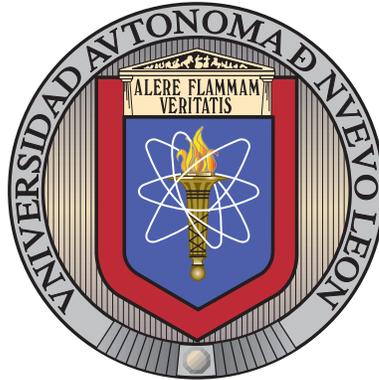


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EFFECTO DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE INTERCAMBIADORES  
EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR BAJO CONDICIONES DE FORMACIÓN  
DE ESCARCHA

POR

DANIEL DUARTE REZA

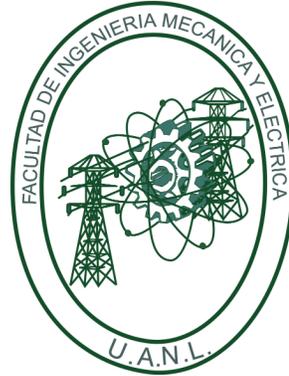
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍA TÉRMICA Y RENOVABLE

JULIO 2024

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EFFECTO DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE  
INTERCAMBIADORES EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR BAJO  
CONDICIONES DE FORMACIÓN DE ESCARCHA

POR

DANIEL DUARTE REZA

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍA TÉRMICA Y RENOVABLE

JULIO 2024

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica**  
**Posgrado**

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis “Efecto de los parámetros geométricos de intercambiadores en la transferencia de calor bajo condiciones de formación de escarcha”, realizada por el estudiante Daniel Duarte Reza, con número de matrícula 1720464, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

**El Comité de Evaluación de Tesis**

Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández  
Director

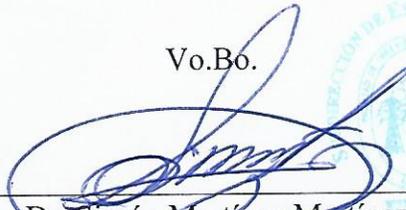
Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz  
Co-Director

Dr. Arturo Morales Fuentes  
Revisor

Dr. Santos Méndez Díaz  
Revisor

M.C. Adrián Martín Cobos  
Revisor

Vo.Bo.

  
Dr. Simón Martínez Martínez  
Subdirector de Estudios de Posgrado

Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 4445

Ciudad Universitaria, a 14 de noviembre de 2024.

**Universidad Autónoma de Nuevo León**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica**  
**Subdirección de Estudios de Posgrado**

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Efecto de los parámetros geométricos de intercambiadores en la transferencia de calor bajo condiciones de formación de escarcha», realizada por el alumno Daniel Duarte Reza, con número de matrícula Matricula, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con orientación en Energía Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis

---

Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández

Asesor

---

Dr. Arturo Morales Fuentes

Revisor

---

Nombre del revisor B

Revisor

Vo. Bo.

---

Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Julio 2024

*Dedicada a mi querido tío Andrés Duarte Espíndola.*

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>XIX</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Planteamiento de Tesis . . . . .	5
1.2. Hipótesis . . . . .	7
1.3. Objetivos del trabajo: . . . . .	7
1.3.1. Objetivo General . . . . .	7
1.3.2. Objetivos específicos: . . . . .	7
1.4. Resultados esperados . . . . .	8
<b>2. Fenomenología de la Formación de Escarcha</b>	<b>9</b>
2.1. Definición formal de la escarcha . . . . .	9
2.2. Etapas de la formación de la escarcha . . . . .	10
2.3. Propiedades de la escarcha . . . . .	15
2.3.1. Conductividad Térmica . . . . .	15
2.3.2. Densidad de la escarcha . . . . .	17

---

2.3.3. Coeficiente de Transferencia de Calor (Número de Nusselt) . . .	18
2.4. Modelos matemáticos para predecir crecimiento de la escarcha . . . . .	22
2.4.1. Análisis de sistemas concentrados (Forma Integral) . . . . .	22
2.4.2. Análisis distribuido (Forma Diferencial) . . . . .	24
<b>3. Antecedentes del presente trabajo</b>	<b>27</b>
<b>4. Metodología y aplicación</b>	<b>35</b>
4.1. Calorímetro tipo tunel de viento . . . . .	39
4.1.1. Carga térmica por transmisión de calor en la envolvente . . .	41
4.1.2. Carga térmica de componentes . . . . .	44
4.1.3. Carga térmica por infiltración de aire . . . . .	45
4.1.4. Carga térmica por radiación en ventanas . . . . .	49
4.1.5. Carga por luminarias . . . . .	50
4.1.6. Sistema de refrigeración . . . . .	50
4.1.7. Puesta a punto del calorímetro tipo tunel de viento . . . . .	51
4.2. Definición de los parámetros de estudio . . . . .	55
4.2.1. Temperatura de superficie . . . . .	56
4.2.2. Temperatura de aire . . . . .	56
4.2.3. Humedad relativa . . . . .	57
4.2.4. Velocidad de Aire . . . . .	58
4.3. Definición de los parámetros del calorímetro tipo tunel de viento . . .	59

---

4.3.1. Temperatura de aire . . . . .	60
4.3.2. Velocidad de aire . . . . .	62
4.3.3. Humedad del aire . . . . .	65
4.4. Evaporadores utilizados en los experimentos . . . . .	67
4.5. Montaje de evaporador en el calorímetro tipo túnel de viento . . . . .	71
4.5.1. Distribución de sensores en área de prueba de intercambiador	73
4.5.2. Interfaz de recopilación de datos y control en LabView . . . . .	76
4.5.3. Modelo de ecuaciones a utilizar para el análisis de Datos . . . . .	81
<b>5. Discusión de Resultados</b>	<b>86</b>
5.1. Resultados de prueba a Intercambiador RC-1 . . . . .	87
5.1.1. Caída en la velocidad del aire y transferencia de calor durante prueba a Intercambiador RC-1 . . . . .	96
5.2. Prueba a Intercambiador RC-2 . . . . .	100
5.2.1. Caída en la velocidad del aire y transferencia de calor durante prueba a Intercambiador RC-2 . . . . .	109
5.3. Prueba a Intercambiador RC-3 . . . . .	113
5.3.1. Caída en la velocidad del aire y transferencia de calor durante prueba a Intercambiador RC-3 . . . . .	122
5.4. Prueba a Intercambiador RC-4 . . . . .	126
5.4.1. Caída en la velocidad del aire y transferencia de calor durante prueba a Intercambiador RC-4 . . . . .	134

---

5.5. Comparativa de resultados Intercambiador RC-1 e Intercambiador RC-2 . . . . .	138
5.6. Comparativa de resultados Intercambiador RC-3 e Intercambiador RC-4 . . . . .	144
<b>6. Conclusiones</b>	<b>151</b>
6.1. Conclusiones Finales . . . . .	151
<b>A. Anexos</b>	<b>156</b>

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

1.1. Intercambiador de calor tipo tubular. [2] . . . . .	2
1.2. Intercambiador de calor tipo placas. [3] . . . . .	2
1.3. Intercambiador de calor tipo tubo y aleta. [1] . . . . .	3
1.4. Evaporador de tubos y aletas. . . . .	6
2.1. Etapas del proceso de formación de escarcha descrito por Hayashi et al. [8]. . . . .	11
2.2. Definición de los períodos de crecimiento de la escarcha Tao et al. [9] y Modelo de las condiciones iniciales para el periodo de solidificación y crecimiento de la punta (STG) por Hao et al. [11]. . . . .	13
2.3. Diagrama de los periodos de crecimiento de la escarcha Tao et al. [9].	14
3.1. Proceso de formación de escarcha Hayashi et al. [8] . . . . .	28
3.2. Densidad de escarcha medida vs experimental Hermes et al. [22] . . .	30
3.3. Diferentes arreglos de aletas para estudio de formación de escarcha Wu et al.[23] . . . . .	31
3.4. Intercambiador de tubo y aleta sujeto a formación de escarcha Morales-Fuentes et al. [25] . . . . .	33

---

4.1. Consumo energético de un refrigerador doméstico - El consumo de energía debido al deshielo representa el 20 % de la energía consumida en este caso. . . . .	36
4.2. Parámetros de trabajo del calorímetro tipo tunel de viento. . . . .	36
4.3. Intercambiador de calor de refrigerador doméstico. . . . .	37
4.4. Pasos para prueba de evaporador. . . . .	38
4.5. Calorímetro tipo tunel de viento utilizado en los laboratorios LIITE de la FIME UANL. . . . .	40
4.6. Diagrama de sistemas instalados en el calorímetro tipo tunel de viento.	52
4.7. Cargas térmicas calculadas representadas en porcentajes del total de la carga térmica a abatir para el calorímetro tipo tunel de viento. . .	53
4.8. Vista transversal de sección del calorímetro tipo túnel de viento con la distribución de termopares para medir la distribución de temperatura en la corriente de aire. . . . .	54
4.9. Gráfico del abatimiento de temperatura en el calorímetro túnel de viento. . . . .	55
4.10. Rangos de temperaturas de superficie. Información tomada de la literatura. . . . .	56
4.11. Rangos de temperaturas de aire. Información tomada de la literatura.	57
4.12. Rangos de humedad relativa. Información tomada de la literatura. . .	58
4.13. Rangos de velocidades de aire. Información tomada de la literatura. .	59
4.14. Refrigerador doméstico Whirlpool modelo MRT311FFFZ02. . . . .	60

4.15. Entradas de aire a evaporador en compartimento de congelador y de refrigerador. . . . .	60
4.16. Temperaturas de aire registradas en el interior de refrigerador doméstico. . . . .	61
4.17. Temperaturas de aire de entrada de refrigerador a evaporador. . . . .	61
4.18. Anemómetro EXTECH de Hilo Caliente . . . . .	62
4.19. Salidas de aire en refrigerador, Izquierda: Salida de aire en el congelador. Centro: Salidas de aire en el refrigerador. Derecha: Detalle de salidas de aire en el refrigerador. . . . .	63
4.20. Sensor de humedad HX85A. . . . .	65
4.21. Humedad relativa en refrigerador. . . . .	66
4.22. Humedad relativa en congelador. . . . .	66
4.23. Modelo de intercambiador RC-3 Izquierda y modelo de intercambiador RC-4 Derecha. . . . .	70
4.24. Esquema de área de prueba del calorímetro tipo túnel de viento . . . . .	71
4.25. Adquisición de datos en calorímetro tipo tunel de viento. . . . .	72
4.26. Disposición de termopares en área de prueba del Intercambiador RC-4. . . . .	74
4.27. Disposición de sensores de humedad en área de prueba de Intercambiador RC-4. . . . .	74
4.28. Disposición de RTDs y líneas de medidores de presión. . . . .	75
4.29. Disposición de Flujómetro y medidores de presión. . . . .	75
4.30. Evaporador RC-4 en área de prueba. . . . .	76

---

4.31. Diagrama de bloques de programación de la Interfaz creada en LabView	78
4.32. Interfaz desarrollada en LabView para lectura y control de parámetros del calorímetro tipo tunel de viento. . . . .	80
4.33. Diagrama de área de prueba de evaporador . . . . .	81
5.1. Plano de intercambiador RC-1 . . . . .	88
5.2. Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-1. . . . .	89
5.3. Humedad de entrada y de salida registrada durante prueba a inter- cambiador RC-1. . . . .	91
5.4. Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-1. . . . .	91
5.5. Presión de refrigerante intercambiador RC-1. . . . .	92
5.6. Registro fotográfico intercambiador RC-1 durante prueba. . . . .	93
5.7. Pesaje de intercambiador RC-1 posterior a prueba. . . . .	94
5.8. Detalle de escarcha formada en intercambiador RC-1. Fotografía to- mada a la hora 5 con 40 minutos. . . . .	95
5.9. Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-1. . .	96
5.10. Calor transferido en refrigerante y aire durante prueba a intercambia- dor RC-1. . . . .	97
5.11. Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba a intercambiador RC-1. . . . .	99
5.12. Plano de intercambiador RC-2. . . . .	101
5.13. Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-2. . . . .	103

5.14. Humedad de entrada y de salida registrada durante prueba a intercambiador RC-2. . . . .	104
5.15. Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-2. . . . .	104
5.16. Presión de refrigerante intercambiador RC-2. . . . .	105
5.17. Intercambiador RC-2 durante prueba. . . . .	107
5.18. Pesaje de intercambiador RC-2 posterior a prueba. . . . .	108
5.19. Detalle de escarcha formada en intercambiador RC-2. Fotografía tomada a la hora 6 de la prueba. . . . .	108
5.20. Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-2. .	110
5.21. Calor transferido en lado refrigerante y lado aire durante prueba intercambiador RC-2. . . . .	111
5.22. Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba a intercambiador RC-2. . . . .	112
5.23. Plano de intercambiador RC-3. . . . .	114
5.24. Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-3. . . . .	115
5.25. Humedad de entrada y de salida registrada durante prueba a intercambiador RC-3. . . . .	116
5.26. Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-3. . . . .	117
5.27. Presión de refrigerante intercambiador RC-3. . . . .	118
5.28. Intercambiador RC-3 durante prueba. . . . .	120
5.29. Pesaje de intercambiador RC-3 posterior a prueba. . . . .	121

5.30. Detalle de escarcha formada en intercambiador RC-3. Fotografía tomada a la hora 6 de la prueba. . . . .	121
5.31. Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-3. . . . .	122
5.32. Calor transferido en lado refrigerante y lado aire durante prueba intercambiador RC-3. . . . .	123
5.33. Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba intercambiador RC-3. . . . .	124
5.34. Plano de intercambiador RC-4. . . . .	127
5.35. Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-4. . . . .	128
5.36. Humedad relativa del aire de entrada y de salida registrada durante prueba a Intercambiador RC-4. . . . .	129
5.37. Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-4. . . . .	130
5.38. Presión de refrigerante intercambiador RC-4. . . . .	130
5.39. Intercambiador RC-4 durante prueba. . . . .	132
5.40. Pesaje de intercambiador RC-4 posterior a prueba. . . . .	133
5.41. Escarcha en Intercambiador RC-4. Hora 6 de prueba. . . . .	133
5.42. Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-4. . . . .	134
5.43. Calor transferido en lado refrigerante y lado aire durante prueba intercambiador RC-4. . . . .	135
5.44. Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba intercambiador RC-4. . . . .	136
5.45. Velocidad de aire promedio intercambiadores RC-1 y RC-2. . . . .	140

---

5.46. Transferencia de calor lado refrigerante intercambiadores RC-1 y RC-2.	141
5.47. Transferencia de calor lado aire intercambiadores RC-1 y RC-2. . . .	142
5.48. Escarcha acumulada sobre aletas en intercambiadores RC-1 (Izquierda) y RC-2 (Derecha). Fotografías tomadas al finalizar cada prueba respectivamente. Condiciones de las pruebas ver Tabla 5.3 (Intercambiador RC-1) y Tabla 5.6 (Intercambiador RC-2). . . . .	143
5.49. Velocidad de aire promedio intercambiadores RC-3 y RC-4. . . . .	146
5.50. Transferencia de calor lado refrigerante intercambiadores RC-3 y RC-4.	147
5.51. Transferencia de calor lado aire intercambiadores RC-3 y RC-4. . . .	149
5.52. Escarcha acumulada sobre aletas en intercambiadores RC-3 (Izquierda) y RC-4 (Derecha). Fotografías tomadas al finalizar cada prueba respectivamente. Condiciones de las pruebas ver Tabla 5.9 (Intercambiador RC-3) y Tabla 5.12 (Intercambiador RC-4). . . . .	150

# ÍNDICE DE TABLAS

---

2.1. Ecuación de Yonko & Sepsy [12]. . . . .	17
2.2. Ecuación de Hayashi et al. [8]. . . . .	18
2.3. Ecuación de Mao et al. [13]. . . . .	19
2.4. Ecuación de Mao et al. [13]. . . . .	21
2.5. Ecuación de O'Neal y Tree [14]. . . . .	21
4.1. Matriz de evaporadores de refrigeradores domésticos para estudio. . .	39
4.2. Conductividad Térmica de los materiales de construcción del calorímetro tipo tunel de viento. . . . .	41
4.3. Espesores de aislamiento de las paredes del calorímetro tipo tunel de viento. . . . .	42
4.4. Transferencia del calor a través de las paredes del calorímetro. . . . .	43
4.5. Correlaciones utilizadas para cálculo de coeficiente h. . . . .	44
4.6. Carga térmica de componentes del calorímetro tipo tunel de viento. .	45
4.7. Carga por infiltración de aire en el calorímetro tipo tunel de viento. .	49
4.8. Carga por radación en el calorímetro tipo tunel de viento. . . . .	49

---

4.9. Resumen de la carga térmica. . . . .	53
4.10. Promedio de temperaturas de aire de entrada en evaporador. . . . .	62
4.11. Promedio de velocidades de aire. . . . .	63
4.12. Área total de cada una de las salidas de aire. . . . .	64
4.13. Flujos volumétricos de aire en el refrigerador y congelador. . . . .	64
4.14. Promedio de humedad relativa registrada. . . . .	66
4.15. Valores iniciales para realización de pruebas. . . . .	67
4.16. Matriz de evaporadores para estudio. . . . .	67
4.17. Comparación intercambiadores RC-1, RC-2 & RC-3, RC-4. . . . .	68
5.1. Matriz de Intercambiadores de Calor sometidos a pruebas. . . . .	87
5.2. Datos constructivos intercambiador RC-1. . . . .	89
5.3. Valores promedio durante prueba RC-1. . . . .	92
5.4. Escarcha acumulada intercambiador RC-1. . . . .	95
5.5. Datos constructivos intercambiador RC-2. . . . .	102
5.6. Valores promedio durante prueba RC-2. . . . .	105
5.7. Escarcha acumulada intercambiador RC-2. . . . .	109
5.8. Datos constructivos intercambiador RC-3. . . . .	113
5.9. Valores promedio durante prueba RC-3. . . . .	118
5.10. Escarcha acumulada intercambiador RC-3. . . . .	119
5.11. Datos constructivos intercambiador RC-4. . . . .	126

---

5.12. Valores promedio durante prueba RC-4. . . . .	131
5.13. Escarcha acumulada intercambiador RC-4. . . . .	133
5.14. Comparativa de resultados de pruebas intercambiadores RC-1 & RC- 2. . . . .	139
5.15. Comparativa de resultados de pruebas intercambiadores RC-3 & RC- 4. . . . .	145

# AGRADECIMIENTOS

---

Quiero agradecer a mis padres por su constante apoyo a lo largo de todos mis estudios, a mis asesores por su guía y consejos y a mis compañeros por sus ánimos para poder terminar este trabajo.

Así mismo quiero agradecer al CONAHCYT por la beca de maestría 1101561 la cual contribuyó para poder realizar mis estudios de maestría así como este trabajo de investigación, también quiero agradecer a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la UANL y sobre todo al Grupo de Investigación en Energías Térmica y Renovable y a los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética por su firme apoyo a largo de mis estudios así como por el poder contar con todos los equipos e instrumentos necesarios para poder desempeñar un buen trabajo.

## CAPÍTULO 1

# INTRODUCCIÓN

---

Los intercambiadores de calor son dispositivos creados para permitir el flujo de energía térmica entre dos o más fluidos o medios que se encuentren a diferentes temperaturas [1]. Los intercambiadores de calor son dispositivos de gran importancia para una amplia variedad de sistemas térmicos y aplicaciones de ingeniería, su utilización va desde la climatización residencial hasta los procesos industriales [2]. Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor los cuales se pueden clasificar ya sea por su uso, por el proceso mediante el cual se transfiere el calor, por su geometría de construcción, por sus mecanismos de transferencia de calor, así como por su arreglo de como pasa el fluido [1].

Dentro de la clasificación por su geometría de construcción, los intercambiadores de calor se pueden agrupar en:

**Intercambiadores de calor tubulares:** Construidos de tubos circulares, en donde un fluido circula por dentro de los tubos y el otro por fuera de ellos. Algunos ejemplos son los intercambiadores helicoidales, de tubo y carcasa, y de doble tubo. En la Figura 1.1 se puede apreciar un intercambiador de calor de tipo tubular.

**Intercambiadores de placas:** Este tipo de intercambiador esta construido por varias placas delgadas entre las cuales se forman canales por donde circula el fluido. Son utilizados para transferir calor ya sea entre líquidos, líquidos y gases, gases



Figura 1.1: Intercambiador de calor tipo tubular. [2]

y gases o cualquier fluido de dos fases. Los hay de tipo placas con empaque, de placas tipo espiral, y de tipo placa y coraza soldada. En la Figura 1.2 se aprecia un intercambiador de calor de tipo placas con empaque.



Figura 1.2: Intercambiador de calor tipo placas. [3]

Intercambiadores de superficie extendida: Construidos con aletas o apéndices los cuales son colocados en la superficie primaria de transferencia de calor por donde transita el fluido ya sea un tubo o una placa, esto con el fin de incrementar el área de transferencia de calor. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor es mucho menor en el lado del gas que en el del líquido, las aletas son utilizadas normalmente en este lado para incrementar la transferencia entre ambos fluidos. Los dos tipos más comunes de intercambiadores de superficie extendida son intercambiadores de

placa y aleta e intercambiador de tubo y aleta, el cual es de gran relevancia ya que será el tipo de intercambiador estudiado a lo largo de este trabajo, en la Figura 1.3 se puede observar un intercambiador de calor de superficie extendida de tipo tubo y aleta.

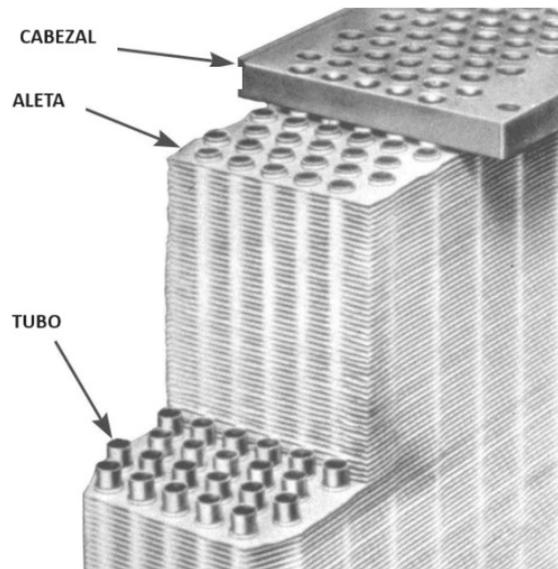


Figura 1.3: Intercambiador de calor tipo tubo y aleta. [1]

Algunos de los parámetros más importantes que se consideran para diseñar un intercambiador de calor son el rendimiento térmico del dispositivo, el tamaño del dispositivo, ya que el tamaño depende de la aplicación para la que se requiere y del espacio físico con el que se cuenta, y por último los costos de fabricación, que incluyen los costos de los materiales, costos de manufactura, costos de transporte, etc.

Debido a lo anteriormente mencionado, el incremento en el rendimiento de los intercambiadores de calor resulta un punto importante, ya que se puede mejorar el rendimiento de éste sin modificar el espacio físico total con el que se cuenta y a su vez sin modificar o modificando de manera pequeña los costos de fabricación. Esto se puede lograr a través del estudio de la transferencia de calor en el intercambiador de

calor y a través de la modificación de sus parámetros geométricos como lo son tamaño de aletas, cantidad de aletas, separación de aletas, o configuración geométrica del intercambiador.

Asimismo la reducción del consumo energético de los sistemas en donde se encuentran instalados los intercambiadores de calor es un tema de gran relevancia tanto para los diseñadores de intercambiadores de calor como para las industrias que fabrican y que utilizan estos dispositivos, debido a las preocupaciones globales actuales acerca de la escases de recursos energéticos, los altos precios de los combustibles a nivel mundial, y sobre todo del impacto medioambiental que ocasionan los sistemas térmicos como el calentamiento global y el deterioro de la calidad del aire.

Los puntos anteriormente mencionados han promovido que se desarrollen tecnologías las cuales buscan mejorar el rendimiento térmico de los intercambiadores de calor. Los cuales como ya se ha mencionado anteriormente son indispensables para el funcionamiento de máquinas y dispositivos térmicos como lo son refrigeradores, plantas de generación de energía, industrias manufactureras, transportación de productos refrigerados, y climatización de recintos mediante equipos de aire acondicionado.

Hablando de los sistemas de refrigeración en particular, estos requieren para su operación al menos de un condensador y un evaporador, este último, el evaporador, puede operar en varias condiciones, dependiendo de la temperatura ambiental, así como de la temperatura del refrigerante que fluye por su interior. Así se tiene que el evaporador puede trabajar bajo condición de formación de escarcha, condición de condensación o condición de superficie seca. Cada una de estas condiciones afecta directamente la magnitud de la transferencia de calor del evaporador, lo cual a su vez repercute en el rendimiento total del sistema de refrigeración.

En particular el enfoque principal de este estudio es la condición de formación de escarcha, siendo la formación de escarcha un tópico de gran importancia para la industria de la refrigeración, debido al impacto que genera en el consumo energético de los sistemas de refrigeración al acumularse en las superficies del evaporador.

La escarcha es un medio poroso compuesto por cristales de hielo y de poros que contienen aire húmedo [5]. Debido a esta porosidad, la capa de escarcha tiene una densidad y una conductividad térmica menor que la del hielo ordinario. A medida que la escarcha se incrementa en la superficie del evaporador, la transferencia de calor se reduce debido a que la escarcha actúa como una resistencia térmica, incrementando el valor total de la resistencia del sistema, así mismo la escarcha bloquea los espacios por donde circula el aire, lo que también repercute en la eficiencia del sistema [6].

## 1.1 PLANTEAMIENTO DE TESIS

A parte de lo anterior expuesto dentro de la literatura actual acerca de la formación de escarcha y sus efectos sobre la transferencia de calor en los intercambiadores, existen entre los investigadores algunas inconsistencias, las cuales se derivan principalmente de:

- Las diferentes correlaciones empíricas existentes que se utilizan en los distintos modelos de predicción de la formación de escarcha.
- Las diferentes condiciones en los experimentos, ya sea ambientales o de refrigerantes así como de temperatura de superficie fría del intercambiador, ángulo de ataque del aire, etc.
- Las distintas geometrías de los intercambiadores utilizados.

En particular los evaporadores utilizados en los sistemas de refrigeración domésticos presentan áreas de oportunidad para mejorar el desempeño mediante estrategias para la reducción de formación de escarcha.

Los sistemas de refrigeración domésticos operan a temperaturas debajo del punto de congelación, la temperatura superficial del evaporador ronda los  $-25^{\circ}\text{C}$ , a esas condiciones, se forma escarcha en la superficie del evaporador.

Debido al impacto negativo que genera la escarcha en la transferencia de calor del intercambiador, existen ciclos de deshielo para eliminarla, estos ciclos tienen una frecuencia de repetición de entre 6 a 12 horas comúnmente. Los sistemas de deshielo que utilizan los refrigeradores domésticos operan con resistencias eléctricas lo cual representa un consumo importante de energía en la operación del refrigerador.

Es de interés, por lo tanto, para la industria de los refrigeradores domésticos, extender el tiempo de operación de los refrigeradores entre deshielos.

Como se mencionó con anterioridad, los factores geométricos de la distribución del área total de transferencia de calor del intercambiador, impactan directamente en la transferencia de calor del dispositivo y esto a su vez en la formación de escarcha. La Figura 1.4 es una referencia de la geometría en el intercambiador de calor de tipo tubo y aleta.

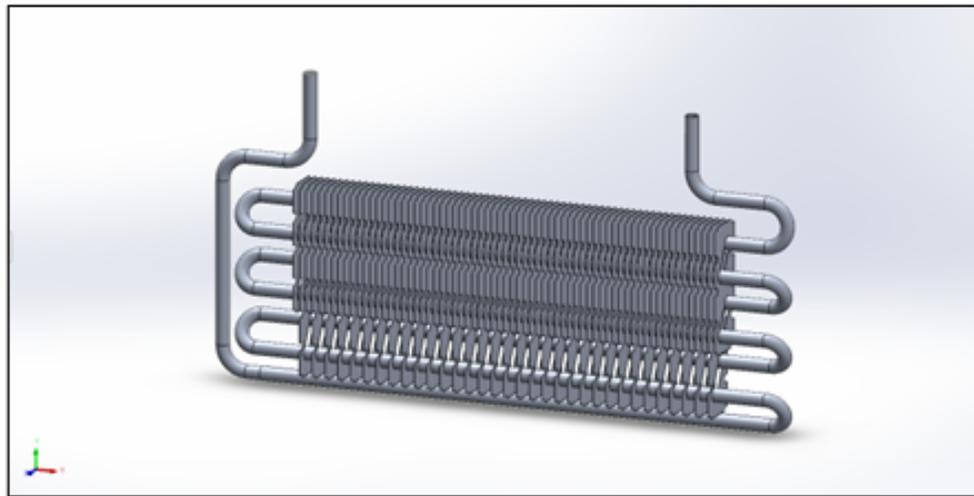


Figura 1.4: Evaporador de tubos y aletas.

Este trabajo se enfoca en estudiar los parámetros tanto geométricos como de operación de los intercambiadores de calor de tubo y aleta para encontrar cuales son los parámetros principales que prolongan la operación del evaporador, retrasando el crecimiento de la escarcha y así alargar el tiempo necesario entre deshielos, con el fin de reducir el consumo de energía del sistema. En el capítulo 4 sección 4.4 y 4.5 del presente trabajo se detallan los parámetros geométricos y de operación a estudiar.

## 1.2 HIPÓTESIS

Si se modifican ciertos parámetros geométricos como la distancia entre aletas, las filas de tubos, el ancho y alto de las aletas, o la distribución de aletas en los evaporadores de refrigeradores domésticos, se puede tener un imapacto en la transferencia de calor reduciendo o retrasando la formación de escarcha sobre los intercambiadores y de esta manera se puede mejorar la efectividad térmica del intercambiador, impactando directamente en la reducción del consumo energético del sistema.

## 1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO:

### 1.3.1 OBJETIVO GENERAL

El objetivo general de este trabajo es medir, mediante un calorímetro tipo túnel de viento, el impacto que tienen los parámetros geométricos de evaporadores de sistemas de refrigeración domésticos en la transferencia de calor, bajo condiciones de formación de escarcha.

### 1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Diseñar y construir una instalación experimental capaz de evaluar la transferencia de calor y la formación de escarcha en evaporadores de sistemas de refrigeración domésticos.
- Medir el impacto de ciertos parámetros geométricos en la transferencia de calor de evaporadores de sistemas de refrigeración domésticos trabajando bajo la condición de formación de escarcha.

- Registrar los valores de la temperatura de superficie, la temperatura, velocidad y humedad del aire en la transferencia de calor en los evaporadores bajo condiciones de formación de escarcha, con el fin de crear una base de datos para su posterior análisis a futuro.

## 1.4 RESULTADOS ESPERADOS

Para cumplir con los objetivos del presente trabajo, se desarrollará una instalación experimental capaz de evaluar la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y aleta bajo condiciones de formación de escarcha, la instalación a desarrollar será un calorímetro tipo túnel de viento, del que se hablará mas a detalle en el capítulo 4 sección 1.

Se creará una base de datos con los resultados de la ejecución de un diseño de experimentos que incluyan la transferencia de calor y parámetros de operación de cada experimento como lo son: presión de refrigerante en la entrada y salida del evaporador, temperatura del refrigerante en la entrada y salida del evaporador, temperatura de superficie, temperatura y humedad del aire, además del registro de los patrones de crecimiento de la escarcha.

## CAPÍTULO 2

# FENOMENOLOGÍA DE LA FORMACIÓN DE ESCARCHA

---

### 2.1 DEFINICIÓN FORMAL DE LA ESCARCHA

La escarcha se puede definir formalmente como un medio poroso el cual se encuentra compuesto por cristales de hielo y aire húmedo. Se forma generalmente por la desublimación del vapor de agua que está presente en una corriente de aire.

El proceso de formación de escarcha se asocia con transferencia de calor y de masa de manera transitoria por lo que es un fenómeno muy complejo. La escarcha únicamente se formará cuando la temperatura de la superficie sea menor a cero grados celsius y esté por debajo del punto de rocío.

El fenómeno de la formación de escarcha aparece a lo largo de diversos campos de la industria, desde la industria aeroespacial y la industria de la aviación hasta la industria del aire acondicionado y la refrigeración.

Por mucho tiempo se ha estudiado la formación de escarcha ya que existe la necesidad de comprender las relaciones existentes entre los fenómenos de transferencia de calor, masa y momentum que existen en la interfaz entre aire y escarcha y

en la escarcha misma, ésto con el objetivo de poder predecir y controlar de manera acertada los ciclos de formación y deshielo de la escarcha.

## 2.2 ETAPAS DE LA FORMACIÓN DE LA ESCARCHA

La formación de escarcha se lleva a cabo una vez que el aire húmedo es expuesto a una superficie fría, la cual se encuentra a una temperatura por debajo del punto triple del agua y así mismo por debajo del punto de rocío.

Hayashi et al. [8] se consideran los primeros investigadores en dividir la formación de escarcha en 3 etapas clave las cuales aparecen en la Figura 2.1 y son descritas a continuación:

a) Periodo de crecimiento de cristales: En el periodo de crecimiento de cristales primero una capa delgada de escarcha cubre la superficie fría, seguido de esto, se comienzan a formar cristales de escarcha los cuales están relativamente apartados unos de los otros, los cuales comienzan a crecer en la dirección vertical a la misma velocidad que crecen de manera horizontal. Se puede decir que en esta primera etapa la formación de escarcha se caracteriza por un crecimiento de los cristales de manera lineal en la superficie, posteriormente los cristales crecen de manera vertical dando el efecto de un "bosque de arboles", sin embargo, la capa de escarcha aún no crece de manera homogénea.

b) Periodo de crecimiento de la capa de escarcha: En este periodo de crecimiento la capa de escarcha es áspera, es un conjunto de cristales con forma de bastones y cambia su forma al generarse ramas en las puntas de los bastones o por la interacción misma entre los bastones, seguido de esto la capa de escarcha crece gradualmente en una capa más uniforme hasta que la superficie de la capa de escarcha se vuelve prácticamente plana. Durante este periodo la densidad de la escarcha incrementa conforme incrementa la capa de escarcha debido a que el crecimiento de la capa es tridimensional y por la difusión interna del vapor de agua en la capa de escarcha.

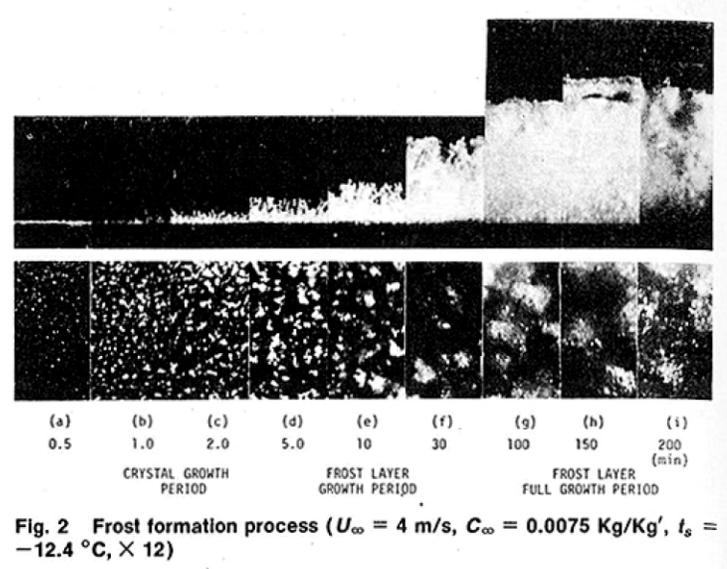


Figura 2.1: Etapas del proceso de formación de escarcha descrito por Hayashi et al. [8].

c) Periodo de crecimiento completo de la capa de escarcha: Este periodo está caracterizado por que la capa de escarcha no cambia su forma hasta que la superficie de la capa llega a una temperatura de  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  debido a un incremento en la resistencia térmica que se genera por la misma capa. Llegado este momento la capa de escarcha comienza a derretirse, ocasionando que el agua de la escarcha derretida se absorba por la capa de escarcha y se congele en una capa de hielo. Este derretimiento y congelación generan un incremento súbito en la densidad de la capa de escarcha y un decremento súbito en su resistencia térmica, entonces la deposición de escarcha ocurre de nuevo. Este ciclo de derretimiento, congelamiento y deposición de escarcha ocurre repetidamente hasta que se alcanza una condición de equilibrio de la transferencia de calor, momento en el que la formación de escarcha se detiene. En ese momento se puede decir que la capa de escarcha se vuelve una capa densa y compacta.

