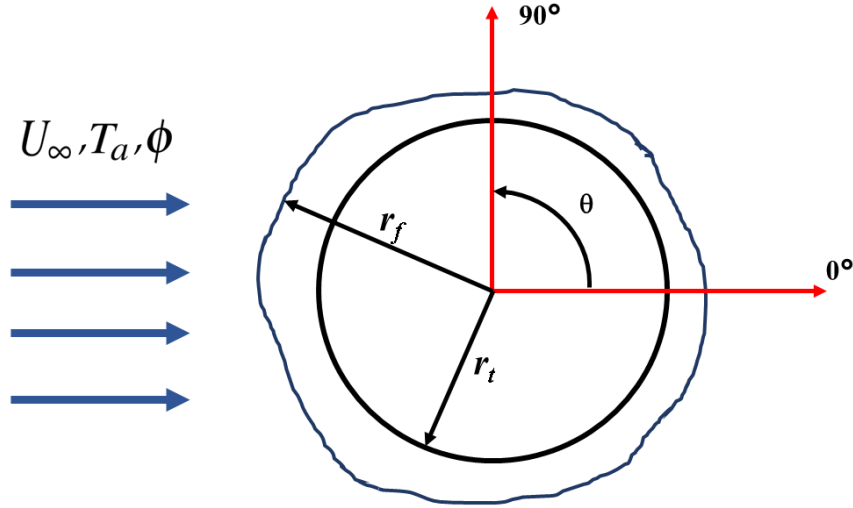


Figura 3.11: Esquema de un tubo con formación de escarcha y sistema de coordenado empleado.

flujo es midiendo la distribución de temperatura sobre la superficie de los tubos. Por tal motivo se realizaron experimentos para observar el comportamiento de la temperatura de superficie del banco de tubos.

Las mediciones se realizaron mediante una cámara termográfica de uso científico modelo SD4000, con una resolución de 512×512 píxeles. Es importante notar que durante los experimentos con formación de escarcha es muy complicado medir la temperatura de la superficie debido a la deposición de la escarcha que en muy poco tiempo comienza a cubrir la superficie, por tal motivo, los experimentos se llevaron a cabo a temperaturas por encima del punto de rocío y punto de congelación del agua, además, el número de Reynolds (Ecuación 3.1) definido como:

$$Re_{D,max} = \frac{\rho U_{max} D}{\mu} \quad (3.1)$$

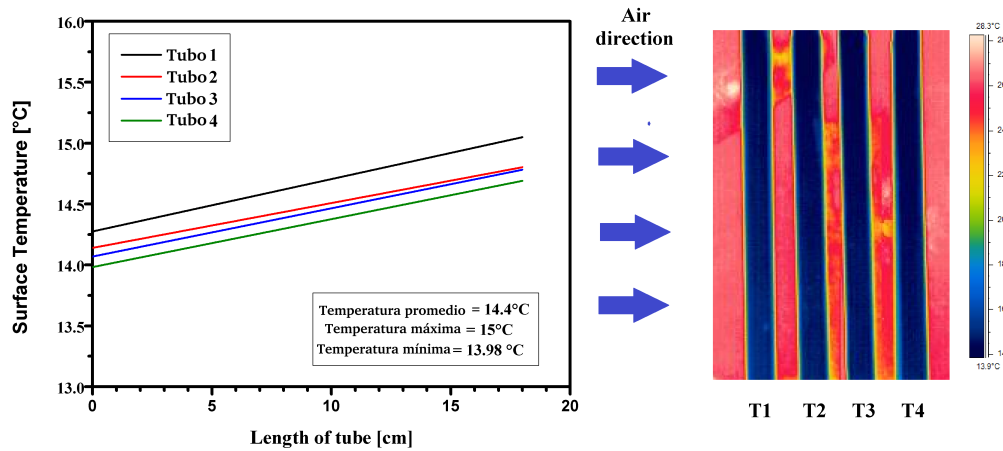


Figura 3.12: a) Temperatura superficial de cuatro tubos en función de su longitud, y b) imagen termográfica de 4 de los tubos.

donde $U_{max} = S_T / (S_T - D)U$, y el número de Nusselt definido como:

$$Nu_{av} = \frac{h_{av}D}{k} \quad (3.2)$$

se mantuvieron en el mismo orden de magnitud de los experimentos con formación de escarcha, de esta manera, se obtienen condiciones de operación comparables con los experimentos reales.

En la Figura 3.12a se muestran los perfiles de temperatura para las líneas centrales de cuatro tubos mientras que en la Figura 3.12 se muestra la imagen termográfica, para experimentos realizados con un número de Reynolds de $Re_{D,max}=1911$ y número de Nusselt promedio de $Nu_{av}=626$. En la imagen termográfica se observa cualitativamente que la temperatura es uniforme, sin embargo, si se inspeccionan los perfiles se concluye que la temperatura promedio entre los cuatro tubos observables es de 14.4°C, la tem-

peratura máxima es de 15 °C y la temperatura ínima es de 13.98 °C, es decir, existe una diferencia de + 0.6 ° C y - 0.42 °C, con respecto al promedio.

Se observa que el tubo en el cual incide en primera instancia el flujo de aire es el que presenta la temperatura más elevada, asimismo, el último tubo presenta la temperatura más baja, lo anterior debido a las diferentes condiciones de transferencia de calor. El flujo de calor en el primer tubo es mayor y decrece hasta que en el último tubo es menor. Aún así, las diferencias son pequeñas, de +/- 0.3°C y por lo que la temperatura se considera constante.

Metodología

Cada experimento comienza con la estabilización del calorímetro, la temperatura del aire, temperatura de entrada de líquido y humedad relativa del aire deben estar en estado permanente, mientras sucede esto, los tubos se encuentran completamente protegidos con una cubierta plástica que evita la formación de escarcha. Cuando se alcanza el estado permanente, se retiran las cubiertas de plástico para que comience el crecimiento de la escarcha sobre el banco de tubos. Al inicio del fenómeno se toman fotografías de cada uno de los tubos, teniendo especial cuidado en la alineación del tubo con el lente de la cámara. Se deja pasar 10 minutos entre cada fotografía para registrar el crecimiento de la escarcha. Las fotografías se almacenan en el disco duro de una workstation. Durante el experimento se registra la humedad promedio del aire, la temperatura promedio del aire, las temperaturas de entrada y salida de refrigerante del banco de tubos, las temperaturas de entrada y salida de cada tubo, el flujo volumétrico de entrada al banco de tubos cada 30 segundos. Posterior al experimento se realiza un análisis de las imágenes mediante un algoritmo de análisis de imagen desarrollado en MatLab. El funcionamiento del algoritmo se describe en otra sección más adelante en

este documento.

4.1. Transferencia de Calor

Para calcular la transferencia de calor en el banco de tubos, se registra cada 30 segundos el flujo másico de refrigerante, las temperaturas de entrada y salida del refrigerante. La transferencia de calor del lado del líquido refrigerante, se calcula como:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r c_r (T_{out,r} - T_{in,r}) \quad (4.1)$$

donde \dot{Q}_r es la transferencia de calor total en el banco de tubos, \dot{m}_r es el flujo másico del líquido refrigerante, c_r es el calor específico del líquido refrigerante, y $T_{out,r}$ y $T_{in,r}$ son las temperaturas de salida y de entrada al banco de tubos, respectivamente

Adicionalmente, se puede calcular la transferencia de calor del lado del aire húmedo como:

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (4.2)$$

donde

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a h_{sv} (w_{a,in} - w_{a,out}) \quad (4.4)$$

donde \dot{Q}_{sen} y \dot{Q}_{lat} son los calores sensible y latente, respectivamente, \dot{m}_a es el flujo másico del aire húmedo, $c_{p,a}$ es el calor específico a presión constante del aire seco,

$T_{a,in}$ y $T_{a,out}$ son las temperaturas de entrada y salida del aire seco, respectivamente. Las humedades específicas del aire húmedo en la entrada y la salida son $w_{a,in}$ y $w_{a,out}$ respectivamente, y h_{sv} es la entalpía específica de sublimación del agua.

La transferencia de calor reportada en la tesis es el promedio de la transferencia de calor calculada desde el lado de la corriente de aire húmedo y desde la corriente de líquido refrigerante, y se calcula mediante la ecuación 4.5. Criterio similar al empleado por P. Zhang and P. Hrnjak (80) durante sus experimentos.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_r}{2} \quad (4.5)$$

Se consideró como criterio para que un experimento sea válido que la diferencia entre la transferencia de calor del lado del aire y la calculada del lado del refrigerante, difiera en un máximo de 10 %. El criterio se calcula como:

$$\Delta\dot{Q} = \frac{2|\dot{Q}_r - \dot{Q}_a|}{\dot{Q}_r + \dot{Q}_a} \quad (4.6)$$

4.2. Transferencia de masa en la capa de la escarcha

La transferencia de masa que sucede hacia la capa de escarcha \dot{m}_f se puede calcular mediante:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(w_{a,in} - w_{a,out}) \quad (4.7)$$

donde \dot{m}_a es el flujo másico del aire húmedo, $w_{a,in}$ y $w_{a,out}$ son las humedades específicas

del aire húmedo a la entrada y salida de la zona de prueba. Por otra parte, la masa acumulada de la escarcha se calcula mediante:

$$m_f = \int_0^t \dot{m}_f dt, \quad (4.8)$$

y la masa de escarcha depositada por unidad de área se calcula mediante:

$$m_f'' = \frac{m_f}{A_{tot}} = \frac{m_f}{16L\pi d}. \quad (4.9)$$

4.3. Densidad de la escarcha

La densidad de la escarcha es una propiedad que tiene gran relevancia en el comportamiento de los fenómenos de transferencia de calor y masa, debido a que para altos valores de densidad, tienden a existir altos valores de conductividad térmica. La densidad global de la escarcha se puede calcular mediante:

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f} \quad (4.10)$$

donde V_f es el volumen total de la escarcha, que se calcula con el área transversal de la escarcha ($A_{f,i}$), calculada con la Eq. 4.11 para cada uno de los dieciseis tubos multiplicado por la longitud del tubo expuesto a la corriente de aire húmedo (Eq. 4.12).

$$A_f = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2}(r_f^2 - r_t^2)d\theta \quad (4.11)$$

$$V_f = L \sum_{i=1}^{i=16} A_{f,i} \quad (4.12)$$

4.4. Medición del crecimiento de escarcha

Cuando circula el líquido refrigerante a través del banco de tubos y la superficie de los tubos esta expuesta al aire húmedo, comienza el fenómeno de transferencia de calor y masa, iniciando el crecimiento de la escarcha. Entre los objetivos de mayor importancia de la investigación es registrar el perfil de crecimiento de la escarcha en los distintos tubos que conforman el banco, a continuación se describe la metodología seguida para registrar el crecimiento.

4.5. Algoritmo de análisis de imagen desarrollado

Antes de cada experimento se toman fotografías de cada uno de los tubos, aún sin escarcha sobre su superficie, teniendo especial cuidado en la alineación del tubo con el lente de la cámara. El crecimiento de la escarcha en la dirección radial en cada tubo se registra mediante fotografías tomadas con 10 minutos de diferencia.

La herramienta para el análisis de imágenes ha sido desarrollado en el entorno Matlab[®], y con el uso de la librería de análisis de imágenes *Image Processing Toolbox*[™]. El objetivo del algoritmo es la medición del crecimiento de escarcha en cada una de las imágenes de todos los tubos que se generan durante un ensayo experimental. En la Figura 4.1 se muestra el diagrama de flujo del código que implementa el algoritmo desarrollado.

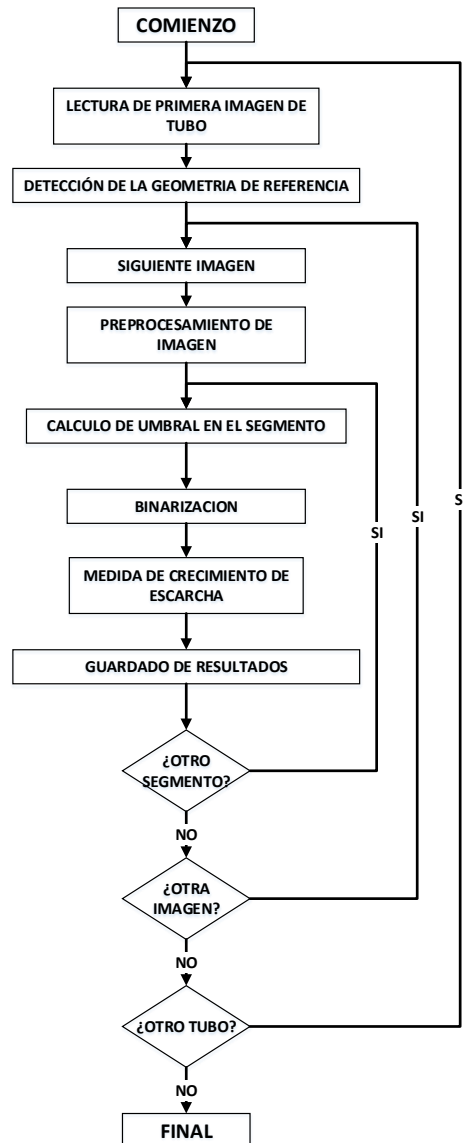


Figura 4.1: Diagrama de flujo del código desarrollado para medir el perfil de crecimiento de la escarcha.

Mediante el análisis de imagen se consigue determinar cuáles píxeles de las imágenes obtenidas corresponden a la escarcha formada, para separarlos así de aquellos que corresponden al fondo de la imagen, o al propio tubo. Esto se consigue mediante el

cálculo automático de un umbral de luminosidad, de forma que se considera que, tras un pretratamiento de la imagen, los píxeles con una intensidad luminosa superior al umbral pertenecen a la escarcha, mientras que aquellos con una intensidad inferior corresponden al tubo o al fondo de la imagen. Esta técnica es también conocida como binarización, ya que el resultado es una imagen cuyos píxeles solo tienen dos niveles posibles: alto, correspondiente a escarcha, o bajo, correspondiente al tubo o al fondo de la imagen; una técnica muy utilizada en detección y análisis de objetos (81).

Las imágenes a procesar se dividen en 72 sectores circulares de 5° de amplitud cada uno, con origen en el centro del tubo. En la Figura 4.2 se observan los sectores de análisis sobre una imagen de referencia sin escarcha.

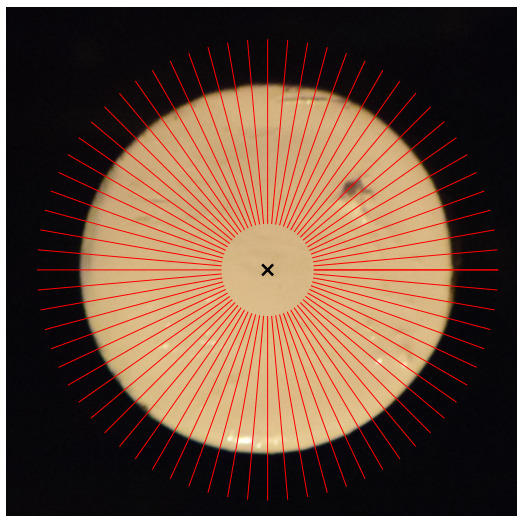


Figura 4.2: Sectores de 5° de amplitud cada uno en los que se dividen las imágenes para su análisis.

El proceso de cálculo automático del umbral de luminosidad, y posterior binarización, se lleva a cabo para cada uno de estos sectores y en todas las imágenes con

escarcha obtenidas para cada uno de los tubos de los que conste el banco. Se considerarán imágenes con escarcha todas las correspondientes a un tubo excepto la tomada al comienzo del ensayo, que se utiliza como referencia para la detección automática del tubo. El cálculo del umbral de luminosidad se realiza a partir del análisis del perfil de luminosidad en la dirección radial por el centro del sector correspondiente. El uso de perfiles de luminosidad es una metodología muy empleada en procesamiento de imágenes de carácter general para la detección de contornos (82, 83).

Gracias al cálculo del umbral de binarización de forma independiente para cada uno de los segmentos de las imágenes, se consigue que el algoritmo sea robusto frente a variaciones en la luminosidad entre las distintas regiones de los tubos, y entre la misma región con el paso del tiempo, debido a sombras que pueden producirse por la formación de escarcha, y entre distintos tubos. A continuación se explica detalladamente el algoritmo.

4.5.1. Detección de la geometría de referencia

Para la medición del crecimiento de escarcha es necesario conocer el área de la imagen en la que se encuentra el tubo. La distancia de crecimiento de escarcha será aquella medida en la dirección radial desde el final del tubo hasta el contorno de la escarcha, para cada uno de los segmentos de análisis. La detección del área correspondiente al tubo se lleva a cabo a partir de la primera imagen de cada uno de los tubos, tomada al comienzo del ensayo y por tanto sin escarcha sobre su superficie.

Las imágenes adquiridas están en formato RGB y tienen una profundidad de 24 bits,

8 bits para cada canal de color. En primer lugar se realiza la conversión de la imagen en formato RGB a escala de grises, en el que cada píxel toma un valor comprendido entre 0, negro puro, y 255, blanco puro, mediante la suma ponderada de los canales rojo, verde y azul, según la Ecuación 4.13.

$$I_{gray}(x, y) = 0.299 \cdot I_r(x, y) + 0.587 \cdot I_v(x, y) + 0.114 \cdot I_a(x, y) \quad (4.13)$$

donde $I_{gray}(x, y)$, $I_r(x, y)$, $I_v(x, y)$, $I_a(x, y)$, son los valores del píxel en coordenadas (x, y) de la imagen en escala de grises, y de los canales rojo, verde y azul de la imagen en formato RGB, respectivamente. Los coeficientes de la suma son los utilizados en la función para conversión de RGB a escala de grises de la librería de procesamiento de imágenes utilizada y corresponden con los recomendados en (84), tras el redondeo a tres cifras decimales.

La detección del tubo se ve simplificada en gran medida por el hecho de que éste tiene un color blanco y se encuentra sobre un fondo oscuro, por lo que se binariza mediante el umbral de luminosidad calculado por el método de Otsu (85), uno de los más utilizados para la binarización de imágenes de carácter general. El código desarrollado utiliza la implementación del método incluido en la librería *Image Processing Toolbox*TM para el cálculo de este umbral. Una vez obtenida la imagen del tubo sin escarcha binarizada, se rellenan los posibles huecos que pudieran haber quedado tras la binarización, esto es, cualquier isla con píxeles en nivel bajo totalmente rodeada de píxeles en nivel alto. En la Figura 4.3 se muestra el resultado del proceso descrito.

Los puntos del contorno de la imagen binarizada, se utilizan para ajustar una cir-

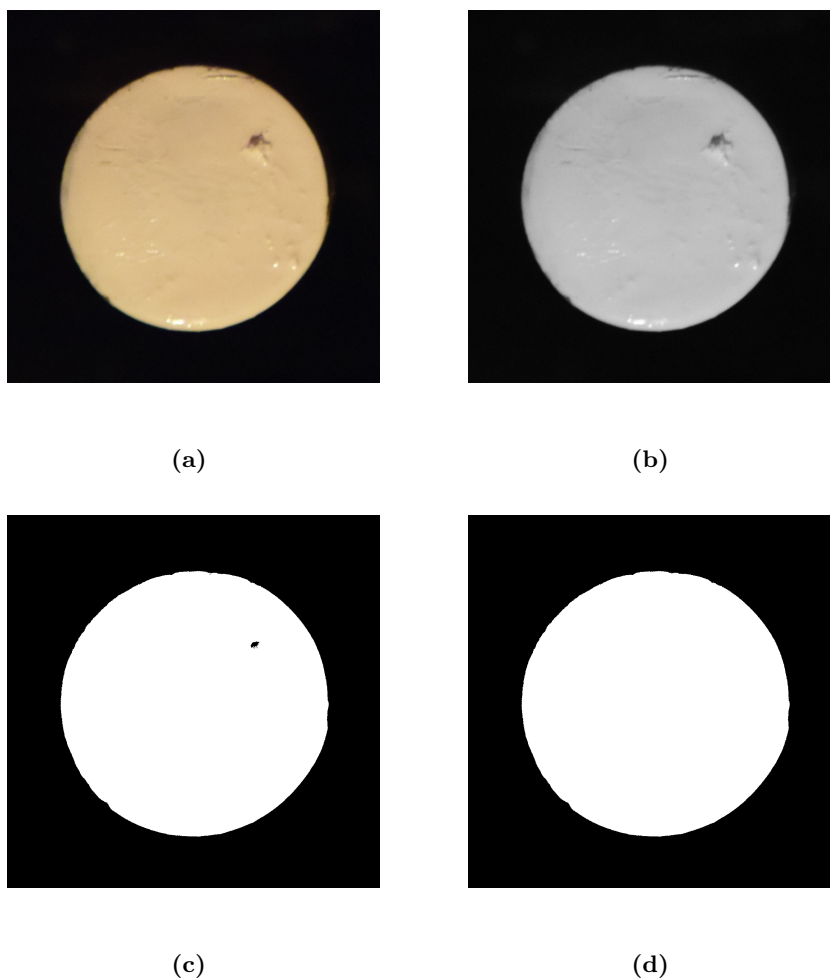


Figura 4.3: Procesamiento de imagen de referencia sin escarcha, a) Imagen original (RGB), b) Imagen en escala de grises, c) Imagen binarizada con umbral calculado por método de Otsu, d) Eliminación de huecos.

cunferencia, cuyo centro es el centroide geométrico de la misma. Esta circunferencia se considera como la geometría de referencia a partir de la cual se medirá la formación de escarcha. La circunferencia calculada se muestra sobre la imagen original del tubo en la Figura 4.4.

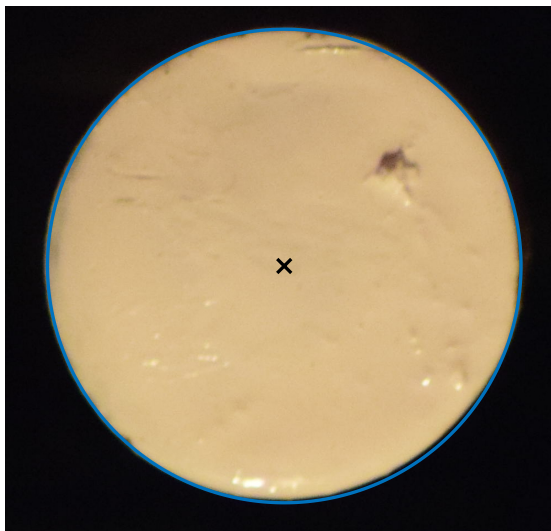


Figura 4.4: Imagen del tubo sin escarcha y geometría de referencia calculada

4.5.2. Preprocesamiento de imágenes con escarcha

Una vez obtenida la geometría de referencia, se procede al procesamiento de las siguientes imágenes, en las que se presenta formación de escarcha. El primer paso, al igual que con la imagen sin escarcha, es la conversión de la imagen original en formato RGB a escala de grises, mediante el método explicado anteriormente (Figs. 4.5a y 4.5b). Este algoritmo tiene por objetivo la medición de la escarcha formada en los laterales, ver Fig.4.5c. Para ello, se asigna un valor de 0 (negro) a los píxeles correspondientes a la misma. Adicionalmente, se lleva a cabo la eliminación del fondo de la imagen (Fig 4.5d). Esto se hace mediante la sustracción, de la zona no correspondiente al tubo de la imagen de referencia, a la imagen con escarcha. La técnica de sustracción del fondo es frecuentemente utilizada en la detección de objetos que aparecen sobre un fondo del que se tienen imágenes anteriores (86), como es este caso. Como resultado, queda

destacado el objeto de interés, facilitando su detección al corresponder los perfiles de luminosidad de la imagen únicamente a éste. En la Figura 4.5 se muestra el resultado del proceso descrito.

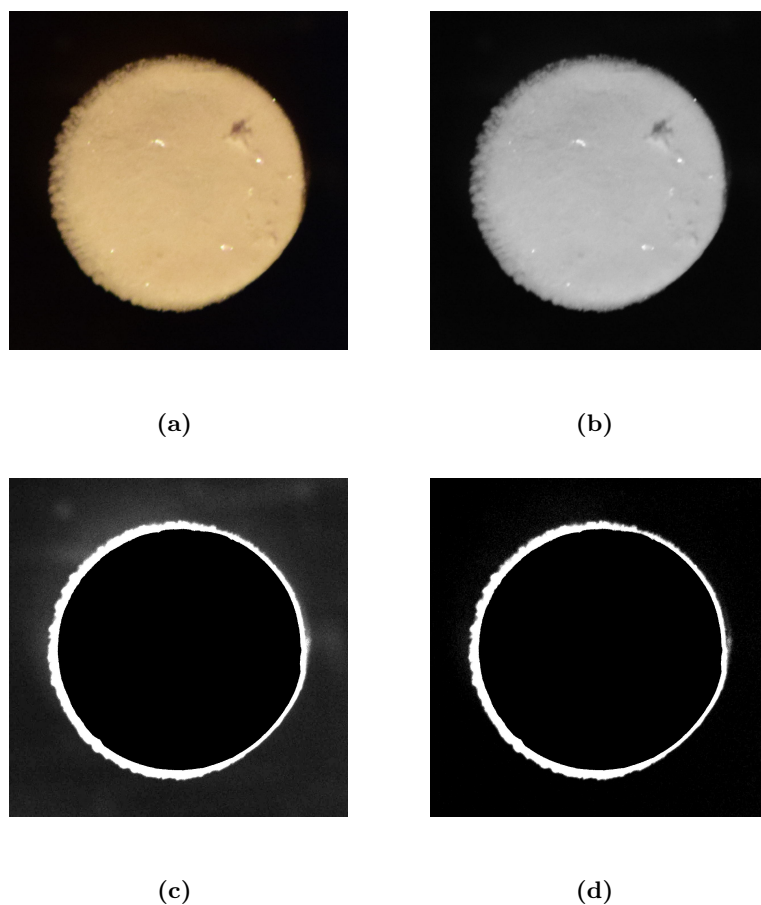


Figura 4.5: Preprocesamiento de imagen con escarcha. a) Imagen con escarcha original (RGB), b) Imagen con escarcha en escala de grises, c) Resultado de eliminación de tubo (luminosidad $\times 5$), d) Resultado de eliminación del fondo (luminosidad $\times 5$).

Las imágenes correspondientes al resultado de la eliminación del tubo y del fondo se muestran con cinco veces más luminosidad para hacer posible la apreciación del efecto de la sustracción del fondo. Por último, el contraste de la imagen es incremen-

tado con objeto el de amplificar los gradientes luminosos y así facilitar el posterior cálculo automático del umbral de binarización. El método utilizado para este aumento de contraste es el de la "máscara distorsionada", que consiste en sustraer de la imagen una versión distorsionada de la misma (87) y que es implementado por la librería *Image Processing Toolbox*TM. En la Figura 4.6 se muestra el resultado del aumento de contraste.

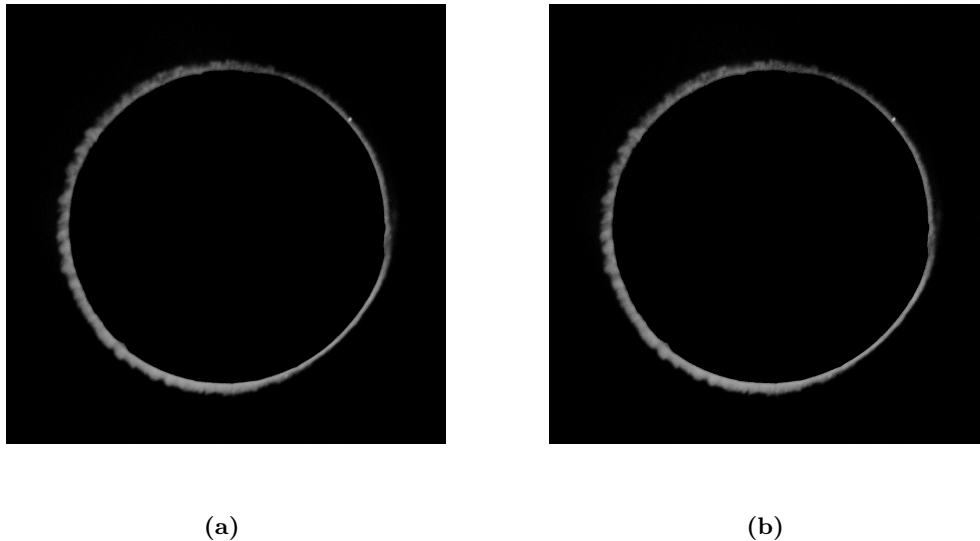


Figura 4.6: Aumento de contraste. a) Resultado de la eliminación del fondo (luminosidad x1), b) Resultado de aumento de contraste (luminosidad x1).

4.5.3. Detección de contorno de escarcha y medición del crecimiento

Para la medición del crecimiento de escarcha se procede a la detección de su contorno, mediante la binarización de la imagen resultante del preprocesamiento, imagen en la que ya se encuentra la escarcha. Para esto, se calcula de forma automática un umbral de luminosidad para cada uno de los segmentos en que se dividen las imáge-

nes. Los umbrales de luminosidad se calculan a partir del análisis de los perfiles de luminosidad en la dirección radial y a través del centro de los segmentos. En la Figura 4.7 se muestran los segmentos de división junto con las líneas a través de las cuales se analizará el perfil de luminosidad sobre una imagen con escarcha.

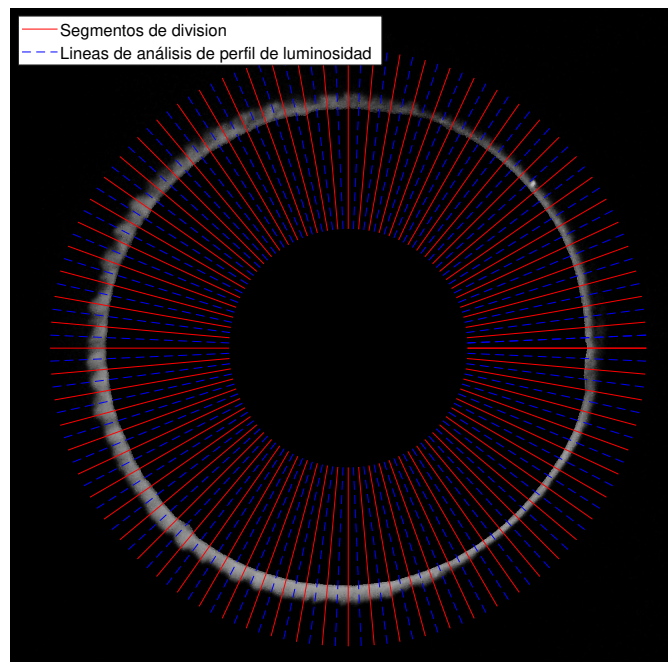


Figura 4.7: Segmentos de división y perfiles de análisis de luminosidad.

En la Figura 4.8 se pueden observar los perfiles de luminosidad obtenidos para dos de los segmentos mostrados anteriormente. A modo ilustrativo, se muestra un perfil correspondiente al segmento con mayor grosor de escarcha, segmento $225^\circ - 230^\circ$ y otro al de menor grosor, $15^\circ - 20^\circ$.

A la vista de estos perfiles de luminosidad, se observa claramente un fuerte descenso que coincide con la localización del contorno de la escarcha. Nótese como dos perfiles en ángulos distintos tienen tendencias muy similares, produciéndose el descenso a una

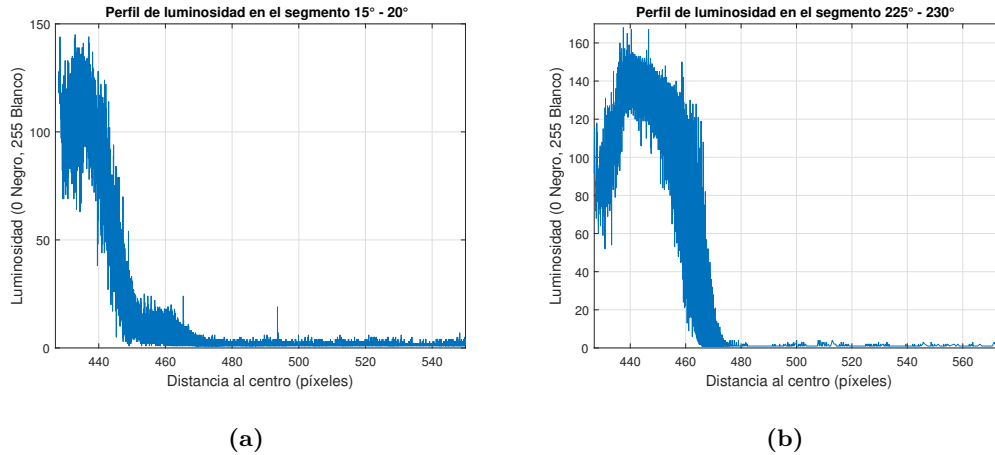


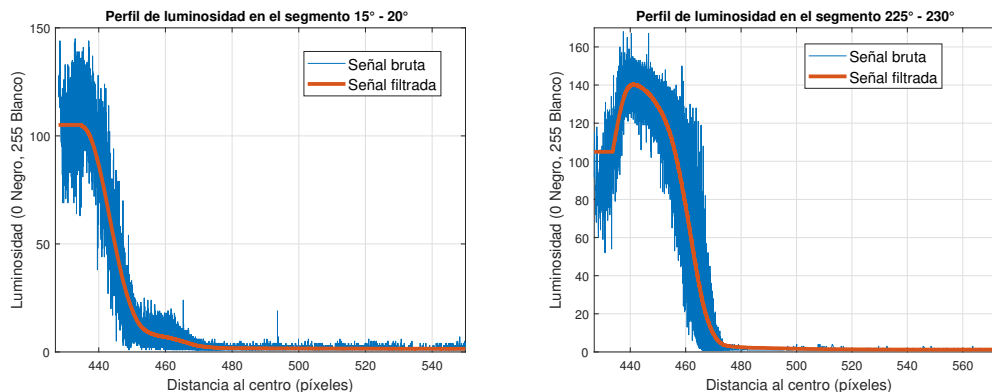
Figura 4.8: Perfiles de luminosidad a lo largo de distintas líneas de análisis. a) Perfil de luminosidad de segmento $15^\circ - 20^\circ$, b) Perfil de luminosidad de segmento $225^\circ - 230^\circ$.

mayor distancia del centro en el caso de mayor grosor de escarcha.

Para facilitar el tratamiento de los datos, se debe eliminar el ruido que se observa y que es debido a ligeras variaciones aleatorias de la luminosidad. Para esto se aplica un filtro tipo media móvil (88) para suavizar la señal, manteniendo la tendencia general en la que se incluye el brusco descenso que se quiere detectar. El filtro de media móvil es de los más simples e intuitivos que se emplean para el suavizado de señales y se define mediante la Ecuación 4.14.

$$X_i = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=i-n/2}^{i+n/2} X_k \quad (4.14)$$

donde n es el tamaño de la ventana del filtro. Se observó que calculando este tamaño como el número de elementos de la señal dividido entre 20 se obtenían resultados de suavizado satisfactorios. En la Figura 4.9 se muestra el resultado de la aplicación del filtro de media móvil a las señales de la Figura 4.8.

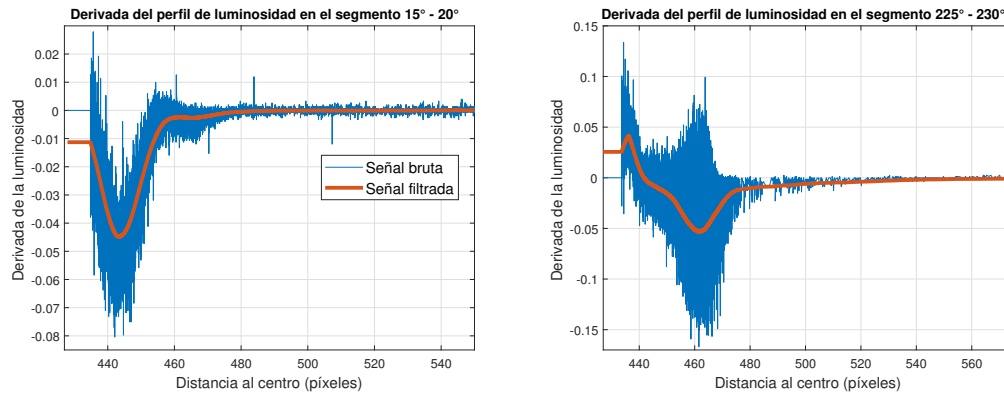


(a) *Perfil de luminosidad de segmento* $15^\circ - 20^\circ$ – (b) *Perfil de luminosidad de segmento* $225^\circ - 230^\circ$

Figura 4.9: Resultados del filtro aplicado al perfil de luminosidad

Para la detección automática del punto donde se encuentra el contorno de la escarcha se recurre a la derivada del perfil de luminosidad, sobre la que también se aplica el filtro de media móvil definido anteriormente. En la Figura 4.10 se observan las derivadas de los perfiles de luminosidad, en su forma bruta y el resultado tras la aplicación del filtro.

Mediante experimentación, se observó que la distancia al centro correspondiente al contorno de la escarcha en el sector de análisis coincide con el mínimo absoluto de la derivada del perfil de luminosidad en dicho sector. Esto concuerda con el método de detección de contornos propuesto por Canny (82), en el que se utilizan los pasos por cero de la segunda derivada de los perfiles de luminosidad para la detección de contornos. El umbral de luminosidad se calcula como la media de la señal filtrada de luminosidad en un entorno de amplitud 10 píxeles, y centrado en el punto donde se obtuvo el mínimo absoluto de su derivada. En la Figura 4.11 se muestra el punto de detección del contorno y el umbral de luminosidad calculado mediante el método propuesto.



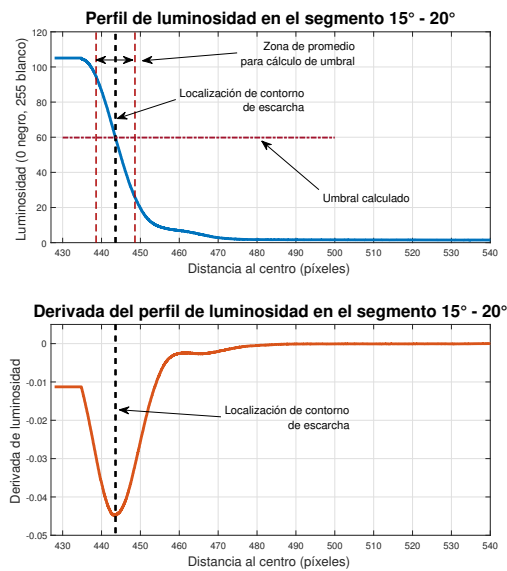
(a) *Derivada del perfil de luminosidad en el segmento $15^\circ - 20^\circ$* (b) *Derivada del perfil de luminosidad en el segmento $225^\circ - 230^\circ$*

Figura 4.10: Derivada de los perfiles de luminosidad a lo largo de distintas líneas de análisis

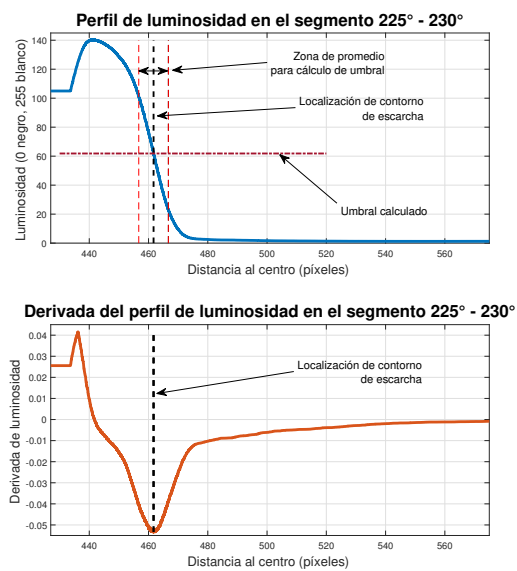
El umbral de luminosidad calculado para cada segmento se emplea para su binarización. La imagen binarizada de toda la escarcha formada en una determinada imagen se obtiene mediante la adición de las imágenes binarizadas de cada segmento. En la Figura 4.12 se muestran la binarización de los segmentos empleados para ilustrar el método desarrollado, así como la imagen binarizada de toda la escarcha tras la aplicación del método a todos los segmentos.