Cabe mencionar que el proceso de formación de escarcha por etapas anteriormente mencionado no ocurre de manera uniforme sobre la superficie o geometría estudiada, ya que se ha observado que varía con respecto a la posición longitudinal.

Se ha encontrado que la capa de escarcha crece más rápidamente en los lugares donde se tiene contacto con la corriente de viento primero y va decreciendo con la longitud. Así mismo cada periodo de crecimiento aparece por lo general primero en la zona donde se tiene contacto primero con la corriente de viento hasta aparecer después en la zona mas alejada. Esto quiere decir en otras palabras que el tiempo requerido para cada periodo de formación de escarcha varía no sólo por las condiciones de formación de escarcha, sino también por la posición en donde se deposita la escarcha. Esto puede explicarse mediante la tasa de crecimiento lineal de los cristales en forma de bastón y la tasa de transferencia de masa a la punta de ellos.

Tao et al. [9] dividen el proceso de formación de escarcha en dos periodos únicamente, un periodo temprano, relativamente corto, al que denomina “periodo de crecimiento de cristales” y un periodo posterior denominado “periodo de crecimiento de la capa de escarcha totalmente desarrollada”. Como se puede observar, a diferencia de Hayashi et al. [8], Tao et al. agrupan los dos últimos periodos de crecimiento en uno solo. La razón para esto es que como dice: “Debido a las diferencias estructurales, solo en el periodo de crecimiento totalmente desarrollado se puede modelar la escarcha como un medio poroso homogéneo” ya que durante la primera etapa, o la etapa de “crecimiento de cristales” el mecanismo principal para el crecimiento de escarcha es la transferencia de masa y calor sobre las columnas de hielo que se van formando y no la difusión dentro de la escarcha, el cual es el mecanismo principal del crecimiento durante el segundo periodo.

Iragorry et al. [10] en su revisión hablan asimismo de los periodos de la formación de escarcha, tomando como ejemplo la formación de escarcha por convección natural en una placa. En el primer periodo o periodo de “condensación gota a gota” comienzan a condensarse gotas en estado subenfriado sobre la superficie fría, las cuales posteriormente se transforman en partículas de hielo, para después alcanzar un tiempo característico, también llamado tiempo crítico. Esta escala de tiempo está en función de condiciones ambientales como la temperatura, si es convección natural o forzada, temperatura de la superficie fría y rugosidad de la superficie. Como se

puede observar en la Figura 2.2, donde se representan el diámetro medio de gota,  $d$  y la escala media de longitud  $l$  del sitio donde ocurre la nucleación.

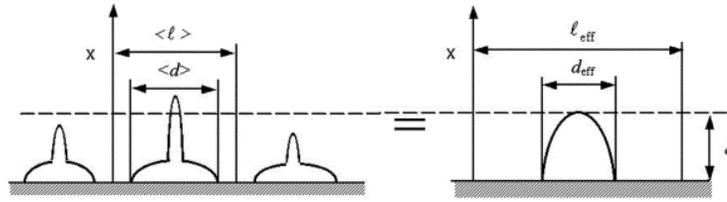


Figura 2.2: Definición de los períodos de crecimiento de la escarcha Tao et al. [9] y Modelo de las condiciones iniciales para el periodo de solidificación y crecimiento de la punta (STG) por Hao et al. [11].

Tao et al. [9] desarrollaron la Ecuación (2.1) para calcular el valor de la escala media de longitud del sitio donde ocurre la nucleación, en donde  $\theta$  es la fracción de área de las gotas.

$$l = \sqrt{\pi/\theta} \frac{d}{2} \quad (2.1)$$

El momento en tiempo crítico  $tc$  se considera comúnmente como el tiempo inicial para muchos modelos de formación de escarcha. Una vez que el periodo de “condensación gota a gota” o DWC (Drop Wise Condensation por sus siglas en Inglés) alcanza su tiempo crítico, el periodo de solidificación y de crecimiento de la punta (STG Solidification and Tip Growth period) comienza, y continua hasta que se alcanza el tiempo transitorio  $tt$ , que es cuando se forma una capa porosa de escarcha relativamente uniforme, como se puede observar en la Figura 2.3. Debido a la naturaleza no uniforme del crecimiento de las puntas de escarcha en las gotas individuales, el valor promedio de  $l$  que se basa en la fracción de área de las gotas no se considera representativo de la fracción volumétrica de escarcha.  $\phi = \rho_f/\rho_i$ . Por lo tanto, la Ecuación (2.1) se modifica, dando como resultado la Ecuación (2.2), en donde  $\ell_{eff}$  y  $d_{eff}$  se definen en la Figura 2.2 de tal manera que la masa total de acumulación de hielo es igual para ambas definiciones.

$$l_{eff} = \sqrt{\pi/\phi_i} \frac{d_{eff}}{2} \tag{2.2}$$

Después del tiempo de transición  $t_t$  la capa de escarcha entra ahora en su periodo de densificación y de crecimiento en masa (DBG *Densification and bulk growth* por sus siglas en inglés) que es cuando la capa de escarcha aparece homogénea en su totalidad y posee las características de un medio poroso, con su estructura y sus características dependiendo de la aplicación específica, como se observa en la Figura 2.3.

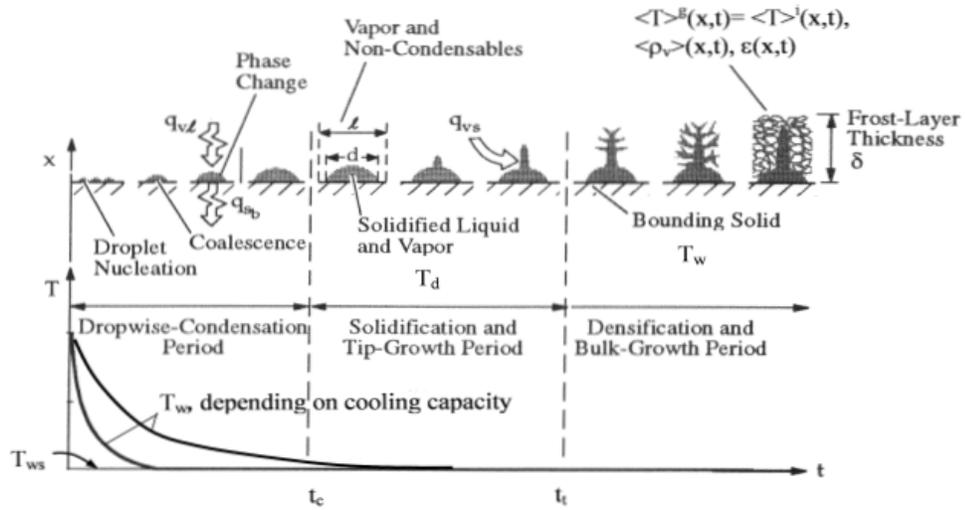


Figura 2.3: Diagrama de los periodos de crecimiento de la escarcha Tao et al. [9].

Según Irigorrry et al. [10] la formación de escarcha por convección forzada se diferencia del proceso de las tres etapas anteriormente mencionado principalmente en el periodo de solidificación y crecimiento de la punta (STG). Ya que dependiendo de la velocidad del flujo de aire, el patrón del crecimiento de las puntas puede ser reemplazado por un crecimiento con patrón en forma de árbol o algún otro patrón distinto. A pesar de esta diferencia en ese periodo, el proceso de tres etapas aún se desarrolla.

## 2.3 PROPIEDADES DE LA ESCARCHA

Para poder modelar completamente el proceso de formación de escarcha, se necesitan comprender las relaciones existentes entre los fenómenos de transporte del calor, masa y momentum dentro de la escarcha y también en la interfáz aire-escarcha, la cual es una condición de frontera móvil.

Todas las propiedades termofísicas son dependientes del tiempo y la posición donde se forme la escarcha. Esto hace que el cálculo generalizado de las propiedades de la escarcha, como la conductividad térmica y la densidad o sus parámetros como el coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la escarcha (Número de Nusselt) sea difícil de aproximar.

Las propiedades de la escarcha que más afectan la eficiencia de los equipos donde se forma son: el espesor de la capa de escarcha, la conductividad térmica y la densidad de la escarcha, de las cuales se hablará con mas detalle a continuación:

### 2.3.1 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

La correlación para la conductividad térmica de la escarcha en estado permanente se puede obtener mediante la ecuación de Fourier y mediante la medición directa de la diferencia de temperatura y del espesor de la capa de escarcha. El flujo de calor puede ser medido utilizando medidores de flujo de calor o se puede obtener mediante un balance de energía. La temperatura promedio en la superficie de la escarcha a su vez se puede obtener utilizando termopares (medidores de contacto) o infrarojo (medidores sin contacto), o también se puede obtener mediante la ecuación del balance de energía.

Una ecuación para la conductividad termica teórica de la escarcha tambien podría obtenerse asumiendo la estructura interna de la escarcha y resolviendo para

la resistencia termica efectiva de la capa de escarcha.

Ya sea que se utilize una ecuacion teórica o empírica para obtener la conductividad térmica de la escarcha, el rango de operación de los parámetros principales número de Reynolds ( $Re$ ), temperatura de superficie de escarcha ( $T_w$ ) y temperatura ambiente ( $T_a$ ), a los que las mediciones se obtuvieron, se deben considerar en concordancia con las condiciones del modelo para el cual se utilizan.

Algunas de las correlaciones que se han obtenido por diferentes investigadores para encontrar la conductividad térmica de la escarcha son las siguientes:

Yonko & Sepsy [12]: En su estudio presentaron la correlacion existente entre la conductividad térmica y la densidad de la escarcha y obtuvieron una ecuacion polinomial de segundo orden, Ecuación (2.3), mediante el ajuste de la curva sobre resultados experimentales. Obtuvieron su correlacion mediante el análisis del efecto de las condiciones operacionales en la conductividad térmica de la escarcha. Las características de la ecuación que obtubieron se pueden ver en la Tabla 2.1

Aunque ellos mismos reconocen el hecho de que la conductividad térmica debe ser una función de otras variables más, la correlación que presentaron fue muy ampliamente aceptada y utilizada en la mayoría de los modelos posteriores de formación de escarcha. Ecuación (2.3).

$$k_f = 0.0140 + 0.00668\rho_f + 0.000175\rho_f^2 \quad (2.3)$$

A pesar de los diferentes enfoques que se han utilizado para modelar las características termodinámicas de la escarcha en estudios experimentales y teóricos, no existen muchos trabajos obtenidos o validados para la operacion en condiciones de congeladores. Ya que los trabajos obtenidos se centran en la configuración de placa plana.

Características de la ecuación 2.3	
Configuración geométrica	Placa plana
Unidades	W/m*K
Rango de operación	$T_w = 30^\circ\text{C}$ hasta $-10^\circ\text{C}$ , $T_a = 20^\circ\text{C}$ hasta $25^\circ\text{C}$
Limitación	Densidad máxima = $573 \text{ kg/m}^3$

Tabla 2.1: Ecuación de Yonko &amp; Sepsy [12].

### 2.3.2 DENSIDAD DE LA ESCARCHA

La mayoría de las correlaciones que se encuentran reportadas en la literatura para calcular la densidad de la escarcha son empíricas. Estas correlaciones se utilizan únicamente en el modelado de tipo integral, en donde la densidad promedio de la escarcha es necesaria para calcular la conductividad térmica, y la densidad de la superficie de la escarcha es utilizada para calcular la tasa de transferencia de masa.

Los modelos diferenciales por lo general resuelven la distribución de fracción de volumen de fase de hielo dentro de la capa de escarcha, lo que se traduce en densidad local de escarcha.

De la literatura se puede observar que el número de estudios que reportan mediciones de densidad de escarcha es muy limitado y la mayoría utilizan en su experimentación placas planas, esto se debe principalmente a que el método utilizado para determinar la densidad de la escarcha es mediante la medición del peso de la escarcha removiendola de la superficie fría, lo que a veces es difícil de realizar en otro tipo de superficies o aletas.

Algunas de las correlaciones más utilizadas para encontrar la densidad de la escarcha son las siguientes:

Hayashi et al. [8] presentaron los resultados experimentales de la variación en la densidad de superficie de la escarcha con el tiempo y con el espesor adimensional. La

Ecuación (2.4), se obtuvo mediante el ajuste de curvas, esta ecuación ha sido utilizada por varios estudios más recientes de crecimiento de escarcha. Las características de esta ecuación se pueden observar en la Tabla 2.2.

$$\rho f = 650 \exp(0.277 T_{fs}) \quad (2.4)$$

Características de la ecuación 2.4	
Configuración geométrica	Placa plana
Unidades	kg/m <sup>3</sup>
Rango de operación	T <sub>w</sub> = -5°C hasta -18.6°C, u = 2 a 6 m/s, t = 0 a 450 min
Limitación	Obtenida a temperatura ambiente

Tabla 2.2: Ecuación de Hayashi et al. [8].

Mao et al. [13] desarrollaron correlaciones para obtener la densidad local adimensional como producto de parámetros adimensionales en una geometría de placa plana, obteniendo la Ecuación (2.5), de la cual se pueden ver sus características en la Tabla 2.3:

$$\rho f = 1.714x10^{-4}(x)^{-0.056}(w)^{-0.011} \left( \frac{T_{tp} - T_w}{T_a - T_w} \right)^{0.845} (Re_D)^{0.463} (Fo)^{0.217} \quad (2.5)$$

### 2.3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (NÚMERO DE NUSSELT)

Respecto al coeficiente de transferencia de calor de la escarcha se encuentra que en la literatura se han reportado dos tipos. Uno considera el efecto global de la escarcha en la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor, y es

Características de la ecuación 2.5	
Configuración geométrica	Placa plana
Unidades	kg/m <sup>3</sup>
Rango de operación	$T_w = -20.5^\circ\text{C}$ hasta $-41^\circ\text{C}$ $T_a = -10.1^\circ\text{C}$ hasta $-25.8^\circ\text{C}$ , $Re = 3278$ hasta $13112$
Limitación	Solo para placa plana

Tabla 2.3: Ecuación de Mao et al. [13].

definido a través de la temperatura de superficie fría subyacente, mientras que con el otro tipo de coeficiente, se obtiene la transferencia de calor del aire a la capa de escarcha en la superficie de la capa de escarcha y se define mediante la temperatura en la superficie de la capa de escarcha.

Aunque la primera definición del coeficiente de transferencia de calor incluye de manera acertada el efecto de la carga de calor latente de la escarcha en el intercambiador de calor, la segunda definición es más consistente con la definición de calor sensible convectivo removido del ambiente. A continuación se reportarán algunas correlaciones del segundo tipo únicamente, esto debido a que son las que se requieren utilizar en un modelo de crecimiento de escarcha.

En la literatura puede encontrarse que varios estudios han reportado correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor que siguen la misma forma que las correlaciones clásicas del tipo número de Reynolds o Grashof para superficies sin escarcha. Dos correlaciones, una por Mao et al. [13] y la otra por O'Neal y Tree [14] se desarrollaron directamente de sus experimentos, donde el número de Nusselt, que depende del tiempo, se correlaciona. A pesar de que son muy útiles para validar la simulación del modelo, el uso de correlaciones debe ser estrictamente limitado al rango de condiciones de operación reportado.

En algunos trabajos experimentales reportados, el coeficiente de transferencia

de calor se define de la manera siguiente, Ecuación (2.6):

$$h = \frac{q_w}{T_\infty - T_f} \quad (2.6)$$

donde  $q_w$  es el flujo de calor que se mide desde un dispositivo medidor de flujo de calor incrustado en la superficie fría entre la capa de escarcha y la placa fría o derivado de un balance de energía. De acuerdo con el balance de energía, el coeficiente de transferencia anteriormente descrito incluye el calor sensible entre el ambiente y la superficie escarchada así como el calor latente debido a el crecimiento de la escarcha.

Esto explica porque el número de Nusselt con escarcha es mayor que aquel en superficies sin escarcha, lo que se traduce en una carga extra de enfriamiento para el intercambiador.

Si se quiere considerar unicamente la transferencia de calor entre el ambiente y la superficie de la escarcha, (no la superficie del intercambiador), se utiliza la Ecuación (2.7):

$$h_{sensible} = h - \frac{\rho f h_{sg}}{T - T_f} \frac{d\delta}{dt} \quad (2.7)$$

De la ecuación anterior, el segundo termino del lado derecho de la ecuación depende del tiempo en un proceso de formación de escarcha. En muchos modelos generalmente se asume que la  $h_{sensible}$  sigue las correlaciones para superficies sin escarcha y que por lo tanto es independiente del tiempo si las condiciones del ambiente permanecen constantes. Sin embargo, se puede tener la objeción de que bajo condiciones ambiente de flujo turbulento, la formación de escarcha depende de la aspereza de la superficie que va variando con el tiempo lo que llevaría a una  $h_{sensible}$  que igualmente variaría con el tiempo. Por esta razón hacen falta estudios que confirmen la veracidad del coeficiente convectivo de transferencia de calor  $h_{sensible}$  en condiciones de formación de escarcha.

La Ecuación (2.8), fué desarrollada por Mao et al. [13] para obtener el coeficiente de transferencia de calor, sus características se encuentran en la Tabla 2.4:

$$Nu = 0.720(x)^{0.698}(w)^{0.294} \left( \frac{T_{tp} - T_w}{T_a - T_w} \right)^{0.729} (Re_D)^{0.721} (Fo_D)^{0.036} \quad (2.8)$$

Características de la ecuación 2.8	
Configuración geométrica	Placa plana
Unidades	-
Rango de operación	$T_w = -5^\circ\text{C}$ hasta $-15^\circ\text{C}$ $T_a = 15^\circ\text{C}$ hasta $23^\circ\text{C}$ , $u = 1.15$ m/s hasta $2.67$ m/s
Limitación	Densidad máxima $200$ Kg/m <sup>3</sup> , Calor sensible

Tabla 2.4: Ecuación de Mao et al. [13].

Asi mismo, O'Neal y Tree [14] desarrollaron la Ecuación (2.9) para obtener el coeficiente de transferencia de calor, ecuación de la cual se pueden observar sus características en la Tabla 2.5:

$$Nu = 0.394Re_D^{0.509} \quad (2.9)$$

Características de la ecuación 2.9	
Configuración geométrica	Cilindro
Unidades	-
Rango de operación	Permanente
Limitacion	Calor sensible estado permanente

Tabla 2.5: Ecuación de O'Neal y Tree [14].

## 2.4 MODELOS MATEMÁTICOS PARA PREDECIR CRECIMIENTO DE LA ESCARCHA

Durante los últimos años se han destinado esfuerzos en el avance de la predicción del fenómeno de la formación de escarcha, sobre todo, estas investigaciones han sido dirigidas hacia el área del análisis computacional como herramienta de predicción, esto debido a la compleja naturaleza de los mecanismos del proceso de formación de escarcha.

Los investigadores han debatido acerca de si utilizar un modelo simple como el análisis de sistemas concentrados, el análisis integral o elegir un modelo más complejo como el análisis diferencial distribuido o multidimensional. En sistemas multidimensionales es importante exponer que “unidimensional” se refiere al crecimiento de la escarcha en dirección perpendicular a la superficie fría y “bidimensional” se refiere a la segunda dimensión la cual es paralela a la superficie de la escarcha.

### 2.4.1 ANÁLISIS DE SISTEMAS CONCENTRADOS (FORMA INTEGRAL)

Sami & Duong et al. [15] propusieron un modelo para el crecimiento de escarcha basado en la tasa de difusión molecular del vapor de agua en la capa de escarcha, de manera similar a Brian et al. [16] y Jones & Parker [17]. En este modelo se combina una ecuación explícita para la tasa de difusión de vapor con las ecuaciones integrales de balance de masa y energía para obtener así una ecuación para la tasa de crecimiento de la escarcha ( $d\delta_f/dt$ ).

La Ecuación (2.10), representa un modelo concentrado simple, el cual únicamente considera el periodo DBG (densificación y crecimiento en masa), no incluye la energía de nucleación y no es adecuado para utilizarse en situaciones de convección

natural. Asimismo el modelo depende de varias correlaciones empíricas y de un valor constante de tortuosidad, la cual es la desviación con respecto de una línea recta de referencia, valor que se da en función de las condiciones de operación.

$$\frac{d\delta_f}{dt} = \frac{1}{\rho_f} \left[ h_m(\rho_{v,a} - \rho_{v,fs}) - \frac{-D \left(\frac{M_v}{RT}\right)_{fs} \left(\frac{dP}{dT}\right)_{fs} \frac{\bar{k}_f(T_{fs}-T_w)}{k_{fs}\delta_f} + \dot{m}_a \left(\frac{W}{1+W}\right)}{1 - \frac{W}{1+W}} \right] \left[ \frac{1 - \frac{\rho_{fs}}{\rho_{ice}}}{\tau_s} \right] \quad (2.10)$$

De igual manera se han desarrollado modelos para predecir el efecto general que tiene la capa de escarcha en las aletas de un evaporador, como el de Martinez-Frias & Aceves [18], en su modelo combinaron el modelo integral de crecimiento de escarcha desarrollado por Jones & Parker [17], con el modelo de la bomba de calor de Rice [19], para lograr predecir el rendimiento en estado estable de un evaporador con una resistencia adicional a la transferencia de calor en el lado del aire. Las ecuaciones que se utilizaron para medir la tasa de crecimiento de escarcha y densificación fueron las Ecuaciones (2.11) y (2.12):

$$\frac{d\delta_f}{dt} = \frac{h_M(\rho_{v,a} - \rho_{v,fs}) - \frac{M_v D_{fs} \left(1 - \frac{\rho_{fs}}{\rho_{ice}}\right)}{RT_{fs}\tau_{fs}} \left(\frac{dP_v}{dT}\right)_{fs} \left(\frac{dT}{dx}\right)_{fs}}{\rho_f} \quad (2.11)$$

$$\frac{d\rho_f}{dt} = \frac{M_v D_{fs} \left(1 - \frac{\rho_{fs}}{\rho_{ice}}\right)}{RT_{fs}\tau_{fs} \delta_f} \left(\frac{dP_v}{dT}\right)_{fs} \left(\frac{dT}{dx}\right)_{fs} \quad (2.12)$$

Este modelo es similar al modelo presentado por Sami & Duong [15], combinado con un balance de energía en la superficie de la escarcha, la ecuación de Clapeyron y un conjunto de correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor y masa. Esta ecuación da como resultado la tasa de crecimiento de la capa de escarcha para el periodo de crecimiento completo.

Aunque los autores explican que la tasa de crecimiento en su modelo es independiente de los valores iniciales que se dan, uno de los inconvenientes principales de

este tipo de modelos es que se deben utilizar valores iniciales de espesor de escarcha así como de densidad . Para el modelo anterior los autores utilizaron valores de 0.02 mm y 40 kg/m<sup>3</sup> respectivamente.

### 2.4.2 ANÁLISIS DISTRIBUIDO (FORMA DIFERENCIAL)

Tao et al. [9] desarrolló un modelo matemático unidimensional utilizando la técnica del promedio del volumen local para las propiedades y ecuaciones de transporte para la fase de vapor y solida en la capa de escarcha. En su estudio utiliza primero un modelo de crecimiento de columna de hielo para el periodo “STG”, posteriormente utiliza una ecuación de medio poroso para el periodo “DBG”. Las ecuaciones diferenciales acopladas de energía y continuidad se resuelven en combinación con las restricciones volumétricas y de presión. Las ecuaciones de gobierno adimensionales para el periodo “DBG” ( $t > T_t$ ) son las siguientes:

Ecuación de la energía:

$$\rho_f C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m}_{iv} P_2 = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (2.13)$$

Ecuación de continuidad del hielo:

$$\frac{\partial \varepsilon_i}{\partial t} + \frac{\dot{m}_{iv}}{P_1} = 0 \quad (2.14)$$

Ecuacion de difusión de vapor:

$$\frac{\partial (\varepsilon_g \rho_v)}{\partial t} - \dot{m}_{iv} = \frac{\partial}{\partial z} \left( D_{eff} \frac{\partial \rho_v}{\partial x} \right) \quad (2.15)$$

En este modelo fueron utilizadas nueve ecuaciones consecutivas para obtener las propiedades termodinámicas de la escarcha. Las condiciones de frontera incluyeron una serie de condiciones convectivas de frontera del tipo “Neumann” las cuales contienen el término para la tasa de crecimiento de la capa de escarcha en forma adimensional.

$$Bi [T_a - T(x = \delta, t)] = k_{eff} \frac{\partial T(x = \delta, t)}{\partial x} - P_2 \rho_f \frac{\partial \delta}{\partial t} \quad (2.16)$$

$$Bi_m [W_a - W(x = \delta, t)] = D_{eff} \frac{\partial p_v(x = \delta, t)}{\partial x} - \rho_f \frac{\partial \delta}{\partial t} \quad (2.17)$$

Para el periodo “STP” ( $t_t > t > t_c$ ) se utilizaron las siguientes ecuaciones de gobierno adimensionales:

$$d \frac{\partial T_d}{\partial t} = d \frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial T_d}{\partial x^2} \frac{\partial d}{\partial x} - 4 Bi (T_i - T_g) + \frac{2}{J\alpha} \frac{\partial d}{\partial t} \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial d}{\partial t} = 2 Bi_m (W_g - W) \quad (2.19)$$

Con el modelo de Tao anteriormente descrito se pueden obtener valores de temperatura, densidad y distribución de la fracción volumétrica del hielo dentro de la capa de escarcha, (en dirección perpendicular a la superficie fría), en función de las propiedades del fluido, de la materia y de las condiciones de operación y físicas. Debido a que no existe una correlación o ecuación analítica para el factor de difusión que se introduce en este modelo, se debe asumir un valor constante.

Este modelo considera la primera etapa de crecimiento de los cristales durante el periodo “STG”, sin embargo, la estructura de cristales que se asume no es precisa y no corresponde a las observaciones experimentales realizadas durante la convección forzada. Por el otro lado, se utilizaron valores dados de espesor inicial y de densidad de la capa de escarcha para el periodo “STG” los cuales se obtuvieron en base a observaciones experimentales.

La formación de escarcha en superficies frías de intercambiadores de calor se ha estudiado por más de 50 años. En los inicios de su estudio se realizaron gran cantidad de investigaciones de caracter tanto teórico como experimental, sin embargo, aunque existían un gran número de estudios que trataban con el proceso de formación

es escarcha, se había realizado muy poco para desarrollar un modelo matemático riguroso que pudiera describir el proceso dinámico de la deposición y densificación interna de la escarcha, modelo que Tao et al. [9] propuso en 1993.

En su estudio Tao intentó establecer un modelo matemático que pudiera predecir tanto las variaciones espaciales como temporales de la densidad de escarcha y de su temperatura, así como el espesor de la escarcha y el flujo de calor a lo largo de la capa de escarcha. Como lo menciona Tao en su estudio, el análisis hecho por Hayashi [8], fue punto de partida para desarrollar un modelo para la formación de escarcha durante sus etapas iniciales. Para la etapa de periodo de crecimiento completamente desarrollado utilizó un modelo unidimensional transitorio de difusión de calor y vapor para un medio poroso, utilizando la técnica de promedio de volumen local. Cabe mencionar que este modelo se realizó para un problema de convección forzada sobre una placa plana por lo que las condiciones iniciales y las condiciones de frontera que utilizó se especificaron para este tipo de modelo.

A continuación, en el Capítulo 3, se presentan los antecedentes más relevantes encontrados en la literatura abierta disponible sobre la formación de escarcha en intercambiadores de calor.

## CAPÍTULO 3

# ANTECEDENTES DEL PRESENTE TRABAJO

---

El fenómeno de la formación de escarcha ha sido estudiado durante las últimas décadas, sin embargo, debido a la complejidad del fenómeno físico, este no ha sido completamente comprendido, sobre todo al tratarse de superficies complejas.

Nayaka [20] se considera el primer investigador que logró producir cristales de hielo bajo condiciones controladas, basado en sus experimentos concluyó que la supersaturación y la temperatura del aire circundante tienen un efecto notable en la morfología de los cristales de hielo.

Como se mencionó anteriormente, Hayashi et al. [8] estudiaron las relaciones entre las propiedades de la escarcha y el fenómeno de formación de escarcha. Para su investigación, observaron el crecimiento de la capa de escarcha mediante el análisis de fotografías y clasificaron el tipo de formación de escarcha en distintos grupos de acuerdo a su estructura. Asimismo predijeron la conductividad térmica de la escarcha utilizando un modelo teórico simple.

Hayashi et al. dividieron el proceso de formación de escarcha en tres etapas, periodo de crecimiento de cristales, periodo de crecimiento de la capa de escarcha y periodo de crecimiento completo de la capa de escarcha. En la primer etapa una

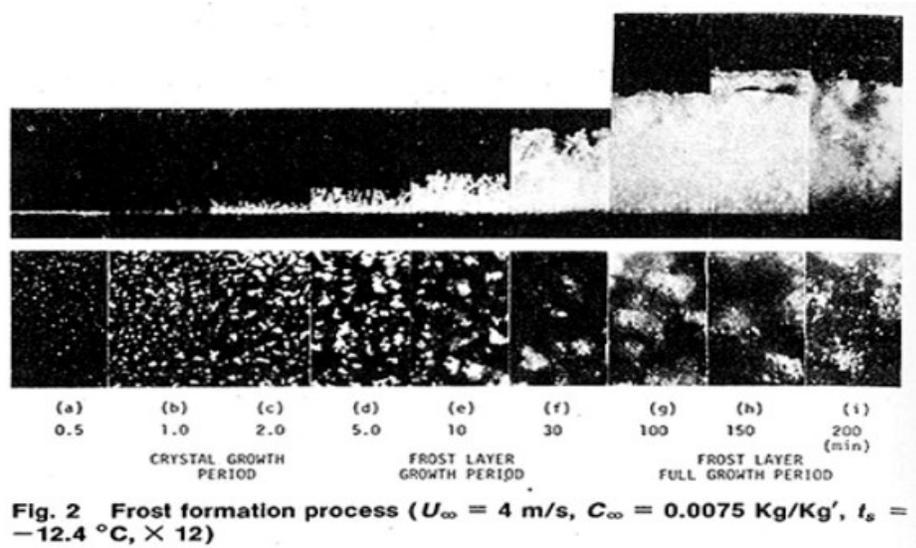


Figura 3.1: Proceso de formación de escarcha Hayashi et al. [8]

delgada capa de escarcha se forma sobre la superficie, se generan cristales los cuales crecen verticalmente, en la segunda etapa se desarrolla la forma de los cristales, en la tercera etapa se derrite una parte de la capa de escarcha aumentando la densidad. En la Figura 3.1 se pueden observar las 3 etapas en las que Hayashi et al. dividieron el proceso de formación de la escarcha.

José Irigorri et al. [10] realizaron un análisis comparativo acerca de la literatura disponible de escarcha, concerniente a propiedades de escarcha, correlaciones y modelos matemáticos, con el fin de proveer un vistazo a las herramientas de análisis para diseñadores y desarrolladores.

En su revisión, Irigorri et al. dividen la investigación de escarcha en dos grupos generales, correlaciones experimentales y modelos matemáticos. Así mismo distinguen las propiedades más utilizadas en los estudios de formación de escarcha las cuales son la conductividad térmica de la escarcha, la densidad promedio y el coeficiente de transferencia de calor.

Seker et al. [21] analizaron numéricamente las características de la transferencia de calor y masa en los intercambiadores de tipo tubo y aleta durante el proceso de

formación de escarcha. En su investigación se destaca lo siguiente:

- 1) Se calculan los coeficientes inestables de transferencia de masa y calor en el lado del aire.
- 2) Se calcula el coeficiente de transferencia de calor del lado del refrigerante.
- 3) Se calcula la temperatura de la interface aire-escarcha.
- 4) Se calcula la eficiencia de la superficie del intercambiador.
- 5) Se calcula la conductividad total (UA) y caída de presión del intercambiador.
- 6) Se comparan los resultados numéricos del modelo desarrollado con resultados experimentales obtenidos de la literatura.

Hermes et al. [22] desarrollaron un modelo básico para predecir la evolución de la porosidad de una capa de escarcha respecto al tiempo. Se comparó el modelo con resultados experimentales de la literatura y así se llegó a una correlación semi-empírica para encontrar la densidad de la escarcha con respecto al tiempo. En su modelo se destaca lo siguiente:

- 1) Se considera a la escarcha como un medio poroso uniforme.
- 2) La diferencia de temperatura entre la punta de los cristales y la superficie fría se considera constante.
- 3) La correlación desarrollada está en función del número de Jakob modificado, el cual incluye información acerca de las condiciones termodinámicas del flujo de aire y la superficie fría.
- 4) La correlación desarrollada muestra un rango de error de  $\pm 10\%$  comparada con datos experimentales. En la Figura 3.2 se pueden observar los resultados de la correlación en comparación con los datos experimentales.

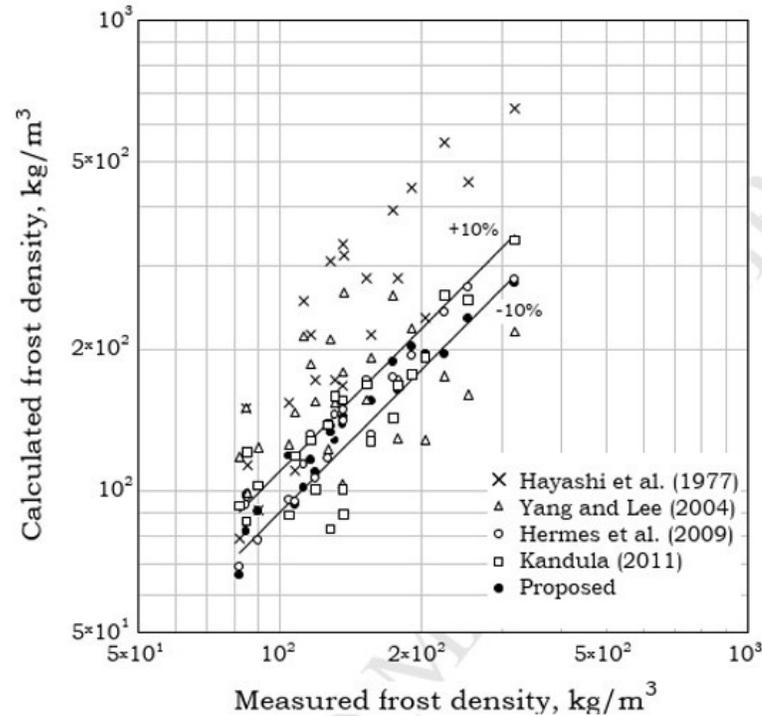


Figura 3.2: Densidad de escarcha medida vs experimental Hermes et al. [22]

Wu et al. [23] investigaron la formación de escarcha en distintas configuraciones de superficies con aletas como se observa en la Figura 3.3, variando las condiciones de temperatura de entrada de aire, humedad relativa estable, velocidad de aire y temperatura de superficie. De los experimentos realizados, se destaca lo siguiente:

- 1) Se observa que más escarcha se forma cerca de los bordes de las aletas que en el medio de ellas.
- 2) Se observa que se forma más escarcha en las aletas de la primer fila para el arreglo de varias filas.
- 3) Se observa que más escarcha se forma en aletas con ángulo que en las paralelas al flujo de aire.
- 4) Se desarrolló una correlación empírica adimensional para el peso de la escarcha en el área de la aleta con un 85% de precisión.

- 5) La influencia de las condiciones de operación muestra que mayor velocidad de aire lleva a mayor formación de escarcha, menores temperaturas de superficie y mayor temperatura de aire de entrada también resultan en mayor formación de escarcha.