A partir de la imagen con la escarcha binarizada se procede al cálculo del crecimiento de escarcha. Esto se realiza midiendo la distancia desde la circunferencia de referencia hasta el contorno de la escarcha, en la dirección radial y con una resolución de 1° , tal y como se muestra en la Figura 4.13.

4.5 Algoritmo de análisis de imagen desarrollado

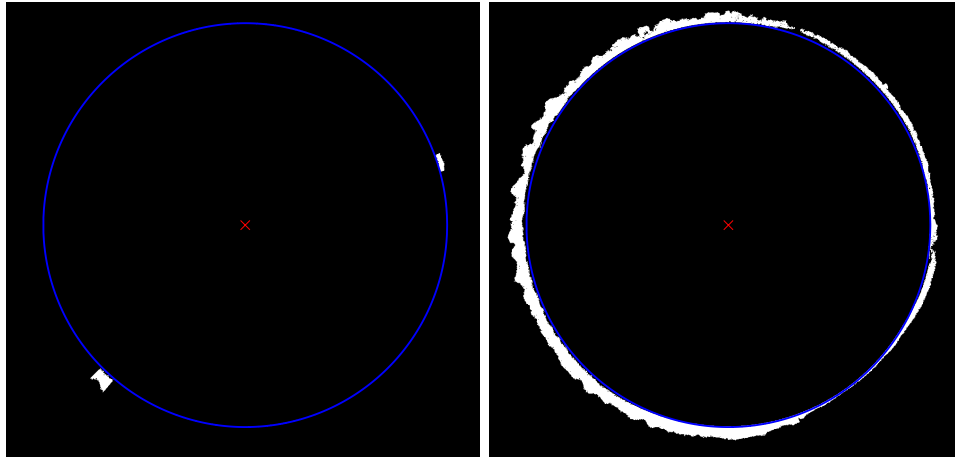


(a) Segmento 15° - 20°



(b) Segmento 225° - 230°

Figura 4.11: Umbral de luminosidad calculado para distintas líneas de análisis



(a) *Binarización de los segmentos 15° – 20° y 225° – 230°*

(b) *Escarcha binarizada*

Figura 4.12: Resultados de la binarización con el umbral calculado

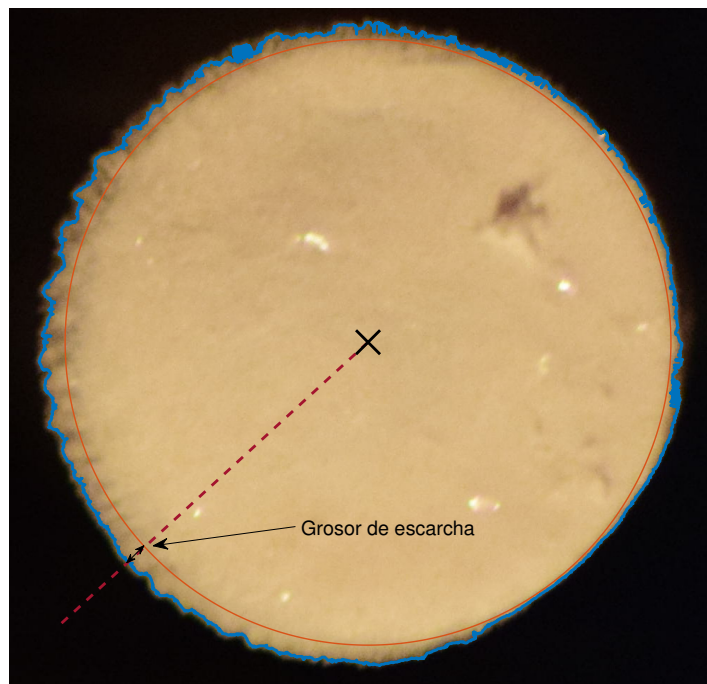


Figura 4.13: Contorno de la escarcha detectada y medición de su grosor

4.6. Validación del algoritmo desarrollado

Para evaluar la validez del algoritmo de medición de crecimiento de escarcha propuesto se ha realizado un ejercicio de calibración que consiste en la impresión de un círculo con las dimensiones exactas del diámetro externo del tubo que se utiliza en los experimentos y otro con un radio de dos milímetros superior al original. Ambos cilindros se fotografiaron y se analizaron mediante el algoritmo propuesto. La figura 4.14(a) muestra las imágenes de los dos círculos mencionados. En la Figura 4.14(b) se muestra un gráfico radial en donde la línea verde representa el radio del primer círculo, es decir el diámetro de la imagen base, la línea azul representa el radio real del círculo mayor y la línea roja representa el perfil estimado mediante el algoritmo propuesto. Además, en la Figura 4.14(c) se muestra el radio medido y el radio real a lo largo de toda la circunferencia. Se encontró que la diferencia máxima fue de 0.147 mm, que corresponde a un error del 7.3 %. La diferencia promedio es de 0.066 mm, lo cual representa un error promedio del 3.3 %.

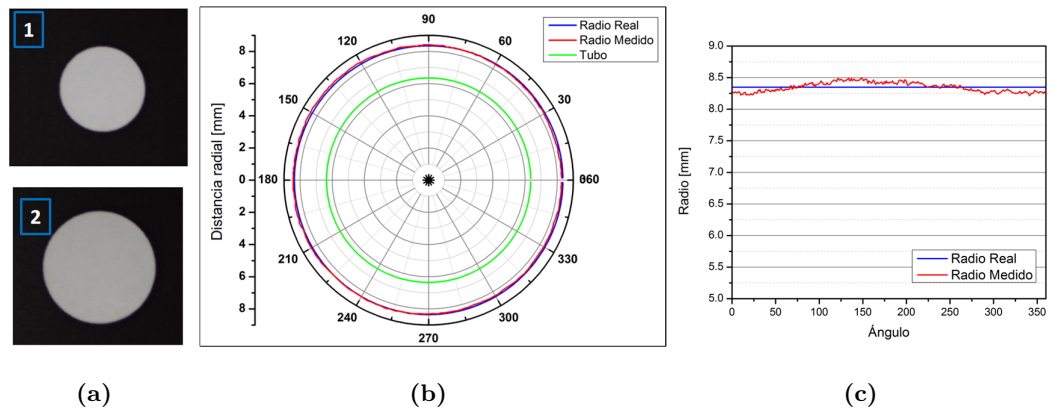


Figura 4.14: Resultados de validación del algoritmo propuesto

4.7. Aplicación de la metodología de medición del crecimiento de la escarcha.

En el experimento expuesto en este trabajo se mantuvo una temperatura superficial en el banco de tubos de $T_s = -8^\circ C$, una humedad relativa de $HR = 60\%$, y una velocidad promedio de la corriente de aire húmedo de $U_\infty = 1$ m/s. A continuación se muestran los resultados obtenidos mediante el algoritmo propuesto.

En la figura 4.15 se realiza una comparación cualitativa entre una de las fotografías del tubo frontal sin escarcha con la construcción de la circunferencia mediante el algoritmo y los contornos de la escarcha detectados a lo largo de su crecimiento. A pesar de la existencia de algunas sombras que no permiten visualizar por completo la circunferencia del tubo, con el algoritmo propuesto dicha circunferencia se logra construir exitosamente. En la figura 4.15(b) se muestra una comparación cualitativa entre la fotografía del tubo escarchado al final del experimento y los contornos de escarcha detectados mediante el algoritmo propuesto. Se observa que al menos en un 90 % de la fotografía, el gráfico sigue correctamente el patrón de crecimiento de la escarcha.

En resumen para este trabajo de tesis se ha propuesto un novedoso algoritmo para el seguimiento detallado y la medición de la formación de escarcha en bancos de tubos, a partir de imágenes tomadas en experimentos. El algoritmo analiza los perfiles de luminosidad en la dirección radial a través de 72 sectores para cada fotografía, y basándose en la derivada de los mismos, determina un umbral de binarización diferente para cada sector. De esta forma se consigue segmentar la parte de la imagen correspon-

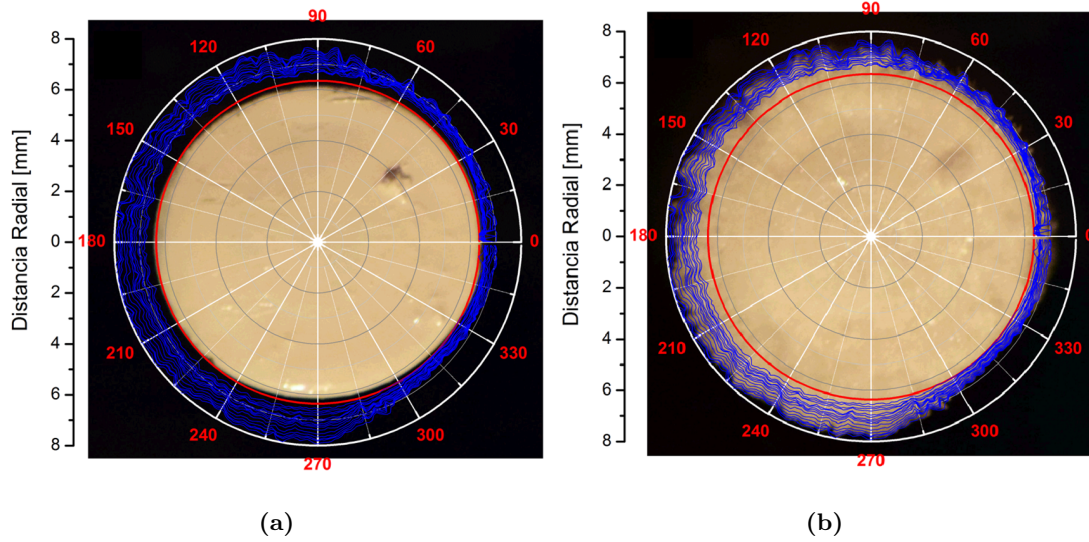


Figura 4.15: Resultados de validación del algoritmo propuesto

diente a la escarcha y con ello medir la evolución de su grosor, parámetro fundamental en el desempeño de intercambiadores de calor con esta geometría. La capacidad del algoritmo de medir el grosor de la escarcha fue validada mediante imágenes con grosor conocido, determinándose un error máximo del 7.3 %, y promedio de 3.3 %.

4.8. Matriz de Experimentos

En la Tabla 4.1 se muestran las condiciones experimentales de diez experimentos. La campaña de experimentos comprendió los siguientes rangos en los parámetros más importantes: temperatura promedio de la superficie del banco de tubos, -14°C a -8°C , Humedad relativa, 60 % a 90 %, humedad específica, 2.68 g kg^{-1} a 7.48 g kg^{-1} , temperatura de bulbo seco del aire, 1°C a 11°C , velocidad promedio del aire, 0.3 ms^{-1} a 1.0 ms^{-1} y número de Reynolds 518 a 1719. Los parámetros estudiados son condiciones

Table 4.1: Matriz de experimentos realizado durante la investigación.

Experimento	T_s [°C]	T_{db} [°C]	ϕ [%]	w [g kg ⁻¹]	U_∞ [ms ⁻¹]	Re_D
Experimento 1	-14	01	64	2.68	0.5	866
Experimento 2	-14	03	68	3.21	0.5	866
Experimento 3	-8.6	03	69	3.35	0.5	866
Experimento 4	-8.6	03	69	3.34	0.3	518
Experimento 5	-14	05	89	4.95	0.3	518
Experimento 6	-8.6	05	89	5.15	0.3	518
Experimento 7	-13	11	90	7.45	0.3	518
Experimento 8	-13	11	90	7.48	0.5	866
Experimento 9	-8.0	03	69	3.35	1.0	1719
Experimento 10	-13	11	89	7.35	1.0	1719

comúnmente encontradas en aplicaciones de enfriamiento y congelación de productos en refrigeradores comerciales.

Resultados

Se realizó un estudio experimental mediante un túnel de viento de recirculación de aire en donde se expuso un banco de tubos a condiciones controladas. En la Tabla 4.1, del capítulo anterior, se muestran las condiciones experimentales de diez experimentos. La campaña de experimentos comprendió los siguientes rangos en los parámetros más importantes: temperatura promedio de la superficie del banco de tubos, -14°C a -8°C , Humedad relativa, 64 % a 90 %, humedad específica, 2.70 g kg^{-1} a 7.48 g kg^{-1} , temperatura de bulbo seco del aire, 1°C a 11°C , velocidad promedio del aire, 0.3 ms^{-1} a 1.0 ms^{-1} y número de Reynolds 518 a 1719. A continuación se describen los resultados de mayor relevancia encontrados durante la investigación.

5.1. Patrones de crecimiento

En la figura 5.1 se muestran los patrones de crecimiento de la capa de escarcha para la hilera 1 de tubos, es decir, de los tubos T1A a T1D, para las condiciones del experimento 3 ($Re = 866$). Las líneas representan los patrones de crecimiento de la capa de escarcha obtenidos para diferentes lapsos de tiempo; se reportan en términos del radio

adimensional $r^* = r/r_t$. Se observa un patrón de crecimiento claramente no-uniforme alrededor de las circunferencias de los tubos. En la Figura 5.2, se muestran los perfiles de crecimiento de escarcha para diferentes lapsos de tiempo en función del ángulo, para los tubos T1A a T1D. Inicialmente, ocurre un crecimiento rápido, especialmente en la zona afectada por el impacto del aire húmedo. En el tubo T1A, el cual corresponde al tubo colocado en la línea 1 y columna A, el aire impacta en primera instancia, justo en la posición del ángulo 180° , en donde se observa un crecimiento mayor, sin embargo, en los tubos, T1B y T1C, los tubos centrales, presentan crecimientos mayores en el rango de los ángulos de 90° a 150° . Este comportamiento se debe a que el aire húmedo no impacta directamente el tubo, por el contrario, la corriente de aire impacta los tubos en la región angular mencionada de 90° a 150° . En el tubo T1D, es decir el tubo posterior, se observa un crecimiento que tiende a ser más uniforme en el rango de 90° to 270° , aún así, el crecimiento disminuye considerablemente en la zona posterior al tubo, de 0° a 60° y desde 300° a 360° . Estas observaciones son consistentes con el comportamiento de la aerodinámica de flujos turbulentos alrededor de cilindros. Aunque se espera un flujo laminar, por el valor del número de Reynolds, la escarcha posiblemente promueve un flujo turbulento sobre la superficie de los tubos.

Con el objetivo de entender mejor los patrones de flujo que se presentan en el banco de tubos, se consultaron investigaciones especializadas en la aerodinámica alrededor de tubos, (89, 90, 91, 92). Igarashi (91, 92) estudió la aerodinámica alrededor de tubos que se encuentran en tipo tandem, y menciona que las características del flujo son altamente dependientes de la relación L/d y del número de Reynolds. Igarashi (91, 92),

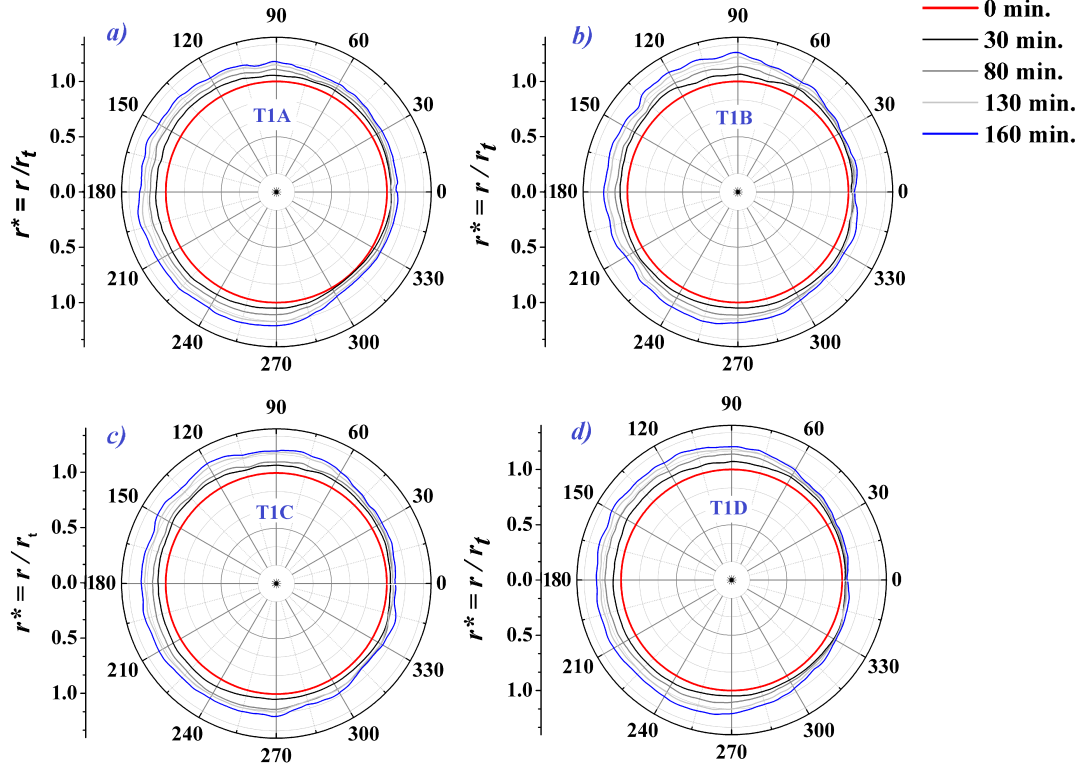


Figura 5.1: Patrón del crecimiento de la capa de escarcha para la fila 1 y para el Experimento 03. $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 866$. a) T1A, b) T1B, c) T1C , d) T1D.

realizó una serie de experimentos para conocer a detalle las características del flujo alrededor de cilindros circulares colocados en tandem, encontraron que existen varios patrones de flujo que van desde situaciones en donde los dos tubos se comportan como un solo cuerpo, y cuando el factor L/d (donde L es la distancia entre centros y d es el diámetro) es del orden de 2 la capa cortante que se ha separado reimpacta el cilindro que se encuentra aguas abajo. El punto de reimpacto se presenta alrededor del ángulo de 60° . Esto explicaría por que a partir de este ángulo el crecimiento de la escarcha de incrementa en general en todos los experimentos.

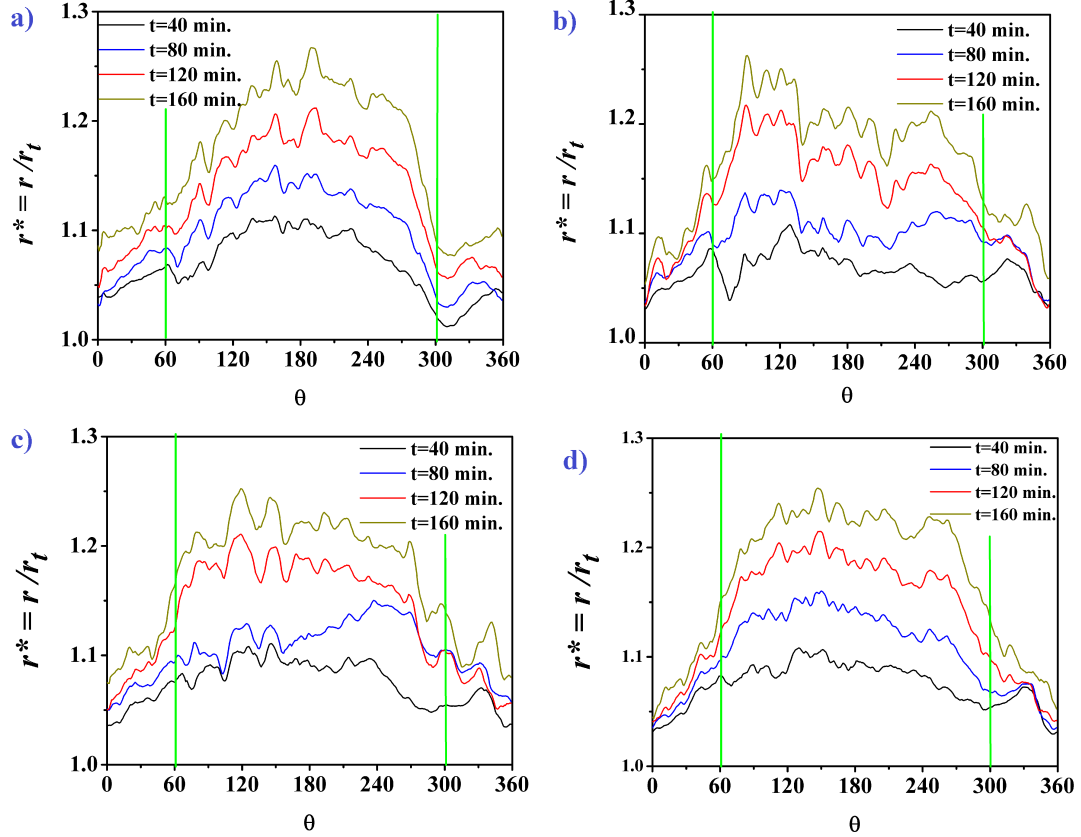


Figura 5.2: Perfil del crecimiento de la escarcha para la fila 1 y para el Experimento 03. $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35\text{gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 866$. a) T1A, b) T1B, c) T1C, d) T1D.

El patrón de crecimiento de la capa de escarcha para la fila 1 y para el Experimento 09 ($Re = 1719$) se muestra en la Figura 5.3. Se observa un patrón de crecimiento más uniforme si se compara con el Experimento 03. Dicho comportamiento es consistente con los resultados reportados por diversos autores (36, 61) que mencionan que para altos números de Reynolds la capa de escarcha crece uniformemente. Los perfiles de crecimiento que se muestran en la Figura 5.4 corresponden a los cuatro tubos de la primera hilera (T1A a T1D). Se observa que para el tubo T1A, el crecimiento es mayor

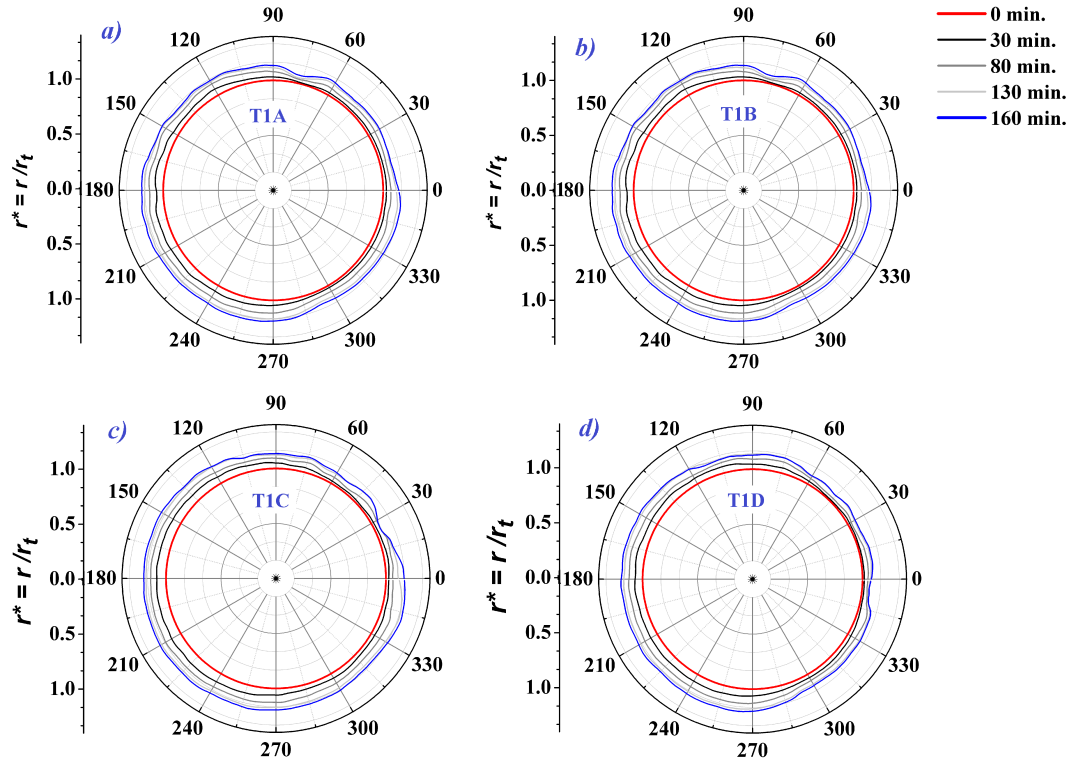


Figura 5.3: Patrón del crecimiento de la escarcha para la hilera 1. Experimento 09. $T_s = -8^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 1719$. a) T1A, b) T1B, c) T1C , d) T1D.

en el rango de 180° a 270° , posterior a este ángulo, se observa un evidente cambio de tendencia en el crecimiento , probablemente debido al desprendimiento del flujo. Cualitativamente, se observa una mayor uniformidad en el patrón de crecimiento, comparado con el Experimento 03.

Para cuantificar la no-uniformidad del crecimiento de la escarcha, se procedió a calcular el centroide del perfil de crecimiento de la escarcha. Además, se calculó el desplazamiento a través del tiempo del centroide. Para este propósito \bar{X} y \bar{Y} son los desplazamientos del centroide en las direcciones longitudinal y transversal, respectiva-

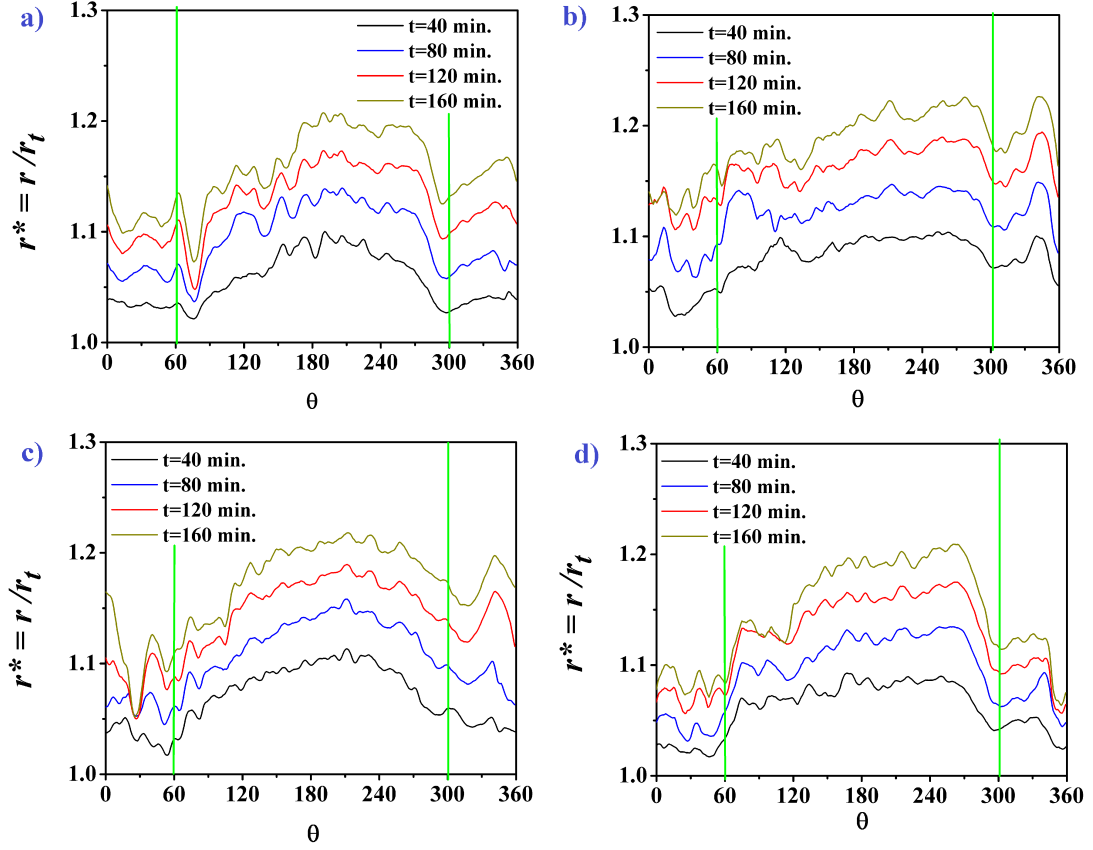


Figura 5.4: Perfil de crecimiento de escarcha para la hilera 1 y para el Experimento 09. $T_s = -8^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi=69\%$, $w = 3.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$ y $Re = 1719$. a) T1A, b) T1B, c) T1C, d) T1D.

mente, y ξ es el desplazamiento total del centroide.

$$\bar{X} = \frac{\int x dA}{\int dA} = \frac{\int r \cos(\theta) r^2/2 d\theta}{\int r^2/2 d\theta} \quad (5.1)$$

$$\bar{Y} = \frac{\int y dA}{\int dA} = \frac{\int r \sin(\theta) r^2/2 d\theta}{\int r^2/2 d\theta} \quad (5.2)$$

$$\xi = (\bar{X}^2 + \bar{Y}^2)^{1/2} \quad (5.3)$$

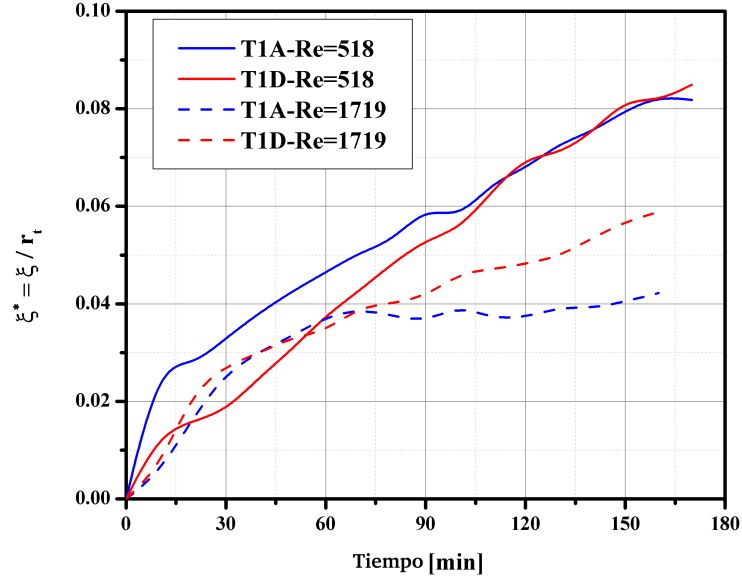


Figura 5.5: Desplazamiento relativo del centroide para los Experimento 03 y Experimento 09, fila 01. Experimento 03: $Re = 866$, Experimento 09 $Re = 1719$.

La Figura 5.5 muestra el desplazamiento relativo ($\xi^* = \xi r_t^{-1}$) del perfil de la escarcha para los tubos T1A y T1D (primera hilera, primer y cuarto tubo) para dos número de Reynolds (Experimento 03 y Experimento 09). Se observa que para bajos números de Reynolds el desplazamiento relativo del centroide incrementa hasta en 0.08, sin embargo, para altos números de Reynolds el desplazamiento relativo del centroide es considerablemente menor. Para bajos números de Reynolds el desplazamiento del centroide incrementa constantemente, mientras que para altos números de Reynolds el desplazamiento del centroide incrementa principalmente en el inicio del crecimiento de la escarcha.

En la Figura 5.6 se muestra el desplazamiento del centroide del perfil de la escarcha para los tubos T2A y T2D (segunda hilera, primer y cuarto tubo) para dos números de

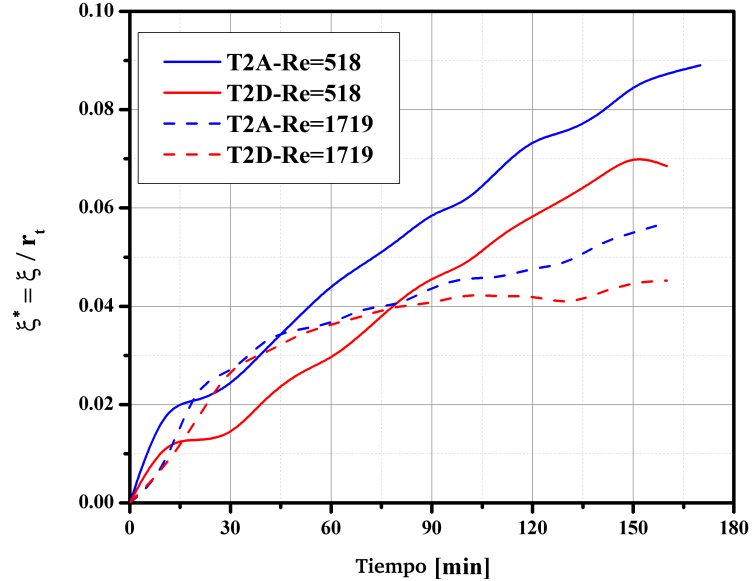


Figura 5.6: Desplazamiento relativo del centroide para el Experimento 03 y el Experimento 09, hilera 02. Experimento 03: $Re = 866$. Experimento 09: $Re = 1719$.

Reynolds (Experimento 03 y Experimento 09). Se observa que para el cuarto tubo, T2D, presenta poco desplazamiento del centroide comparado con el tubo T2A (el primero de la hilera), es decir, el crecimiento sucede más uniforme en el último tubo que en el primero. Este comportamiento se debe a las diferencias que existen en la aerodinámica del flujo de aire húmedo alrededor de los tubos. En el primer tubo de la hilera sucede un impacto directo de la corriente de aire húmedo, creo una zona de estancamiento, mientras que en el último tubo, este efecto debe ser mucho menor.

5.1.1. Transferencia de calor

Empleando la Ec. 4.5, se calculó la razón de transferencia de calor que ocurre en el banco de tubos. La Figura 5.7 muestra el efecto que tiene la temperatura de bulbo seco de la corriente de aire (T_{db}) en la transferencia de calor total hacia el banco

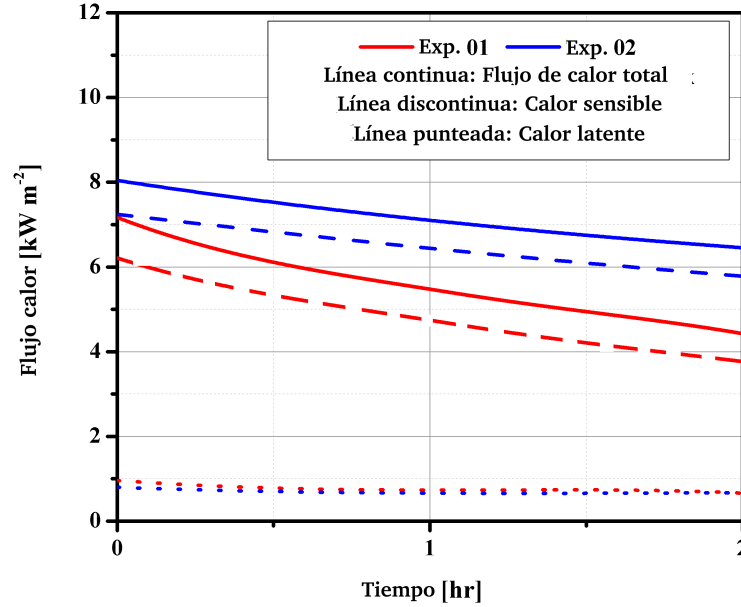


Figura 5.7: Efecto de la temperatura de bulbo seco en la transferencia de calor. Experimento 01: $T_s = -14^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 64\%$, $w = 2.68 \text{ gr kg}^{-1}$ y $T_{db} = 1^\circ\text{C}$. Experimento 02: $T_s = -14^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 68\%$, $w = 3.21 \text{ gr kg}^{-1}$ y $T_{db} = 3^\circ\text{C}$.

de tubos. Se realizaron dos experimentos, Experimento 01 y Experimento 02, donde se mantuvieron la temperatura de bulbo seco T_{db} de 1°C y 3°C , respectivamente. Se observó que cuando la temperatura de bulbo seco aumenta, la transferencia de calor total incrementa de igual manera. Cuando los experimentos comienzan, la transferencia de calor es máxima, y decrece continuamente durante el experimento. Este comportamiento se debe al crecimiento de la capa de escarcha, la cual afecta negativamente la transferencia de calor. Adicionalmente, la Figura 5.7 muestra que el efecto del calor sensible en la transferencia de calor total es grye comparado con el efecto que tiene el calor latente. A pesar de que existen pequeñas diferencias en los valores de la humedad relativa, el flujo de calor latente se puede considerar constante durante el experimento.

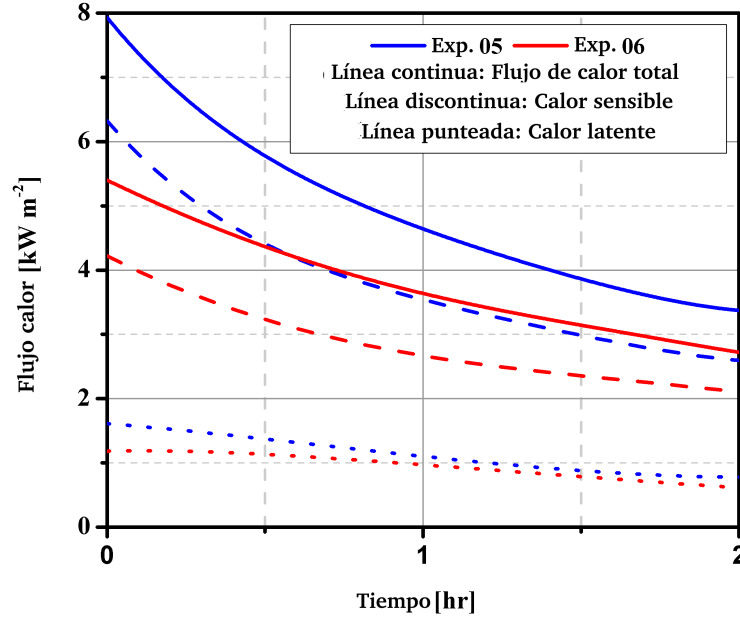


Figura 5.8: Efecto de la temperatura de superficie en la transferencia de calor. Experimento 05: $T_s = -14^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 89\%$, $w = 4.45 \text{ gr kg}^{-1}$ y $T_{db} = 5^\circ\text{C}$. Experimento 06: $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$, $\phi = 89\%$, $w = 5.15 \text{ gr kg}^{-1}$ y $T_{db} = 5^\circ\text{C}$.