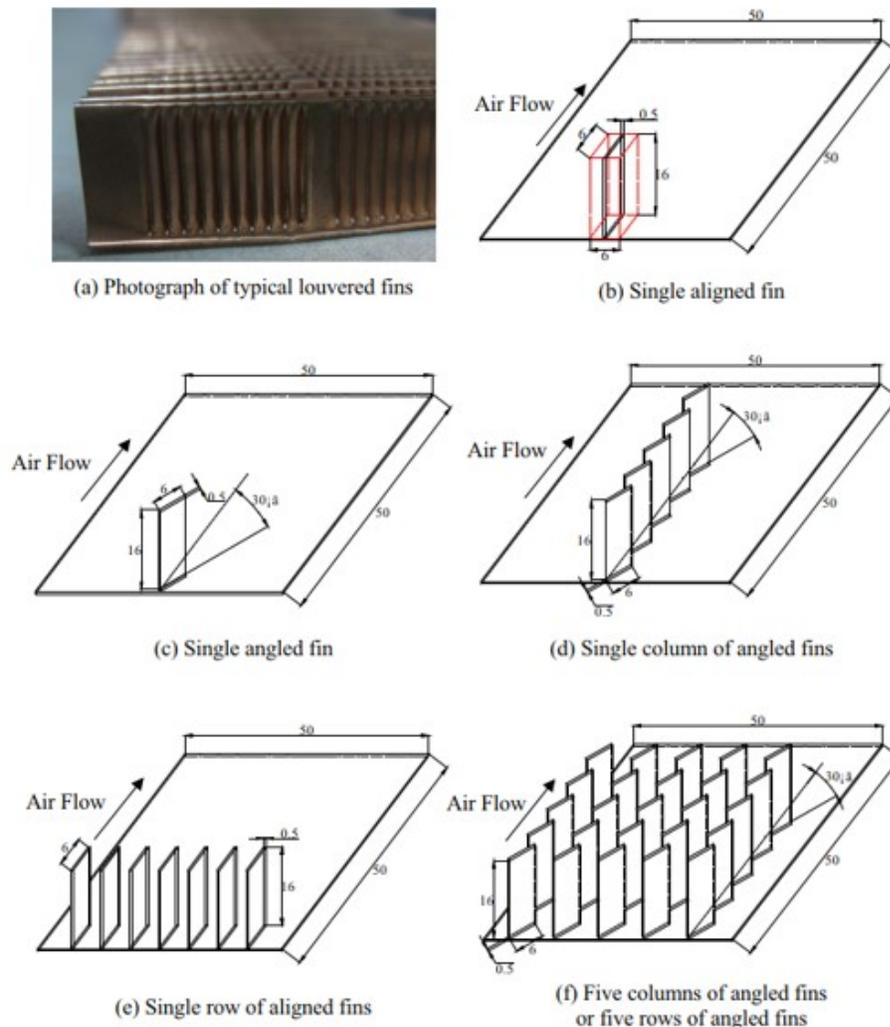


Figura 3.3: Diferentes arreglos de aletas para estudio de formación de escarcha Wu et al.[23]

Léoni et al. [24] realizaron un estudio comparativo de métodos predictivos de crecimiento de escarcha y densificación en superficies horizontales, verticales y paralelas al flujo de aire. Realizaron una comparación entre modelos teóricos así como entre correlaciones empíricas. Comparando mediciones de diferentes autores,

494 puntos para espesor y 296 puntos para densidad. De su estudio se destaca lo siguiente:

- 1) Llegan a la conclusión de que existen parámetros ambientales que afectan la formación de escarcha al igual en las tres geometrías: el espesor de la capa de escarcha aumenta al disminuir la temperatura de pared de superficie. Una alta humedad relativa y una alta velocidad de viento así mismo contribuyen en el espesor de la capa de escarcha.
- 2) Para la densidad de la capa de escarcha, se encontró que aumenta con temperaturas mayores de pared, así mismo se encontró que una alta humedad relativa ocasiona una capa de escarcha mas densa.
- 3) En cuanto a como afecta la velocidad de aire, se encontró que a mayor velocidad de aire, la densidad de la escarcha será mayor.
- 4) Los autores sugieren que hacen falta más estudios para todas las geometrías, con el fin de recolectar más información.

Morales-Fuentes et al. [25] proponen distintas configuraciones para la transferencia de calor en una geometría de tubo y aleta (Ver Figura 3.4) y se estudia el desempeño de cada configuración a medida que se desarrolla la escarcha sobre la geometría, se compara su desempeño utilizando simulación. El desarrollo de la escarcha en puntos específicos lo determinan haciendo un análisis de segmentos. En cada segmento se utiliza un modelo semiempirico para predecir el crecimiento de la escarcha el cual se basa en la temperatura del aire, velocidad, humedad relativa y temperatura de superficie y se llega a la conclusión de que a mayor tasa de flujo el espesor de la capa de escarcha es mayor y que una deposición inicial de escarcha reduce la transferencia de calor considerablemente, asimismo se redistribuye el espacio entre aletas y se encuentra que una configuración que permite una distribución uniforme de flujo es menos sensible al deterioro termohidráulico.

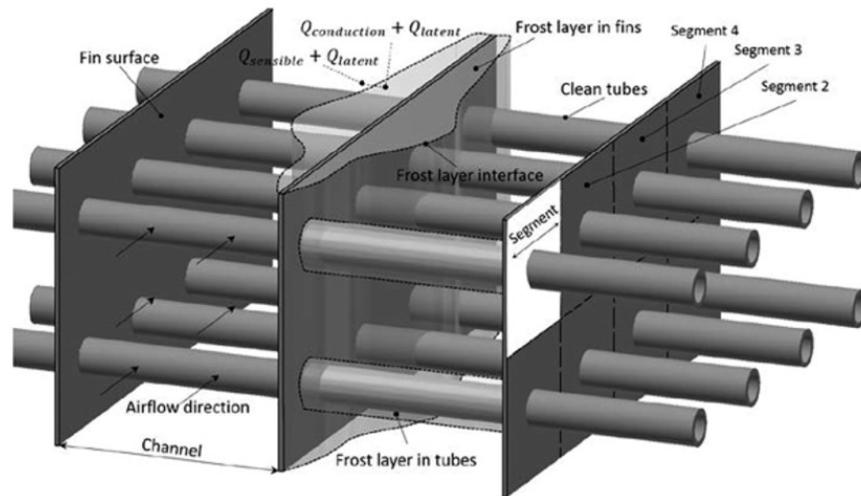


Fig. 1 - Plain fin-and-tube geometry subject to frost formation.

Figura 3.4: Intercambiador de tubo y aleta sujeto a formación de escarcha Morales-Fuentes et al. [25]

Ramírez-Hernández et al. [26] estudiaron experimentalmente la transferencia de calor en un banco de tubos bajo formación de escarcha. Se realizó el estudio en un calorímetro tipo túnel de viento. En su estudio exponen el banco de tubos a condiciones controladas de temperatura de superficie, humedad relativa y velocidad promedio de aire. Se encontró un patrón de crecimiento de escarcha no-uniforme, así mismo cuando se incrementa la velocidad promedio, el patrón de crecimiento tiende a ser más uniforme y se observa que al crecer la capa de escarcha en el banco de tubos se disminuye la magnitud de la transferencia de calor. En su estudio utilizaron análisis de imagen para cuantificar el crecimiento de la escarcha sobre los tubos del intercambiador, por último se evaluó la transferencia de calor en el banco de tubos.

Después de realizar la revisión de los artículos publicados hasta el momento, se encontró que existen muy pocos o son casi nulos los artículos reportados en la literatura acerca de formación de escarcha y de sus efectos en intercambiadores de calor de tipo tubo y aleta utilizados en refrigeración doméstica, lo cual representa una gran área de oportunidad.

---

Debido a lo anteriormente mencionado, se decidió enfocar este trabajo en los efectos que tienen algunos de los parámetros geométricos de intercambiadores de calor de tipo tubo y aleta utilizados en refrigeradores domésticos y como afectan dichos parámetros en la transferencia de calor del intercambiador bajo condiciones de formación de escarcha, asimismo se decidió desarrollar una base de datos de los experimentos a realizar con el fin de interpretar como es que las condiciones ambientales como son la velocidad del viento, la humedad relativa y la temperatura del viento afectan el desempeño de los intercambiadores de calor y a su vez como afectan en el proceso de la formación de escarcha sobre el mismo intercambiador.

## CAPÍTULO 4

# METODOLOGÍA Y APLICACIÓN

---

Los sistemas de refrigeración domésticos operan a temperaturas debajo del punto de congelación, la temperatura superficial del evaporador ronda los  $-25^{\circ}\text{C}$ . A esas condiciones se forma escarcha en la superficie del evaporador. Como se mencionó con anterioridad, existen ciclos de deshielo que eliminan la escarcha formada los cuales tienen una frecuencia de repetición de entre 8 a 12 horas comúnmente [27].

Como se puede observar en la Figura 4.1, la energía es consumida por los ciclos de trabajo comunes de un refrigerador doméstico, sin embargo, cuando ocurre un deshielo, se aumenta de manera considerable el consumo de energía del sistema debido a las resistencias eléctricas que se utilizan para derretir la capa de escarcha formada, en el caso de la figura, el consumo de energía por deshielo representa un 20 % de la energía total consumida del sistema.

Es de interés por lo tanto para la industria de los refrigeradores domésticos, extender el tiempo de operación de los refrigeradores entre deshielos.

La metodología de este trabajo consiste en evaluar los distintos evaporadores con los que se cuenta bajo las condiciones de trabajo a las que normalmente operarían en el sistema de refrigeración bajo las cuales se forma la escarcha en ellos. El primer paso a seguir es montar el evaporador en un calorímetro tipo túnel de viento bajo condiciones controladas de temperatura, velocidad de aire y humedad de aire las

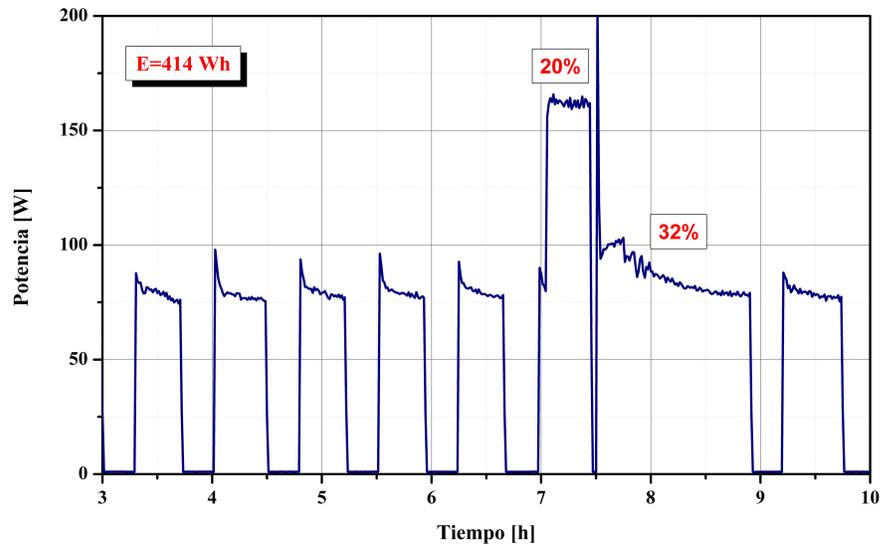


Figura 4.1: Consumo energético de un refrigerador doméstico - El consumo de energía debido al deshielo representa el 20 % de la energía consumida en este caso.

cuales serán controladas por el calorímetro, en la Figura 4.2 se pueden observar los rangos de trabajo del calorímetro tipo tunel de viento.

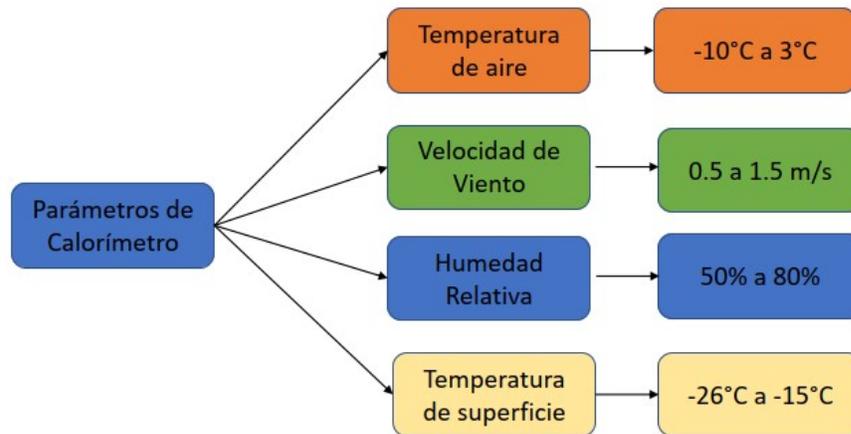


Figura 4.2: Parámetros de trabajo del calorímetro tipo tunel de viento.

Asimismo se debe llenar el evaporador montado con refrigerante R404A, simulando condiciones de operación normales. En la Figura 4.3 se puede observar un modelo general de los intercambiadores de calor de tipo tubo y aleta que serán evaluados durante el estudio, así como algunas de sus características generales, el material del que están fabricados tanto el tubo como las aletas del intercambiador, el cual

es aluminio, la aplicación para la cual fueron creados, que es la de conservación y congelación de alimentos, el número de aletas que contienen los intercambiadores el cuál va de 30 a 100 aletas por intercambiador, así como su capacidad de transferencia de calor la cual va de 100 a 300 W por intercambiador.

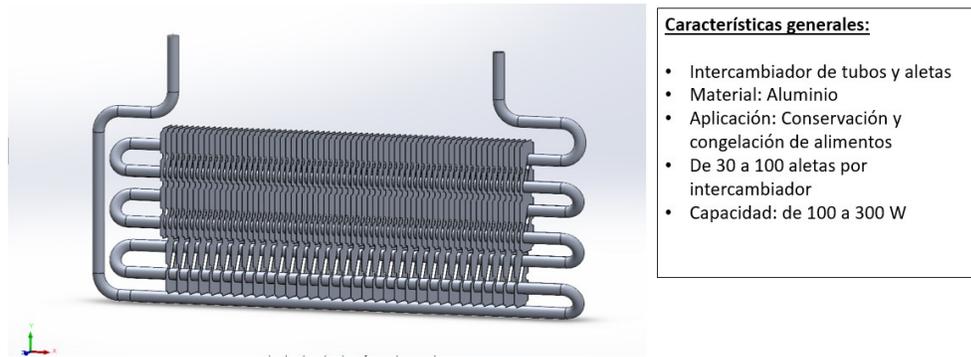


Figura 4.3: Intercambiador de calor de refrigerador doméstico.

Cuando el evaporador ya se encuentra montado y cargado de refrigerante, se hace circular aire por el calorímetro hasta que se alcancen los parámetros deseados para la prueba, una vez alcanzado el estado estacionario se comienza a operar el sistema de refrigeración del evaporador montado y se comienzan a registrar los datos de interés. Los experimentos duran entre 5 a 8 horas, dependiendo del bloqueo del evaporador a prueba por la escarcha que se va acumulando sobre su superficie, durante las cuales el compresor del sistema de refrigeración operará de manera continua.

La Figura 4.4 es un diagrama simplificado de los pasos a seguir para cada una de las pruebas que se hará a cada intercambiador de calor del estudio. Selección de las condiciones del experimento, selección de evaporador a probar, montaje de evaporador en el calorímetro tipo túnel de viento, carga de refrigerante al evaporador, se comienza a operar el calorímetro tipo tunel de viento hasta alcanzar el estado estacionario, se inicia la operación del sistema de refrigeración del evaporador a evaluar, se registran los datos durante el total del tiempo de prueba, durante el total del tiempo de prueba se toma un registro fotográfico, terminando la prueba se desacopla el intercambiador de calor a prueba y se pesa con la escarcha aún sobre su superficie para obtener el peso total de escarcha acumulada sobre el intercambiador.



Figura 4.4: Pasos para prueba de evaporador.

El objetivo principal del proyecto es medir el impacto que tienen los parámetros geométricos como arreglo de tubos y distribución de aletas de evaporadores de sistemas de refrigeración domésticos en la transferencia de calor bajo condiciones de formación de escarcha y cómo esos parámetros geométricos a su vez afectan las formas en que se acumula la escarcha.

Se propone realizar una matriz de experimentos, se cuenta con 8 intercambiadores de calor para el estudio, sin embargo, por cuestiones del alcance del presente trabajo se buscará trabajar con 2 parejas de intercambiadores las cuales presentan un área total igual entre ellas, como se explicará a detalle más adelante. En la tabla 4.1 se muestran las características de los intercambiadores de calor con los que se cuenta, como profundidad de aleta, ancho total de intercambiador, ancho de primera a última aleta, número de columnas, número de filas (de tubos), longitud de aleta larga y longitud de aleta corta.

Se plantea hacer la comparación entre los intercambiadores con las áreas totales más parecidas entre ellos, para poder evaluar el impacto de los parámetros diferentes en la transferencia de calor y en la formación de escarcha.

Tabla 4.1: Matriz de evaporadores de refrigeradores domésticos para estudio.

Tipo de Evaporador	Profundidad Aleta (mm)	Ancho Total (mm)	Ancho primera a ultima aleta (mm)	Numero de Columnas	Numero de Filas	Longitud de aleta larga (mm)	Longitud de aleta corta (mm)
RC -1	30	340	260	1	6	114.5	76.2
RC -2	30	340	260	1	10	190.5	152.25
RC -3	30	480	400	1	6	114.5	76.2
RC -4	30	480	400	1	10	190.5	152.25
RC -5	60	340	260	2	6	114.5	76.2
RC -6	60	340	260	2	10	190.5	190.5
RC -7	60	480	400	2	6	114.5	76.2
RC -8	60	480	400	2	10	190.5	152.25

## 4.1 CALORÍMETRO TIPO TUNEL DE VIENTO

Para evaluar el impacto de la escarcha sobre diferentes intercambiadores de calor es necesario tener una instalación de pruebas. En la literatura, este tipo de instalaciones son llamadas como calorímetro tipo túnel de viento. En los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) de la FIME-UANL se cuenta con uno de estos dispositivos, que ha dado servicio durante los últimos 10 años, sin embargo, tiene la limitación de que la estabilidad en el control de la temperatura se logra solo por un tiempo finito, que por lo regular esta entre las 3 y 4 horas. Por lo tanto, las evaluaciones experimentales realizadas en el dispositivo a prueba no pueden durar más del tiempo en donde las condiciones son estables.

Por los motivos expuestos anteriormente parte de este trabajo de tesis fue el presentar la propuesta de diseño para mejorar las capacidades de un calorímetro tipo túnel de viento con el cual es posible evaluar la transferencia de calor y los patrones de formación de escarcha durante largos tiempos de operación. Asimismo, la instalación permitie medir el impacto de la temperatura de superficie, temperatura, velocidad y humedad del aire en la transferencia de calor y además analizar las formas en que se acumula la escarcha sobre las superficies de los intercambiadores evaluados.

Con el objetivo de sustituir el sistema de refrigeración del calorímetro tipo

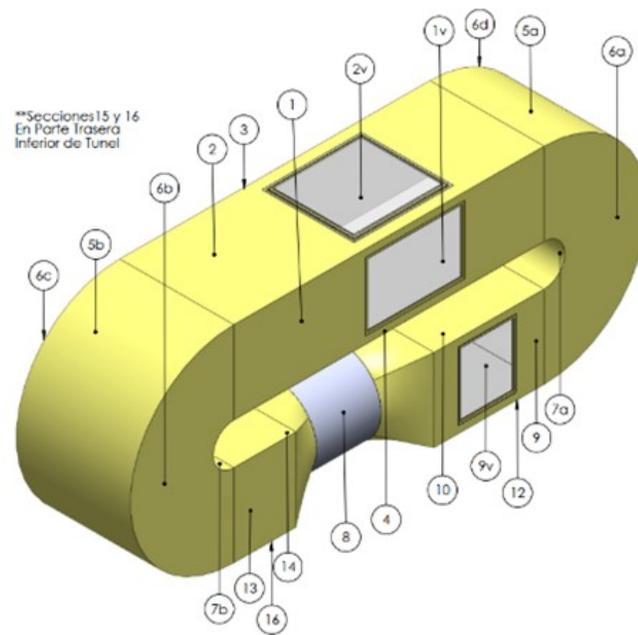


Figura 4.5: Calorímetro tipo túnel de viento utilizado en los laboratorios LIITE de la FIME UANL.

túnel de viento, primeramente, se realizó un cálculo detallado de la carga térmica que tendrá el calorímetro para dimensionar el sistema. El cálculo se realizó con base a los siguientes criterios de diseño:

- Temperatura de bulbo seco del ambiente: 25°C.
- Dimensiones de cada una de las secciones del calorímetro especificadas en la Figura 4.5 y en la Tabla 4.4.
- Humedad relativa de ambiente: 60 %
- Temperatura al interior del calorímetro: 3°C
- Humedad relativa al interior del calorímetro: 60 %

Tabla 4.2: Conductividad Térmica de los materiales de construcción del calorímetro tipo tunel de viento.

<b>Material</b>	<b>k, W/(m · K)</b>
Lámina de acero	65
Poliestireno expandido, (Fomular)	0.037
Fibra de vidrio	0.036
Vidrio	1
Aire	0.025

Valores a temperatura promedio de 24°C

#### 4.1.1 CARGA TÉRMICA POR TRANSMISIÓN DE CALOR EN LA ENVOLVENTE

La carga térmica por transferencia de calor en la envolvente se debe a la conducción que existe en las paredes del calorímetro, la convección de calor en las superficies externas e internas y en la radiación que existe principalmente en las ventanas. La transferencia de calor en las paredes del calorímetro se puede estimar por la Ecuación (4.1).

$$q = UA\Delta T \quad (4.1)$$

donde  $q$  es la transferencia de calor,  $A$  es el área de la sección,  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre el aire del exterior y el aire interior y  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor de la pared, el cual se calcula mediante la Ecuación (4.2).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{x}{k} + \frac{1}{ho}} \quad (4.2)$$

Donde  $x$  es el espesor de pared,  $k$  es la conductividad térmica del material de pared,  $hi$  es el coeficiente de convección interno y  $ho$  es el coeficiente de convección externo. El parámetro  $x/k$  representa la resistencia en conjunto de los diferentes

materiales de los que se compone la pared analizada, y se calcula como lo indica la Ecuación (4.3).

$$\frac{x}{k} = \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} \quad (4.3)$$

Tabla 4.3: Espesores de aislamiento de las paredes del calorímetro tipo tunel de viento.

Sección	Esp. (m)	Rtot, (m <sup>2</sup> .K)/W	1/hi (m <sup>2</sup> .K)/W	1/ho (m <sup>2</sup> .K)/W	U, W/(m <sup>2</sup> .K)
1	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
1v	0.015	0.210	0.251	0.384	1.181
2	0.050	1.297	0.251	0.690	0.446
2v	0.015	0.210	0.251	0.690	0.868
3	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
4	0.050	1.297	0.251	0.383	0.518
5	0.050	1.297	0.251	0.421	0.507
6	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
7	0.050	1.297	0.251	0.385	0.517
8	0.051	1.388	0.244	0.399	0.491
9	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
9v	0.015	0.210	0.251	0.384	1.181
10	0.050	1.297	0.251	0.625	0.460
11	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
12	0.050	1.297	0.251	0.347	0.527
13	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
14	0.050	1.297	0.251	0.625	0.460
15	0.050	1.297	0.251	0.384	0.517
16	0.050	1.297	0.251	0.347	0.527

Rtot = x/k      U = 1/(1/hi + Rtot + 1/ho)

Las paredes del calorímetro están constituidas por poliestireno expandido, lámina de acero y fibra de vidrio. En la Tabla 4.2 se muestran las propiedades de los materiales de la pared, así como las del vidrio de las ventanas y el aire. Para el análisis de la transferencia de calor en la envolvente, el calorímetro se subdividió en secciones, como se muestra en la Figura 4.5.

En la Tabla 4.3 se muestran los espesores, las resistencias totales y el coeficiente global de transferencia de calor por cada una de las secciones del calorímetro. Además, en la Tabla 4.4, se muestra la transferencia de calor para cada una de las secciones del calorímetro.

Para calcular los coeficientes de convección interno y de las paredes externas del calorímetro se utilizaron las correlaciones de la Tabla 4.5.

Tabla 4.4: Transferencia del calor a través de las paredes del calorímetro.

	Área A, (m <sup>2</sup> )	U, W/(m <sup>2</sup> .K)	ΔT, K	Carga, W
1	2.374	0.517	22	27.002
1v	0.325	1.181	22	8.444
2	2.826	0.446	22	27.729
2v	0.473	0.868	22	9.032
3	2.700	0.517	22	30.710
4	3.300	0.518	22	37.607
5a	3.801	0.507	22	42.396
5b	3.801	0.507	22	42.396
6a	1.837	0.517	22	20.894
6b	1.837	0.517	22	20.894
6c	1.837	0.517	22	20.894
6d	1.837	0.517	22	20.894
7a	0.628	0.517	22	7.143
7b	0.628	0.517	22	7.143
8	3.619	0.491	22	39.092
9	0.813	0.517	22	9.247
9v	0.149	1.181	22	3.871
10	1.177	0.460	22	11.911
11	0.963	0.517	22	10.953
12	1.177	0.527	22	13.646
13	0.463	0.517	22	5.266
14	0.566	0.460	22	5.728
15	0.463	0.517	22	5.266
16	1.177	0.527	22	13.646
			<b>Suma</b>	<b>441.804</b>
			<b>F.S., 20%</b>	<b>88.360</b>
			<b>Total de carga de calor por transmisión, W</b>	<b>530.164</b>

$\Delta t = T_{\text{ambiente}} - T_{\text{interior}}$  Carga =  $q = UA \Delta t$  F.S. = Factor de seguridad

Tabla 4.5: Correlaciones utilizadas para cálculo de coeficiente h.

Sección	Tipo de Correlación	Correlación Utilizada
Interior de Calorímetro	Flujo turbulento en ductos circulares	$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4}$
1,1v,3, 6a,6b,6c 6d,9,9v,11,13,15	Placa vertical	$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{8/27}}\right)^2$
4,12,16	Placa horizontal sup. inferior de placa fría	$Nu = 0.54Ra^{1/4}$
2,2v,10,14	Placa horizontal sup. superior placa fría	$Nu = 0.27Ra^{1/4}$
5a,5b, 7a,7b,8	Cilindro horizontal	$Nu = \left(0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{(1 + (0.559/Pr)^{9/16})^{8/27}}\right)^2$

$h = Nu \cdot k / Lc$

#### 4.1.2 CARGA TÉRMICA DE COMPONENTES

La carga térmica debida al enfriamiento de todos los componentes del calorímetro para lograr la temperatura de operación y mantener el espacio dentro del calorímetro a las condiciones de temperatura de operación determinadas se calcula mediante la Ecuación (4.4).

$$q = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3600n} \quad (4.4)$$

donde  $q$  es la carga térmica promedio por enfriamiento,  $n$  es el tiempo asignado en horas,  $Q_1$ ,  $Q_2$  y  $Q_3$  son la energía térmica para remover por cada componente. El calor que es necesario remover de los componentes dentro del calorímetro para refrigerar desde una temperatura inicial a la temperatura de operación se calcula con la Ecuación (4.5).

$$Q = mc_p(T_1 - T_2) \quad (4.5)$$

Donde  $Q$  es el calor removido,  $m$  es la masa del componente,  $c_p$  es el calor es-

pecífico,  $T_1$  es la temperatura inicial del componente, y  $T_2$  es la temperatura final del componente. Se considera que para enfriar los componentes desde una temperatura ambiente de  $25^\circ\text{C}$  a una temperatura de operación del calorímetro de  $3^\circ\text{C}$  se tiene que las cargas térmicas por componente tienen las magnitudes que se muestran en la Tabla 4.6. Se observa que el material que más carga térmica aporta es el acero de la lámina con 2723.09 kJ, lo cual representa el 50 % de la carga térmica. Si se considera que el abatimiento de temperatura se realiza en una hora, la carga térmica por los componentes es de 1.5 kW.

Tabla 4.6: Carga térmica de componentes del calorímetro tipo tunel de viento.

	Componente	Masa, (kg)	cp , kJ/(kg K)	$\Delta t$ , K	Calor removido, kJ
Q <sub>1</sub>	Masa de aire	9.54	1.007	22	211.35
Q <sub>2</sub>	Lamina Interior	285.20	0.434	22	2723.09
Q <sub>3</sub>	Fomular Paredes	29.37	1.2	22	775.36
Q <sub>4</sub>	Guías Estructura	105.98	0.434	22	1011.89
Q <sub>5</sub>	Evaporador	35.00	0.903	22	695.31
<b>Qtot, kJ</b>					<b>5417</b>

cp a temperatura promedio de  $24^\circ\text{C}$ ,  $Q_{tot} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots$

### 4.1.3 CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIÓN DE AIRE

La ganancia de calor por el aire de infiltración ocurre debido a la diferencia de densidades entre el aire dentro del calorímetro y fuera de él, puede representar una parte importante de la carga térmica, basando el cálculo en el procedimiento descrito en el Handbook of Fundamentals del ASHRAE [28], la ganancia de calor por aire de infiltración se calcula con la Ecuación (4.6).

$$q_t = q D_t D_f (1 - E) \quad (4.6)$$

Donde  $q_t$  es la ganancia de calor por un periodo especificado de tiempo,  $q$  es la carga térmica sensible y latente para flujo completamente desarrollado,  $D_t$  es el

factor de tiempo de puerta abierta,  $D_f$  es el factor de flujo de puerta y  $E$  es la efectividad del dispositivo protector de puerta.

Para encontrar la carga de refrigeración sensible y latente para un flujo completamente desarrollado, se utiliza la ecuación desarrollada por Gosney y Olama [29] y que se describe en la Ecuación (4.7).

$$q = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r\left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0.5}(gH)^{0.5}F_m \quad (4.7)$$

Donde  $q$  es la carga térmica sensible y latente,  $A$  es el área de puerta,  $h_i$  es la entalpía del aire de infiltración,  $h_r$  es la entalpía del aire refrigerado,  $\rho_i$  es la densidad del aire de infiltración ( $kg/m_3$ ),  $\rho_r$  es la densidad del aire refrigerado,  $g$  es la constante de gravedad,  $H$  es la altura de puerta, y  $F_m$  es el factor de densidad, el cual se obtiene mediante la Ecuación (4.8).

$$F_m = \left[ \frac{2}{1 + (\rho_r/\rho_i)^{1/3}} \right]^{1.5} \quad (4.8)$$

Para encontrar las entalpías tanto del aire de infiltración como del aire refrigerado dentro del calorímetro se utiliza la Ecuación (4.9), para la entalpía total.

$$h = h_a + wh_g \quad (4.9)$$

donde  $h$  es la entalpía total de la mezcla de aire seco y vapor de agua,  $h_a$  es la entalpía del aire seco,  $w$  es la humedad específica de la mezcla,  $h_g$  es la entalpía del vapor de agua en el aire. El cálculo de la entalpía del aire seco se realiza mediante la Ecuación (4.10).

$$h_a = c_p T \quad (4.10)$$

donde  $c_p$  es el calor específico del aire a temperatura especificada, ( $kJ/kg^\circ C$ ) y

$T$  es la temperatura del aire. La humedad específica se estima mediante la Ecuación (4.11).

$$w = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (4.11)$$

Donde  $w$  es la humedad específica de la mezcla,  $P$  es la presión total de la mezcla y  $P_v$  es la presión parcial de vapor y se calcula con la Ecuación (4.12).

$$P_v = \emptyset P_g \quad (4.12)$$

Donde  $P_g$  es la presión de vapor saturado a la temperatura de bulbo seco y  $\emptyset$  es la humedad relativa. Para obtener las densidades del aire de infiltración, así como del aire refrigerado, se emplea la Ecuación (4.13).

$$\rho = \frac{P_a}{R_a * T} + \frac{P_v}{R_v * T} \quad (4.13)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del aire húmedo,  $P_a$  es la presión parcial del aire seco,  $R_a$  es la constante del gas ideal aire.  $P_v$  es la presión parcial del vapor de agua, y  $R_v$  es la constante de gas ideal del agua.

Así mismo, se realiza un cálculo de factor de flujo de la puerta con la que cuenta el calorímetro, denominado  $D_t$ , para el cuál se emplea la Ecuación (4.14).

$$D_t = \frac{(X\theta_p + 60\theta_o)}{3600\theta_d} \quad (4.14)$$

Donde  $X$  es el número de veces que se abre y cierra la puerta del calorímetro,  $\theta_p$  es el tiempo de apertura y cierre de puerta en segundos,  $\theta_o$  es el tiempo que la puerta permanece abierta en minutos y  $\theta_d$  es el periodo de tiempo (diario) u otro, en horas. El factor de flujo de puerta  $D_f$  es la proporción del intercambio de aire real en comparación con la de flujo totalmente desarrollado, el flujo totalmente establecido

sólo ocurre en los casos en los que la salida de aire frío por la puerta no se ve impedido por ningún tipo de obstrucción, en estos casos se asigna un valor de factor de flujo  $D_f$  de 1.0.

Para calcular la carga térmica por infiltración de aire en el calorímetro tipo tunel de viento se consideraron la temperatura de bulbo seco de aire exterior de 25°C, humedad relativa de 60 %, presión atmosférica de 101.325 kPa, temperatura de bulbo seco de aire interior de 3°C, humedad relativa al interior de 60 %. Además se consideraron que el número de veces que se abre y se cierra la puerta es de diez veces, el tiempo de apertura y cierre de la puerta es de 10 segundos, el tiempo que la puerta permanece abierta es de 1 minuto y el periodo de tiempo de operación es de 8 horas.

En el calorímetro existe una apertura necesaria por donde pasa la banda la cual conecta el motor eléctrico con el ventilador que mueve el aire dentro del calorímetro, la cual se encuentra permanentemente abierta lo cual también representa una ganancia de calor importante por aire de infiltración, para el cálculo de esta carga se utiliza la Ecuación (4.15).

$$q = VA (h_i - h_r) \rho_r D_t \quad (4.15)$$

Donde  $V$  es la velocidad promedio del aire de infiltración,  $A$  es el área de apertura,  $D_t$  es la porción de tiempo decimal que la puerta se encuentra abierta. Se realizaron mediciones en la apertura, se conoce que la velocidad promedio del aire de infiltración es de 0.71 m/s. El área de apertura es de 0.02 m<sup>2</sup> y la porción de tiempo decimal que la “puerta”, en este caso la apertura, se encuentra abierta es de 1. Entonces se tiene que la carga térmica por infiltración de aire para un flujo completamente desarrollado se estima en un valor de 814 W.

En la Tabla 4.7 se muestra la información detallada del cálculo de carga térmica por infiltración. Donde en total la carga por infiltración de aire es de 830.9 W.

Tabla 4.7: Carga por infiltración de aire en el calorímetro tipo tunel de viento.

<b>Puerta</b>	<b>Puerta 1v</b>
Ancho de puerta, [m]	0.8
Altura de puerta, [m]	0.5
Entalpía del aire de infiltración, $h_i$ [(m <sup>2</sup> .K)/W]	55.47
Entalpía del aire refrigerado, $h_r$ [(m <sup>2</sup> .K)/W]	10.54
Densidad del aire de infiltración, $\rho_i$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.176
Densidad del aire refrigerado, $\rho_r$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.276
Factor de flujo de puerta, Df	1
Factor de tiempo de puerta abierta, Dt	0.055
Efectividad de dispositivo protector, Ef	0
Carga térmica por apertura	0.814 kW
Carga de refrigeración por puerta, [kW]	0.0169
<b>Carga por Infiltración, kW</b>	<b>0.830kW</b>

#### 4.1.4 CARGA TÉRMICA POR RADIACIÓN EN VENTANAS

El calorímetro cuenta con tres accesos ópticos, en estos accesos se realizó la estimación de la transferencia de calor por radiación, mediante la Ecuación (4.16).

$$q = \sigma \varepsilon A (T_1^4 - T_2^4) \quad (4.16)$$

Donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman,  $T_1$  es la temperatura de los alrededores y  $T_2$  es la temperatura de superficie interior del calorímetro. En la Tabla 4.8 se muestran los resultados del cálculo de la carga térmica por radiación.

Tabla 4.8: Carga por radación en el calorímetro tipo tunel de viento.

	<b>Área,</b> <b>(m<sup>2</sup>)</b>	<b>Emisividad,</b> <b><math>\varepsilon</math></b>	<b>T1,</b> <b>(K)</b>	<b>T2,</b> <b>(K)</b>	<b>Carga,</b> <b>W</b>
Ventana 1	0.325	0.25	298	276	9.615
Ventana 2	0.473	0.25	298	276	13.986
Ventana 3	0.149	0.25	298	276	4.417
<b>Total de Carga por radiación en ventanas, W</b>					<b>28.018</b>

Emisividad  $\varepsilon$ , Lamina pulida = 0.25

#### 4.1.5 CARGA POR LUMINARIAS

El calorímetro cuenta en su interior con dos luminarias de 30 W cada una, por lo tanto y considerando que la carga térmica por equipo eléctrico resistivo lo podemos estimar como  $Q = VI$ , la carga térmica por luminarias es en total de 60 W.

#### 4.1.6 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En la Figura 4.6 se muestra un esquema de los componentes instalados en el calorímetro tipo túnel de viento, en donde se incluyen los componentes del sistema de refrigeración diseñado acorde a las necesidades de carga térmica y para prolongar el tiempo de operación a pesar de la formación de escarcha en el evaporador.

El sistema de refrigeración incluye un compresor scrol de velocidad fija de la marca Danfoss modelo MLZ021 un separador de aceite modelo 191u008100 para asegurar que la concentración de aceite en el flujo de refrigerante en los intercambiadores de calor sea el mínimo y no afecte en su desempeño, una válvula check modelo NRV para evitar el retorno de gas a alta presión hacia la descarga del compresor en alguna falla. Un condensador enfriado por aire de tipo microcanal, con el objetivo de reducir la masa necesaria del refrigerante para la operación del circuito, un tanque recibidor de líquido, con el objetivo de asegurar refrigerante solo en la fase líquida hacia la válvula de expansión, un filtro deshidratador modelo 023z5041, para evitar que alguna partícula sólida obstruya el flujo en las válvulas de expansión, además de captar la humedad que pudiera haberse quedado en el circuito de refrigeración, una mirilla, para observar si existen burbujas en la línea de líquido y monitorear si existe humedad en el sistema, una válvula solenoide normalmente cerrada y accionada con un voltaje de 220V para permitir el flujo hacia los evaporadores o detenerlo según sea necesario.

Así mismo incluye dos evaporadores de la firma Güntner, de tubos y aletas con una separación entre aletas de 8.4 mm, cada uno de ellos con dos circuitos intercalados y que se habilitan mediante una válvula solenoide por circuito, además cada evaporador cuenta con una válvula de expansión electrónica de la firma Sporlan modelo SER-B, que se controlan mediante un controlador modelo KELVIN II, que mediante un transductor de presión y un RTD para medir temperatura colocados en la línea de succión del compresor controla el sobrecalentamiento del sistema de refrigeración. El sistema también cuenta con un acumulador de succión modelo A-AS-31155 para evitar golpe de líquido en el compresor.

#### 4.1.7 PUESTA A PUNTO DEL CALORÍMETRO TIPO TUNEL DE VIENTO

Se realizó un cálculo detallado de la carga térmica para obtener la capacidad mínima de refrigeración que debe ser instalada en el calorímetro tipo tunel de viento para su operación a las temperaturas que se requieren en el presente estudio.

La Tabla 4.9 muestra el resumen del cálculo de la carga térmica, en donde se observa que la mayor carga térmica se debe a los materiales de los componentes con 1504.72W, lo cual representa el 50.94 %, seguido de la carga térmica por infiltración con 830.9W, 28.12 %, mientras que la transferencia de calor por paredes es de 530.164W, 17.94 %, en menor medida la carga térmica por luminarias 60W y la radiación en ventanas 28.018W, lo cual solo representa el 2.03 % y 0.95 %, respectivamente. Asimismo en la Figura 4.7 se puede observar el porcentaje que representa cada una de las cargas térmicas calculadas, en el total de la carga térmica a abatir.

Se realizó la instalación mecánica, eléctrica y de control necesarias para operar el sistema de refrigeración descrito en la sección anterior.

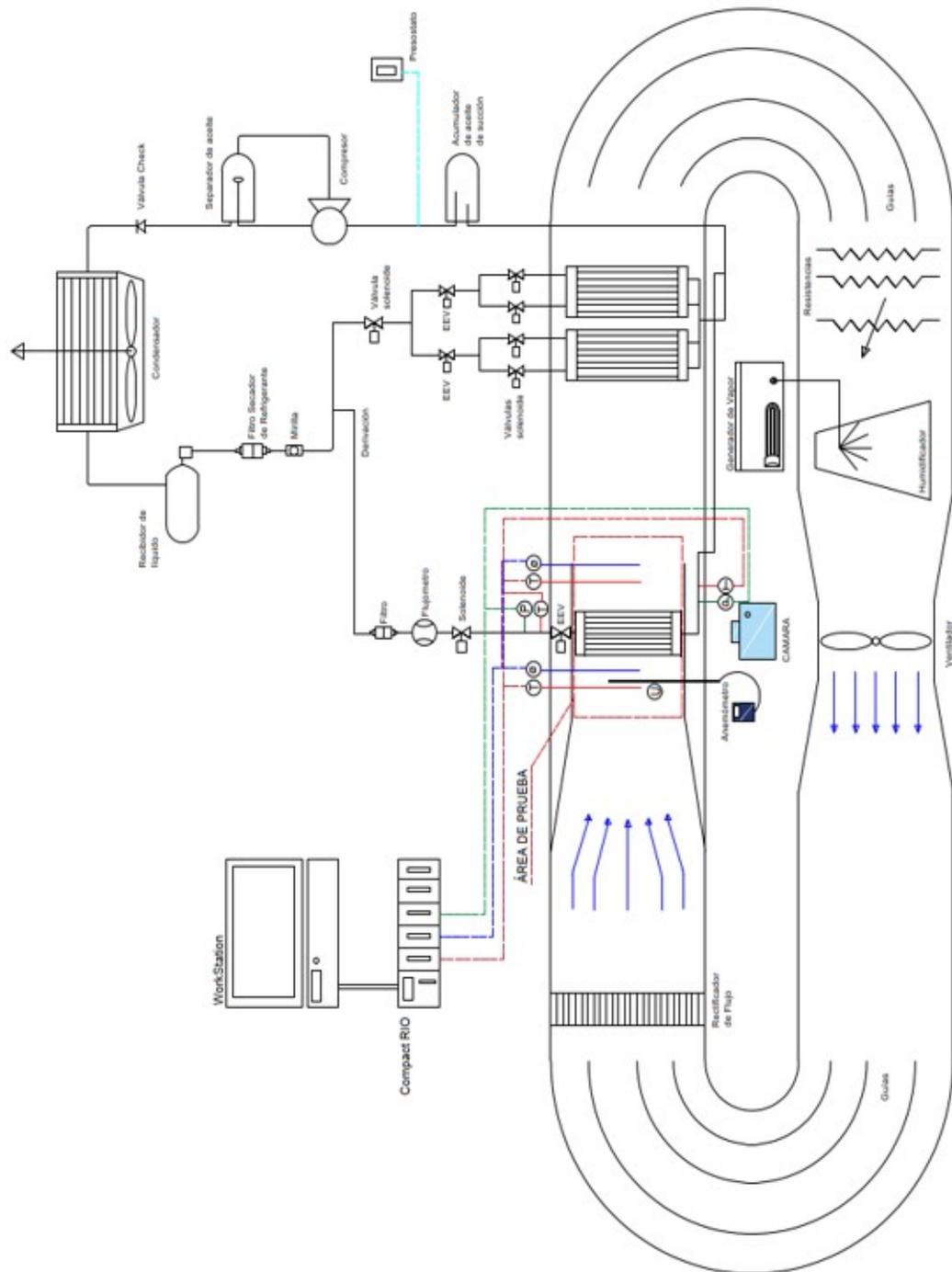


Figura 4.6: Diagrama de sistemas instalados en el calorímetro tipo tunel de viento.

Tabla 4.9: Resumen de la carga térmica.

Tipo de Carga	Carga, W
Carga por transmisión	530.164
Carga de materiales de componentes	1504.72
Carga por aire de infiltración	830.90
Carga por luminarias	60
Carga por radiación de ventanas	28.018
<b>Suma, W</b>	<b>2953.802</b>
<b>Factor de Seguridad 10%</b>	<b>295.380</b>
<b>Total de Carga, W</b>	<b>3249.182</b>

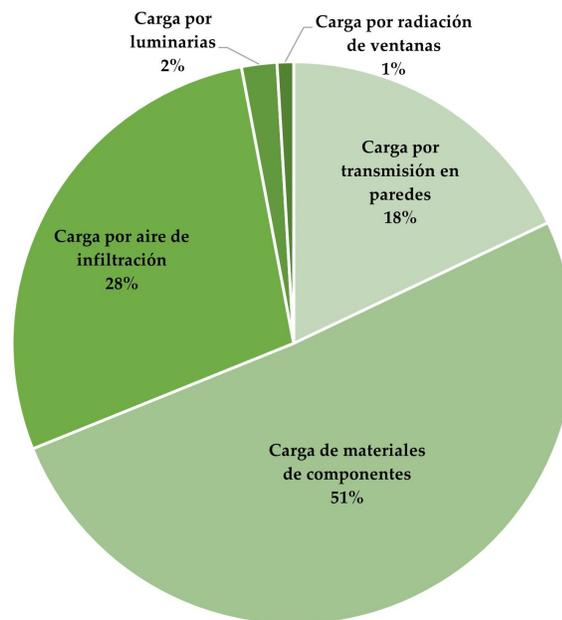


Figura 4.7: Cargas térmicas calculadas representadas en porcentajes del total de la carga térmica a abatir para el calorímetro tipo tunel de viento.

Para ilustrar el funcionamiento del sistema se colocaron nueve termopares tipo T en el flujo de aire del calorímetro, con la distribución que se muestra en la Figura 4.8 . Se realizó una prueba de abatimiento de temperatura, la Figura 4.9 muestra el comportamiento de la temperatura en el túnel durante la prueba. La temperatura inicial del aire es de  $22.2^{\circ}\text{C}$  y le toma poco más de 4 horas en alcanzar en promedio  $4.6^{\circ}\text{C}$ , es decir, en promedio el sistema de refrigeración logra abatir  $4.4^{\circ}\text{C}$  por hora. En cuanto a la distribución de temperaturas, se encontró que el calorímetro tiene una variación de  $\pm 0.35^{\circ}\text{C}$  con respecto a la media aritmética de los nueve termopares empleados en el área transversal.

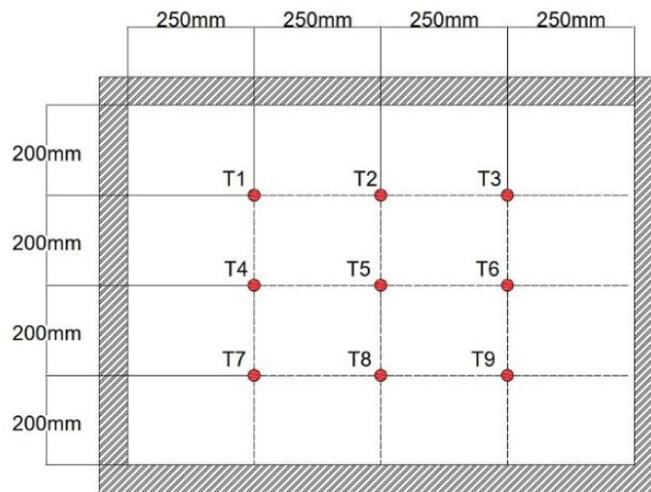


Figura 4.8: Vista transversal de sección del calorímetro tipo túnel de viento con la distribución de termopares para medir la distribución de temperatura en la corriente de aire.

Durante la operación del circuito de refrigeración se monitoreó la presión en la línea de líquido justo antes de entrar a la válvula de expansión y la presión en la línea de succión, justo a la salida de los evaporadores. En promedio las presiones del líquido se mantuvieron en una magnitud de  $1930.5\text{ kPa}$  ( $280\text{ psig}$ ) mientras que la línea de succión mantuvo una presión de  $241\text{ kPa}$  ( $35\text{ psig}$ ), es decir, el condensador operó con una temperatura de saturación de  $44.7^{\circ}\text{C}$ , mientras que los evaporadores mantuvieron una temperatura de saturación en promedio de  $-16.4^{\circ}\text{C}$ . El circuito de

refrigeración en promedio presentó un sobrecalentamiento útil de  $19^{\circ}\text{C}$ , mientras que el subenfriamiento fue de  $3^{\circ}\text{C}$ .

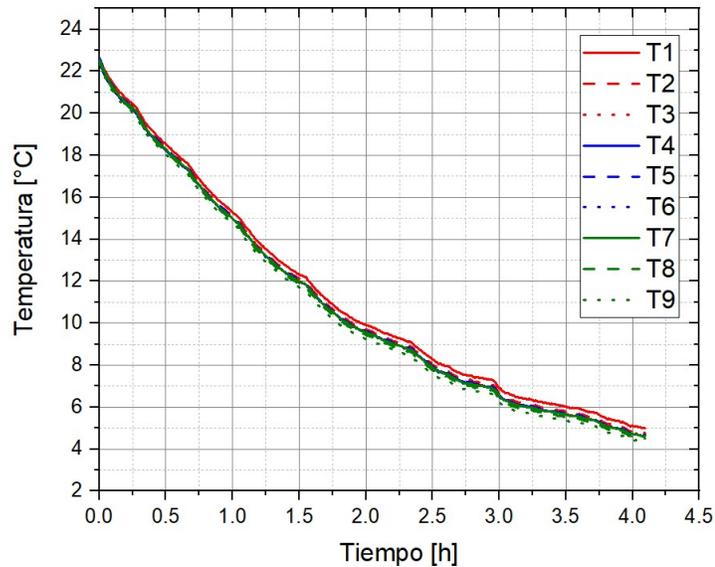


Figura 4.9: Gráfico del abatimiento de temperatura en el calorímetro túnel de viento.

## 4.2 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ESTUDIO

La metodología de este estudio implica el evaluar los diferentes evaporadores con los que se cuenta bajo las condiciones de trabajo a las que normalmente operarían en el sistema bajo las cuales se llega a formar escarcha en ellos.

Utilizando el calorímetro tipo tunel de viento, se pueden recrear estas condiciones de trabajo de los evaporadores, introduciendo los parámetros controlados de temperatura superficial, temperatura de aire, velocidad de aire y humedad de aire.

Para definir los valores de las condiciones que se utilizaron en el estudio, se realizó una comparación de la literatura para encontrar los rangos más comunes para la evaluación de diferentes geometrías bajo formación de escarcha, asimismo se hizo un estudio experimental de las condiciones de operación regulares de un refrigerador doméstico.

### 4.2.1 TEMPERATURA DE SUPERFICIE

Dentro de la literatura consultada los rangos reportados de temperatura de superficie en estudios de formación de escarcha sobre distintas geometrías, varían desde los  $-30^{\circ}\text{C}$  hasta los  $-4^{\circ}\text{C}$ , encontrando un rango promedio de  $-20^{\circ}\text{C}$  hasta los  $-8^{\circ}\text{C}$ , para el presente estudio se decidió utilizar un rango que va desde los  $-26^{\circ}\text{C}$  hasta los  $-15^{\circ}\text{C}$ . En la Figura 4.10 se pueden observar los rangos de temperaturas de superficie bajo los cuales trabajaron algunos de los principales investigadores.

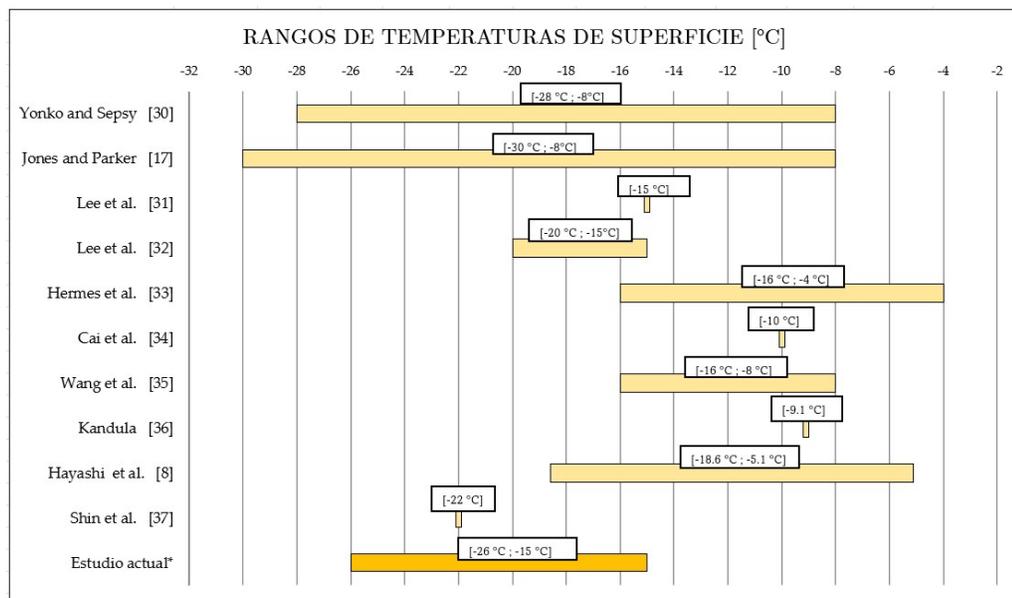


Figura 4.10: Rangos de temperaturas de superficie. Información tomada de la literatura.

### 4.2.2 TEMPERATURA DE AIRE

Los rangos de temperatura de aire reportados en la literatura para estudios de formación de escarcha tienen una variación significativa ya que van desde los  $-8^{\circ}\text{C}$  hasta los  $25^{\circ}\text{C}$ , en el caso del presente estudio se decidió permanecer en un rango bajo de temperaturas de aire de entre  $-10^{\circ}\text{C}$  hasta  $3^{\circ}\text{C}$ , ya que es el rango de temperaturas de aire en el que opera un refrigerador de tipo comercial. En la

Figura 4.11 se pueden observar los rangos de temperaturas de aire reportados en la literatura de los trabajos de algunos de los principales investigadores.

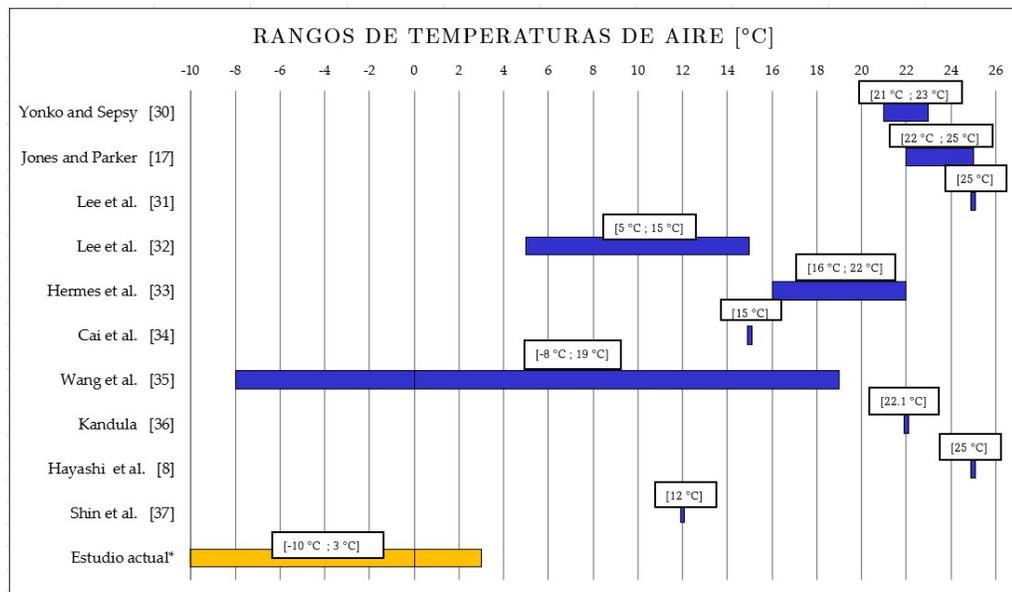


Figura 4.11: Rangos de temperaturas de aire. Información tomada de la literatura.

### 4.2.3 HUMEDAD RELATIVA

Dentro de los rangos de humedad relativa reportados en la literatura se pueden encontrar valores de porcentaje de humedad relativa que van desde 26 % hasta un 80 %. Para el estudio presente se eligió un rango que puede ir desde un 50 % hasta un 80 %. Se eligieron valores elevados de humedad relativa ya que lo reportado en la literatura y una de las hipótesis señala que a mayor humedad relativa se tiene una mayor acumulación de escarcha sobre la superficie fría. En la Figura 4.12 se pueden observar los rangos de humedad utilizados por los distintos investigadores en sus estudios de formación de escarcha sobre superficies.

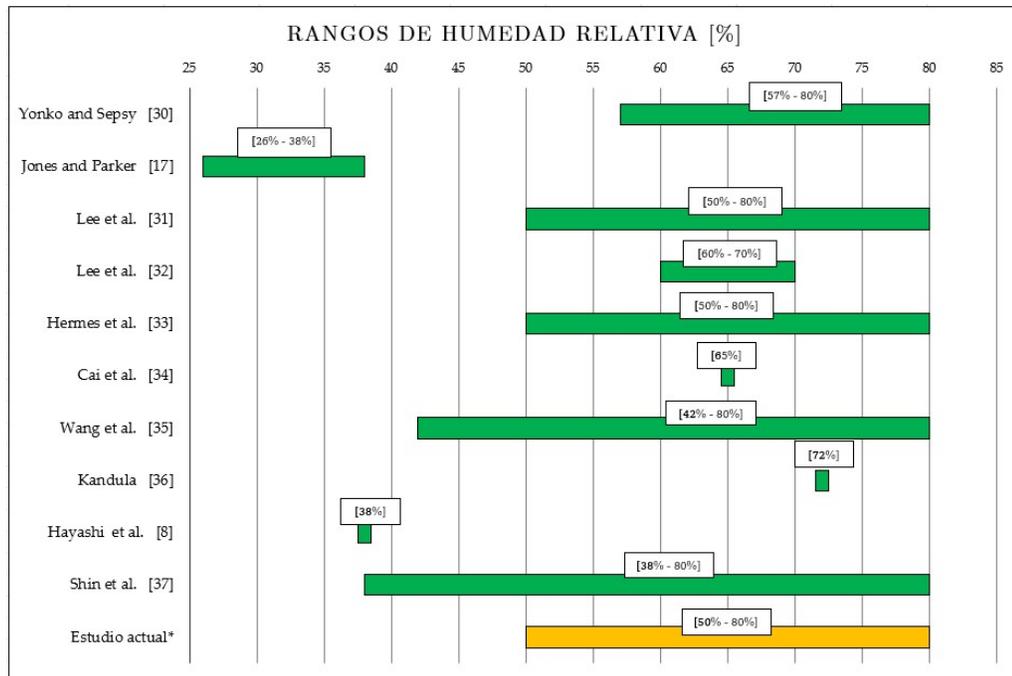


Figura 4.12: Rangos de humedad relativa. Información tomada de la literatura.

#### 4.2.4 VELOCIDAD DE AIRE

Los rangos reportados de velocidades de aire en la literatura van desde los 0.25 m/s en las velocidades más bajas, hasta velocidades de aire de 6 m/s. Para el estudio actual se decidió mantener un rango de velocidad de aire desde los 0.5 m/s hasta los 1.5 m/s. En la Figura 4.13 se pueden observar los rangos de velocidad utilizados por los investigadores en sus estudios de formación de escarcha sobre superficies.

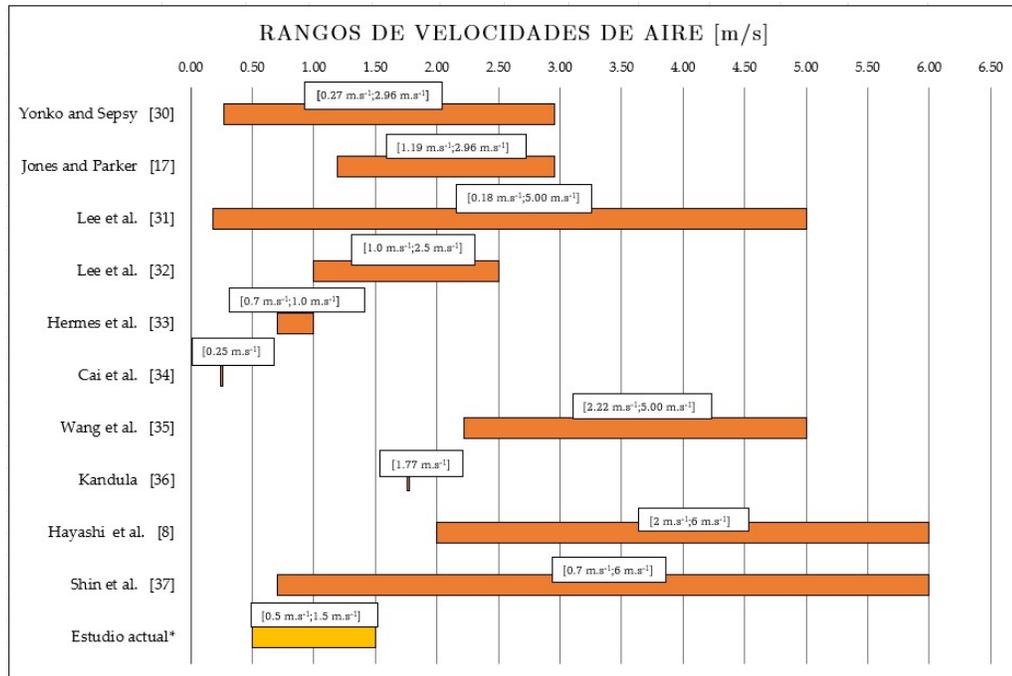


Figura 4.13: Rangos de velocidades de aire. Información tomada de la literatura.

### 4.3 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL CALORÍMETRO TIPO TUNEL DE VIENTO

Otro método para obtener los parámetros bajo los cuales se operaría el calorímetro tipo tunel de viento es el medir directamente los valores de operación normal de un refrigerador comercial, en este caso se utilizó un refrigerador de la marca Whirlpool modelo MRT311FFFZ02. En la Figura 4.14 se puede observar el refrigerador utilizado, así como sus características generales y etiqueta con información técnica.

Con el refrigerador funcionando en estado estacionario se procedió a medir los parámetros de temperatura de aire, velocidad de aire y humedad relativa durante la operación.



Figura 4.14: Refrigerador doméstico Whirlpool modelo MRT311FFFZ02.

#### 4.3.1 TEMPERATURA DE AIRE

Para medir la temperatura a la que el aire entra al evaporador del refrigerador se colocaron termopares a la entrada del aire en el espacio del congelador del refrigerador, así mismo se colocaron termopares en las entradas del aire de la cavidad del refrigerador como se puede apreciar en la Figura 4.15.

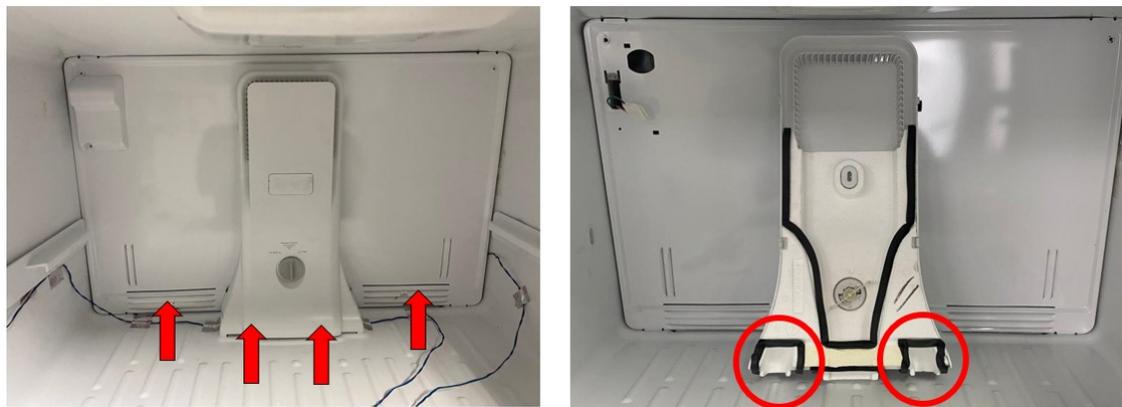


Figura 4.15: Entradas de aire a evaporador en compartimento de congelador y de refrigerador.

Una vez colocados los termopares en los pasos de aire se dejó en operación el refrigerador a puerta cerrada por más de 24 horas seguidas y mediante una interfaz

de LabView se registraron los datos de las temperaturas de aire obtenidas. Como se observa en la Figura 4.16, el aire de entrada en el compartimento del congelador está en un rango de entre  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que el aire de entrada proveniente del compartimento del refrigerador presenta temperaturas de entre  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En la Figura 4.17 se observa una repetición de las temperaturas registradas del aire de entrada del refrigerador al evaporador, se puede observar cómo los dos termopares utilizados para la medición registraron temperaturas de entre  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta los  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Los valores promediados de temperatura de aire de entrada al evaporador desde el compartimento del congelador y del refrigerador se pueden ver en la Tabla 4.10.

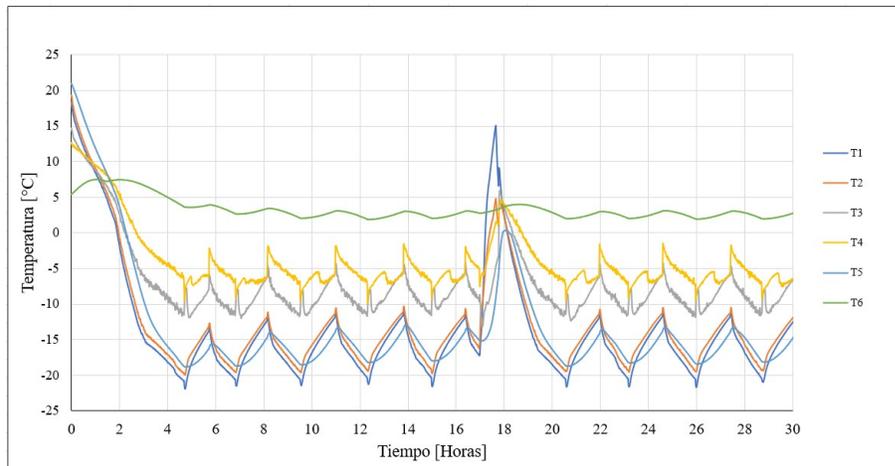


Figura 4.16: Temperaturas de aire registradas en el interior de refrigerador doméstico.

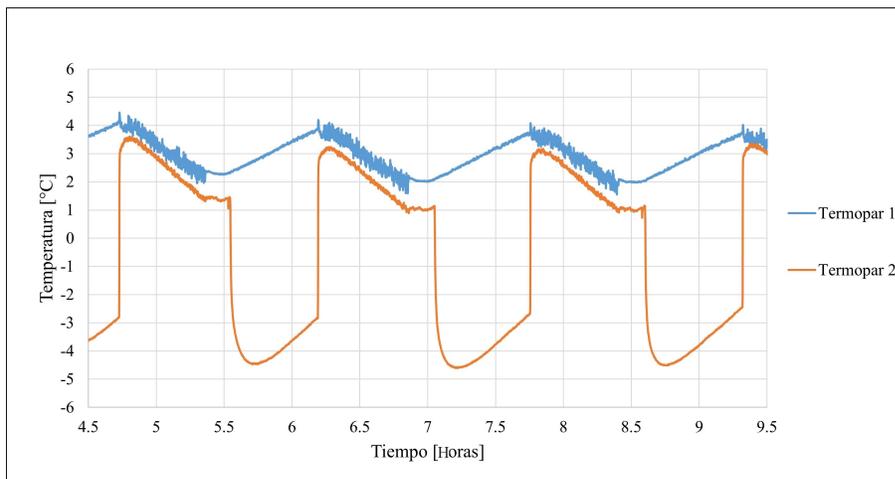


Figura 4.17: Temperaturas de aire de entrada de refrigerador a evaporador.

Tabla 4.10: Promedio de temperaturas de aire de entrada en evaporador.

Promedio de valores de temperatura de aire	
Aire de entrada en congelador	Aire de entrada en refrigerador
-16.1 °C	1.3°C

### 4.3.2 VELOCIDAD DE AIRE

Para la obtención de la velocidad a la que el aire entra al evaporador se optó por realizar un balance, la herramienta utilizada para medir la velocidad del flujo de aire fue un anemómetro de hilo caliente de la marca EXTECH como el que se puede observar en la Figura 4.18.



Figura 4.18: Anemómetro EXTECH de Hilo Caliente

Debido a la dificultad que presentó el colocar la punta de medición del instrumento en las entradas de aire del evaporador, se optó por medir la velocidad del aire a la salida del evaporador en 4 puntos distintos. El primer punto de medición fue a la salida de aire en el congelador, como el área de salida se encuentra distribuida a lo largo de una tapa, se optó por tomar la medición de la velocidad del aire en 12 puntos a lo largo de la tapa y obtener un promedio de la velocidad del aire, los

otros tres puntos de medición fueron las salidas de aire dentro del compartimento del refrigerador, una salida principal en la parte superior del compartimento y dos salidas secundarias en la parte inferior del compartimento, en donde al igual que en el primer punto se tomaron las mediciones de velocidad de aire con ayuda del anemómetro de hilo caliente. En la Figura 4.19 se puede observar a detalle las salidas en donde se tomó la velocidad del aire con ayuda del anemómetro de hilo caliente.



Figura 4.19: Salidas de aire en refrigerador, Izquierda: Salida de aire en el congelador. Centro: Salidas de aire en el refrigerador. Derecha: Detalle de salidas de aire en el refrigerador.

En total, se obtuvieron los valores de velocidades de aire en cada uno de los puntos antes mencionados, como se puede observar en la Tabla 4.11.

Tabla 4.11: Promedio de velocidades de aire.

Velocidades de aire en distintos puntos			
Promedio 12 puntos	Punto A	Punto B	Punto C
3.63 m/s	0.65 m/s	0.65 m/s	0.58 m/s

Con las velocidades de aire medida en cada uno de los puntos, se procede a obtener el área de cada una de las secciones en donde se midió la velocidad, las áreas se muestran en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12: Área total de cada una de las salidas de aire.

Área salida congelador	Área punto A	Área punto B	Área punto C
54.72 cm <sup>2</sup>	5 cm <sup>2</sup>	5.98 cm <sup>2</sup>	4.2 cm <sup>2</sup>

Una vez se tiene la velocidad y el área de las salidas de aire, se puede obtener el flujo volumétrico mediante la Ecuación (4.17).

$$\dot{v} = V \cdot A \quad (4.17)$$

Obteniendo los valores del flujo volumétrico de cada una de las zonas por donde sale el aire, los cuales se registraron en la Tabla 4.13.

Tabla 4.13: Flujos volumétricos de aire en el refrigerador y congelador.

Flujo volumétrico m <sup>3</sup> /s			
Salida Congelador	Punto A	Punto B	Punto C
0.0199 m <sup>3</sup> /s	0.0003 m <sup>3</sup> /s	0.0003 m <sup>3</sup> /s	0.0002 m <sup>3</sup> /s
		Suma Total	0.0208 m <sup>3</sup> /s

Una vez se tiene el flujo volumétrico del aire que sale del evaporador hacia los espacios de refrigerador y congelador se conoce por lo tanto el aire que entra al evaporador ya que debe ser el mismo. Tomando el área de entrada del aire al evaporador, se puede obtener finalmente la velocidad de entrada del aire al evaporador mediante la Ecuación (4.18).

$$V = \dot{v}/A \quad (4.18)$$

Obteniendo finalmente una velocidad promedio de aire de entrada al evaporador de 1.08 m/s.

### 4.3.3 HUMEDAD DEL AIRE

Para obtener la humedad del aire se colocó un sensor de humedad marca Omega Engineering modelo HX85A el cual se colocó en ambos compartimentos, tanto congelador como refrigerador y se dejó registrando humedad por un lapso mayor a 8 horas. El sensor utilizado se puede observar en la Figura 4.20.



Figura 4.20: Sensor de humedad HX85A.

La humedad relativa promedio registrada en la cavidad del refrigerador fue de 31 %, mientras que la humedad relativa promedio registrada en la cavidad del congelador fue de 69 %. En la Figura 4.21 se puede observar el registro de humedad por parte del sensor durante las 8 horas de operación del refrigerador, así mismo en la Figura 4.22 se puede observar el registro de humedad por parte del sensor en la cavidad del congelador. En la tabla 4.14 se observan los promedios de las humedades relativas registradas en ambos compartimentos, congelador y refrigerador.