La Figura 5.8 muestra el efecto que tiene la temperatura superficial del banco de tubos en la transferencia de calor. Se muestran los resultados de dos experimentos, Experimento 05 y Experimento 06, donde se mantiene la temperatura superficial T_s de -14°C y -8.6°C , respectivamente. Se observó que cuando existe bajas temperaturas superficiales, la transferencia de calor concreta. De una forma similar a lo observado anteriormente, en la Figura 5.7, la máxima transferencia de calor sucede al inicio del experimento, aún así, después del inicio un decremento claro se observa en la transferencia de calor debido a que la humedad causa un rápido crecimiento de la capa de escarcha. De nuevo, el efecto del calor sensible es mayor que el efecto del calor latente en la transferencia de calor total. Por otra parte, el calor latente tiene mayor impor-

tancia cuando la temperatura de superficie en el banco es baja, este comportamiento se observa durante todo el experimento.

La Figura 5.9 muestra el efecto de la velocidad promedio de la corriente de aire húmedo en la transferencia de calor en el banco de tubos y cuando se tiene humedad alta. Se muestran tres experimentos, Experimento 07, Experimento 08, y Experimento 10, donde se mantiene la velocidad promedio del aire U_∞ en 0.3 ms^{-1} , 0.5 ms^{-1} , y 1.0 ms^{-1} , respectivamente. En el gráfico podemos notar que para magnitudes altas de velocidad de aire, la magnitud de transferencia de calor es alta. Además, la importancia del calor latente es mayor cuando la velocidad promedio del aire es alta, en comparación cuando la velocidad es baja. Igualmente que los casos anteriores, la transferencia de calor muestra una tendencia a decrecer conforme transcurre el tiempo en los experimentos.

5.1.2. Tasa de deposición de escarcha

La Figura 5.10 muestra el efecto de la velocidad promedio del flujo del aire, para dos condiciones distintas de humedad, sobre la razón de deposición de escarcha en el banco de tubos. Se observó que en cuanto se incrementa la velocidad promedio de aire, la razón de deposición de escarcha incrementa también. En el inicio de cada experimento, se observó que existe una razón de deposición de escarcha máxima, y decrece conforme el experimento avanza. Además, para el caso de humedad relativa alta, existe una mayor tasa de deposición de escarcha sobre el banco de tubos.

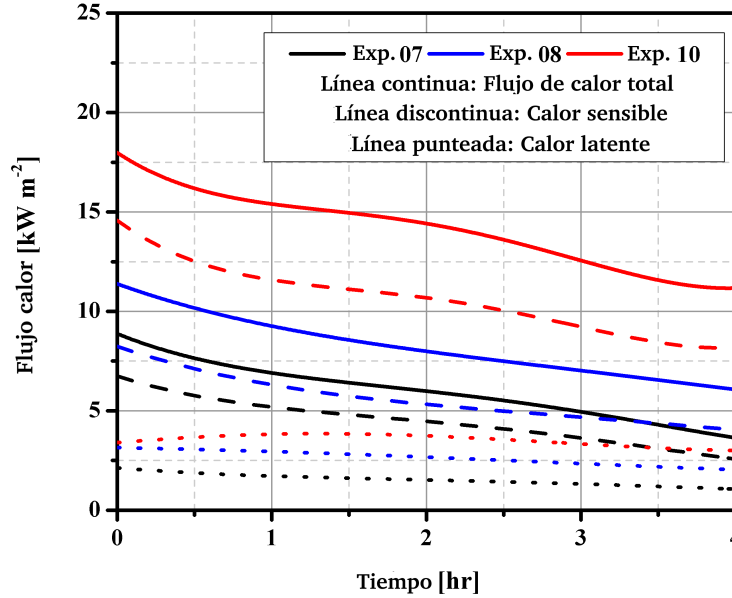


Figura 5.9: Efecto de la magnitud de la velocidad promedio del aire húmedo en la transferencia de calor. Experimento 07: $\phi = 90\%$, $w = 7.45 \text{ gr kg}^{-1}$, $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_{s=} = -13^\circ\text{C}$ y $U_\infty = 0.3 \text{ ms}^{-1}$. Experimento 08: $\phi = 90\%$, $w = 7.48 \text{ gr kg}^{-1}$, $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_{s=} = -13^\circ\text{C}$ y $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$. Experimento 10: $\phi = 89\%$, $w = 7.35 \text{ gr kg}^{-1}$, $T_{db} = 11^\circ\text{C}$, $T_{s=} = -13^\circ\text{C}$ y $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$.

5.1.3. Densidad de la escarcha

En la Figura 5.11 se muestra la densidad promedio de la escarcha para dos experimentos. Durante los experimentos la temperatura del aire se mantuvo a una temperatura de bulbo seco de $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, y la humedad relativa en 69% . Se observó que cuando se incrementa la velocidad promedio del aire, la densidad promedio de la escarcha también sufre un incremento, debido al aumento de la razón de deposición de escarcha sobre el banco de tubos.

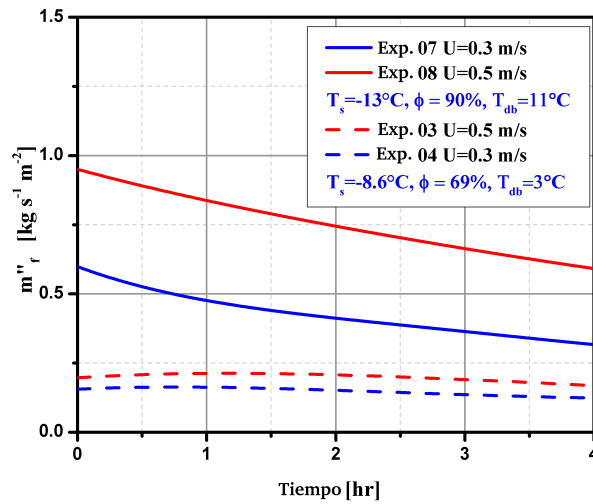


Figura 5.10: Tasa de deposición de escarcha por unidad de área en el banco de tubos. Experimento 07: $T_{db} = 11^{\circ}\text{C}$, $T_s = -13^{\circ}\text{C}$, $U_{\infty} = 0.3 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 90\%$, Experimento 08: $T_{db} = 11^{\circ}\text{C}$, $T_s = -13^{\circ}\text{C}$, $U_{\infty} = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 90\%$. Experimento 03: $T_{db} = 3^{\circ}\text{C}$, $T_s = -8.6^{\circ}\text{C}$, $U_{\infty} = 0.5 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 69\%$. Experimento 04: $T_{db} = 3^{\circ}\text{C}$, $T_s = -8.6^{\circ}\text{C}$, $U_{\infty} = 0.3 \text{ ms}^{-1}$ y $\phi = 69\%$.

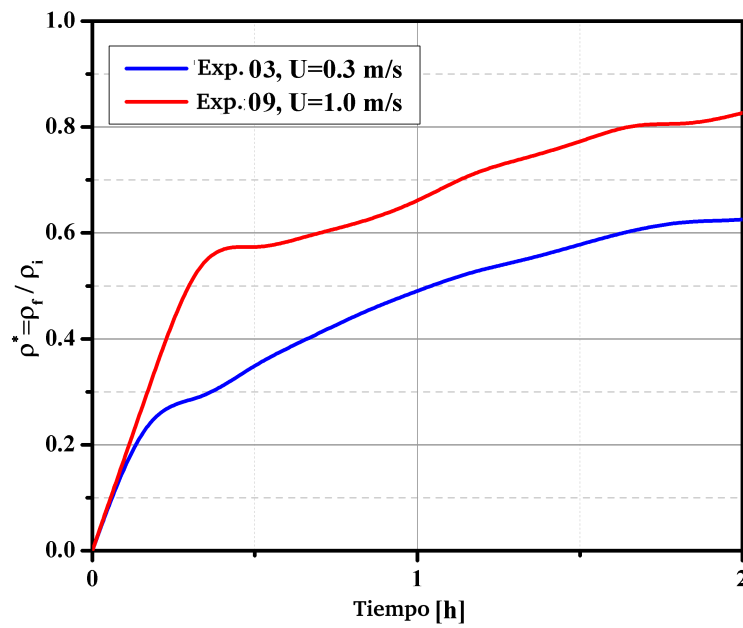


Figura 5.11: Densidad promedio en el bano de tubos. Experimento 03: $T_s = -8.6^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi = 69\%$ y $U_\infty = 0.5 \text{ ms}^{-1}$. Experimento 09: $T_s = -8.0^\circ\text{C}$, $T_{db} = 3^\circ\text{C}$, $\phi = 69\%$ y $U_\infty = 1.0 \text{ ms}^{-1}$.

Conclusiones

Se realizó un estudio experimental de la transferencia de calor y masa que sucede en un banco de tubos bajo condiciones de formación de escarcha. Se utilizó una técnica de procesamiento de imágenes para cuantificar el crecimiento local de la capa de escarcha alrededor de la circunferencia de cada tubo. El error promedio estimado en la estimación del espesor local de la escarcha fue de alrededor del 3.3 %. Se observó que cuando el banco de tubos se somete a una corriente de aire húmedo con bajo número de Reynolds, el crecimiento de la escarcha no es uniforme. El crecimiento de la escarcha es mayor en la región de la circunferencia donde la corriente de aire impacta directamente la superficie del tubo. Por el contrario, el crecimiento de la capa de la escarcha es menor en la zona posterior del tubo, es decir, donde ocurre la recirculación de aire húmedo. cuando el número de Reynolds incrementa, se observó que el crecimiento de la capa de la escarcha es más uniforme. Para cuantificar la no uniformidad del crecimiento de la escarcha se calculó el desplazamiento del centroide del perfil del crecimiento de la escarcha. Se obtuvo que para bajos números de Reynolds el desplazamiento del centroide tiene un valor de hasta 0.08, sin embargo, para altos números de Reynolds, el desplazamiento

del centroide es un 25 % menor. Además, se observó que el desplazamiento del centroide difiere entre el primer tubo y el último de una hilera. Para el cuarto tubo, columna D, tiene un menor desplazamiento en comparación con el primer tubo, columna A, es decir, existe mayor uniformidad de crecimiento en el último tubo, que en el primero. Este comportamiento se debe a las diferencias en las características de la aerodinámica del flujo de aire húmedo alrededor de cada tubo. En particular se observó, un claro cambio de tendencia en el crecimiento en la ubicación de 60° y 300° , probablemente debido al desprendimiento de la corriente de aire húmedo.

Es importante notar que en todos los casos la transferencia de calor en el banco de tubos decrece conforme la capa de escarcha crece. Para obtener una mejor comprensión del fenómeno de la transferencia de calor con formación de escarcha, el valor de la transferencia de calor se dividió en dos componentes, el calor latente y el calor sensible. Se observó que el calor sensible tiene una mayor importancia en la transferencia de calor total, cerca del 80 %, en comparación con el calor latente que aporta el 20 % restante. Por el contrario, conforme el crecimiento de escarcha es mayor, disminuye la razón de deposición de escarcha. Además, cuando el número de Reynolds incrementa, la razón de deposición de escarcha incrementa también, por lo tanto, cuando el número de Reynolds incrementa, la densidad de la escarcha es mayor también.

6.1. Trabajos futuros

Los resultados presentados en este documento servirán como una importante fuente de información acerca de los patrones la evaluación del crecimiento de la escarcha y

su relación con la transferencia de calor y masa, en donde la aerodinámica alrededor del banco de tubos es complicada. Los datos aquí presentados servirán para validar los modelos numéricos de formación de escarcha alrededor de bancos de tubos, que soporten las mejoras de los procesos de diseño de evaporadores y sus sistemas de deshielo. Sin embargo debido a la complejidad del fenómeno físico, se requiere aumentar el número de experimentos y el desarrollo de soluciones numéricas para incrementar el conocimiento de este problema. Algunas actividades de investigación que se sugiere realizar en un futuro son:

- Estudio detallado de la aerodinámica alrededor de un banco de tubos mediante alguna técnica óptica avanzada, por ejemplo, Velocidad por Imágenes de Partículas (PIV) o Anemometría por Láser Doppler (LDA).
- Incrementar el número de experimentos de transferencia de calor y masa en un banco de tubos extendiendo el rango de los parámetros importantes como la temperatura y la humedad.
- Realizar experimentos en donde se pueda registrar la temperatura superficial de la escarcha en función del tiempo.
- Desarrollar métodos numéricos que puedan calcular la transferencia de calor y masa en superficies de tubos y que sean capaces de predecir las diferencias de crecimiento local de la escarcha debido a las diferencias en la aerodinámica alrededor de los tubos.

Detalles de la instalación experimental

A.0.1. Temperatura en el intercambiador a prueba.

Para registrar la temperatura en el intercambiador a prueba, ya sea en la superficie o directamente en el refrigerante se ha decidido utilizar termopares tipo T, debido a la precisión que presenta en el rango de temperatura de la aplicación ($-25^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$). El calorímetro tiene la capacidad de registrar hasta 32 termopares de forma simultánea. Los termopares son registrados gracias a una tarjeta electrónica especializada de la firma National instruments modelo NI-9214. Se tienen instaladas dos tarjetas cada una con una capacidad de registrar hasta 16 termopares cada una. En la Figura [A.1](#) se muestra un diagrama de conexión para los 32 termopares.

A.0.2. Humedad relativa.

Para registrar y controlar la humedad relativa se seleccionaron dos sensores que se encontraron en el mercado que tienen alta precisión. El modelo elegido es el HX85A de la firma Omega, el cual se muestra en la Figura 03. Transductor de humedad tiene $\pm 1\%$ de precisión en la humedad relativa, $0.5^{\circ}C$ ($1.0^{\circ}F$) de precisión en la medición

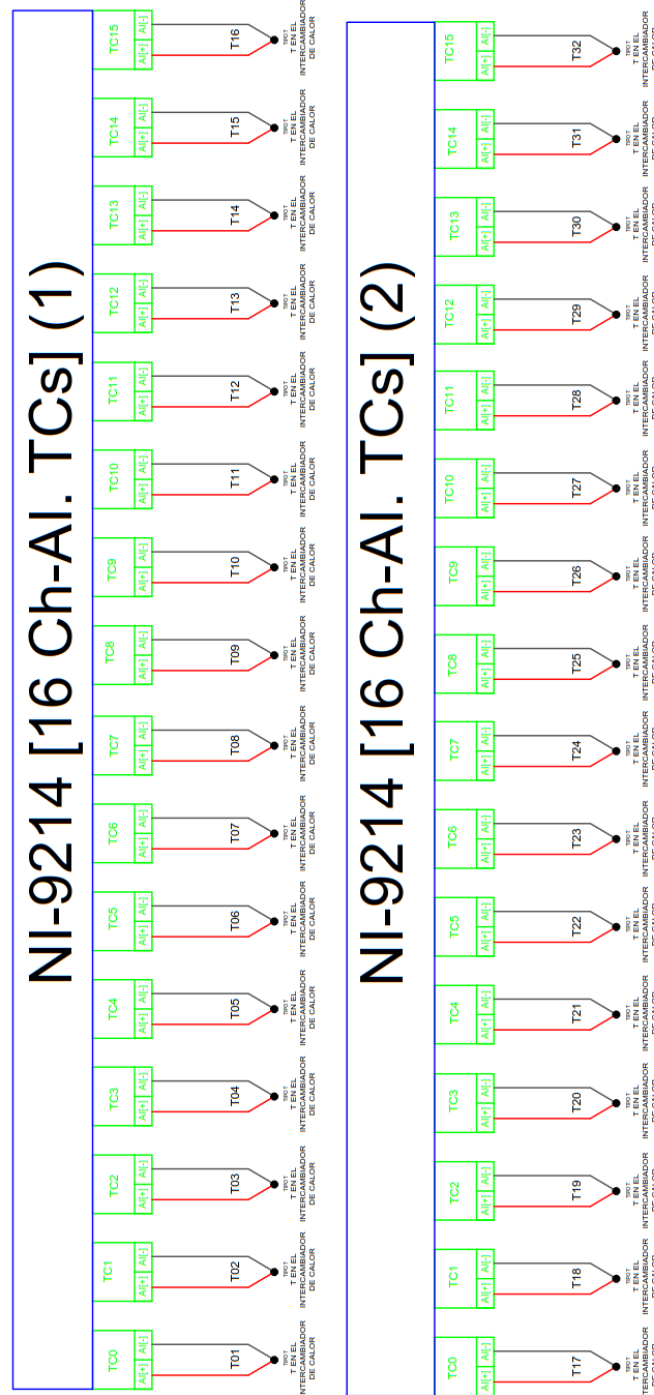


Figura A.1: Diagrama de conexión de los 32 termopares tipo T.

de la temperatura, puede trabajar a temperaturas altas como máximo a 120°C (248°F), su rango de medición va de 5 a 95 % de humedad relativa y genera una señal analógica lineal de 0 – 10 VDC por cada medición que realiza.



Figura A.2: Imagen del transductor de humedad modelo HX85A.

Se utilizan dos transductores de humedad para registrar la humedad relativa antes y después de la sección de prueba. El transductor de presión se conecta eléctricamente a una tarjeta de adquisición de datos modelo NI-9201 de la firma National Instruments, la cual registra cada 30 segundos la humedad de cada transductor. El diagrama de conexión se muestra en la figura [A.3](#).

A.0.3. Caudal de refrigerante.

Se propone que el fluido refrigerante utilizado durante las pruebas de evaluación de evaporadores y condensadores sea un líquido formado por la mezcla de etilenglicol y agua en una proporción del 50 % en base al volumen. Es necesario para realizar el cálculo

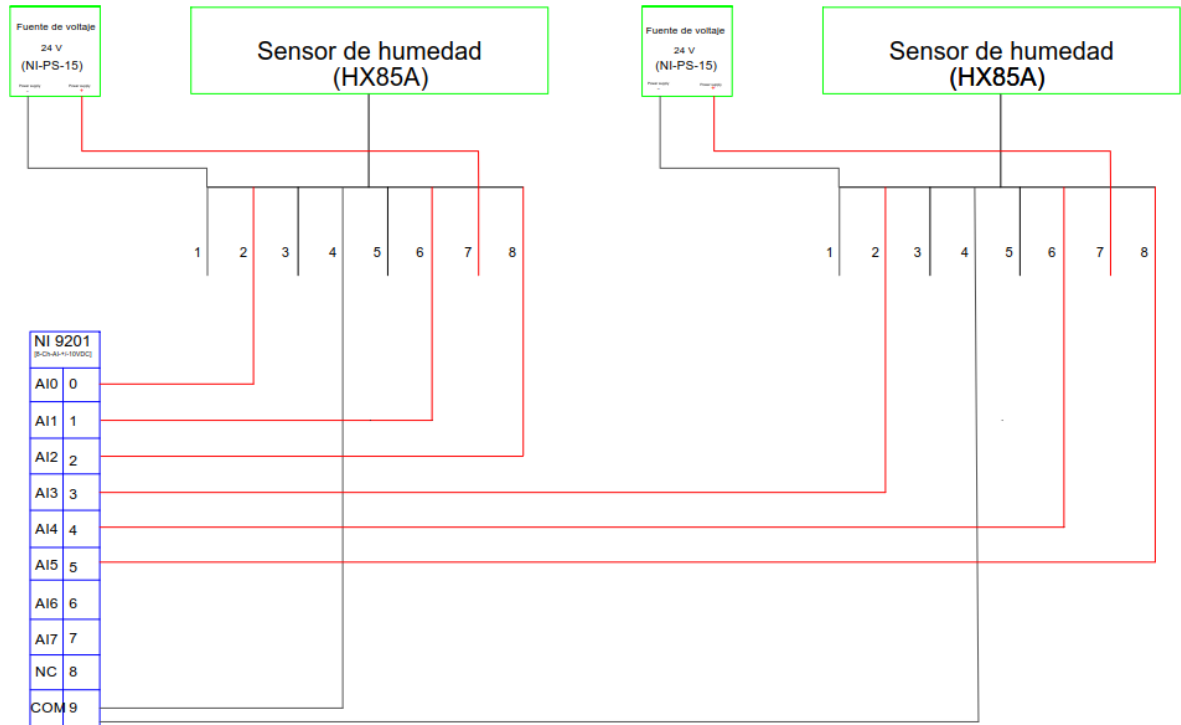


Figura A.3: Diagrama de conexión de los transductores de humedad modelo HX85A.