Con base en los valores obtenidos tanto del registro de la literatura como de los valores obtenidos experimentalmente y tomando en cuenta los valores bajo los que puede trabajar la instalación experimental, es decir el calorímetro tipo tunel de viento, se decidió realizar las pruebas a los intercambiadores de calor de tipo tubo y aleta bajo los parámetros de operación que se exponen en la Tabla 4.15.

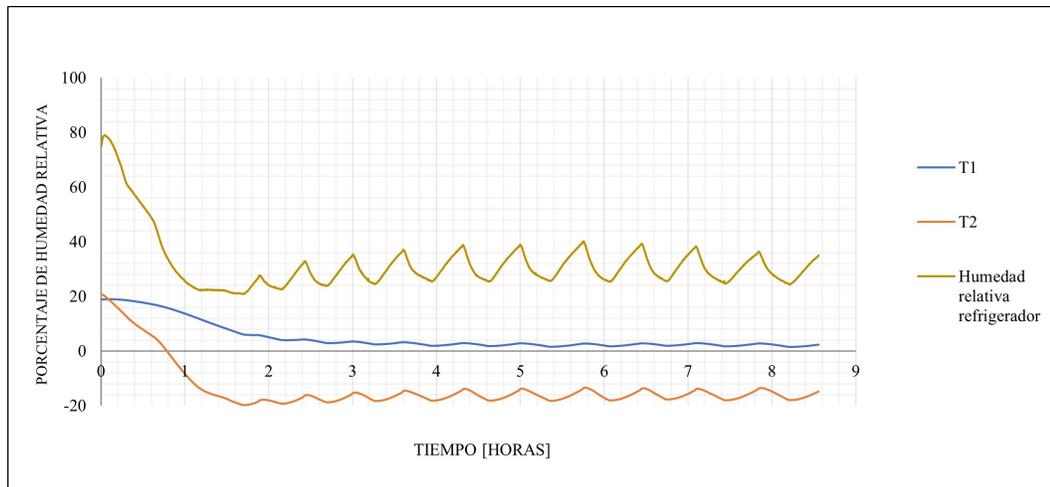


Figura 4.21: Humedad relativa en refrigerador.

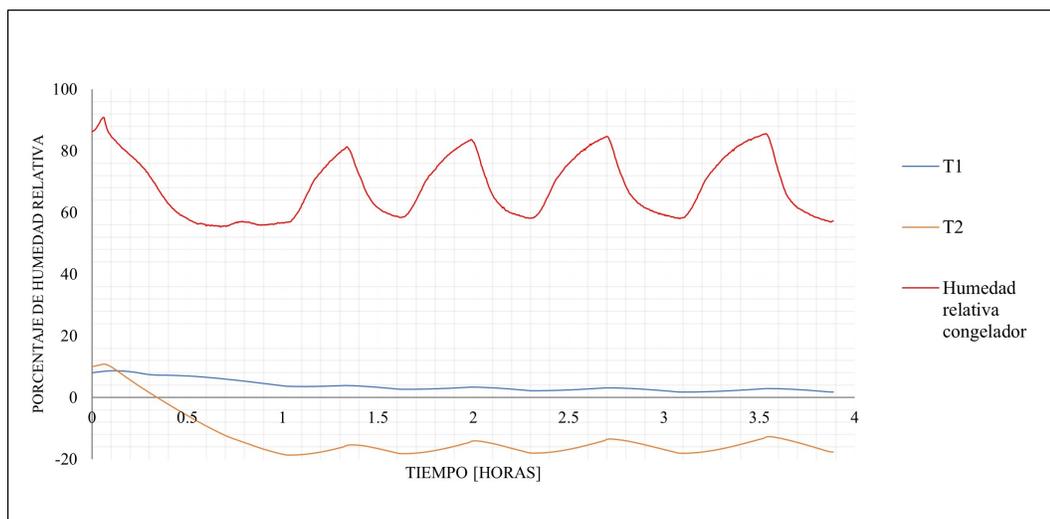


Figura 4.22: Humedad relativa en congelador.

Tabla 4.14: Promedio de humedad relativa registrada.

Promedio de valores de humedad relativa	
HR en congelador	HR en refrigerador
69 %	31 %

Tabla 4.15: Valores iniciales para realización de pruebas.

Parámetros Iniciales para pruebas	
Velocidad de aire	1 m/s
Humedad relativa	60 % a 80 %
Temperatura de superficie	-26°C
Temperatura de aire	-7.5°C a 0°C

## 4.4 EVAPORADORES UTILIZADOS EN LOS EXPERIMENTOS

Se cuenta para el estudio actual con 4 evaporadores distintos, de diferente arreglo geométrico y dimensiones, como se observa en la matriz de la Tabla 4.16.

Tabla 4.16: Matriz de evaporadores para estudio.

Tipo de Evaporador	Profundidad Aleta (mm)	Ancho Total (mm)	Ancho primera a ultima aleta (mm)	Numero de Columnas	Numero de Filas	Longitud de aleta larga (mm)	Longitud de aleta corta (mm)	No. Aletas Largas	No. Aletas Cortas	Espacio entre aletas (mm)
RC -1	30	340	260	1	6	114.5	76.2	33	33	4
RC -2	30	340	260	1	10	190.5	152.25	17	17	7.88
RC -3	30	480	400	1	6	114.5	76.2	50	51	4
RC -4	30	480	400	1	10	190.5	152.25	25	26	8

Se busca para el experimento probar los intercambiadores con áreas más aproximadas entre ellos pero que tengan una distribución de su área diferente, realizando una comparación se tiene que los intercambiadores RC-1 y RC-2 así como los intercambiadores RC-3 y RC-4 presentan áreas prácticamente iguales entre ellos como se puede observar en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17: Comparación intercambiadores RC-1, RC-2 &amp; RC-3, RC-4.

<b>Tipo de Evaporador</b>	<b>Area Total</b> (Tubos + Aletas) (m <sup>2</sup> )	<b>Variación en área</b>
<b>RC -1</b>	<b>0.33189</b>	<b>0.84%</b>
<b>RC -2</b>	<b>0.33469</b>	
<b>RC -3</b>	<b>0.50737</b>	<b>0.68%</b>
<b>RC -4</b>	<b>0.50394</b>	

La diferencia en la distribución de área entre el intercambiador RC-1 y RC-2, se observa en lo siguiente:

1. El intercambiador RC-1 cuenta con un mayor número de aletas, 66, distribuidas en la misma longitud de tubo que el intercambiador RC-2, el cual cuenta con 34 aletas, por lo que la distancia entre las aletas del intercambiador RC-1 es menor, 4 mm, en comparación a la distancia entre aletas del intercambiador RC-2 que es de 7.88 mm.
2. Tanto las aletas del intercambiador RC-1 como del intercambiador RC-2 cuentan con la misma profundidad de aleta, 30mm, sin embargo sus longitudes son diferentes, el intercambiador RC-1 cuenta con 2 tipos de aletas más cortas, de 76.2 mm y de 114.5 mm, mientras que el intercambiador RC-2 cuenta con dos tipos de aletas, más largas, de 152.25 mm y de 190.5 mm. Las cuales cabe mencionar van intercaladas a lo largo del ancho del intercambiador.
3. Debido a que las aletas del intercambiador RC-2 son más largas que las del intercambiador RC-1, el diseño del intercambiador RC-2 contempla dos filas de tubos extra por donde circula el refrigerante a su paso a través del circuito.
4. El diseño de las aletas tanto del intercambiador RC-1 como del intercambiador RC-2 es el mismo respecto a profundidad de aleta, espesor de aleta, distancia entre filas de tubos, relieve de aleta. La diferencia entre aletas del intercam-

biador RC-1 con el RC-2 se encuentra en las longitudes de las aletas de ambos intercambiadores, así como en la separación entre aletas y filas extras de tubos.

La diferencia en la distribución de área entre los intercambiadores RC-3 y RC-4, se observa en lo siguiente:

1. El intercambiador RC-3 cuenta con un mayor número de aletas que el intercambiador RC-4, mientras que el intercambiador RC-3 cuenta con 101 aletas, el intercambiador RC-4 cuenta con 51 aletas, en ambos intercambiadores las aletas se encuentran distribuidas en el ancho del intercambiador el cual es igual en ambos, por lo que las aletas del intercambiador RC-3 se encuentran más pegadas, 4 mm, mientras que en el intercambiador RC-4 se encuentran más separadas, 8 mm.
2. Tanto las aletas del intercambiador RC-3 como del intercambiador RC-4 cuentan con la misma profundidad de aleta, 30mm, sin embargo sus longitudes son diferentes, en el intercambiador RC-3 los dos tipos de aletas tienen una longitud de 76.2 mm y 114.5 mm respectivamente, mientras que en el intercambiador RC-4 se tienen dos tipos de aletas, más largas, de 152.25 mm y de 190.5 mm. Las cuales al igual que en los intercambiadores RC-1 y RC-2 van intercaladas, una aleta corta seguida de una aleta larga, a lo ancho del intercambiador.
3. Debido a que las aletas del intercambiador RC-4 son más largas que las del intercambiador RC-3, el diseño del intercambiador RC-4 contempla dos filas de tubos extra por donde circula el refrigerante a su paso a través del circuito.
4. Al igual que con los intercambiadores RC-1 y RC-2, el diseño de las aletas es el mismo para los intercambiadores RC-3 y RC-4, en cuanto a profundidad de aleta, espesor, distancia entre filas de tubos, relieves de aleta, sin embargo la diferencia se encuentra en las longitudes de aletas y separación entre las mismas, así como en las filas extras de tubos.

Más adelante en el Capítulo 5, se encuentran planos detallados de cada uno de los 4 intercambiadores, en donde puede observarse la distribución geométrica del área.

De los pares de intercambiadores seleccionados se observa una variación en el área total tomando en cuenta tubos y aletas de menos del 1% entre las parejas de intercambiadores. Estos datos validan la selección de los intercambiadores a probar y conducen a buscar un parámetro de comparación para el análisis del rendimiento del intercambiador el cual será el  $W/cm^2$ .

Como puede observarse en la Figura 4.23 a pesar de que el intercambiador RC-3 y el RC-4 cuentan con áreas totales casi idénticas, su distribución de área es diferente. En el caso del intercambiador RC-3 se tiene que son aletas más cortas en cuanto a longitud pero la distancia entre aleta y aleta es menor, en el caso del intercambiador RC-4 se tiene que las aletas son más largas, sin embargo existe una separación mayor entre ellas y por lo tanto un número menor de aletas, en la sección de resultados se explica el análisis de cómo afecta esta diferente distribución del área total en el rendimiento de los intercambiadores.

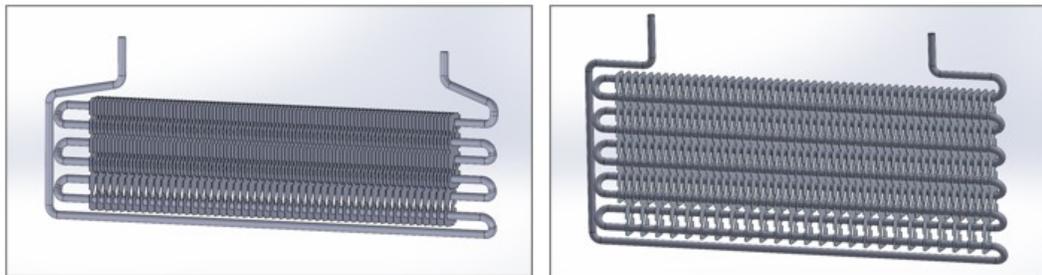


Figura 4.23: Modelo de intercambiador RC-3 Izquierda y modelo de intercambiador RC-4 Derecha.

## 4.5 MONTAJE DE EVAPORADOR EN EL CALORÍMETRO TIPO TÚNEL DE VIENTO

Como se habló anteriormente, se realizó el cálculo, diseño y puesta en marcha del calorímetro tipo tunel de viento el cual contará con la capacidad para evaluar los diferentes tipos de intercambiadores bajo las condiciones que se requieren investigar en este estudio, a continuación, se hablará mas a detalle de cómo se montó cada uno de los evaporadores a probar dentro del calorímetro y los sensores utilizados para tomar las diferentes mediciones. En la Figura 4.24 se observa a detalle el diagrama de la zona de prueba para los intercambiadores de calor dentro del calorímetro tipo tunel de viento, así como la colocación de los sensores de medición de presión, temperatura y humedad.

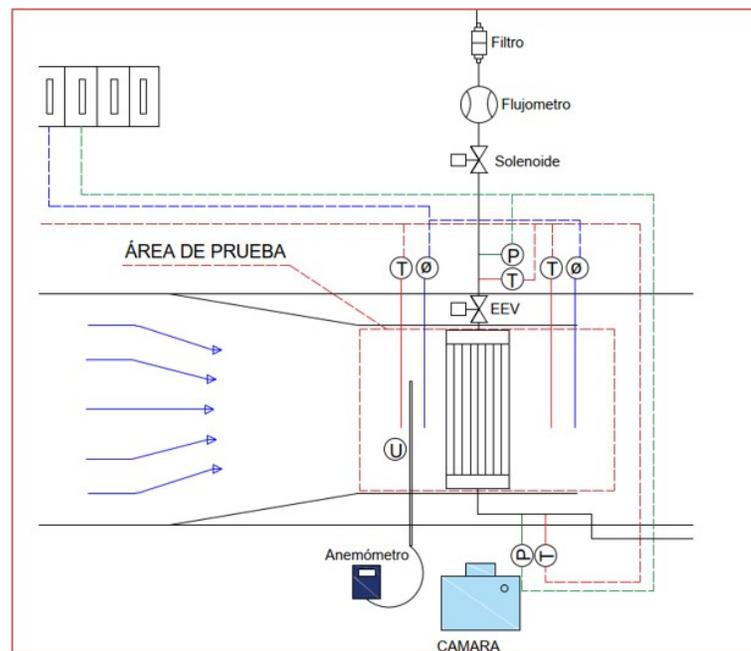


Figura 4.24: Esquema de área de prueba del calorímetro tipo túnel de viento

En la Figura 4.25 se pueden observar cada uno de los datos que se quieren recabar con la instalación experimental, así mismo, se observa que tipo de sensor es el que se utiliza para adquirir ese dato y en donde se coloca dentro de la instalación.



Figura 4.25: Adquisición de datos en calorímetro tipo túnel de viento.

Los datos a medir durante cada una de las pruebas son:

- 1) Presión de refrigerante: Se obtiene mediante transductores de presión colocados en la línea de líquido y de succión del refrigerante en la entrada y la salida del intercambiador a prueba.
- 2) Caudal del refrigerante: Se obtiene mediante un flujómetro colocado en la línea de líquido, es decir la línea de entrada de refrigerante al intercambiador a prueba.
- 3) Temperatura de refrigerante: Se obtiene mediante la lectura de RTD's colocados en la línea de entrada (líquido) y línea de salida (succión) del refrigerante.
- 4) Velocidad de aire en el túnel: Se obtiene mediante la lectura de un anemómetro de hilo caliente el cual se coloca en la entrada de aire antes de pasar el aire por el intercambiador a prueba.
- 5) Temperatura de aire: Se obtiene mediante termopares tipo T los cuales se colocan en un arreglo distribuido a la entrada del aire antes y después a la salida del intercambiador a prueba.
- 6) Humedad relativa del aire: Se obtiene mediante transductores de humedad los cuales se colocan a la entrada y a la salida del aire del intercambiador a prueba.
- 7) Crecimiento de la escarcha: Se realiza un registro fotográfico de cómo se acumula la escarcha sobre las aletas y tubos del intercambiador a prueba, colocando

una cámara en la ventana que observa hacia la parte interior del túnel de viento y tomando fotografías en lapsos determinados de tiempo durante la duración total de la prueba.

- 8) Masa acumulada de escarcha: Al finalizar cada prueba, se obtiene el valor de la masa de escarcha acumulada sobre el intercambiador a prueba mediante una balanza la cual se coloca fuera del calorímetro tipo tunel de viento, se realiza un pesaje del intercambiador a prueba antes de la prueba y después de la prueba con la escarcha acumulada en su superficie, para esto es importante diseñar un sistema de desacoplado rápido para poder retirar el intercambiador inmediatamente al finalizar cada prueba para su posterior pesaje sin perder masa acumulada por derretimiento.

#### 4.5.1 DISTRIBUCIÓN DE SENSORES EN ÁREA DE PRUEBA DE INTERCAMBIADOR

Para la colocación de los termopares en el área de medición se decidió por hacer un arreglo utilizando 5 termopares tipo T colocados tanto a la entrada del aire al intercambiador en el dispositivo de prueba donde se montó el intercambiador, como a la salida del aire después de pasar por el intercambiador. En la Figura 4.26 se puede observar la distribución de termopares para la prueba del intercambiador RC-4. Los termopares se repartieron a lo largo de la distancia cuidando dejar las mismas distancias entre ellos así como dejarlos lo suficientemente alejados de las paredes del dispositivo de prueba.

Los sensores de humedad utilizados (transductores de humedad) se colocarán uno a la entrada del área de prueba del intercambiador y el otro a la salida del área de prueba, repartidos de tal manera que se encuentren a la mitad de la distancia vertical del área de prueba. En la Figura 4.27 puede observarse la disposición de los sensores de humedad para la prueba del intercambiador RC-4.

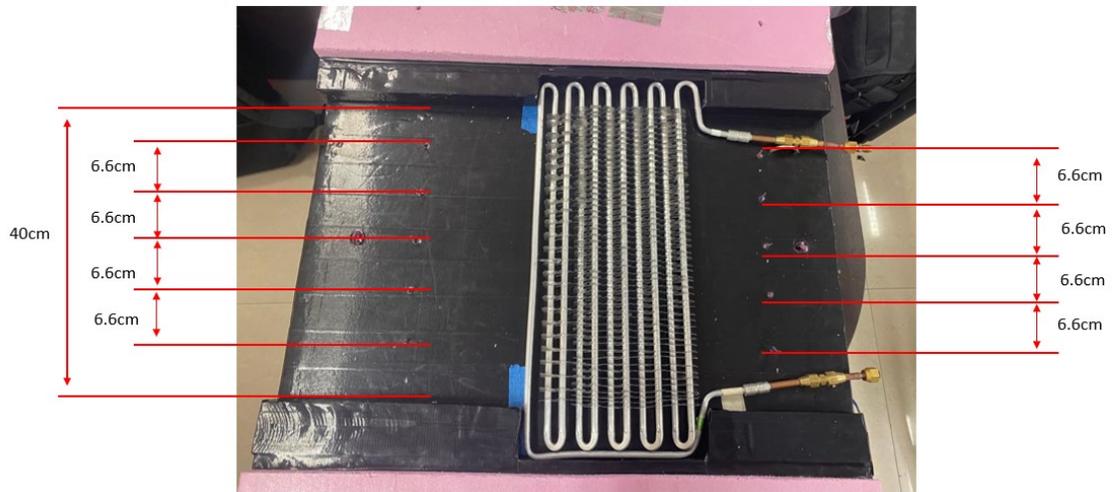


Figura 4.26: Disposición de termopares en área de prueba del Intercambiador RC-4.

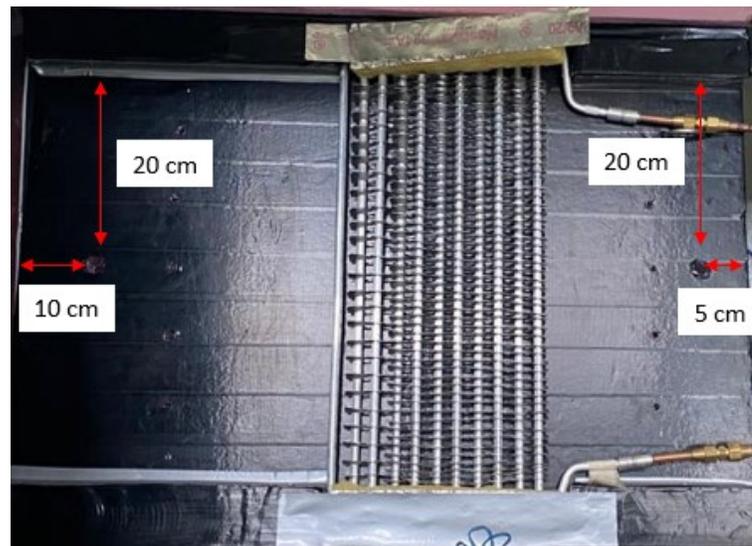


Figura 4.27: Disposición de sensores de humedad en área de prueba de Intercambiador RC-4.

Los sensores RTD para la medición de la temperatura del refrigerante se colocaron en la línea de entrada del evaporador antes de la válvula de expansión electrónica y en la línea de salida del evaporador. Así mismo se crearon las derivaciones en la línea de entrada y salida de refrigerante, las cuáles se conectaron a los sensores de presión para medir presión de refrigerante a la entrada y salida del evaporador a prueba. En la Figura 4.28 se puede observar la colocación de los RTD's así como las

derivaciones de las líneas de refrigerante para la medición de la presión.

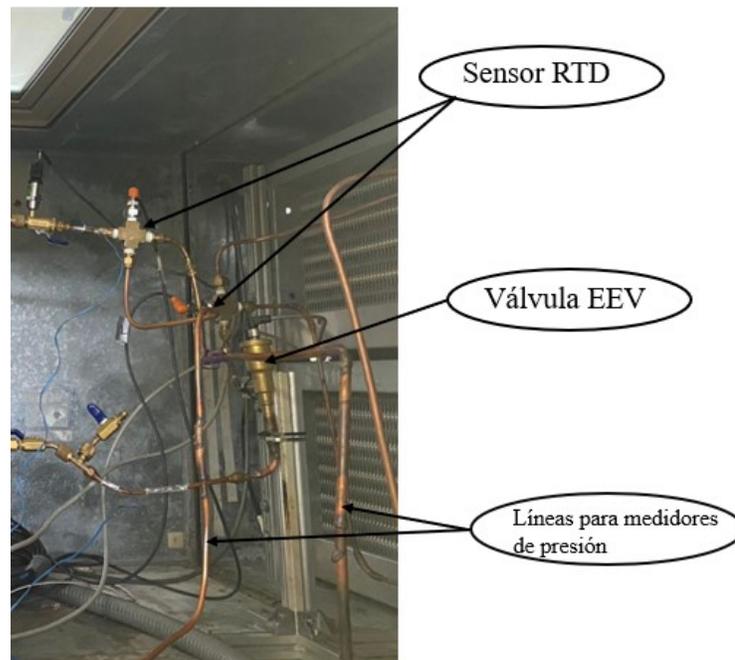


Figura 4.28: Disposición de RTDs y líneas de medidores de presión.

Por la parte exterior del calorímetro fueron colocados ambos medidores de presión, en las derivaciones de las líneas de entrada y salida, así como el flujómetro en la línea de entrada (líquido) de refrigerante al evaporador a prueba, como se puede observar en la Figura 4.29.

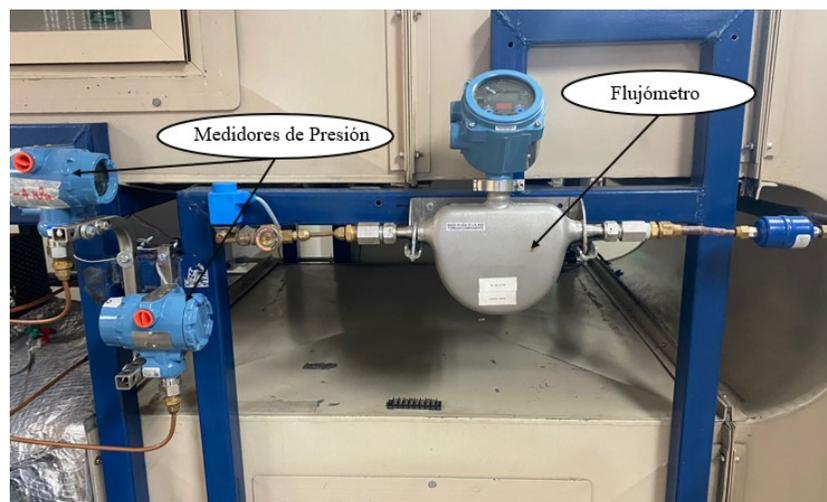


Figura 4.29: Disposición de Flujómetro y medidores de presión.

Todos los sensores mencionados anteriormente se conectaron a un centro de procesamiento de señales tipo Compact RIO de National Instruments para posteriormente visualizar las señales mediante una interfaz creada en el software LabView igualmente de National Instruments.

En la Figura 4.30 se puede observar el intercambiador RC-4 montado en el área de prueba del calorímetro tipo tunel de viento, con los sensores de temperatura y humedad en sus respectivos lugares y tomando lecturas. También se puede observar el acrílico que se colocó en el dispositivo de prueba para delimitar la zona por donde pasa el flujo de aire a través del intercambiador.

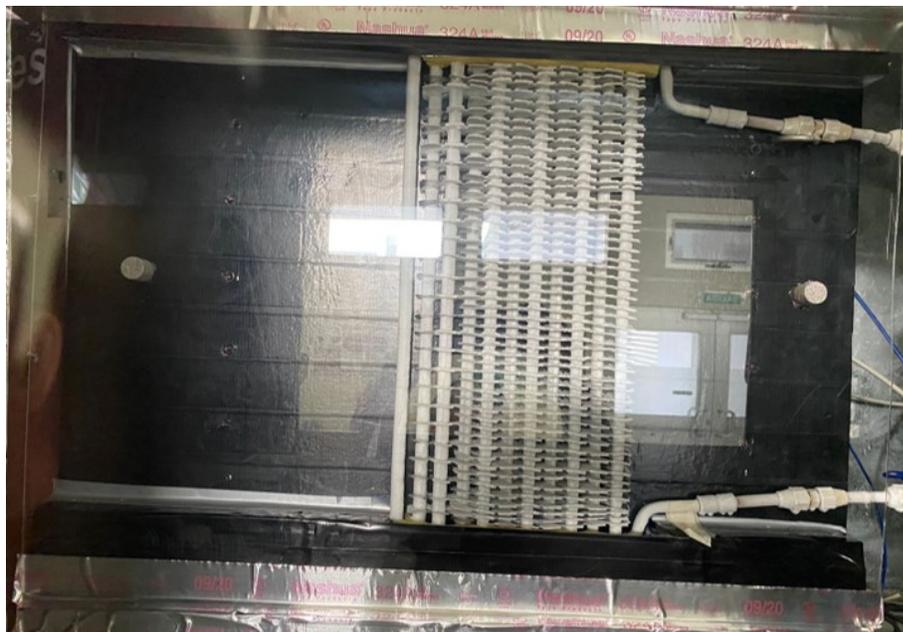


Figura 4.30: Evaporador RC-4 en área de prueba.

#### 4.5.2 INTERFAZ DE RECOPIACIÓN DE DATOS Y CONTROL EN LABVIEW

Mediante la plataforma de programación visual LabView se desarrolló una interfaz de datos que permite observar en tiempo real cada uno de los sensores colocados en el área de prueba del calorímetro tipo tunel de viento así como los

demás sensores colocados, de igual manera mediante esta interfaz y con ayuda de un algoritmo tipo PID, se controló la apertura o cierre de la válvula de expansión electrónica la cual se encuentra en la línea de refrigerante de entrada al intercambiador a prueba, lo cual permitie mantener estable el parámetro de sobrecalentamiento, que a su vez permite realizar la prueba en condiciones estables. En la Figura 4.31 se puede observar el programa creado en LabView mediante bloques, con las entradas de los diferentes sensores conectados al sistema y las salidas de las señales ya procesadas, así como los algortimos de control de temperatura y control de la válvula de expansión electrónica.

La interfaz gráfica se programó para entregar lecturas de las siguientes variables:

- 1) Temperatura de refrigerante líquido: Es la temperatura del refrigerante en fase líquida antes de entrar a la válvula de expansión electrónica, se miden en °C.
- 2) Temperatura de refrigerante en la succión: Es la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador a prueba, cuando el refrigerante se encuentra en fase de vapor sobrecalentado, se mide en °C.
- 3) Humedad relativa del aire: Porcentaje de humedad relativa del aire a la entrada y a la salida del intercambiador a prueba.
- 4) Flujo de refrigerante: Lectura de flujo de refrigerante en gramos por segundo (g/s) del refrigerante en la línea de entrada (líquido) del evaporador a prueba.
- 5) Presión de refrigerante: Presión de refrigerante en la línea de líquido de entrada del intercambiador a prueba y en la línea de succión a la salida del intercambiador, el valor se mide en kilopascales [kPa].
- 6) Temperatura de aire: Se visualiza mediante una gráfica en la interfaz y se realiza el registro de la lectrua de temperatura de aire de cada uno de los 10 termopares tipo T colocados 5 a la entrada y 5 a la salida del intercambiador a prueba, se mide en °C.

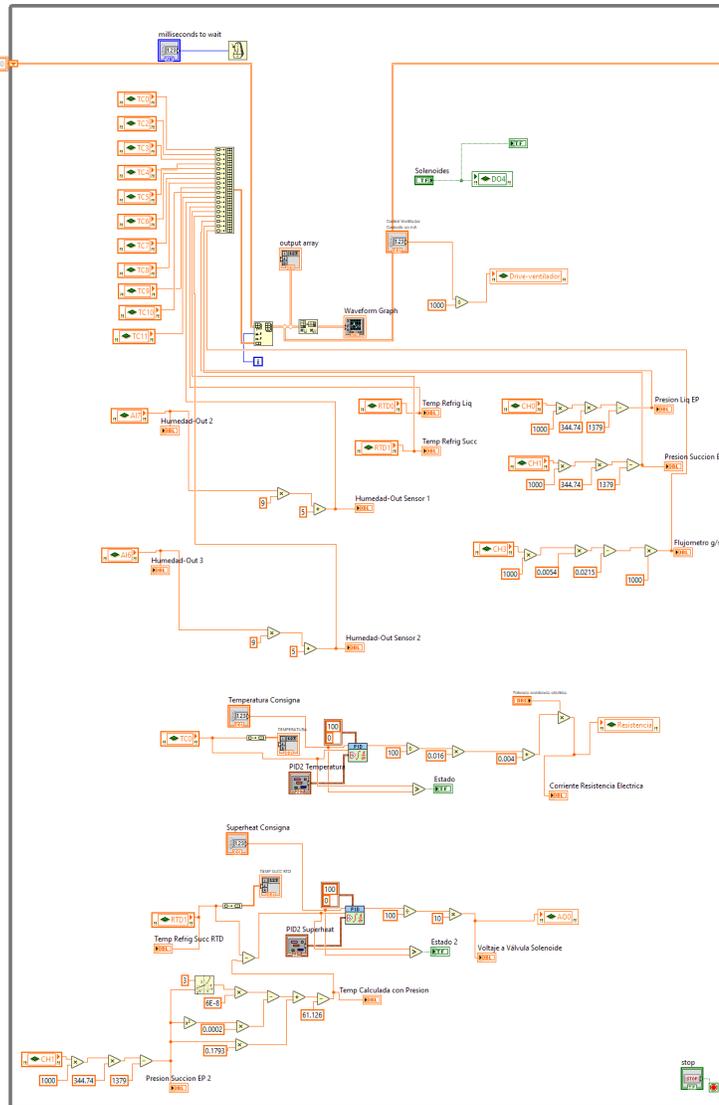


Figura 4.31: Diagrama de bloques de programación de la Interfaz creada en LabView

- 7) Sobrecalentamiento calculado: Se observa el parámetro de sobrecalentamiento calculado, el cual se calcula con el valor de la presión del refrigerante en la succión y la temperatura del refrigerante en la succión.
- 8) Apertura y cierre de válvula de expansión electrónica: Señal de voltaje que se suministra a la válvula de expansión electrónica, la cual permite controla su apertura o cierre en base a un algoritmo PID el cual recibe retroalimentación de los cálculos de sobrecalentamiento que se obtienen en tiempo real. Esto permite mantener un nivel de sobrecalentamiento estable a lo largo de la prueba

lo cual indica que el refrigerante se está aprovechando en su totalidad por el intercambiador a prueba.

- 9) Nota: El valor de la velocidad del aire a la entrada de la zona de prueba se tomó mediante anemómetro de hilo caliente, por lo que este valor no aparece en la interfaz gráfica programada en LabView.

Así mismo la interfaz gráfica se programó de tal manera que se pudieran controlar las siguientes variables del calorímetro tipo túnel de viento:

- 1) Temperatura consigna de aire: Es el valor de temperatura del aire al interior del calorímetro tipo túnel de viento, esta se logra controlar mediante la lectura de los sensores de temperatura, mediante las resistencias calefactoras y los evaporadores instalados dentro del túnel y mediante un algoritmo PID se logra estabilizar la temperatura del aire en el rango deseado, entre  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $5^{\circ}\text{C}$  para los experimentos realizados en este trabajo.
- 2) Velocidad del aire: Mediante una casilla en la interfaz de LabView, se puede controlar la corriente que llega al ventilador. Se varía la señal enviada por el variador de frecuencia que se encuentra conectado al motor del ventilador principal del calorímetro tipo túnel de viento para de esta manera controlar las revoluciones del ventilador y la velocidad del viento que circula por dentro del calorímetro.
- 3) Tiempo de muestreo de datos: Mediante este parámetro se controla con que frecuencia se registran los valores obtenidos por medio de todos los sensores así como se controla el tiempo en que se ejecutan las variables de control de la temperatura del aire al interior del calorímetro y el sobrecalentamiento consigna.
- 5) Sobrecalentamiento consigna: El valor de sobrecalentamiento consigna sirve para asegurar que el refrigerante que está entrando al intercambiador de prueba se está aprovechando en su totalidad. Durante los experimentos se utilizó un

valor de sobrecalentamiento consigna de 5°C. El sobrecalentamiento se logró mantener mediante un algoritmo PID el cual controla mediante una señal de voltaje la apertura o cierre de la válvula electrónica de expansión EEV que se encuentra a la entrada del intercambiador a prueba.

En la Figura 4.32 se puede observar la interfaz gráfica desarrollada en LabView desde donde se observan la variables registradas por los sensores y así mismo se pueden controlar los parámetros anteriormente descritos.

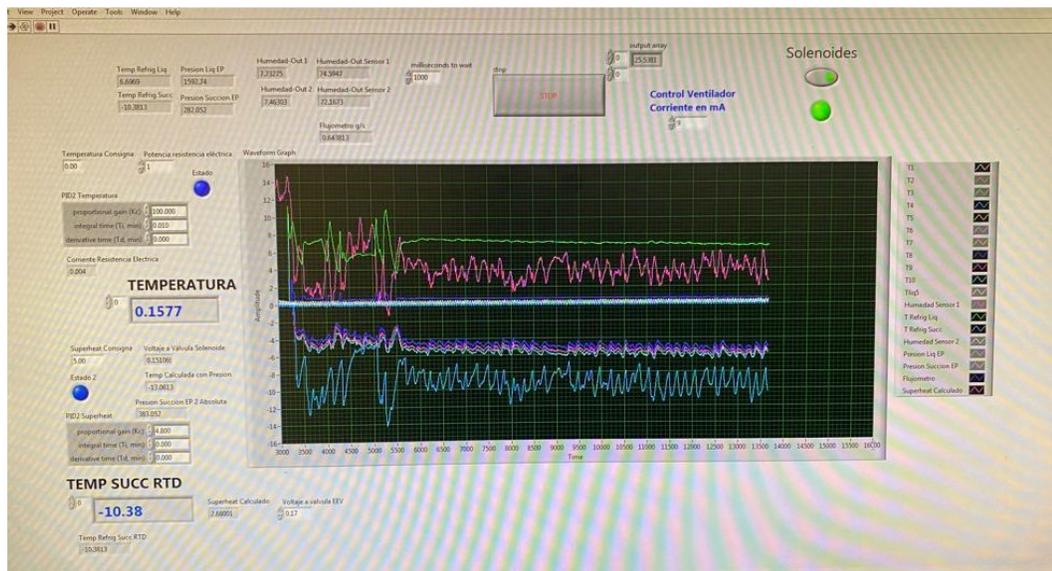


Figura 4.32: Interfaz desarrollada en LabView para lectura y control de parámetros del calorímetro tipo tunel de viento.

### 4.5.3 MODELO DE ECUACIONES A UTILIZAR PARA EL ANÁLISIS DE DATOS

Dentro de la metodología del estudio se propone un modelo inicial de ecuaciones para el procesamiento de los datos obtenidos durante las pruebas, el cual sigue la siguiente estructura.

#### 4.5.3.1 BALANCE DE ENERGÍA

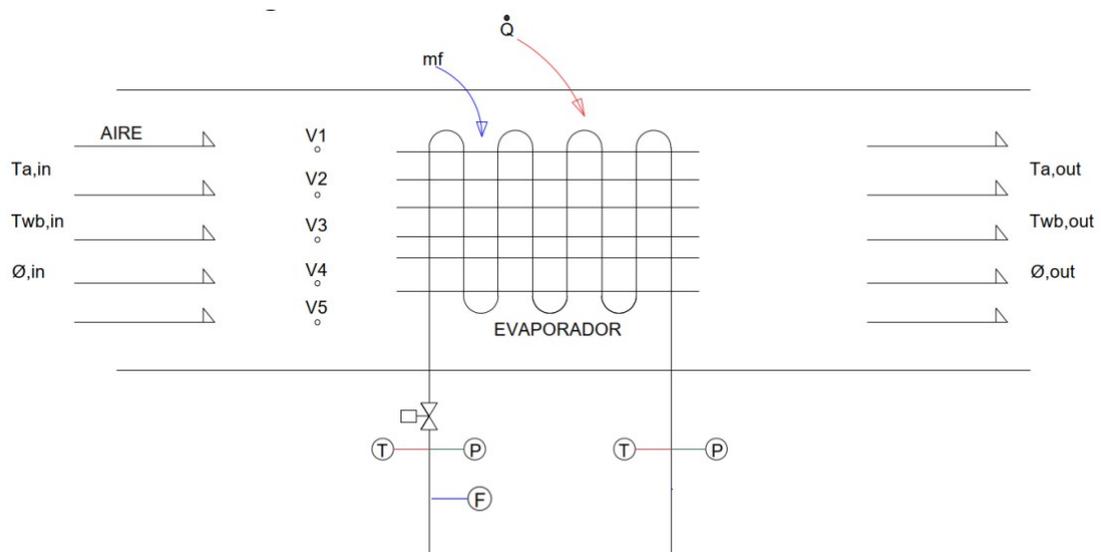


Figura 4.33: Diagrama de área de prueba de evaporador

Debido a que se conocen las propiedades del aire a la entrada y a la salida del intercambiador a prueba, así como las propiedades del refrigerante a la entrada y a la salida del circuito interno del intercambiador, se puede realizar un balance de energía para calcular cuánta energía es extraída del aire por el intercambiador de calor a prueba. La Figura 4.33 es un esquema del área de prueba del intercambiador, donde se observan las variables a registrar en la línea de entrada de refrigerante: Temperatura, presión y flujo másico de refrigerante. En la línea de salida de refrigerante : Temperatura y presión de refrigerante. Así como temperatura, velocidad y

humedad relativa del aire a la entrada y a la salida del intercambiador a prueba.

Se comienza planteando un balance de energía que dice que el calor que gana el refrigerante debe ser igual al calor que pierde el aire al pasar a través del intercambiador, utilizando la Ecuación (4.19).

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{refrig} = \dot{Q}_{aire} \quad (4.19)$$

Para obtener el calor extraído por el refrigerante se necesita conocer la entalpía del refrigerante a la entrada y a la salida del evaporador, así como el flujo másico de refrigerante circulante, utilizando la Ecuación (4.20). Para obtener las entalpías de entrada y salida del refrigerante se utilizó la librería de CoolProp, utilizando la información adquirida de los sensores RTD y transductores de presión. El flujo másico de refrigerante está dado por la lectura del flujómetro que se colocó en la línea de líquido anterior a la válvula de expansión.

$$\dot{Q}_{refrig} = \dot{m}r(hr_{out} - hr_{in}) \quad (4.20)$$

Del mismo modo se necesita conocer la cantidad de calor que ha perdido el aire durante la prueba, este se obtiene mediante la Ecuación (4.21), en donde se utiliza la diferencia de las entalpías del aire a la entrada y a la salida del evaporador a prueba y el flujo másico de aire que atraviesa el evaporador. Para obtener las entalpías de entrada y salida del aire se utilizan los valores del calor específico del aire a la temperatura dada y la humedad específica de la mezcla multiplicada por la entalpía del agua, utilizando la Ecuación (4.22) para la entalpía del aire de entrada y la Ecuación (4.23) para la entalpía del aire de salida.

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}a(ha_{in} - ha_{out}) \quad (4.21)$$

$$ha_{in} = (C_p T_{in} + W_{in}hg) \quad (4.22)$$

$$ha_{out} = (C_p T_{out} + W_{out}hg) \quad (4.23)$$

Para obtener la cantidad de calor transferido que se debe a calor sensible se utiliza la Ecuación (4.24), mientras que para obtener la cantidad de calor transferido por calor latente se utiliza la Ecuación (4.25), sumando ambos valores de transferencia de calor sensible y latente se obtiene la transferencia de calor total, utilizando la Ecuación (4.26).

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}a(C_p T_{in} - C_p T_{out}) \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}a(W_{in}hg - W_{out}hg) \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente} \quad (4.26)$$

Para conocer la humedad específica de la mezcla de aire que circula a través de la superficie externa del intercambiador se utiliza la Ecuación (4.27) en donde se debe conocer la presión parcial del vapor de agua que se obtiene con la Ecuación (4.28), la cual a su vez se obtiene con el valor de la humedad relativa la cual es medida mediante los sensores de humedad y la presión de saturación del agua a la temperatura registrada, valor que se obtiene de las tablas de propiedades del agua saturada y hielo saturado [38].

$$w = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (4.27)$$

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{sat \text{ agua a } T \text{ dada}} \quad (4.28)$$

Para conocer el flujo másico del aire que circula a través del intercambiador se utiliza la Ecuación (4.29), donde se necesita conocer la densidad del aire, la velocidad del aire y el área transversal por donde circula el aire. La velocidad del aire en la sección de prueba se obtiene mediante la lectura con un anemómetro de hilo caliente, así mismo, el área transversal es un valor conocido por la geometría de la sección de pruebas. Para obtener la densidad del aire es necesario utilizar la relación de gas ideal del aire y vapor de agua a las temperaturas dadas, utilizando la Ecuación (4.30) y la Ecuación (4.31) donde se obtiene la presión parcial del aire seco con los valores de presión parcial del aire y presión parcial de vapor de agua.

$$\dot{m}_a = \rho_{air} V_{air} A \quad (4.29)$$

$$\rho = \frac{P_d}{R_d * T} + \frac{P_v}{R_v * T} \quad (4.30)$$

$$P_d = P - P_v \quad (4.31)$$

Dentro del estudio también es importante conocer el valor del flujo másico de escarcha, éste se obtiene mediante la Ecuación (4.32), con la diferencia de la humedad específica a la entrada y salida del intercambiador a prueba multiplicada por el flujo de aire, así mismo otra manera de obtener la cantidad de escarcha que se acumuló sobre el intercambiador a prueba durante la duración de la prueba es mediante la Ecuación (4.33), pesando el intercambiador antes y después de finalizar la prueba y dividir esa cantidad entre el tiempo de la prueba.

Ambos valores deberían de estar en el mismo rango o ser muy parecidos, se espera una diferencia porcentual no mayor a un 20 % entre ambos valores, aunque diferentes circunstancias podrían afectar esta comparación.

$$\dot{m}f = \dot{m}a (w_{out} - w_{in}) \quad (4.32)$$

$$\dot{m}f = \frac{mf, recuperada}{t_{experimento}} \quad (4.33)$$

## CAPÍTULO 5

# DISCUSIÓN DE RESULTADOS

---

En el presente capítulo se exponen los resultados de los experimentos realizados a cuatro intercambiadores diferentes que se probaron bajo condiciones ambientales muy similares de temperatura, velocidad y humedad de aire. La experimentación se llevó a cabo con la finalidad de evaluar los distintos intercambiadores bajo condiciones de trabajo en las que existe el fenómeno de formación de escarcha y cómo los parámetros geométricos como la cantidad de aletas, tamaño de aletas y espaciamiento de aletas y tubos (distribución de superficie de enfriamiento), afectan el desempeño del intercambiador así como la transferencia de calor a lo largo del tiempo de prueba.

Los intercambiadores de calor RC-1, RC-2, RC-3 y RC-4 comparten características similares como diámetro de tubería, tipo de material de fabricación (aluminio), y tipo de aleta, sin embargo difieren entre ellos en parámetros como número de filas de paso de tubo, número de aletas, y espaciamiento entre aletas así como largo de aletas. Al comparar sus áreas totales tomando en cuenta tubos y aletas se observa que entre el intercambiador RC-1 y el RC-2 y entre el intercambiador RC-3 y el RC-4 existe una variación menor al 1% en sus áreas totales. En la Tabla 5.1 se observan las características de los 4 intercambiadores de calor sometidos a pruebas en este trabajo.

Tabla 5.1: Matriz de Intercambiadores de Calor sometidos a pruebas.

Tipo de Evaporador	Profundidad Aleta (mm)	Ancho Total (mm)	Ancho primera a última aleta (mm)	Numero de Columnas	Numero de Filas	Longitud de aleta larga (mm)	Longitud de aleta corta (mm)	No. Aletas Largas	No. Aletas Cortas	Espacio entre aletas (mm)	Área Total (Tubos + Aletas) (m <sup>2</sup> )
RC -1	30	340	260	1	6	114.5	76.2	33	33	4	0.33189
RC -2	30	340	260	1	10	190.5	152.25	17	17	7.88	0.33469
RC -3	30	480	400	1	6	114.5	76.2	50	51	4	0.50737
RC -4	30	480	400	1	10	190.5	152.25	25	26	8	0.50394

## 5.1 RESULTADOS DE PRUEBA A INTERCAMBIADOR

### RC-1

El intercambiador RC-1 es equivalente en área con el intercambiador RC-2, cuenta con un ancho de primera a última aleta de 26 centímetros, y al igual que los otros intercambiadores cuenta con dos tipos de aletas. Las aletas largas del intercambiador RC-1 tienen 11.45 centímetros de longitud y las aletas cortas tienen 7.62 centímetros de longitud, cuenta con 33 aletas largas y 33 aletas cortas dando un total de 66 aletas, las cuales conservan entre sí un espaciamiento de 4 milímetros en la parte superior del intercambiador y 8 milímetros de espaciamiento en la parte inferior, cuenta con 6 filas de tubos en una sola columna, dando como resultado un área total de superficie de 0.3360 m<sup>2</sup>. En la Figura 5.1 se puede observar un plano del intercambiador RC-1 con sus detalles constructivos, de igual manera, en la Tabla 5.2, se puede observar un resumen de los datos constructivos del intercambiador.

La prueba al intercambiador RC-1 contó con una duración de 5.7 horas continuas, como se observa en la Figura 5.2 en donde se aprecian las variables registradas durante la prueba. La temperatura del aire a la entrada mantuvo un valor promedio de 0.19 °C, la temperatura del aire a la salida del intercambiador presentó valores estables en el rango de los -5 °C, observando una ligera tendencia a la disminución durante el transcurso de la prueba, ya que la temperatura comenzó con un valor de -4°C y al final de la prueba alcanzó un valor de -5°C, para dar un promedio de temperatura de aire a la salida de -4.65 °C.

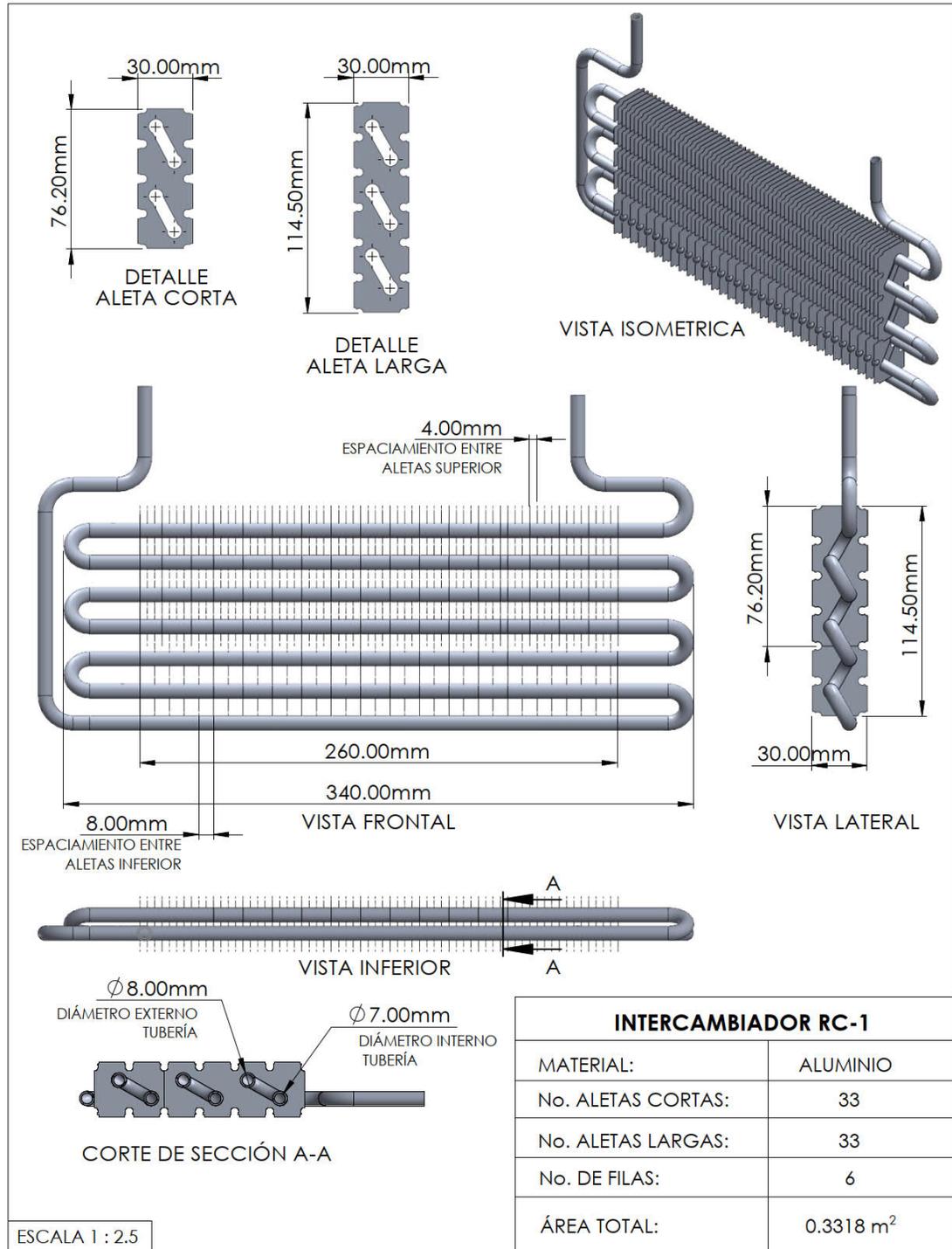


Figura 5.1: Plano de intercambiador RC-1

Tabla 5.2: Datos constructivos intercambiador RC-1.

Intercambiador RC-1	
Ancho primera a última aleta	26 cm
Longitud de aleta larga	11.45 cm
Longitud de aleta corta	7.62 cm
No. Aletas Largas	33
No. Aletas Cortas	33
Espacio entre aletas	4 mm / 8 mm
Ancho de aleta	3 cm
Espesor de aleta	0.1 mm
Número de columnas	1
Número de filas	6
Área total	0.3318 m <sup>2</sup>

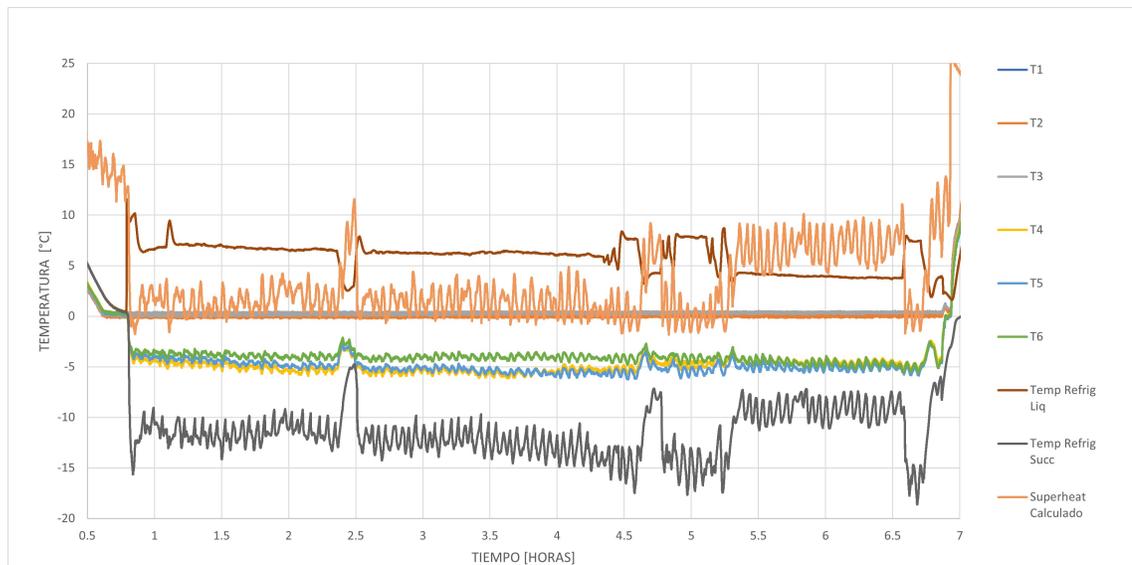


Figura 5.2: Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-1.

La humedad relativa promedio del aire de entrada que se presentó durante la prueba se observa en la Figura 5.3, se mantuvo en el rango de 75 % a 80 %, dando un valor promedio de 77 %. Para la humedad relativa del aire a la salida, se comenzó

con un valor promedio de 75 %, sin embargo con el transcurso de la prueba el valor fue disminuyendo gradualmente hasta llegar a un valor final en un rango cercano al 70 %, dando un valor promedio de humedad relativa de aire a la salida de 73 %. En la Figura 5.3 se puede observar que la humedad relativa del aire a la salida presentó dos picos importantes de aumento de valor durante la prueba, aproximadamente a las 2.5 horas y a las 4.5 horas, estos picos en valor concuerdan con los valores de la Figura 5.2 y la Figura 5.4 en momentos en que la válvula de expansión electrónica presentó cierres repentinos debido al comportamiento del algoritmo de regulación, lo que ocasionó una caída abrupta en el flujo másico de refrigerante. Sin embargo el algoritmo de control corrigió esta disminución de flujo másico y regresó el sistema a su normalidad.

El flujo másico de refrigerante al intercambiador a prueba conservó un valor estable manteniéndose en el rango de los 0.550 g/s únicamente presentando dos perturbaciones en las horas 2.5 y 4.5 como se observa en la Figura 5.4. El sobrecalentamiento en este estudio se mantuvo en rangos de 0 °C a 5°C , presentando un valor promedio de 2.7 °C, se presentó una subida de valor durante la última hora del estudio, en donde este parámetro se encontró en el rango de los 5 °C a los 10 °C, lo que a su vez repercutió en los valores de temperatura de refrigerante líquido y temperatura de refrigerante en la succión.

La temperatura del refrigerante en la línea de líquido comenzó con valores promedio de 7.5 °C y fue disminuyendo hasta llegar a valores promedio de 4 °C, se puede observar como al final de la prueba, en la última hora la temperatura sufrió una caída significativa desde los 6 °C hasta los 4 °C aproximadamente, la cual está relacionada con un aumento del sobrecalentamiento. La temperatura del refrigerante en la succión comenzó con un valor promedio aproximado de -10 °C y de ahí comenzó a disminuir hasta los -15 °C en la hora 5 de la prueba, aproximadamente a la hora 5.5, la temperatura subió hasta un valor de -10 °C nuevamente y se mantuvo en ese valor durante la hora final de la prueba. La presión del refrigerante en la línea de líquido presentó un valor promedio de 1,556 kPa y en la succión se registró un

valor de presión promedio de 267.8 kPa los cuales se mantuvieron estables durante el transcurso de la prueba como se puede apreciar en la Figura 5.5.

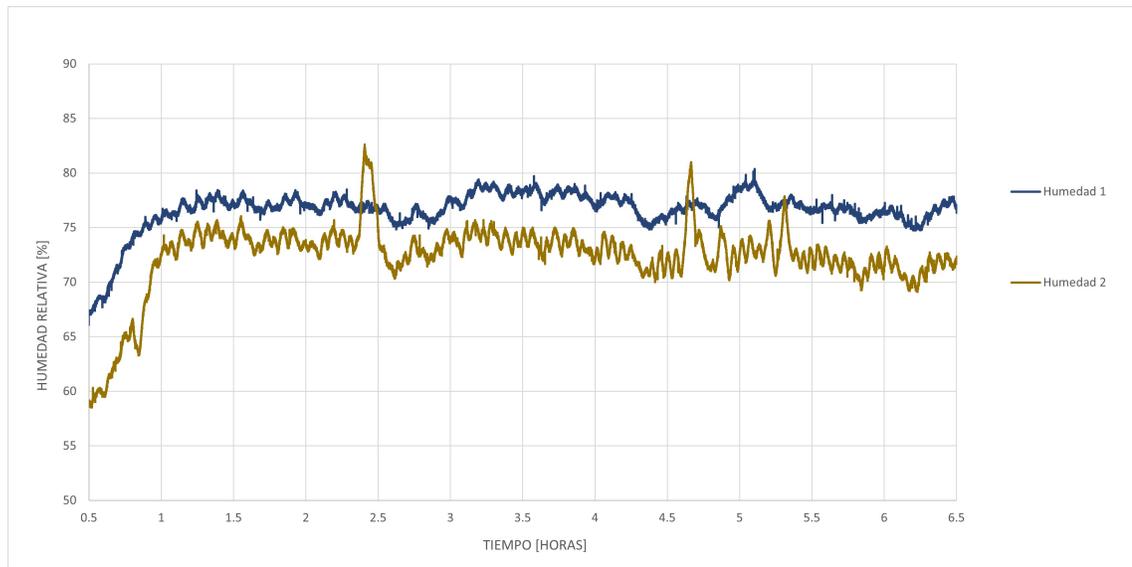


Figura 5.3: Humedad de entrada y de salida registrada durante prueba a intercambiador RC-1.

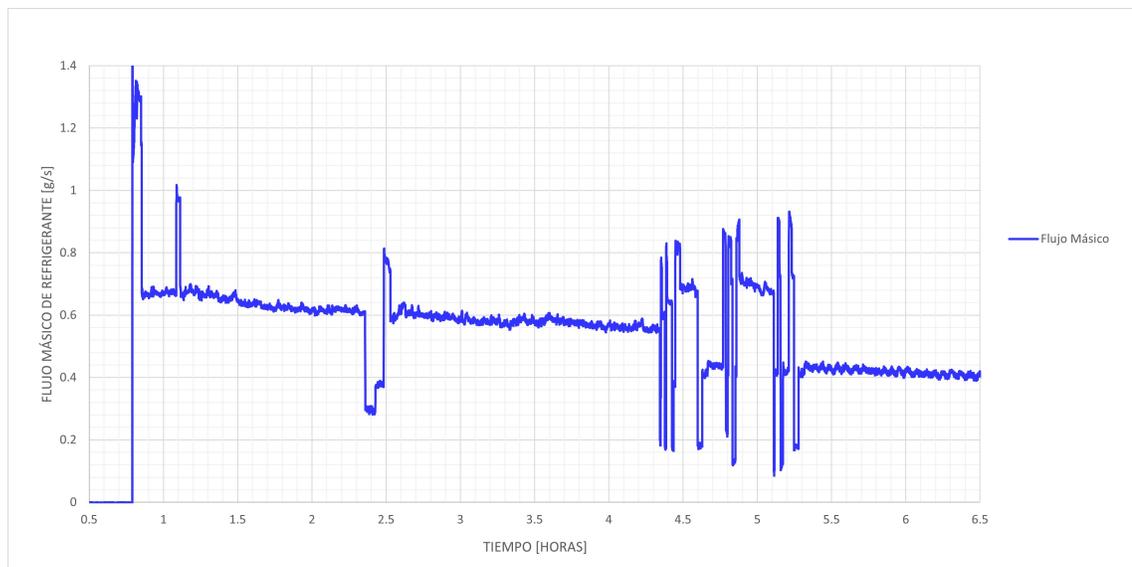


Figura 5.4: Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-1.

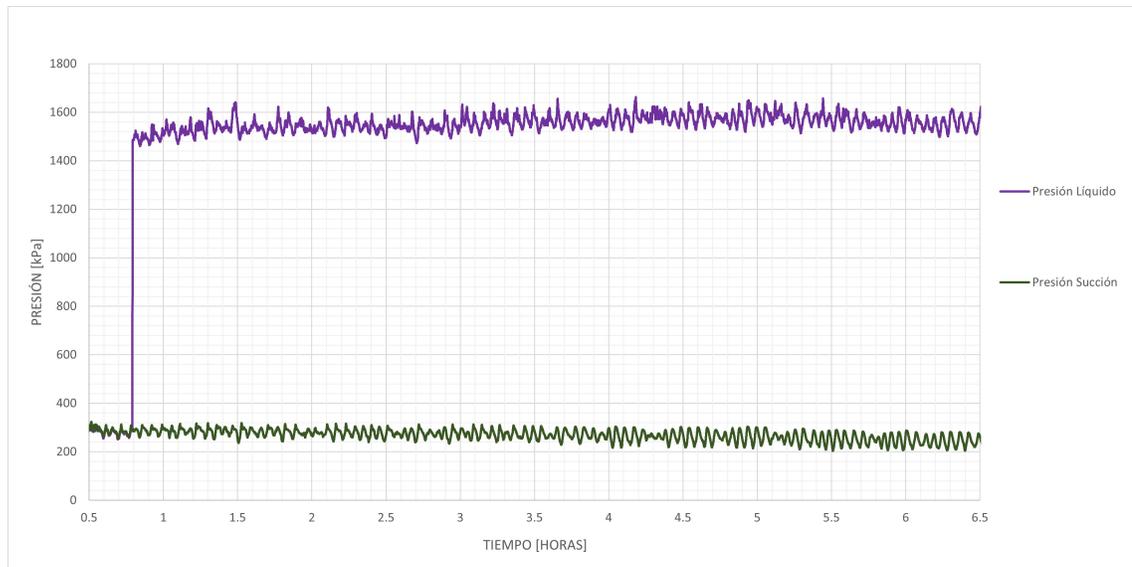


Figura 5.5: Presión de refrigerante intercambiador RC-1.

Tabla 5.3: Valores promedio durante prueba RC-1.

Valores promedio de prueba RC-1	
Temperatura de aire entrada:	0.19 °C
Temperatura de aire salida:	-4.65 °C
Humedad relativa entrada:	77 %
Humedad relativa salida:	73 %
Flujo másico refrigerante:	0.557 g/s
Sobrecalentamiento:	2.69 °C
Temperatura refrigerante líquido:	5.88 °C
Temperatura refrigerante succión:	-11.58 °C
Presión de refrigerante líquido:	1,556.13 kPa
Presión de refrigerante succión:	267.84 kPa

Durante la prueba al intercambiador RC-1 se tomó un registro fotográfico para estudiar el crecimiento de la capa de escarcha sobre la superficie del intercambiador. Como se observa en la Figura 5.6, al inicio de la prueba a las 11:00 a.m. el intercambiador se encuentra en condiciones originales, conforme transcurre el tiempo de prueba, a las 12:00 p.m. se observa el inicio de la formación de escarcha sobre

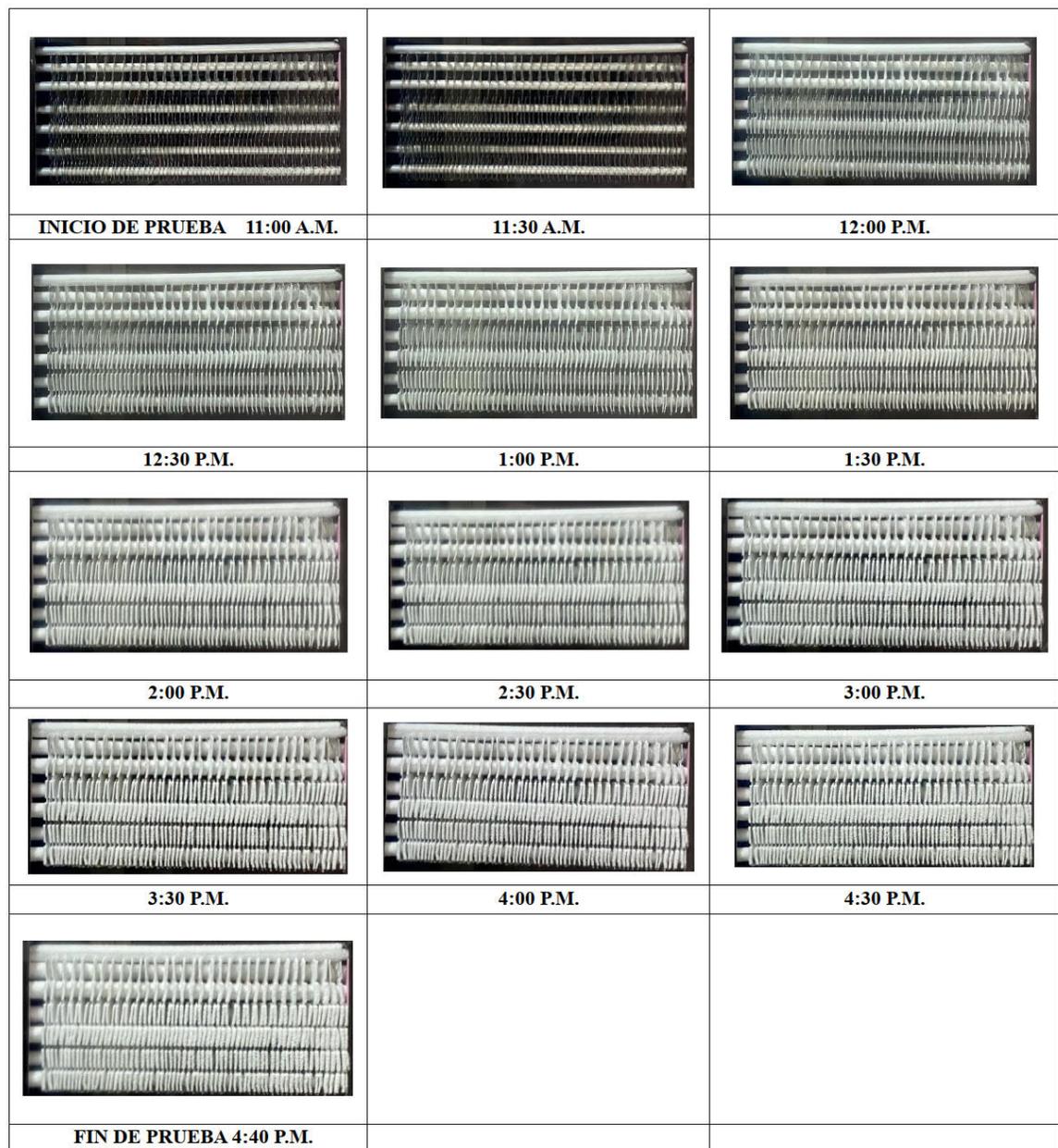


Figura 5.6: Registro fotográfico intercambiador RC-1 durante prueba.

la superficie del intercambiador, una primera etapa donde solo existe una delgada película. Para las 2:30 p.m. ya se tiene una capa de escarcha con cierta altura y volumen en la cual ya se comienzan a formar bastones o ramificaciones las cuales van adquiriendo altura y volumen hasta llegar a la finalización de la prueba a las 4:40 p.m. en donde se puede observar un intercambiador de calor completamente cubierto por la capa de escarcha, sin embargo, a diferencia de otras pruebas, aún se puede observar un pequeño espacio entre aleta y aleta por donde puede circular el aire, como se aprecia en la Figura 5.8 la cual es una fotografía tomada a una sección del intercambiador de calor con la capa de escarcha al finalizar la prueba.

Por último al terminar la prueba se desacopló del sistema el intercambiador RC-1 y se pesó inmediatamente, dando un peso total con escarcha de 473.8 gramos al cual restandole los 369.7 gramos del peso del intercambiador sin escarcha, da un total de escarcha acumulada sobre la superficie del intercambiador de 104.1 gramos. Esto indica un valor de 0.031 gramos de escarcha acumulada por centímetro cuadrado de área de superficie. (Tabla 5.4).



Figura 5.7: Pesaje de intercambiador RC-1 posterior a prueba.



Figura 5.8: Detalle de escarcha formada en intercambiador RC-1. Fotografía tomada a la hora 5 con 40 minutos.

Tabla 5.4: Escarcha acumulada intercambiador RC-1.

Escarcha acumulada RC-1	
Peso Intercambiador sin escarcha:	369.7 g
Peso Intercambiador con escarcha:	473.8 g
Total escarcha acumulada:	104.1 g
Gramos de escarcha/cm <sup>2</sup> :	0.031 g/cm <sup>2</sup>

### 5.1.1 CAÍDA EN LA VELOCIDAD DEL AIRE Y TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-1

La velocidad del aire medida durante la prueba al intercambiador RC-1 se puede observar en la Figura 5.9, la velocidad inicial del aire fue de 1.67 m/s y de ahí comenzó a bajar conforme el transcurso de la prueba. A la primer hora de transcurrida la prueba se registró una velocidad de aire de 1.30 m/s, para la segunda hora se observó un decremento importante ya que en la hora 2.5 se registró una velocidad de aire de 0.87 m/s, una caída de la mitad del valor inicial de velocidad. Al llegar a la hora 4 de la prueba se puede observar cómo el valor disminuyó hasta 0.5 m/s y de ahí en adelante llegó a una zona donde se estabilizó en 0.33 m/s durante la última hora de la prueba. Cabe mencionar que de los datos registrados se obtuvo una línea de tendencia con la función, la cual se utilizará mas adelante para el cálculo del flujo másico del aire.

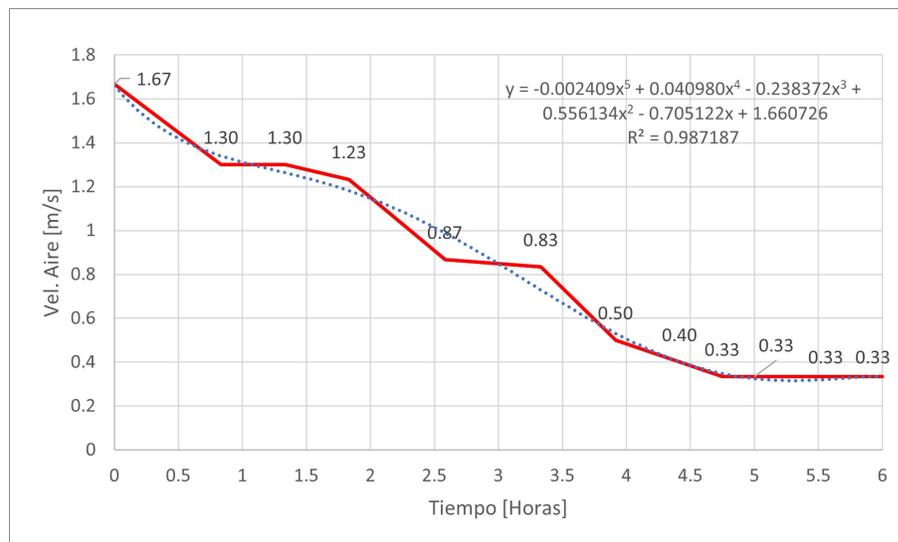


Figura 5.9: Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-1.

El calor transferido por el intercambiador RC-1 en el lado del refrigerante durante el transcurso de la prueba en promedio fue de 83.41 Watts, en la Figura 5.10 se observa como al inicio de la prueba la tasa de transferencia de calor fue de 100 Watts, sin embargo, con el transcurso de la prueba este valor fue disminuyendo, teniendo

a las 2 horas una tasa de aproximadamente 90 Watts de transferencia de calor y continuando en descenso, a las 4 horas de transcurrida la prueba se observó una caída significativa en la tasa de transferencia de calor llegando a un valor promedio de 70 Watts que es donde prácticamente se mantuvo el valor durante las últimas dos horas de la prueba, observándose una ligera tendencia a seguir disminuyendo ya que al final de la prueba se observaron valores de aproximadamente 65 Watts de transferencia de calor.