Figura A.4: Fotografía del flujómetro SM6000 utilizado para registrar el caudal del refrigerante.

de la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, registrar el caudal másico que fluye por dentro de los intercambiadores. Por tal motivo se eligió, el flujómetro

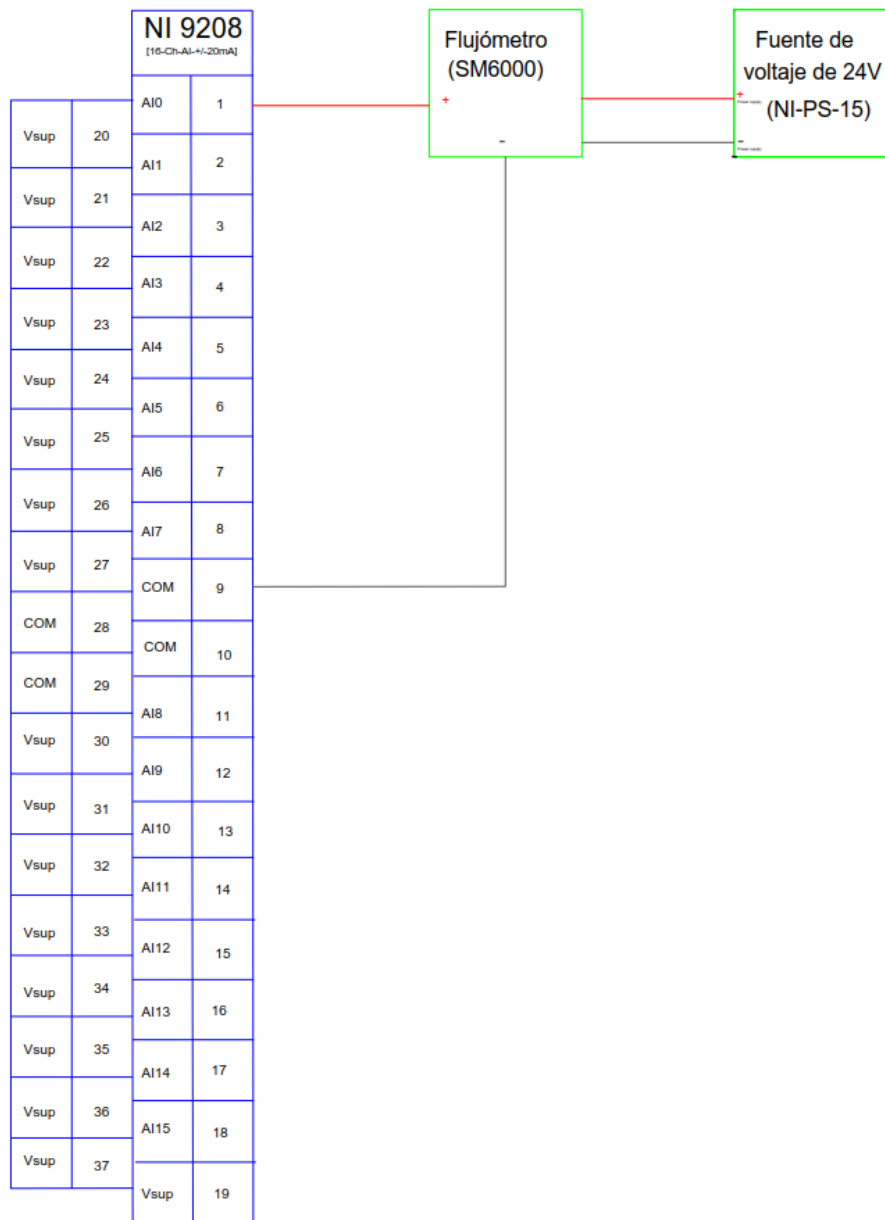


Figura A.5: Diagrama de conexiones del flujómetro SM6000 utilizado para registrar el caudal del refrigerante.

modelo SM6000, de la firma IFM-Efector, ver Figura A.4. El flujómetro puede registrar desde 0.1 y hasta 25 l/min, la señal de salida es analógica y se puede seleccionar como

de 4-20 mA o de 0-10 VCD, en ambos casos será una señal proporcional al caudal. En la figura 04 se muestra una fotografía del flujómetro seleccionado. El flujómetro se conecta a una tarjeta de adquisición de datos modelo NI-9208 de la firma National Instruments la cual registra cada 30 segundos la señal analógica de 4-20 mA. En la Figura [A.5](#) se muestra el diagrama de conexiones del flujómetro.

A.0.4. Velocidad de aire.

Para controlar y registrar la velocidad de aire que se tiene en la sección de entrada de la zona de prueba del calorímetro se utilizó un transductor de velocidad de aire de película caliente.

A.0.5. Temperatura de refrigerante

La temperatura de refrigerante se registrará a la entrada y salida del intercambiador de calor mediante sensores tipo RTD PT100 modelo TM-4101 de la firma IFM EFECTOR, los cuales tienen una exactitud de 0.15 K y pueden medir en el rango de los -40°C a 150°C (-40 a 302°F). En la Figura [A.6](#) se muestra una fotografía del RTD utilizado.

Los sensores tipo RTD se conectan a una tarjeta de adquisición de datos modelo NI-9217 de la firma National instruments la cual registra cada 10 segundos la temperatura de la entrada y la salida del refrigerante.

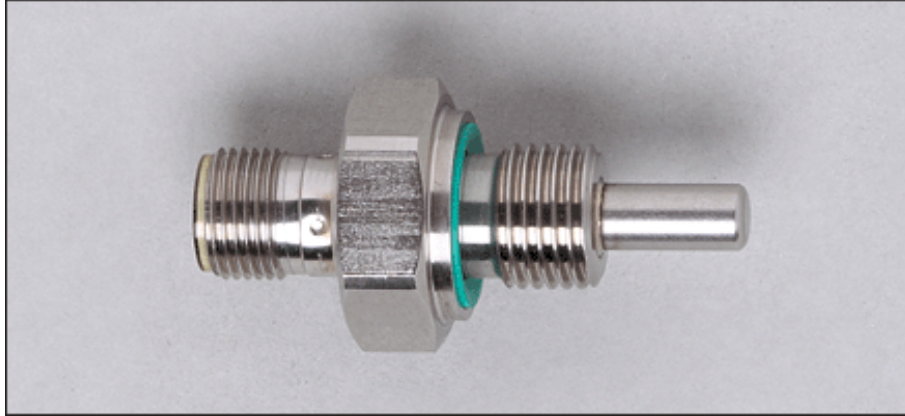


Figura A.6: Fotografía del sensor tipo RTD PT100 modelo TM4101 utilizado para registrar la temperatura del refrigerante.

A.0.6. Temperatura de bulbo seco del aire húmedo

Para registrar y controlar la temperatura de la corriente de aire en el calorímetro se utilizan RTDs tipo PT100 modelo P-M-1/10-1/8-6-1/8-P-3 de la firma OMEGA ENGINEERING, los cuales tienen una precisión de acuerdo a la siguiente ecuación

$$\beta = +/ - (0.3 + 0.005|T|)^{\circ}C \quad (\text{A.1})$$

Donde T es la temperatura medida. Los sensores RTD se colocan en la entrada de la sección de prueba y también a la salida. Y se conectan a una tarjeta de adquisición de datos modelo NI-9217, de acuerdo al diagrama de la Figura A.7.

A.1. Controlador principal

El sistema de control y también el sistema de adquisición de datos se encuentra en la plataforma Compact-RIO de la firma National Instruments el cual tiene un CPU

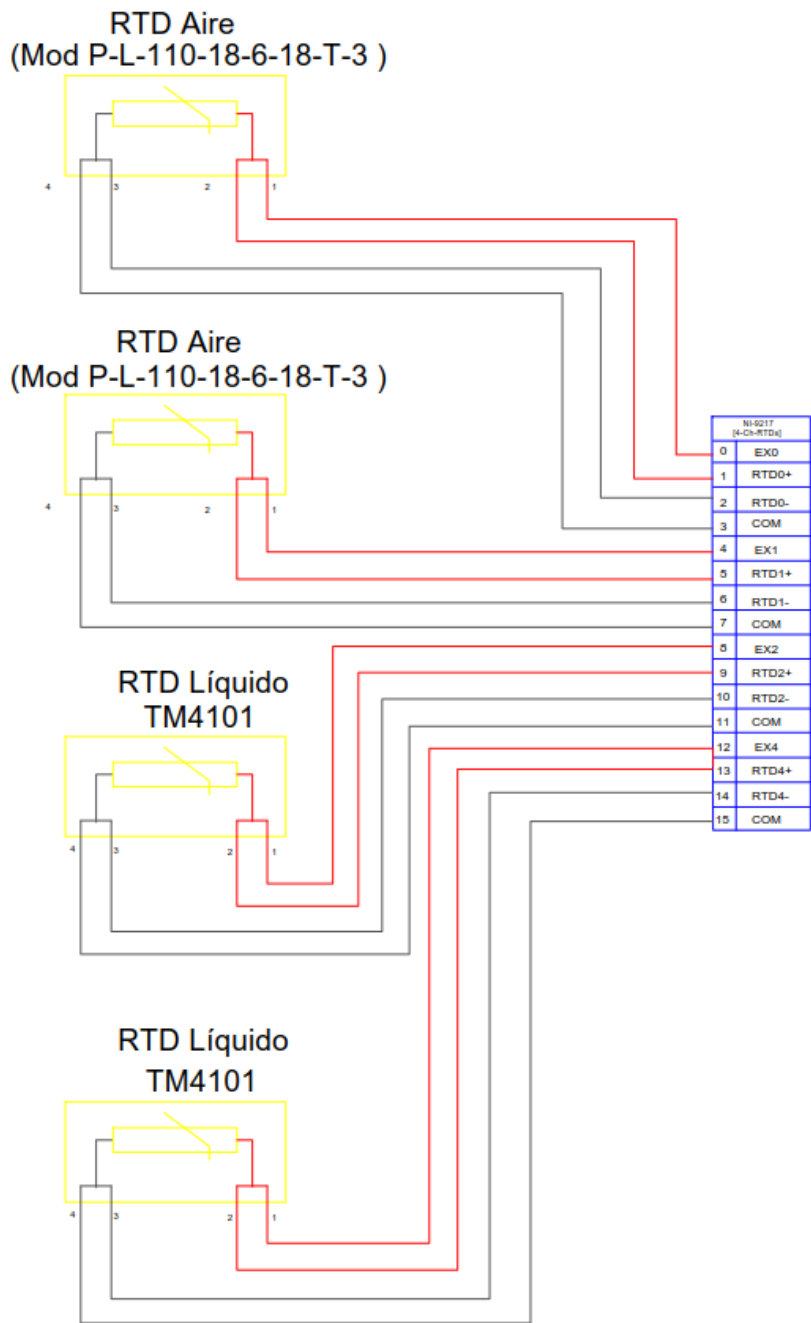


Figura A.7: Diagrama de conexiones del sensor tipo RTD PT100 modelo TM4101 utilizado para registrar la temperatura del refrigerante.

800 MHz, con 512 MB DRAM, un almacenamiento de 4 GB. El cRIO-9024 es un controlador embebido en tiempo real, ideal para aplicaciones avanzadas de monitoreo y control. Este controlador robusto, sin ventilador consta de una variedad de puertos de conectividad incluyendo dos Ethernet, uno USB y uno serial. El cRIO-9024 no incluye ranuras para módulos de E/S de la Serie C, así que para usar estos módulos se puede combinar el cRIO-9024 con un Chasis CompactRIO compatible. El CompactRio NI-9024 tiene un chasis con 8 slots en los cuales se encuentran instaladas 8 tarjetas. Un esquema con la organización de las 8 tarjetas instaladas y con sus canales se presenta en la Figura [A.8](#).

A.1.1. Tarjetas NI-9214

Se necesitan dos tarjetas modelo NI-9214 para registrar hasta 32 termopares. Los módulos constan de entrada de temperatura, con 16 canales cada uno, a 68 S/s Acumulado, de ± 78 mV, isotérmico. El módulo NI-9214 es un módulo de entrada de termopares de alta densidad que está diseñado para sistemas con mayor cantidad de canales. El NI-9214 incluye características para incrementar la precisión, como sensores CJC en el bloque terminal, diseño de componentes para disminuir gradientes térmicos y un canal de auto-cero para compensación de desfase.

A.1.2. Tarjetas NI-9217

Se instala un módulo para registrar hasta cuatro sensores tipo RTD. El módulo, cuenta con 4 canales, a 400 S/s acumulado, de 0Ω a 400Ω , para sensores PT-100 RTD. El módulo NI-9217 es un módulo de entrada de detector de resistencia de temperatura

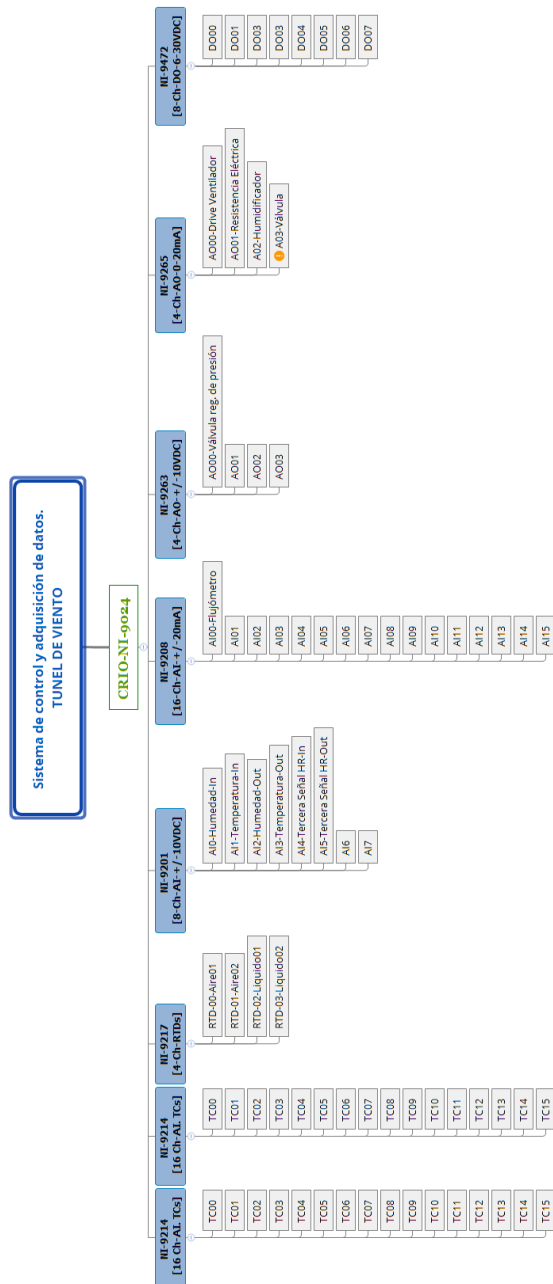


Figura A.8: Esquema del sistema de control y de adquisición de datos CompactRIO NI-9024 y sus módulos.

(RTD). Se puede configurar el NI-9217 para dos modos de velocidad de muestreo: alta velocidad de muestreo o alta resolución. El NI-9217 es compatible con medidas RTD de 3 y 4 cables y detecta automáticamente el tipo de RTD (3 o 4 cables) conectado al canal y configura cada canal para el modo apropiado. El módulo ofrece excitación de corriente por canal. El NI-9217 contiene calibración e incluye doble barrera de aislamiento de canal a tierra para seguridad, inmunidad a ruido y alto rango de voltaje de modo común.

A.1.3. Tarjetas NI-9201

Se instala un módulo para registrar hasta ocho canales de señal analógica de 0-10VDC, señal muy común en diversos transductores. El módulo de entrada de voltaje de la serie C, adquiere señales de +/-10 V, a 500 kS/s, con 12 Bits. El módulo ofrece hasta 100 V de protección de sobrevoltaje para conexión errada de señal o señales inesperadas por los canales individuales.

A.1.4. Tarjetas NI-9208

Se instala un módulo NI-9208 para registrar hasta 16 canales de señal analógica de corriente de 0-20 mA, señal muy común en diversos transductores. El módulo de entrada de corriente de la serie C, es de 500 S/s, a +/-21.5 mA, y con 16 Canales. El módulo NI-9208 está diseñado pensando en sistemas industriales. Incluye un modo de alta resolución con rechazo de ruido de 50/60 Hz para eliminar ruido de baja frecuencia. Tiene alta densidad de canales para reducir el número de módulos necesarios, lo que deja ranuras abiertas para otro tipo de medidas o para reducir el costo total por canal

del sistema. El NI-9208 utiliza una conexión estándar D-SUB para usarse con cables y bloques conectores.

A.1.5. Tarjetas NI-9263

Se instala un módulo NI-9263 para generar señales analógicas de 0-10 VDC para controlar algunos actuadores comunes, en particular en el calorímetro se utiliza para controlar una válvula reguladora de presión del evaporador. El módulo de salida de voltaje de la serie C, a 100 kS/s/canal simultáneo, con +/-10 V, cuenta con 4 Canales. El NI-9263 es un módulo de salida analógica de actualización simultánea. Cuenta con protección de sobrevoltaje, protección de cortocircuito, baja interferencia entre canales (crosstalk), rápida velocidad de respuesta, alta precisión relativa y certificados de calibración trazable expedidos por el NIST. Este módulo incluye doble barrera de aislamiento de canal a tierra para seguridad e inmunidad a ruido.

A.1.6. Tarjetas NI-9265

Para generar señales de control para gobernar los actuadores del túnel de viento se seleccionó la tarjeta NI-9265 para generar hasta cuatro señales analógicas de corriente de 4-20 mA. El módulo NI-9265 es ideal para establecer una interfaz y controlar actuadores industriales de corriente a altas velocidades. El módulo tiene detección integrada de lazo abierto, lo cual genera una interrupción en el software cuando un lazo abierto es detectado así como salidas a cero para reforzar la seguridad y prevenir que se envíen señales a los actuadores cuando el sistema se enciende. El NI-9265 requiere una fuente de alimentación externa e incluye doble barrera de aislamiento de canal a tierra para

seguridad e inmunidad a ruido. El módulo NI-9265 se utiliza para controlar la potencia de la resistencia de calentamiento de aire, la resistencia eléctrica del humidificador y la magnitud de la frecuencia del variador de frecuencia que gobierna el motor del ventilador del calorímetro.

A.1.7. Tarjetas NI-9472

El módulo NI-9472 se seleccionó para tener un módulo que pueda generar señales digitales y de tal manera poder controlar actuadores tipo on/off, como válvulas solenoides, o energizar algún motor. El módulo digital de la serie C, genera 24 VDC por cada canal, y en total tiene 8 canales (Salida Sourcing), a $100 \mu s$. El módulo NI-9472 funciona con niveles lógicos y señales industriales para conectar directamente a una amplia variedad de conmutadores, transductores y dispositivos industriales. Cada canal es compatible con señales desde 6 V hasta 30 V, tiene protección de sobrevoltaje transitorio entre los canales de salida y el plano trasero; y tiene un LED que indica el estado.

A.2. Fundamentos teóricos en los que se basa el diseño.

Es necesario diseñar y construir un calorímetro capaz de evaluar el desempeño de los intercambiadores de calor utilizados en los sistemas de refrigeración domésticos y comerciales, es decir, los condensadores y evaporadores. Los evaporadores utilizados comúnmente en estos sistemas de refrigeración son los denominados de tubo y aleta, como los que se muestran en la Figura A.9, mientras que los condensadores existen de

diferentes configuraciones, aun así, los más comunes siguen siendo los de tubo y aleta.



Figura A.9: Fotografía de un evaporador comúnmente encontrado en los sistemas de refrigeración domésticos y comerciales.

Para estudiar estos intercambiadores de calor se emplea un calorímetro tipo túnel de viento, el cual consiste en un túnel cerrado con recirculación de aire forzado mediante un ventilador axial. En la Figura 3.1 se muestra una imagen con el modelo tridimensional del calorímetro tipo túnel de viento. El calorímetro debe tener un sistema de calefacción, un sistema de enfriamiento, un sistema de control para la temperatura del refrigerante, un sistema de humidificación y un control de la magnitud de la velocidad del aire. En la Figura 3.3 (del Capítulo 3) se muestra una vista del túnel de viento en donde se observa la posición de los diferentes actuadores para controlar la humedad, temperatura y velocidad del aire.

A.2.1. Sistema de control de temperatura del refrigerante

Los sistemas de refrigeración comúnmente se clasifican dependiendo de las temperaturas de evaporación a la que trabajan. Existen sistemas de alta temperatura, Media temperatura y Baja temperatura. Los sistemas de Alta temperatura comúnmente tienen aplicación en los sistemas de aire acondicionados y trabajan a una temperatura de evaporación de 5°C de acuerdo con las normas europeas, y 7.2°C de acuerdo con las normas norteamericanas. Los sistemas de Media temperatura comúnmente tienen aplicación en conservación de frutas, verduras y líquidos sin llegar a congelarlos y trabajan en temperaturas de -10°C de acuerdo a las normas europeas, y a -6.7°C de acuerdo a las normas estadounidenses. Por último, los equipos denominados de baja temperatura se utilizan en proceso de congelación y trabajan a temperaturas de -35°C de acuerdo a las normas europeas y -31.7°C de acuerdo a las normas estadounidenses. En la Figura [A.10](#) se muestra un esquema de la clasificación de los sistemas de refrigeración y los refrigerantes comúnmente utilizados.

En conclusión, el calorímetro debe ser capaz de proveer un refrigerante con temperatura controlada en un rango de temperatura de -35°C a 55°C . Para lograr el objetivo se tienen dos opciones, hacer fluir refrigerante volátil por el intercambiador de calor, por ejemplo el R-134a, el R-404a, o el R-407C, por mencionar los más comunes. Otra opción es enviar un fluido líquido el cual no cambie de fase, por ejemplo, una salmuera, una mezcla de etilenglicol con agua o algún otro refrigerante líquido. Esta última opción la consideramos más sencilla de controlar y es la opción que se eligió. Para tal objetivo

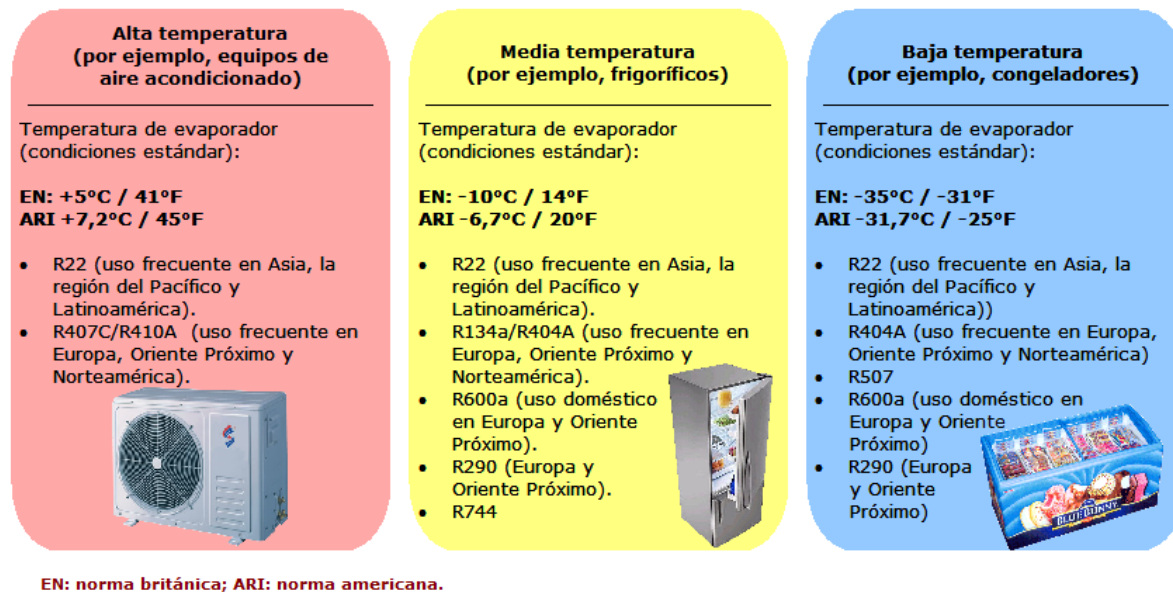


Figura A.10: Clasificación de los sistemas de refrigeración de acuerdo a la temperatura de operación en la evaporación.

se ha seleccionado el baño térmico de recirculación modelo PP15R-40-AA1B de la firma PolyScience, el cual tiene las especificaciones técnicas nominales que se muestran en la Tabla 01. En la Figura A.11, se muestra una imagen del baño térmico de recirculación.

A.2.2. Sistema de control de temperatura de corriente de aire

Considerando las temperaturas de operación para los evaporadores y condensadores descritas anteriormente, el calorímetro debe de proveer un flujo de aire a temperatura controlada a un rango de -25°C a 50°C . Para lograr este objetivo el calorímetro funcionará con un sistema de refrigeración de baja temperatura, el evaporador de este sistema se instalará en el interior del calorímetro para bajar la temperatura hasta el nivel que sea necesario, siendo como mínima el valor de -25°C . Las especificaciones técnicas del sistema de refrigeración se describen a continuación:



Figura A.11: Imagen del baño térmico de recirculación modelo PP15R-40-AA1B.

Unidad condensadora marca BOHN, modelo MBHX0311L6C

- Potencia nominal: 3 HP
- Rango de aplicación: Baja temperatura TSS de -17.8 a -34.4°C)
- Refrigerante HCFC-404/507

Difusor-Evaporador marca BOHN, modelo LET120BKS

- Potencia 12,000 BTU/h
- Deshielo por resistencias eléctricas (3.7 kW)

Con el sistema de refrigeración descrito se asegura que la corriente de aire puede llegar a la temperatura más baja sin problemas, sin embargo, limita la capacidad de los condensadores a evaluar a un máximo de 3.7 kW de disipación de calor.

Para cuando se requiera elevar la temperatura del aire se utilizará un sistema de calefacción a base de resistencias eléctricas. La capacidad total del sistema de calefacción elegida es de 4.5 kW. El sistema de control elegido para las resistencias eléctricas es una tarjeta tipo SCR modelo SCR19Z-24-060 de la firma Omega Engineering, la cual regula la potencia de la resistencia con una señal de entrada de 4-20 mA y una corriente máxima de 60 A. El diagrama de conexiones de la resistencia eléctrica de calefacción se muestra en la Figura [A.12](#).

El sistema de humidificación consiste en un tanque que contiene agua líquida en donde se encuentra embebida una resistencia eléctrica de una potencia eléctrica de 3 kW, la cual evapora agua cuando es necesario. El vapor generado se inyecta en la corriente de aire uniformemente, aumentando así, la cantidad de vapor de agua contenida en la corriente de aire. La potencia eléctrica de la resistencia se controla de forma similar que la resistencia eléctrica calefactora de aire. En la Figura [A.12](#) se muestra en diagrama de conexiones de la resistencia eléctrica del humidificador.

Como sistema de deshumidificación se utiliza el evaporador del sistema de refrigeración antes descrito. Con las capacidades de los sistemas el calorímetro es capaz de controlar la humedad relativa en un rango de 40 % a 80 %.

A.2.3. Sistema de control de velocidad del aire

Los sistemas de refrigeración con flujo forzado trabajan con una corriente de aire que provee un ventilador axial. Las velocidades promedio a las que comúnmente operan, van desde los 0.5 m/s a los 3 m/s, por lo tanto, el calorímetro debe de poder controlar una

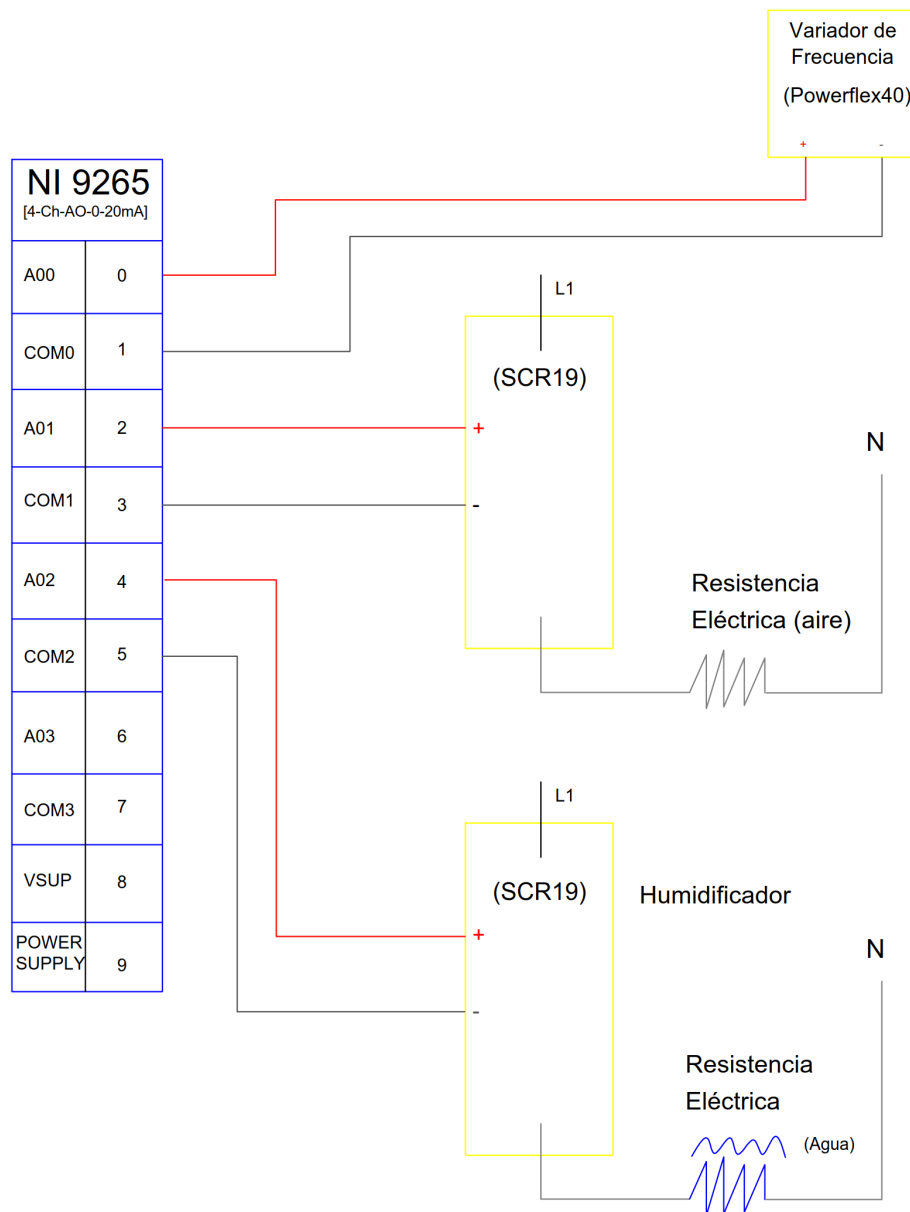


Figura A.12: Diagrama de conexiones del sistema de control de la resistencia de calefacción, la resistencia de evaporación de agua del humidificador y el variador de frecuencia del ventilador del calorímetro.

corriente de aire, por lo menos en ese rango. Para lograr ese objetivo el calorímetro se diseñó con un ventilador axial que gira gracias a un motor trifásico de 5 H.P. de potencia. Las revoluciones por minuto con las que gira el ventilador se modulan mediante un variador de frecuencia modelo PowerFlex 40 de la firma Allen Bradley. El diagrama de conexiones se muestra en la Figura [A.12](#).

La velocidad en la corriente de aire se conoce gracias a un transductor de velocidad modelo FMA900A, el cual mide la velocidad del aire y proporciona una salida analógica proporcional al caudal de aire, y un cierre de contacto de relé SPST para un buen funcionamiento de la alarma. La alarma se puede ajustar de 0 a 100% del caudal de aire. La unidad cuenta con un LED verde y uno rojo como indicadores de alarma. La sonda del sensor cuenta con dos configuraciones, sonda con montaje incorporado de 305 mm (12") y sonda remota de 305 mm (12") con 4.5 m (15') con cable apantallado. A continuación, se muestran las especificaciones técnicas generales.

- Rango de velocidad de aire de hasta 10,000 PPM (50.8 m/s)
- +/-2% Precisión a escala completa
- Diseño de sensor de velocidad de aire de hilo caliente
- Dos configuraciones del sensor de sonda: Sonda de montaje incorporado y sonda remota
- Tiempo de respuesta de 250 ms
- Alto punto de ajuste de la alarma

- Un cierre de contacto de relé SPST con indicación LED roja
- Salida analógica lineal de 0 a 5 Vcc o de 4 a 20 mA
- Empleado en control HVAC, campanas de ventilación/escape

Análisis de incertidumbre

Sea w_R la incertidumbre en el resultado y w_1, w_2, \dots, w_n sean las incertidumbres de las variables independientes. Si las incertidumbres en las variables independientes son dadas con las mismas probabilidades, entonces la incertidumbre en el resultado es:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.1})$$

B.0.1. Incertidumbre para el producto de funciones

En muchos casos la *función resultado* de la ecuación B.1 toma la forma de un producto de las principales variables como:

$$R = x_1^{a_1} x_2^{a_2} \dots x_n^{a_n} \quad (\text{B.2})$$

entonces la derivada parcial se puede expresar como:

$$\frac{\partial R}{\partial x_1} = \frac{a_1}{x_1} R \quad (\text{B.3})$$

e insertando esta ecuación en la expresión B.1 se obtiene que:

$$\frac{w_R}{R} = \left[\sum \left(\frac{a_i w_{x_i}}{x_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.4})$$

Se debe notar que esta relación para la incertidumbre fraccionaria en el resultado, solo debe ser empleada cuando la función resultado toma la forma del producto indicado en la ecuación [B.2](#).

B.0.2. Incertidumbre en funciones aditivas

Cuando la función resultado tiene la forma de adición de variables, R se puede expresar como:

$$R = a_1 x_1 + a_2 x_2 + \dots + a_n x_n = \sum a_i x_i \quad (\text{B.5})$$

y las derivadas parciales se calculan como:

$$\frac{\partial R}{\partial x_i} = a_i \quad (\text{B.6})$$

La incertidumbre en el resultado se puede expresar como:

$$w_R = \left[\sum \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \right)^2 w_{x_i}^2 \right] \right]^{1/2} \quad (\text{B.7})$$

o bien

$$w_R = \left[\sum (a_i w_{x_i})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.8})$$

Las ecuaciones [B.2](#) y [B.8](#) se deben combinar, cuando la función resultado involucra los dos casos.

B.0.3. Ejemplo 01: Incertidumbre de la medida de la resistencia de un conductor eléctrico de cobre

La resistencia eléctrica de cierto conductor de cobre esta dada por

$$R = R_0 [1 + \alpha (T - 20)] \quad (\text{B.9})$$

donde R_0 es $6\Omega \pm 0.3$ por ciento es la resistencia a 20°C , $\alpha = 0.004\text{C}^{-1} \pm 1$ por ciento es el coeficiente de temperatura de la resistencia del conductor y su incertidumbre.

Solución

La resistencia nominal es:

$$R = (6)[1 + (0.004)(30 - 20)] = 6.24\Omega \quad (\text{B.10})$$

La incertidumbre de este valor se calcula aplicando la ecuación B.1. Entonces...

$$\frac{\partial R}{\partial R_0} = 1 + \alpha(T - 20) = 1 + (0.004)(30 - 20) = 1.04 \quad (\text{B.11})$$

$$\frac{\partial R}{\partial \alpha} = R_0(T - 20) = (6)(30 - 20) = 60 \quad (\text{B.12})$$

$$\frac{\partial R}{\partial T} = R_0\alpha = (6)(0.004) = 0.024 \quad (\text{B.13})$$

$$w_{R_0} = (6)(0.003) = 0.018\Omega \quad (\text{B.14})$$

$$w_\alpha = (0.004)(0.01) = 4 \times 10^{-5}\text{C}^{-1} \quad (\text{B.15})$$

$$w_T = 1^\circ\text{C} \quad (\text{B.16})$$

por lo tanto, la incertidumbre de la medida de la resistencia eléctrica es:

$$[(1.04)^2(0.018)^2 + (60)^2(4 \times 10^{-5})^2 + (0.024)^2(1)^2]^{1/2} = 0.0305\Omega \text{ o } 0.49\% \quad (\text{B.17})$$

B.0.4. Cálculo de la incertidumbre de la medida de la transferencia de calor del banco de tubos

La transferencia de calor en el banco de tubos se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$q = \dot{Q}\rho c(T_{in} - T_{out}) \quad (\text{B.18})$$

en donde

- q : es la ganancia de calor en el banco de tubos en watts, [W]
- \dot{Q} : es el caudal volumétrico del refrigerante en [m³/s]
- ρ : es la densidad del refrigerante en [kg/m³]
- c : es el calor específico del refrigerante en [J/kg·K]
- T_{in} : es la temperatura del refrigerante a la entrada del banco de tubos
- T_{out} : es la temperatura del refrigerante a la salida del banco de tubos

B.0.5. Incertidumbres de los instrumentos

B.0.5.1. RTDs

Los RTDs utilizados son el modelo TM4101 se menciona una exactitud de

$$\pm (0.15K + 0.002 \times |T|) \quad (\text{B.19})$$

donde T es el valor absoluto de la temperatura medida.

B.0.5.2. Caudalímetro

El modelo de caudalímetro para medir caudal es el SM6000, de la firma IFM Efector. En la ficha técnica de menciona que la precisión del medidor esta dada por la siguiente ecuación:

$$\pm (2 \%MW + 0.5 \%MEW) \quad (\text{B.20})$$

donde MW es el valor medido y MEW es el valor límite del rango de medición.

B.0.5.3. Propiedades

Calor específico

Si se considera un rango de temperatura de -10 a 80 °C, el calor específico de una mezcla de etilenglicol-agua (50-50) varía de forma lineal mediante la siguiente ecuación:

$$c = 3265.704 + 0.78503T \quad (\text{B.21})$$

si se considera una temperatura de refrigerante de -7.5 °C, encontramos que el calor específico tiene un valor aproximado de 3259.81 kJ/kg·K

Densidad

Si se considera un rango de temperatura de -10 a 40 °C la gravedad específica de una mezcla de etilenglicol-agua (50-50) varía de forma lineal mediante la siguiente ecuación:

$$SG = 1.1 + -3 \times 10^{-4}T \quad (\text{B.22})$$

si la gravedad específica se define como:

$$SG = \rho / \rho_{h_2O} \quad (\text{B.23})$$

donde ρ es la densidad de un fluido y ρ_{h_2O} es la densidad del agua, entonces la densidad de una mezcla de etilenglicol-agua (50-50) se puede calcular considerando una temperatura de -7.5°C (SG=1.10225).

$$\rho = SG \cdot \rho_{h_2O} = (1000 \times 1.10225 = 1102.25) \quad \text{kg/m}^3 \quad (\text{B.24})$$

B.0.6. Cálculo de la incertidumbre de la medida de la transferencia de calor por tubo

La transferencia de calor en cada tubos se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$q_T = \dot{Q}_T \rho c (T_{in_T} - T_{out_T}) \quad (\text{B.25})$$

en donde

- q_T : es la ganancia de calor en cada tubo en watts, [W]

- \dot{Q}_T : es el caudal volumétrico del refrigerante de cada tubo en $[\text{m}^3/\text{s}]$
- ρ : es la densidad del refrigerante en $[\text{kg}/\text{m}^3]$
- c : es el calor específico del refrigerante en $[\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}]$
- T_{inT} : es la temperatura del refrigerante a la entrada de cada tubo
- T_{outT} : es la temperatura del refrigerante a la salida de cada tubo

B.0.6.1. Incertidumbres de los instrumentos

Termopares

Los termopares utilizados son tipo T pre fabricados en la compañía Omega Engineering, la cual reporta una precisión ± 0.5 °C.