El calor transferido en el intercambiador RC-1 en el lado del aire durante el transcurso de la prueba en promedio fue de 65.65 Watts, en la Figura 5.10 se observan valores iniciales de transferencia de calor de 100 Watts y durante las primeras 2 horas de la prueba se mantiene en ese rango, sin embargo al llegar a la hora 2 se observa cómo el valor de transferencia de calor comienza a disminuir rápidamente llegando a las 4 horas a un valor de 30 Watts en promedio, valor que se mantiene en ese rango con una ligera disminución durante el tiempo restante de la prueba, ya que al final se observan valores en el rango de los 25 Watts en promedio.

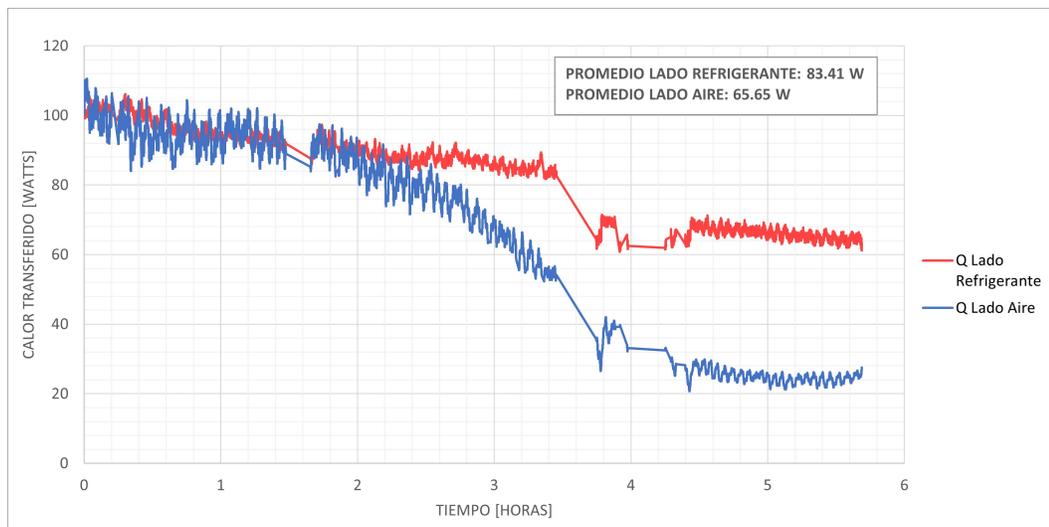


Figura 5.10: Calor transferido en refrigerante y aire durante prueba a intercambiador RC-1.

De igual forma en la Figura 5.10 se puede ver la comparativa entre la transferencia de calor en el lado del aire y la transferencia de calor en el lado del refrigerante, se observa como al inicio de la prueba ambos valores se encuentran dentro del mismo rango, sin embargo conforme el transcurso de la prueba se van separando. Un momento clave son las 2 horas de prueba, ya que es en ese momento en donde se observa que las cantidades comienzan a separarse de mayor manera. Una posible explicación para lo observado es que desde el punto de vista de la transferencia de calor del lado refrigerante, esta depende de 3 parámetros los cuales son el flujo másico de refrigerante, entalpía del refrigerante a la entrada y entalpía del refrigerante a la salida del evaporador. Y la transferencia de calor del lado del aire depende de más parámetros como son el flujo másico del aire, la temperatura del aire a la entrada y a la salida, el flujo másico de vapor, entalpía de entrada y de salida y entalpía de cambio de fase, y se cree que la capa de escarcha que tiene un cambio de fase puede tener un efecto en la estimación de la transferencia de calor en el lado del aire.

Como parte del análisis se llevó a cabo la separación de la transferencia de calor en el lado del aire, utilizando las Ecuaciones (4.26), (4.27) y (4.28), como se observa en la Figura 5.11, donde se obtuvo la cantidad de calor transferido por calor latente y la cantidad de calor transferido por calor sensible, si se promedian los valores se obtiene que en promedio el 63% de la transferencia de calor en el intercambiador se debió a calor sensible y el 37% de la transferencia de calor se debió a calor latente.

Es de interés observar la correlación existente entre los valores de transferencia de calor con respecto a la velocidad del aire promedio, ya que presentan comportamientos similares. Una explicación lógica a esto puede ser que al ir aumentando la cantidad de escarcha, se restringe el paso del aire a través de las aletas del intercambiador lo que a su vez repercute en la tasa de transferencia de calor, así mismo, al aumentar la capa de escarcha se crea una resistencia adicional a la transferencia de calor.

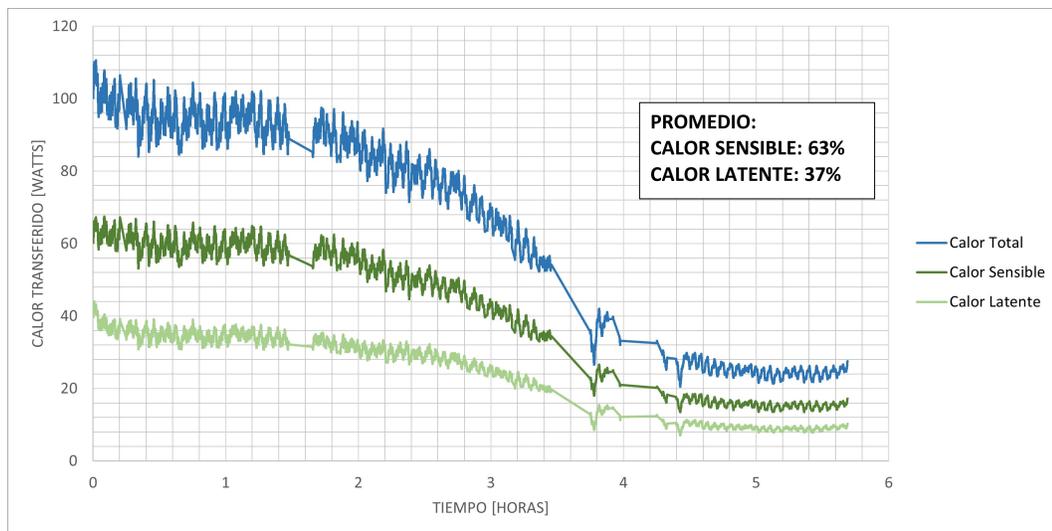


Figura 5.11: Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba a intercambiador RC-1.

## 5.2 PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-2

El intercambiador de calor RC-2 es equivalente en área con el intercambiador RC-1, ambos cuentan con un área total menor que los intercambiadores RC-3 y RC-4 también equivalentes. Cuenta con un ancho de primera a última aleta de 26 centímetros, está conformado por dos tipos de aletas, 17 aletas largas de una longitud de 19.05 centímetros y 17 aletas cortas con una longitud de 15.22 centímetros. El ancho de las aletas es de 3 centímetros y el espesor de 0.1 milímetros. Este intercambiador cuenta con un espaciamiento superior entre sus aletas de 7.88 milímetros y un espaciamiento inferior entre sus aletas de 15.76 milímetros, una tubería de 8 milímetros de diámetro externo, al igual que los demás intercambiadores. Cuenta con 10 filas de tubos en una sola columna. Esto da como resultado un área total de superficie de  $0.3346\text{m}^2$ . En la Figura 5.12 se puede observar un plano de los detalles constructivos del intercambiador RC-2, así mismo en la Tabla 5.5 se observa un resumen de los datos constructivos del intercambiador.

La prueba realizada al intercambiador RC-2 tuvo una duración de 6 horas en total. En la Tabla 5.6 se encuentran los valores promedio registrados de las variables durante la prueba. Se registró una temperatura de aire a la entrada promedio de  $0.15^\circ\text{C}$  y una temperatura de aire promedio a la salida de  $-5.15^\circ\text{C}$ . En la Figura 5.13 se observa que ambas temperaturas de aire, tanto la de entrada como la de salida se mantuvieron constantes durante casi el total del tiempo de prueba, durante la última hora de prueba puede observarse cómo existe una tendencia de la temperatura del aire de salida a disminuir su valor de  $-5^\circ\text{C}$  en promedio a  $-6^\circ\text{C}$ .

La humedad relativa promedio del aire registrada a la entrada y a la salida se mantuvo en rangos muy estables durante el transcurso de la prueba, como se observa en la Figura 5.14. Al inicio de la prueba la humedad relativa del aire a la entrada se encontraba en valores de alrededor de 74% y continuó en ese rango durante el transcurso de la prueba, la humedad relativa del aire a la salida del

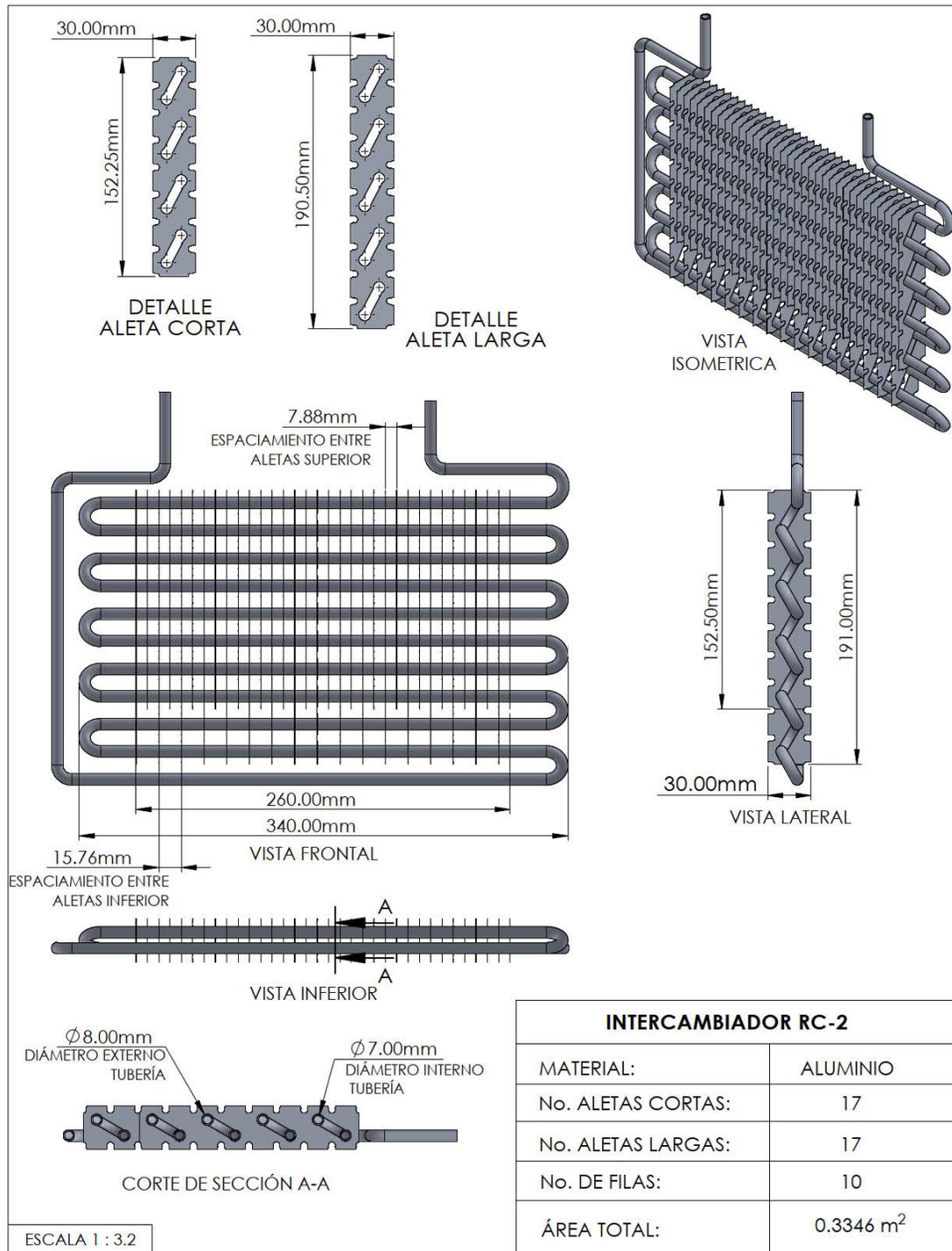


Figura 5.12: Plano de intercambiador RC-2.

Tabla 5.5: Datos constructivos intercambiador RC-2.

Intercambiador RC-2	
Ancho primera a última aleta	26 cm
Longitud de aleta larga	19.05 cm
Longitud de aleta corta	15.22 cm
No. Aletas Largas	17
No. Aletas Cortas	17
Espacio entre aletas	7.88 mm / 15.76 mm
Ancho de aleta	3 cm
Espesor de aleta	0.1 mm
Número de columnas	1
Número de filas	10
Área total	0.3346 m <sup>2</sup>

intercambiador, al inicio de la prueba presentó algunos picos en los que se registraron valores de humedad altos sin embargo a las 2 horas de transcurrida la prueba el valor se estabilizó y continuó en el rango de 72 % y bajó gradualmente hasta terminar en 70 % al terminar las 6 horas de la prueba.

El flujo másico de refrigerante se mantuvo estable durante el transcurso de la prueba, presentando un valor en promedio de 0.636 g/s como se observa en la Figura 5.15, en la última parte de la prueba, se puede observar una variación en la cantidad de flujo másico en el sistema, lo que llevó a una perturbación en el sistema, sin embargo dicha perturbación fue momentánea y no representó un gran cambio ya que en poco tiempo el sistema se estabilizó. En cuanto al valor de sobrecalentamiento calculado durante la prueba, se puede observar en la Figura 5.13 que se mantuvo muy estable en el rango programado de 5°C, se observa al final de la prueba una ligera tendencia al alza ya que en la última hora de la prueba el sobrecalentamiento alcanzó valores de hasta 8 °C sin embargo se mantuvo dentro de parámetros aceptables.

La temperatura del refrigerante en la línea de líquido comenzó con valores de 8 °C en promedio y fue disminuyendo gradualmente durante el transcurso de la prueba hasta llegar a valores de 6 °C, promediando 6.6 °C. La temperatura del refrigerante en la succión comenzó en valores promedio de -8°C y fue disminuyendo gradualmente hasta alcanzar valores de -10°C al final de la prueba, promediando -9.4°C. Tanto la presión de refrigerante en la línea de líquido como la presión de refrigerante en la succión presentaron comportamientos estables durante el transcurso de la prueba, presentando en promedio una presión de 1,564.5 kPa en la línea de líquido y una presión de 272.3 kPa en la succión, durante la última hora de la prueba, la presión en la línea de líquido presentó una ligera disminución de aproximadamente 100 kPa, llegando a 1,450 kPa en promedio como se observa en la Figura 5.16.

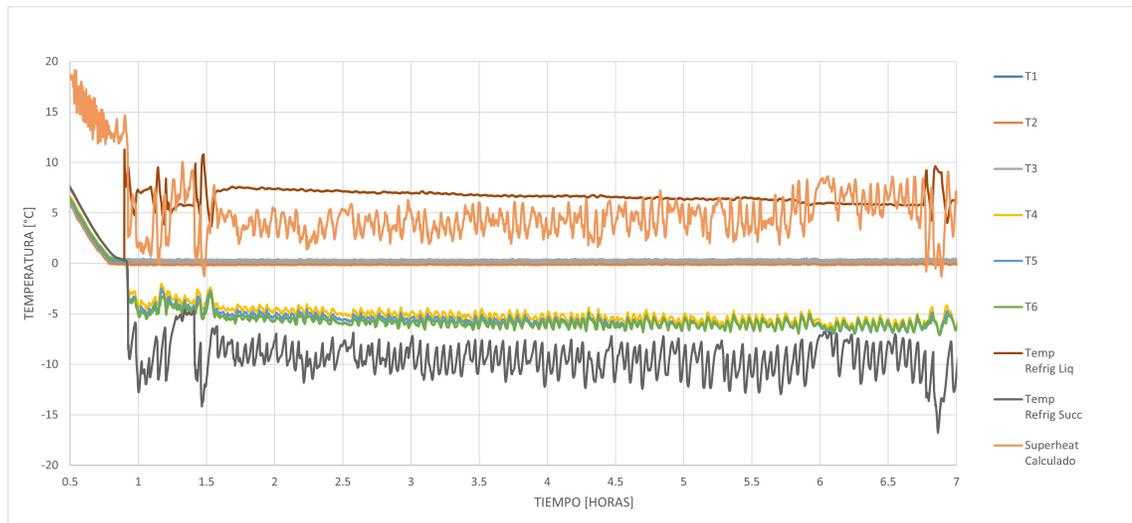


Figura 5.13: Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-2.

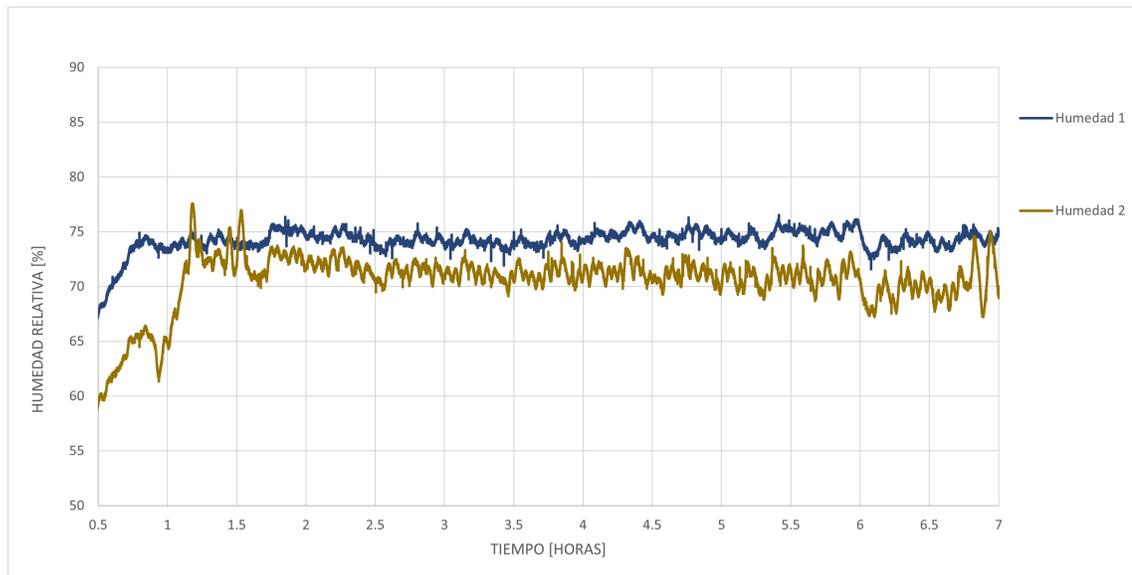


Figura 5.14: Humedad de entrada y de salida registrada durante prueba a intercambiador RC-2.

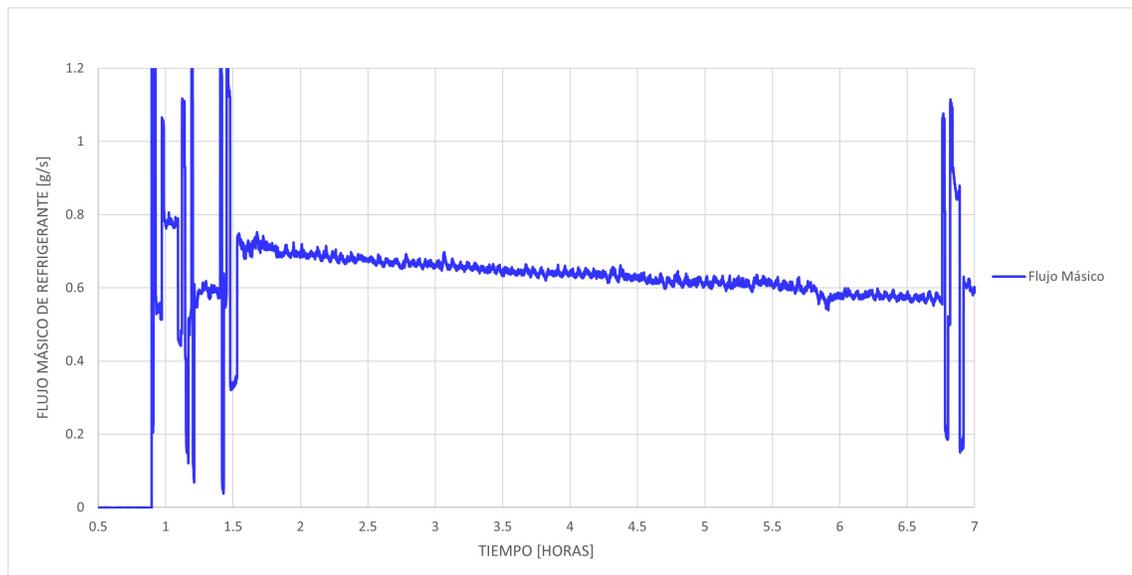


Figura 5.15: Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-2.

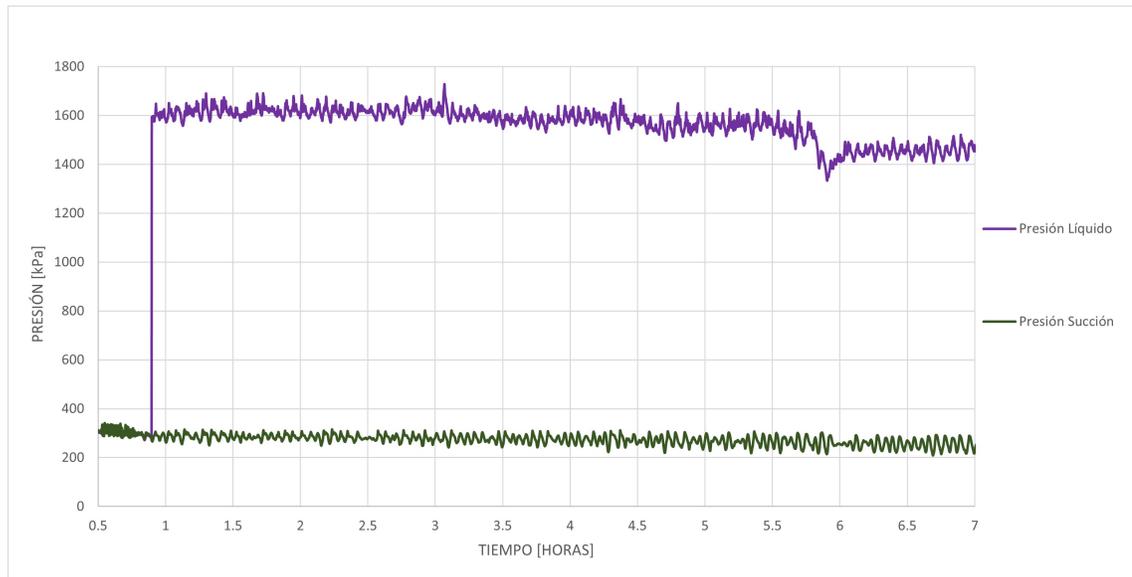


Figura 5.16: Presión de refrigerante intercambiador RC-2.

Tabla 5.6: Valores promedio durante prueba RC-2.

Valores promedio de prueba RC-2	
Temperatura de aire entrada:	0.15 °C
Temperatura de aire salida:	-5.15 °C
Humedad relativa entrada:	74 %
Humedad relativa salida:	71 %
Flujo másico refrigerante:	0.636 g/s
Sobrecalentamiento:	4.47 °C
Temperatura refrigerante líquido:	6.62 °C
Temperatura refrigerante succión:	-9.42 °C
Presión de refrigerante líquido:	1,564.58 kPa
Presión de refrigerante succión:	272.34 kPa

Se realizó el registro fotográfico para estudiar la acumulación de escarcha sobre la superficie de las aletas y tubos del intercambiador de calor. Como se puede apreciar en la Figura 5.17. Al inicio de la prueba a las 3:00 p.m. se observa el intercambiador RC-2 sin ningún tipo de escarcha sobre su superficie, con las aletas y tubos al descubierto. Conforme va progresando la prueba para las 4:00 p.m. ya se puede observar una ligera capa de escarcha formada en la superficie del intercambiador de calor sin embargo la capa aún no presenta algún volumen. La capa de escarcha continua acumulando más masa conforme el transcurso de la prueba, para las 6:30 p.m. ya puede observarse una capa de escarcha con un poco de volumen. La capa continua su desarrollo, creciendo gradualmente hasta llegar a las 9:00 p.m., hora de finalización de la prueba donde se observa una capa de escarcha totalmente desarrollada sobre la superficie del intercambiador, aunque en esta prueba la escarcha no cubre en su totalidad los espacios existentes entre aletas por donde circula el aire. Como se puede apreciar en la Figura 5.19, se tiene una capa de escarcha en la cual se empiezan a formar ramificaciones sin embargo no presenta un volumen considerable.

Una vez finalizada la prueba se procedió con el desacoplado rápido del intercambiador y se procedió a su pesaje con la escarcha acumulada sobre su superficie, como se observa en la figura 5.18. El peso del intercambiador con escarcha fue de 524 gramos, restandole a este valor los 410 gramos del peso del intercambiador sin escarcha, da un total de 114 gramos de escarcha acumulados. Esto indica una acumulación de 0.034 gramos de escarcha por centímetro cuadrado de área total del intercambiador, como se observa en la Tabla 5.7.

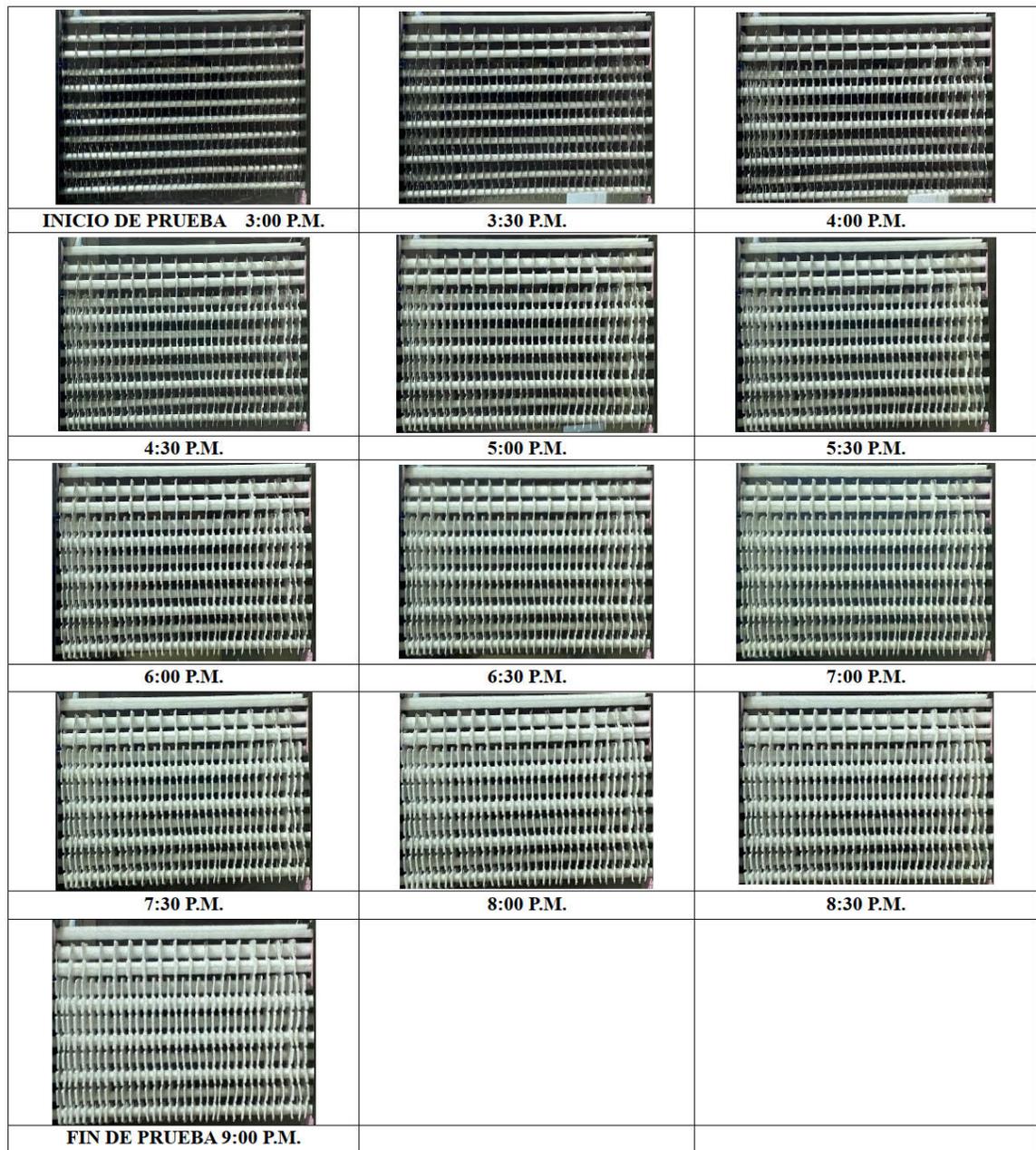


Figura 5.17: Intercambiador RC-2 durante prueba.

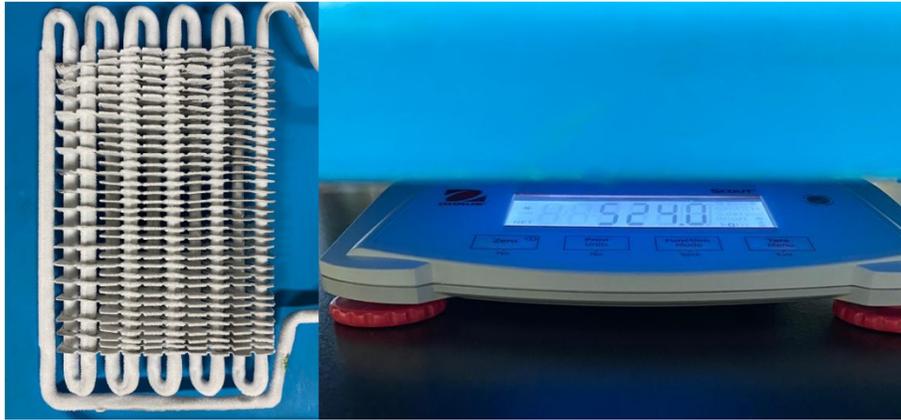


Figura 5.18: Pesaje de intercambiador RC-2 posterior a prueba.

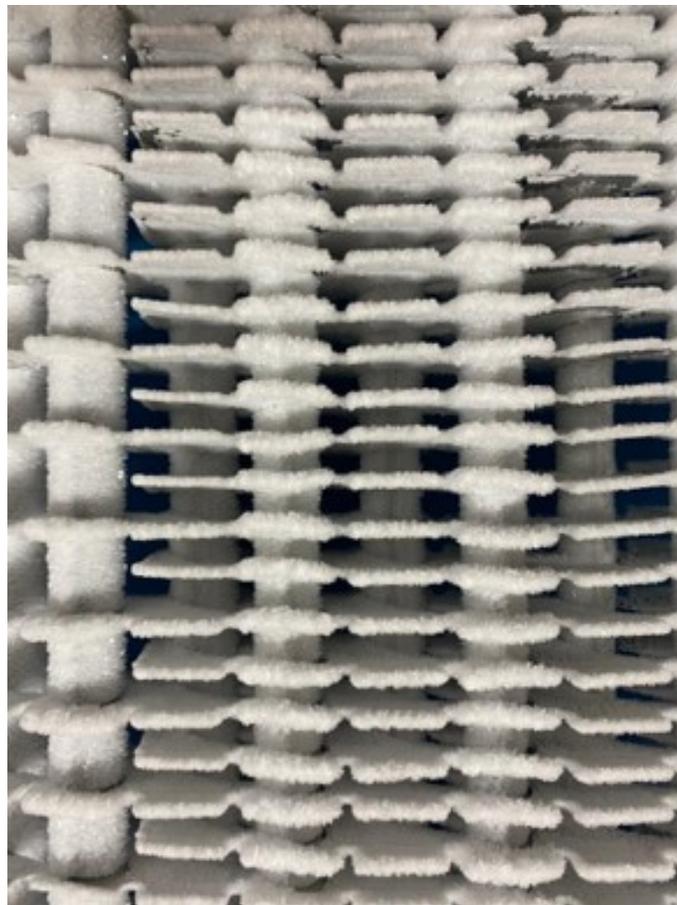


Figura 5.19: Detalle de escarcha formada en intercambiador RC-2. Fotografía tomada a la hora 6 de la prueba.

Tabla 5.7: Escarcha acumulada intercambiador RC-2.

Escarcha acumulada RC-2	
Peso Intercambiador sin escarcha:	410 g
Peso Intercambiador con escarcha:	524 g
Total escarcha acumulada:	114 g
Gramos de escarcha/cm <sup>2</sup> :	0.034 g/cm <sup>2</sup>

### 5.2.1 CAÍDA EN LA VELOCIDAD DEL AIRE Y TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-2

La velocidad del aire registrada durante la prueba del intercambiador RC-2 se puede observar en la Figura 5.20. Al inicio de la prueba se registró una velocidad de 1.67 m/s, valor que disminuyó en la primer hora de la prueba a un valor registrado de 1.33 m/s, para la hora 1.5 el valor fue de 0.83 m/s, este valor se mantuvo variando en un rango estable de la hora 1.5 a la hora 4 de la prueba entre los 0.9 y 1 m/s como se puede observar en la figura. Al llegar a la hora 4 de la prueba se observa un decremento en la velocidad la cual disminuye hasta los 0.43 m/s y de ahí se mantiene en el rango de los 0.4 m/s durante las 2 últimas horas de la prueba.

El calor transferido en el intercambiador RC-2 en el lado del refrigerante durante la prueba fue en promedio de 97.74 W. Como se observa en la Figura 5.21, la transferencia de calor presentó un comportamiento estable con una disminución a lo largo de la prueba, comenzando con un valor de 120 Watts disminuyendo gradualmente, a las 2 horas de prueba se presentó un valor de 100 Watts, a las 4 horas de prueba un valor promedio de 95 Watts y durante la última hora de la prueba un valor promedio de 90 Watts. A diferencia de la prueba con el intercambiador RC-1, se observó un comportamiento más estable y una pendiente menos pronunciada, esto puede deberse a un mayor flujo de aire entre las aletas del intercambiador ya que en este intercambiador a diferencia del RC-1 se cuenta con una separación mayor entre aletas y cuenta con aletas más largas.

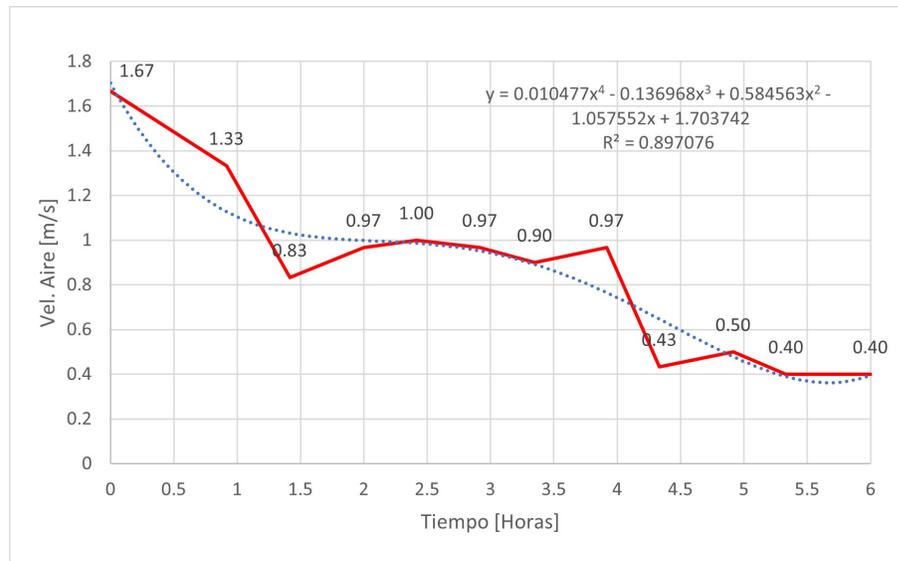


Figura 5.20: Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-2.

El calor transferido en el lado del aire por el intercambiador RC-2 durante la prueba fue en promedio de 68.43 W. Como se observa en la Figura 5.21, se comenzó con un valor de 120 Watts el cual disminuyó hasta los 90 Watts a media hora de iniciada la prueba. El valor se mantuvo en el rango de los 80 Watts promedio durante 3 horas, disminuyendo desde la hora 3.5 hasta la hora 5.5 hasta valores de 35 Watts promedio, finalizando en este rango de valores.