B.0.7. Caudalímetro

Solo se utiliza un caudalímetro a la entrada del banco de tubos. El cálculo del caudal volumétrico por cada tubo se calcula mediante:

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}}{16} \tag{B.26}$$

es decir, se considera un flujo uniforme por cada tubo.

B.1. Temperatura y Humedad del Aire

B.1.1. Temperatura del aire

Para la medición de la temperatura del aire se ha utilizado un RTD PT-100 el cual tiene una precisión a 0°C de ± 0.03 °C.

B.2. Humedad Relativa

Para registrar la humedad relativa se ha utilizado un transductor de la firma Omega Engineering, la cual reporta en el modelo HX85A una precisión de $\pm 1\%$.

Referencias

- [1] M. Kremer, “Population growth and technological change: One billion b.c. to 1990.,” *The Quartely Journal of Economics*, vol. 108, no. 3, pp. 681–716, 1993. [3](#)
- [2] M. Roser and E. Ortiz-Ospina, “World population growth.,” *Published online at OurWorldInData.org. Retrieved from: 'https://ourworldindata.org/world-population-growth' [Online Resource]*, 2018. [3](#)
- [3] “Bp statistical review of world energy june 2017.,” *Pureprint*, vol. 66, no. 1, 2017. [3](#)
- [4] D. Seker, H. Karatas, and N. Egrican, “Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. part i-modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, no. 4, pp. 367 – 374, 2004. [9](#), [10](#), [45](#)
- [5] J. Iragorry, Y.-X. Tao, and S. Jia, “Review article: A critical review of properties and models for frost formation analysis,” *HVAC&R Research*, vol. 10, no. 4, pp. 393–420, 2004. [xii](#), [9](#), [10](#), [12](#), [25](#), [26](#), [31](#), [36](#), [45](#), [54](#)

-
- [6] K. Lenic, A. Trp, and B. Frankovic, “Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 1, pp. 22 – 32, 2009. [9](#)
- [7] M. Fossa and G. Tanda, “Frost formation in vertical channels under natural convection,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 36, no. 3, pp. 210 – 220, 2010. [10](#)
- [8] C.-H. Cheng and C.-C. Shiu, “Oscillation effects on frost formation and liquid droplet solidification on a cold plate in atmospheric air flow,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, no. 1, pp. 69 – 78, 2003. [10](#)
- [9] J. Iragorri and Y. Tao, “Frost temperature relations for defrosting sensing system,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 127, no. 3, pp. 344 – 351, 2005. [10](#), [36](#), [41](#)
- [10] Y. X. TAO, “Characteristics of frost growth on a flat plate during the early growth period,” *ASHRAE Transactions*, 1993. [12](#)
- [11] M. Kaviany, *Principles of Convective Heat Transfer*. Mechanical Engineering Series, Springer New York, 2013. [12](#)
- [12] A. S. H. K. Hayashi YY, Aoki AA, “Study of frost properties correlating with frost formation types,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 99, no. 2, pp. 239 – 245, 1997. [XII](#), [XIII](#), [XIII](#), [XIII](#), [14](#), [15](#), [17](#), [19](#), [20](#), [23](#), [24](#), [26](#), [29](#), [31](#), [32](#), [33](#), [43](#), [44](#), [55](#)
- [13] C. H. Cheng and K. H. Wu, “Observations of early-stage frost formation on a cold

-
- plate in atmospheric air flow,” *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, vol. 125, no. 1, pp. 95–102, 2003. [xii](#), [16](#), [18](#)
- [14] Y. Mao, R. Besant, and K. Rezkallah, “Measurement and correlations of frost properties with airflow over a flat plate,” *ASHRAE Transactions*, vol. 98, pp. 65–77, 01 1992. [23](#), [24](#), [26](#), [32](#), [34](#), [36](#), [37](#), [39](#), [40](#)
- [15] Y. Mao, R. Besant, and H. Chen, “Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: Part i, experimentation and correlations,” *Ashrae Transactions*, vol. 105, p. 231, 1999. [23](#), [24](#), [26](#), [29](#), [32](#), [34](#), [37](#)
- [16] Y. Lee and S. Ro, “An experimental study of frost formation on a horizontal cylinder under cross flow,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, no. 6, pp. 468 – 474, 2001. [23](#), [24](#), [26](#), [34](#), [50](#)
- [17] J. Shin, A. V. Tikhonov, and C. Kim, “Experimental study on frost structure on surfaces with different hydrophilicity: density and thermal conductivity,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 125, no. 1, pp. 84–94, 2003. [23](#), [24](#), [26](#), [32](#), [35](#), [37](#)
- [18] A. Léoni, M. Mondot, F. Durier, R. Revellin, and P. Haberschill, “State-of-the-art review of frost deposition on flat surfaces,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 68, pp. 198 – 217, 2016. [xiii](#), [xiii](#), [xiii](#), [26](#), [27](#), [28](#), [29](#)
- [19] C. J. Hermes, R. O. Piucco, J. R. Barbosa, and C. Melo, “A study of frost growth and densification on flat surfaces,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33, no. 2, pp. 371 – 379, 2009. [29](#), [47](#)
-

-
- [20] W. Wang, Q. Guo, W. Lu, Y. Feng, and W. Na, “A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 2, pp. 475 – 486, 2012. [29](#)
- [21] M. Kandula, “Frost growth and densification on a flat surface in laminar flow with variable humidity,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 8, pp. 1030–1034, 2012. [29](#)
- [22] T. Hosoda, “Effects of frost on the heat transfer coefficient,” *Hitachi Hyoron*, vol. 49, no. 6, pp. 647–651, 1967. [29](#), [39](#)
- [23] D.-K. Yang and K.-S. Lee, “Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, no. 1, pp. 89 – 96, 2004. [29](#)
- [24] C. J. Hermes, F. R. Loyola, and V. S. Nascimento, “A semi-empirical correlation for the frost density,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 100 – 104, 2014. [29](#)
- [25] J. D. Yonko and C. F. Sepsy, “An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate,” *ASHRAE Transactions*, vol. 73, no. 2, pp. 1.1 – 1.11, 1967. [31](#), [33](#), [56](#)
- [26] P. L. T. Brian, R. C. Reid, and Y. T. Shah, “Frost deposition on cold surfaces,” *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 9, no. 3, pp. 375–380, 1970. [31](#), [33](#), [54](#)
- [27] M. A. Dietenberger, “Generalized correlation of the water frost thermal conducti-
-

-
- vity,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 26, no. 4, pp. 607 – 619, 1983. [31](#), [32](#), [33](#)
- [28] H. Auracher, “Effective thermal conductivity of frost,” in *ICHMT DIGITAL LIBRARY ONLINE*, Begel House Inc., 1987. [31](#), [33](#)
- [29] R. Yun, Y. Kim, and M. ki Min, “Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, no. 3, pp. 362 – 371, 2002. [31](#), [32](#), [34](#), [39](#)
- [30] W. Woodside, “Calculation of the thermal conductivity of porous media,” *Canadian Journal of Physics*, vol. 36, no. 7, pp. 815–823, 1958. [32](#)
- [31] A. Z. Şahin, “Effective thermal conductivity of frost during the crystal growth period,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, no. 4, pp. 539 – 553, 2000. [32](#), [34](#)
- [32] C. T. Sanders, “The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers,” 08 1974. [33](#)
- [33] T. K. W. Lee, K.S.; Lee, “Heat and mass transfer of parallel plate heat exchanger under frosting condition,” *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, vol. 6, no. 2, pp. 155–165, 1994. [34](#)
- [34] R. L. Gall, J. Grillot, and C. Jallut, “Modelling of frost growth and densification,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 13, pp. 3177 – 3187, 1997. [XIII](#), [34](#), [57](#), [58](#), [61](#)
-

-
- [35] B. Na and R. L. Webb, “New model for frost growth rate,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 5, pp. 925 – 936, 2004. [35](#)
- [36] H. Schneider, “Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 21, no. 8, pp. 1019 – 1024, 1978. [36](#), [37](#), [43](#), [107](#)
- [37] C. Cremers and V. Mehra, “Frost formation on vertical cylinders in free convection,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 104, no. 1, pp. 3–7, 1982. [36](#), [37](#)
- [38] Y. Lee and S. Ro, “Frost formation on a vertical plate in simultaneously developing flow,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26, no. 8, pp. 939 – 945, 2002. [36](#), [37](#)
- [39] Y. Hao, J. Irigorry, and Y.-X. Tao, “Frost-air interface characterization under natural convection,” *Journal of heat transfer*, vol. 127, no. 10, pp. 1174–1180, 2005. [36](#)
- [40] S. Kamei, T. Mizushina, S. Kifune, and T. Koto, “Research on the frost formation in a low temperature cooler condenser,” *The Japan Science Review*, vol. 2, no. 3, pp. 317–326, 1952. [39](#)
- [41] H. Schlichting and K. Gersten, *Boundary-layer theory*. Springer, 2016. [39](#)
- [42] V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels,” *NASA STI/recon technical report A*, vol. 75, pp. 8–16, 1975. [39](#)
-

-
- [43] B. Marinyuk, “Heat and mass transfer under frosting conditions,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 3, no. 6, pp. 366 – 368, 1980. [39](#)
- [44] D. O’Neal and D. Tree, “Measurement of frost growth and density in a parallel plate geometry,” *ASHRAE Transactions*, vol. 90, pp. 278–290, 07 1984. [39](#), [40](#)
- [45] D. O’Neal and D. Tree, “A review of frost formation in simple geometries,” *ASHRAE Transactions*, vol. 91, pp. 267–281, 06 1985. [39](#)
- [46] J. Holman, *Heat transfer*. Mechanical engineering series, McGraw-Hill, 1989. [39](#)
- [47] F. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*. No. v. 1 in Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley, 2007. [39](#)
- [48] B. Jones and J. Parker, “Frost formation with varying environmental parameters,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 97, no. 2, pp. 255–259, 1975. [43](#), [54](#), [56](#)
- [49] D. Seker, H. Karatas, and P. Egrican, “Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. part ii-experimental investigation of frost formation on fin-and-tube heat exchangers,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, no. 4, pp. 375 – 377, 2004. [XIII](#), [45](#), [46](#)
- [50] S. Yoon, G. Hayase, and K. Cho, “Measurements of frost thickness and frost mass on a flat plate under heat pump condition,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 31, no. 12, pp. 965–972, 2010. [XIII](#), [47](#), [49](#)
- [51] V. S. Nascimento, F. R. Loyola, and C. J. Hermes, “A study of frost build-up on

- parallel plate channels,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 60, pp. 328 – 336, 2015. [XIII](#), [47](#), [48](#)
- [52] S. Negrelli, V. S. Nascimento, and C. J. Hermes, “A study of the effective thermal conductivity of frost formed on parallel plate channels,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 78, pp. 301 – 308, 2016. [47](#)
- [53] D. L. da Silva, C. Melo, and C. J. Hermes, “Effect of frost morphology on the thermal-hydraulic performance of fan-supplied tube-fin evaporators,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 1060 – 1068, 2017. [48](#)
- [54] X. Wu, S. Hu, and F. Chu, “Experimental study of frost formation on cold surfaces with various fin layouts,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 95, pp. 95 – 105, 2016. [48](#)
- [55] M. S. Patil, J.-H. Seo, and M.-Y. Lee, “Heat transfer characteristics of the heat exchangers for refrigeration, air conditioning and heat pump systems under frosting, defrosting and dry/wet conditions—a review,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 113, pp. 1071 – 1087, 2017. [49](#)
- [56] K. Kim and K.-S. Lee, “Frosting and defrosting characteristics of a fin according to surface contact angle,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 13–14, pp. 2758 – 2764, 2011. [49](#)
- [57] Z. Liu, Y. Gou, J. Wang, and S. Cheng, “Frost formation on a super-hydrophobic

-
- surface under natural convection conditions,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 25–26, pp. 5975 – 5982, 2008. [50](#)
- [58] Z. Zuo, R. Liao, X. Zhao, X. Song, Z. Qiao, C. Guo, A. Zhuang, and Y. Yuan, “Anti-frosting performance of superhydrophobic surface with zno nanorods,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 110, pp. 39 – 48, 2017. [50](#)
- [59] A. D. Sommers, N. L. Truster, A. C. Napora, A. C. Riechman, and E. J. Caraballo, “Densification of frost on hydrophilic and hydrophobic substrates – examining the effect of surface wettability,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 75, pp. 25 – 34, 2016. [50](#)
- [60] H. Kim, D. Kim, H. Jang, D. R. Kim, and K.-S. Lee, “Microscopic observation of frost behaviors at the early stage of frost formation on hydrophobic surfaces,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 97, pp. 861 – 867, 2016. [50](#)
- [61] J. S. Kim, D. K. Yang, and K. S. Lee, “Dimensionless correlations of frost properties on a cold cylinder surface,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 15-16, pp. 3946–3952, 2008. [xiii](#), [51](#), [107](#)
- [62] A. R. T. y Mahmood Yaghoubi, “Experimental and numerical study od frost formation by natural convection over a cold horizontal circular cylinder,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, 2010. [xiii](#), [51](#), [52](#)
- [63] H. B. T. y. E. D. Y. Barzanoni, O Noorshams, “Experimental investigation of frost
-

-
- formation on a horizontal cold cylinder undero cross flow,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, 2011. [51](#)
- [64] J.-S. Park, D. R. Kim, and K.-S. Lee, “Local frost behaviors of a scaled-up louvered fin heat exchanger,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 89, pp. 1127 – 1134, 2015. [52](#)
- [65] J.-S. Park, D. R. Kim, and K.-S. Lee, “Frosting behaviors and thermal performance of louvered fins with unequal louver pitch,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 95, pp. 499 – 505, 2016. [52](#)
- [66] X. Wu, F. Chu, Q. Ma, and B. Zhu, “Frost formation and frost meltwater drainage characteristics on aluminum surfaces with grooved structures,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 118, pp. 448 – 454, 2017. [52](#)
- [67] J. Gong, J. Sun, and G. Li, “An experimental study of the effect of air quality on frosting on cold flat surface,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 82, pp. 139 – 144, 2017. [53](#)
- [68] P. T. D. S.M. Sami, “Mass and heat transfer during frost growth,” *CONFERENCE PROCEEDING*, p. 8, 1989. [54](#)
- [69] J. Martinez-Frias and S. M. Aceves, “Effects of evaporator frosting on the performance of an air-to-air heat pump,” *Journal of energy resources technology*, vol. 121, no. 1, pp. 60–65, 1999. [54](#)
- [70] C.-H. Cheng and Y.-C. Cheng, “Predictions of frost growth on a cold plate in at-
-

-
- mospheric air,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 28, no. 7, pp. 953 – 962, 2001. [55](#)
- [71] A. Z. Şahin, “An analytical study of frost nucleation and growth during the crystal growth period,” *Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 5, pp. 321–330. [56](#), [60](#)
- [72] D.-K. Yang, K.-S. Lee, and D.-J. Cha, “Frost formation on a cold surface under turbulent flow,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, no. 2, pp. 164 – 169, 2006. [56](#)
- [73] K.-S. Lee, W.-S. Kim, and T.-H. Lee, “A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 18, pp. 4359 – 4365, 1997. [XIII](#), [56](#), [57](#), [61](#)
- [74] S. Raju and S. Sherif, “Frost formation and heat transfer on circular cylinders in cross-flow,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, no. 6, pp. 390 – 402, 1993. [XIII](#), [57](#)
- [75] Y.-X. Tao, R. Besant, and K. Rezkallah, “A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36, no. 2, pp. 353 – 363, 1993. [59](#), [61](#)
- [76] S. Padhmanabhan, D. Fisher, L. Cremaschi, and E. Moallem, “Modeling non-uniform frost growth on a fin-and-tube heat exchanger,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 8, pp. 2018 – 2030, 2011. [62](#)
- [77] K. A. R. Ismail, C. Salinas, and M. M. Goncalves, “Frost growth around a cylinder
-

-
- in a wet air stream,” *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, vol. 20, no. 2, pp. 106–119, 1997. [XIII](#), [63](#)
- [78] V. Yadav, C. G. Moon, and K. Kant, “Modeling frost growth for subcooled tube-array configurations,” *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, vol. 131, no. 6, p. 12, 2009. [XIV](#), [64](#)
- [79] J. A. Dopazo, J. Fernandez-Seara, F. J. Uhia, and R. Diz, “Modelling and experimental validation of the hot-gas defrost process of an air-cooled evaporator,” *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, vol. 33, no. 4, pp. 829–839, 2010. [63](#)
- [80] P. Zhang and P. Hrnjak, “Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 5, pp. 911 – 921, 2009. [83](#)
- [81] M. Sezgin *et al.*, “Survey over image thresholding techniques and quantitative performance evaluation,” *Journal of Electronic imaging*, vol. 13, no. 1, pp. 146–168, 2004. [87](#)
- [82] J. Canny, “A computational approach to edge detection,” *IEEE Transactions on pattern analysis and machine intelligence*, no. 6, pp. 679–698, 1986. [88](#), [96](#)
- [83] J. S. Lim, “Two-dimensional signal and image processing,” *Englewood Cliffs, NJ, Prentice Hall, 1990, 710 p.*, 1990. [88](#)
- [84] I. T. Union, “Recommendation itu-r bt.601-7 (03/2011). studio encoding para-
-

-
- meters of digital television for standard 4:3 and wide-screen 16:9 aspect ratios,” Mar. 10 2011. ITU-R BT.601-7 (03/2011). [89](#)
- [85] N. Otsu, “A threshold selection method from gray-level histograms,” *Automatica*, vol. 11, no. 285-296, pp. 23–27, 1975. [89](#)
- [86] M. Piccardi, “Background subtraction techniques: a review,” in *Systems, man and cybernetics, 2004 IEEE international conference on*, vol. 4, pp. 3099–3104, IEEE, 2004. [91](#)
- [87] A. Polesel, G. Ramponi, and V. J. Mathews, “Image enhancement via adaptive unsharp masking,” *IEEE transactions on image processing*, vol. 9, no. 3, pp. 505–510, 2000. [93](#)
- [88] Y.-l. Chou, *Statistical analysis*. JSTOR, 1963. [95](#)
- [89] M. Alam, M. Moriya, K. Takai, and H. Sakamoto, “Fluctuating fluid forces acting on two circular cylinders in a tandem arrangement at a subcritical reynolds number,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 91, no. 1, pp. 139 – 154, 2003. Fifth Asia-Pacific Conference on Wind Engineering. [105](#)
- [90] G. Xu and Y. Zhou, “Strouhal numbers in the wake of two inline cylinders,” *Experiments in Fluids*, vol. 37, pp. 248–256, Aug 2004. [105](#)
- [91] T. IGARASHI, “Characteristics of the flow around two circular cylinders arranged in tandem : 1st report,” *Bulletin of JSME*, vol. 24, no. 188, pp. 323–331, 1981. [105](#)

- [92] T. IGARASHI, “Characteristics of the flow around two circular cylinders arranged in tandem : 2nd report, unique phenomenon at small spacing,” *Bulletin of JSME*, vol. 27, no. 233, pp. 2380–2387, 1984. [105](#)