En la Figura 5.21 se observa de igual manera la comparativa entre la transferencia de calor en el lado del refrigerante y la transferencia de calor en el lado del aire, los dos valores de transferencia de calor comienzan en 120 Watts de transferencia, al poco tiempo de iniciada la prueba se separan y continúan con esa diferencia de aproximadamente 20 Watts hasta la hora 3.5 de la prueba, en donde se observa una mayor caída por parte del calor transferido en el lado del aire, la cual concuerda con la caída en la velocidad del viento que pasa entre las aletas del intercambiador. En la última hora de la prueba se observa una diferencia de hasta 60 Watts aproximadamente entre la transferencia de calor en el lado del aire y en el lado del refrigerante.

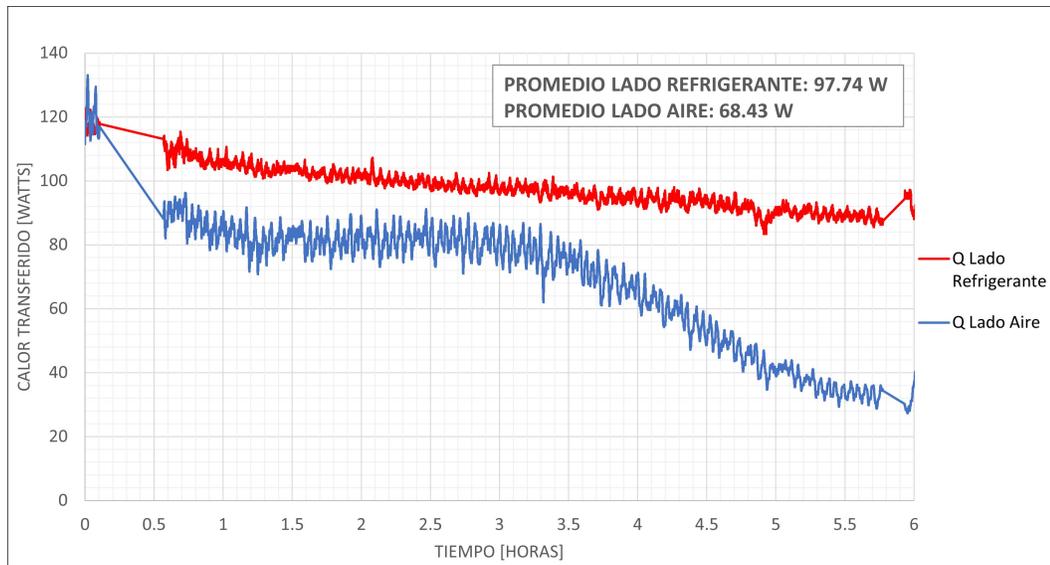


Figura 5.21: Calor transferido en lado refrigerante y lado aire durante prueba intercambiador RC-2.

Realizando el cálculo de la transferencia de calor en el lado de aire por calor sensible y calor latente como se observa en la Figura 5.22, se tiene que el 65 % de la transferencia de calor se debió a calor sensible, es decir un cambio de temperatura en el aire que atraviesa el intercambiador de calor, y un 35 % de la transferencia de calor se debió a calor latente, es decir energía consumida en el cambio de fase del agua en estado líquido a sólido al pasar a ser escarcha.

La relación observada en la prueba anterior se repite, conforme la velocidad del viento disminuye con el transcurso de la prueba, la transferencia de calor del intercambiador disminuye, sobre todo en el lado del aire. Una diferencia en esta prueba, es la forma en que se acumula la escarcha en el intercambiador, la escarcha acumulada durante esta prueba es mayor si se toman en cuenta los gramos/cm<sup>2</sup> en comparación a la acumulada durante la prueba al intercambiador RC-1, sin embargo no existe tanta resistencia adicional creada por la capa de escarcha entre las aletas del intercambiador ya que como se observa en el registro fotográfico al contar con una mayor apertura entre aletas se tiene un mejor paso de aire a pesar de la acumulación de la escarcha, lo que a su vez repercute en una mejor transferencia de calor.

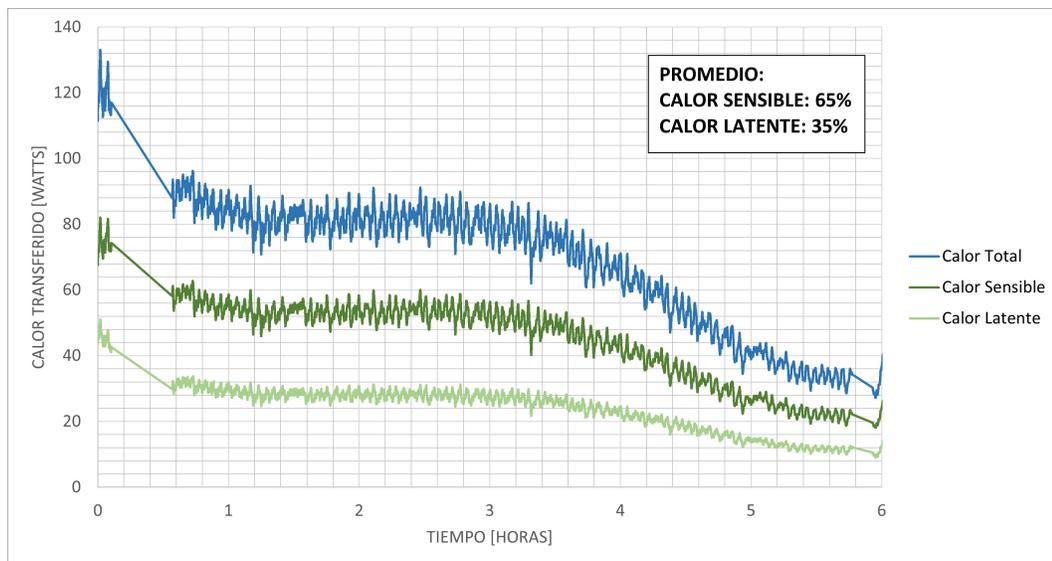


Figura 5.22: Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba a intercambiador RC-2.

### 5.3 PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-3

El intercambiador RC-3 cuenta con un ancho de primera a última aleta de 40 centímetros, está conformado por dos tipos de aleta, largas y cortas, las cuales se encuentran intercaladas, cuenta con 50 aletas largas y 51 aletas cortas, las aletas largas tienen una longitud de 11.45 centímetros, mientras que las aletas cortas cuentan con una longitud de 7.62 centímetros. El ancho de las aletas es de 3 centímetros, y su espesor de 0.1 milímetros. El intercambiador cuenta con un espaciamiento entre aletas superior de 4 milímetros y un espaciamiento entre aletas inferior de 8 milímetros, cuenta con una tubería de aluminio por donde circula el refrigerante de 8 milímetros de diámetro. Cuenta con 6 filas de tubos en una sola columna. El área total de superficie del intercambiador es de 0.5073 m<sup>2</sup>. En la Figura 5.23 se puede observar el plano del intercambiador RC-3 con sus medidas, en la Tabla 5.8 se observan los datos constructivos del intercambiador.

Tabla 5.8: Datos constructivos intercambiador RC-3.

Intercambiador RC-3	
Ancho primera a última aleta	40 cm
Longitud de aleta larga	11.45 cm
Longitud de aleta corta	7.62 cm
No. Aletas Largas	50
No. Aletas Cortas	51
Espacio entre aletas	4 mm / 8 mm
Ancho de aleta	3 cm
Espesor de aleta	0.1 mm
Número de columnas	1
Número de filas	6
Área total	0.5073 m <sup>2</sup>

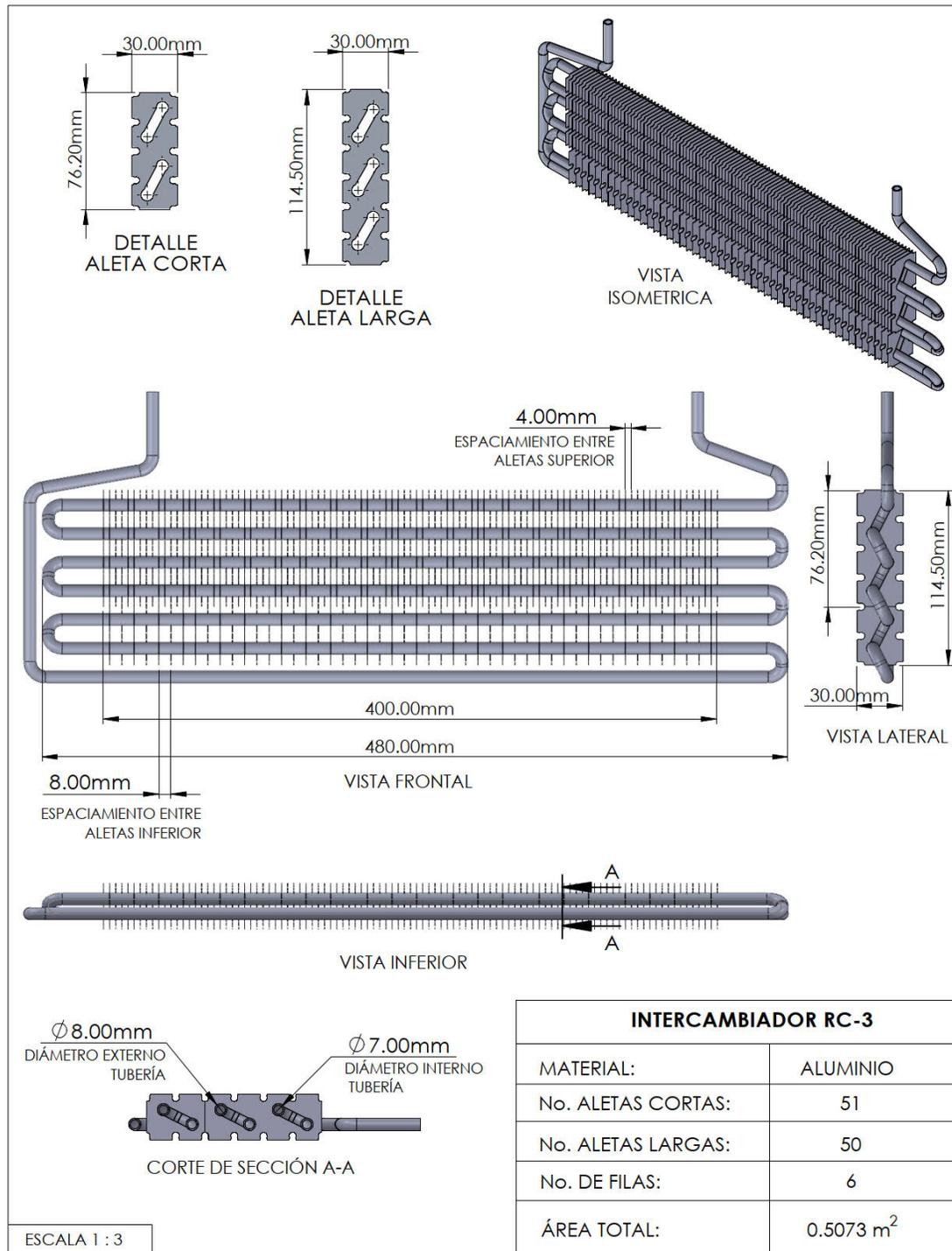


Figura 5.23: Plano de intercambiador RC-3.

La prueba al intercambiador RC-3 tuvo una duración de 6 horas continuas, en esta prueba se registraron valores promedio de temperatura de aire a la entrada del intercambiador de  $0.19\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a la salida de  $-5.09\text{ }^{\circ}\text{C}$ , en la Figura 5.24 se observa cómo la temperatura del aire a la entrada se mantuvo constante durante la duración de la prueba en el rango de los  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sin embargo en la temperatura del aire a la salida se observa una tendencia a la baja, se comenzó con temperaturas de aire a la salida del intercambiador de  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$  hasta llegar a temperaturas al final de la prueba de  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$  en promedio.

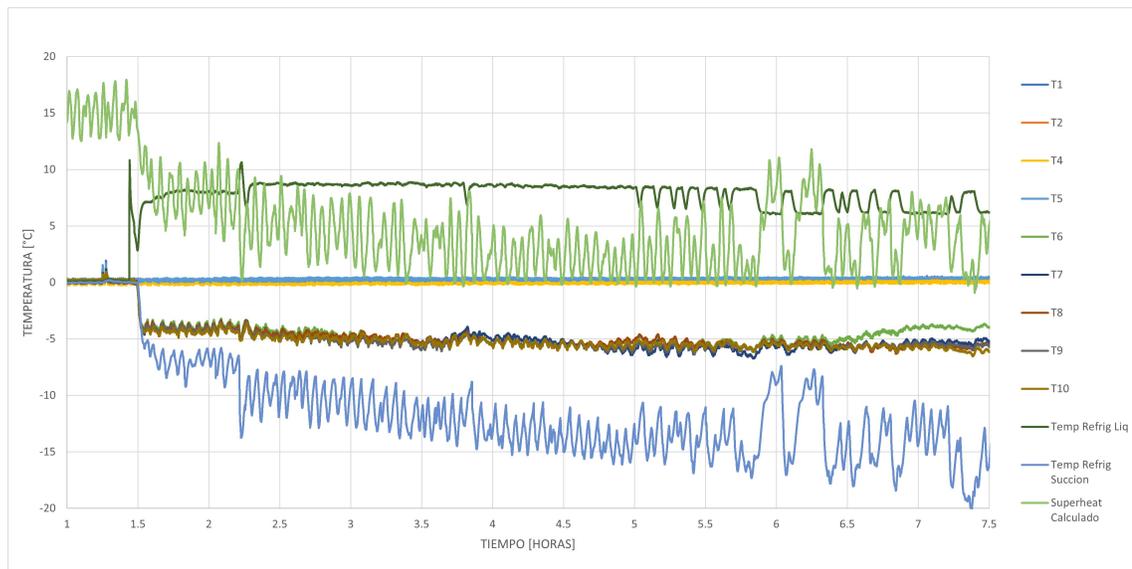


Figura 5.24: Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-3.

Respecto a la humedad relativa promedio del aire durante la prueba, se observó un incremento de la diferencia entre la humedad relativa del aire a la entrada y a la salida del intercambiador, como se observa en la Figura 5.25. Al inicio de la prueba se puede observar un pico en la humedad del aire de salida y de entrada, sin embargo, este se corrige y la humedad del aire de salida rápidamente aumenta hasta casi igualarse con la humedad del aire de entrada, sin embargo se observa que con el tiempo la humedad del aire de entrada se mantiene durante la prueba en un rango de 75 % de humedad relativa hasta llegar a un 77 % al final de la prueba, mientras que la humedad relativa del aire de salida comienza en un rango de 70 % aproximadamente y a partir de ahí comienza a bajar hasta llegar a un valor promedio de 68 % al final

de la prueba. Este aumento en el delta de las humedades de entrada y de salida podría traducirse en una acumulación gradual de escarcha sobre la superficie del intercambiador.

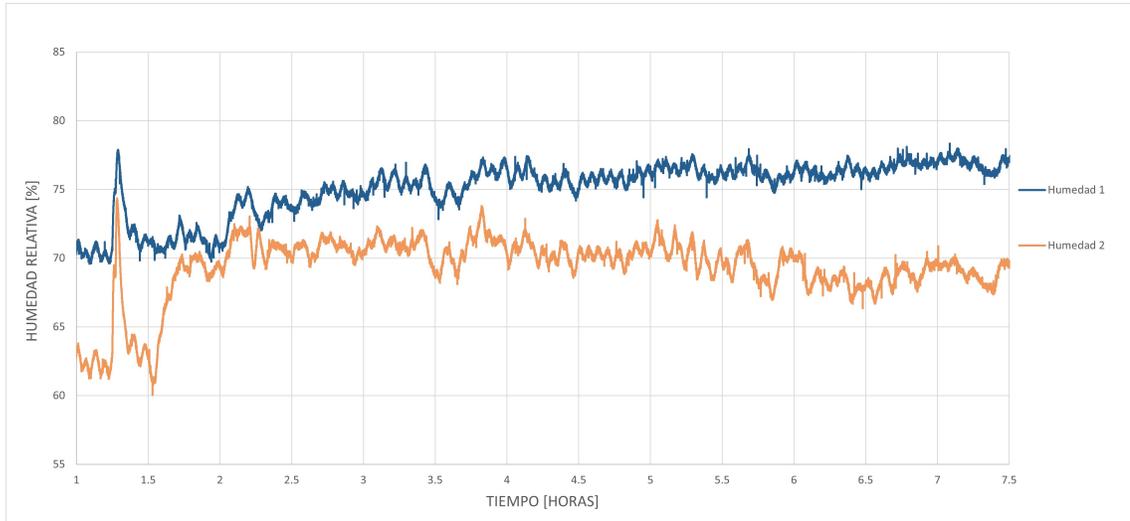


Figura 5.25: Humedad de entrada y de salida registrada durante prueba a intercambiador RC-3.

El flujo másico de refrigerante mantuvo un valor promedio de  $0.869 \text{ g/s}$  durante la prueba como se aprecia en la Figura 5.26. Durante las dos últimas horas de la prueba se presentaron algunas variaciones en el flujo másico de refrigerante suministrado al intercambiador de calor, derivadas de la apertura y cierre de la válvula de expansión electrónica regulada por el algoritmo PID. El sobrecalentamiento durante la prueba del intercambiador RC-3 se buscó mantener en el rango de los  $5^\circ\text{C}$ , como se observa en la Figura 5.24, el sobrecalentamiento se mantuvo en un rango de entre  $0^\circ\text{C}$  a  $6^\circ\text{C}$ , presentando algunos picos fuera de este rango en las últimas horas de la prueba, debido a la dificultad de regular la válvula de expansión electrónica cuando el intercambiador de calor se encuentra cubierto de escarcha, ya que el algoritmo de control con que se programó el cálculo de sobrecalentamiento comienza a presentar este tipo de retrasos.

La temperatura promedio del refrigerante en la línea de líquido, es decir, en la línea de entrada de la válvula de expansión, presentó valores estables de  $7.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ , en la Figura 5.24 se observa cómo en las dos últimas horas de la prueba se presentan algunas variaciones en la temperatura las cuales van de la mano con el control de la válvula de expansión electrónica. En cuanto a la temperatura del refrigerante en la salida (succión), se puede observar cómo la temperatura fue disminuyendo durante el transcurso de la prueba, comenzando con valores de  $-5^{\circ}\text{C}$  hasta llegar al final de la prueba a valores de  $-15^{\circ}\text{C}$ . Las presiones del refrigerante en la línea de líquido y en la línea de succión se mantuvieron estables durante el transcurso de la prueba, presentando valores promedio de  $1,103\text{ kPa}$  y  $244\text{ kPa}$  respectivamente como se puede apreciar en la Figura 5.27.

En la Tabla 5.9 se encuentran los promedios de las variables registradas durante la prueba al intercambiador RC-3.

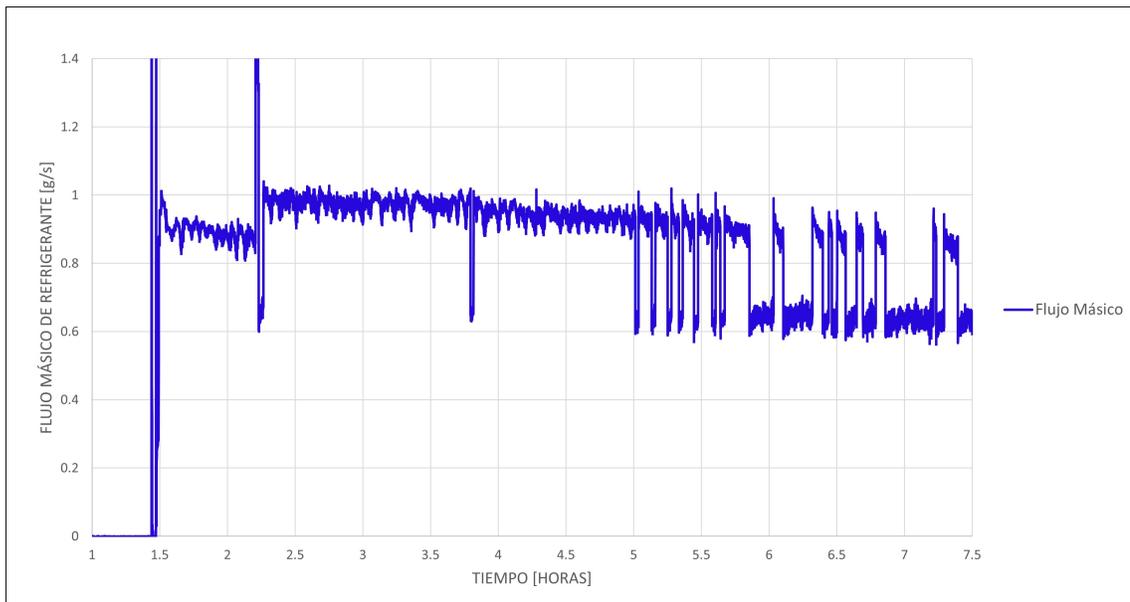


Figura 5.26: Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-3.

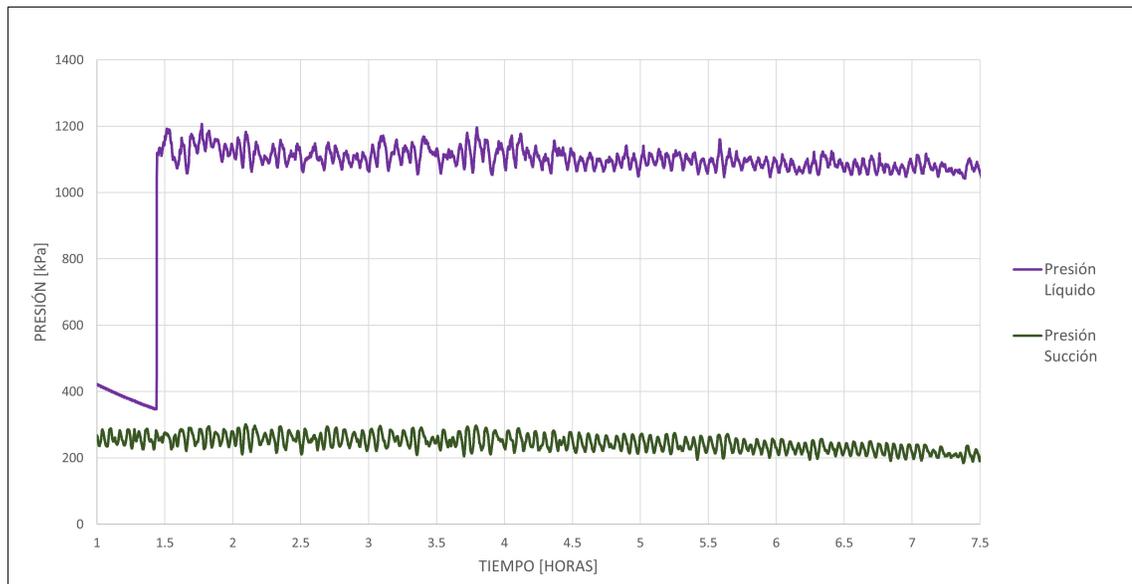


Figura 5.27: Presión de refrigerante intercambiador RC-3.

Tabla 5.9: Valores promedio durante prueba RC-3.

Valores promedio de prueba RC-3	
Temperatura de aire entrada:	0.19 °C
Temperatura de aire salida:	-5.09 °C
Humedad relativa entrada:	75 %
Humedad relativa salida:	70 %
Flujo másico refrigerante:	0.869 g/s
Sobrecalentamiento:	4.34 °C
Temperatura refrigerante líquido:	7.92 °C
Temperatura refrigerante succión:	-11.9 °C
Presión de refrigerante líquido:	1,103.14 kPa
Presión de refrigerante succión:	244.87 kPa

Durante el transcurso de las 6 horas de prueba se tomó el registro fotográfico de la formación y acumulación de escarcha sobre la superficie del intercambiador. En la Figura 5.28 se observa como se comenzó a las 12:30 p.m. con un intercambiador libre de escarcha sobre su superficie, a la 1:00 p.m. se comienza a observar la formación de una delgada capa de escarcha sobre los tubos y aletas del intercambiador la cual comienza a crecer gradualmente. A las 3:30 p.m. se observa como ya existe una capa de escarcha con una altura y volumen mayor la cual comienza a bloquear los conductos de aire. La capa de escarcha continúa creciendo conforme el transcurso de la prueba hasta cubrir casi en su totalidad el espacio entre aletas al final de la prueba, como se observa en la fotografía de las 6:30 p.m.

En la figura 5.30 se observa a detalle la escarcha formada sobre las aletas del intercambiador, en este intercambiador existe un menor espaciamiento entre aletas que en el intercambiador RC-4. Como se observa, la escarcha tapó casi por completo el espacio entre aletas, sin embargo a diferencia del intercambiador RC-4, el cuál se verá mas adelante, la escarcha no adquirió un tipo de forma con “ramificaciones” tan largas, en este caso la escarcha se aprecia más compacta y menos voluminosa.

Terminada la prueba se procedió a pesar el intercambiador con la escarcha acumulada sobre su superficie, como se observa en la Tabla 5.10 el peso total del intercambiador con la escarcha fue de 596.4 gramos, al cual restandole los 431.7 gramos del peso del intercambiador sin escarcha, da un total de 164.7 gramos de escarcha acumulada sobre sus superficie, lo que indica una acumulación de 0.032 gramos de escarcha por centímetro cuadrado de área.

Tabla 5.10: Escarcha acumulada intercambiador RC-3.

Escarcha acumulada RC-3	
Peso Intercambiador sin escarcha:	431.7 g
Peso Intercambiador con escarcha:	596.4 g
Total escarcha acumulada:	164.7 g
Gramos de escarcha/cm <sup>2</sup> :	0.032 g/cm <sup>2</sup>

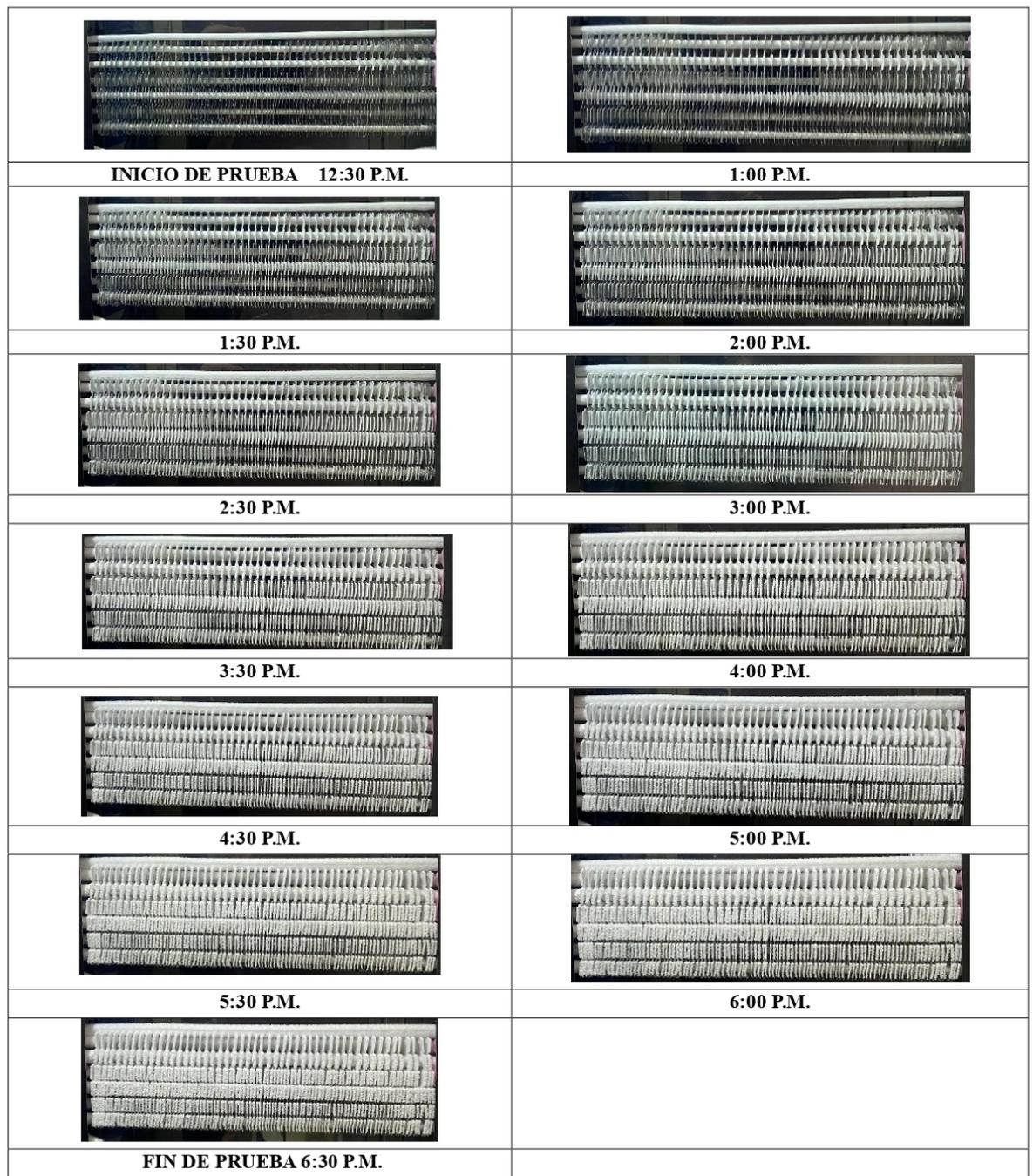


Figura 5.28: Intercambiador RC-3 durante prueba.



Figura 5.29: Pesaje de intercambiador RC-3 posterior a prueba.



Figura 5.30: Detalle de escarcha formada en intercambiador RC-3. Fotografía tomada a la hora 6 de la prueba.

### 5.3.1 CAÍDA EN LA VELOCIDAD DEL AIRE Y TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-3

La velocidad del aire medida durante la prueba al intercambiador RC-3 se observa en la Figura 5.31, la velocidad presentó una trayectoria decreciente estable sin presentar perturbaciones. Se comenzó con un valor de velocidad promedio de 1.5 m/s el cual fue decreciendo, a las 2 horas de la prueba el valor registrado fue de 0.9 m/s, a las 4 horas el valor registrado fue de 0.58 m/s y al terminar la prueba, a las 6 horas, el valor registrado fue de 0.44 m/s.

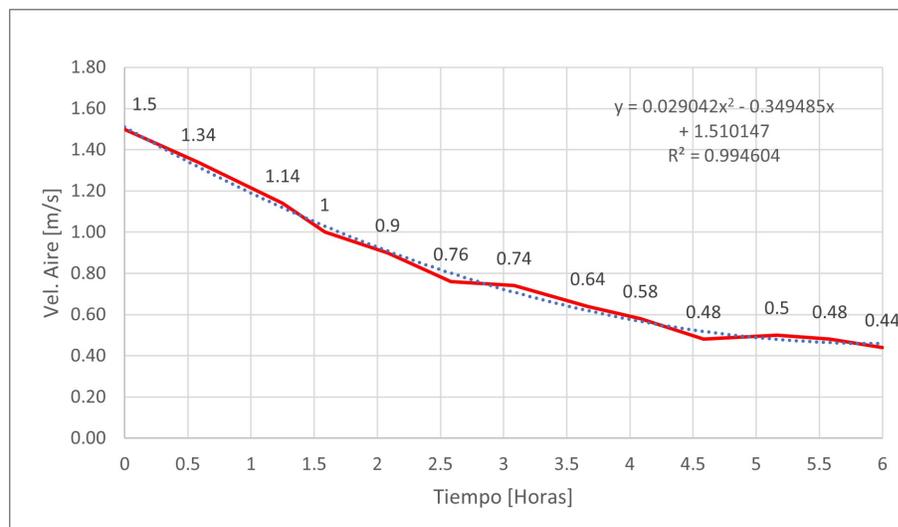


Figura 5.31: Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-3.

El calor transferido en promedio por el intercambiador RC-3 en el lado del refrigerante fue de 129.25 Watts, se debe recordar que el intercambiador RC-3 así como el RC-4 son intercambiadores más grandes en área que el intercambiador RC-1 y RC-2. En la Figura 5.32 se observa la tasa de calor transferido durante la prueba. Se comenzó con una transferencia de calor promedio de 140 Watts durante la primera media hora de la prueba, de la hora 0.5 a las 3 horas y media de la prueba, se mantuvo en un rango estable que comenzó en los 150 Watts hasta llegar a los 140 Watts, alrededor de las 3 horas y media se presentó un comportamiento con caídas abruptas las cuales se ven reflejadas en la gráfica, estas caídas se deben a variaciones

por el cierre o apertura repentina de la válvula de expansión electrónica, la cual, al estar el intercambiador con la escarcha acumulada sobre su superficie genera que el algoritmo PID de control de la válvula presente algunas dificultades, sin embargo se sigue conservando el rango de los 140 Watts hasta los 130 Watts promedio de transferencia. La transferencia de calor durante las últimas dos horas de la prueba, de la hora 4 a la hora 6, presentó valores en el rango de los 100 Watts, aunque existen algunos picos en el registro los cuales aumentan el valor promedio de la transferencia de calor durante el último periodo de la prueba.

El calor transferido por el intercambiador RC-3 en lado del aire durante la prueba fue en promedio de 96.19 Watts, en la Figura 5.32 se observan valores iniciales de transferencia de calor de 140 Watts los cuales disminuyen a lo largo de las 6 horas de prueba. A las 2 horas se presentó un valor promedio de 120 Watts de transferencia de calor, a las 4 horas un valor promedio de 80 Watts y se finaliza en la última hora con valores promedio de 60 Watts los cuales se mantienen en un rango estable, sin una variación considerable .

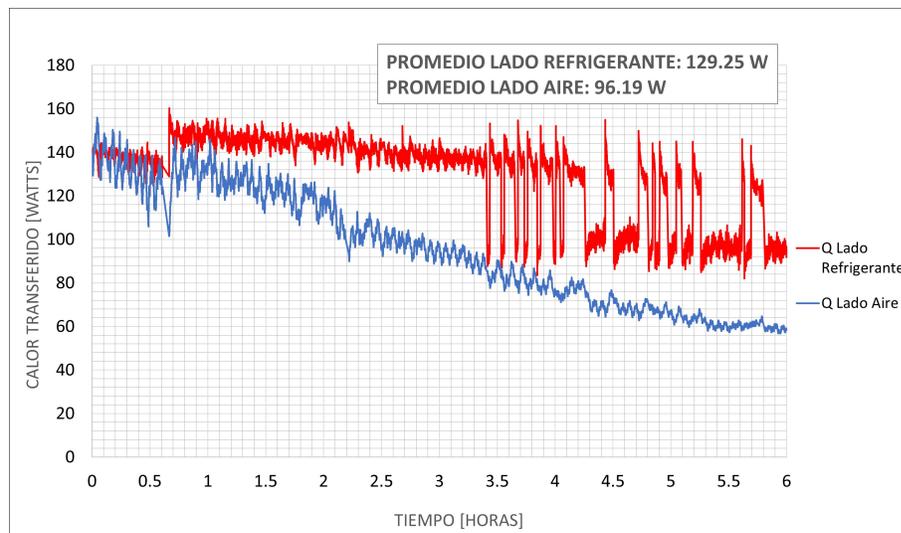


Figura 5.32: Calor transferido en lado refrigerante y lado aire durante prueba intercambiador RC-3.

En la Figura 5.32 de igual forma se observa la comparativa entre la transferencia de calor en el lado del refrigerante y la transferencia de calor en el lado del aire, al

inicio de la prueba ambos valores se encuentran en el mismo rango, dentro de los 140 Watts y presentan un comportamiento parecido durante la primera hora de la prueba. A partir de la primer hora ambos valores tienden a disminuir, sin embargo, la transferencia de calor en el lado del aire presenta una pendiente mayor lo que se traduce en una mayor disminución de la tasa de transferencia. En el período final de la prueba se tiene un delta de aproximadamente 40 Watts de diferencia entre el calor transferido en el lado del aire y el calor transferido en el lado del refrigerante.

En la Figura 5.33 se observa el cálculo de la transferencia de calor por calor sensible y calor latente en el lado del aire en la prueba del intercambiador RC-3. En promedio el calor sensible representó el 63 % del total de la transferencia de calor durante la prueba, y el calor latente representó un 37 % del total de la transferencia de calor.

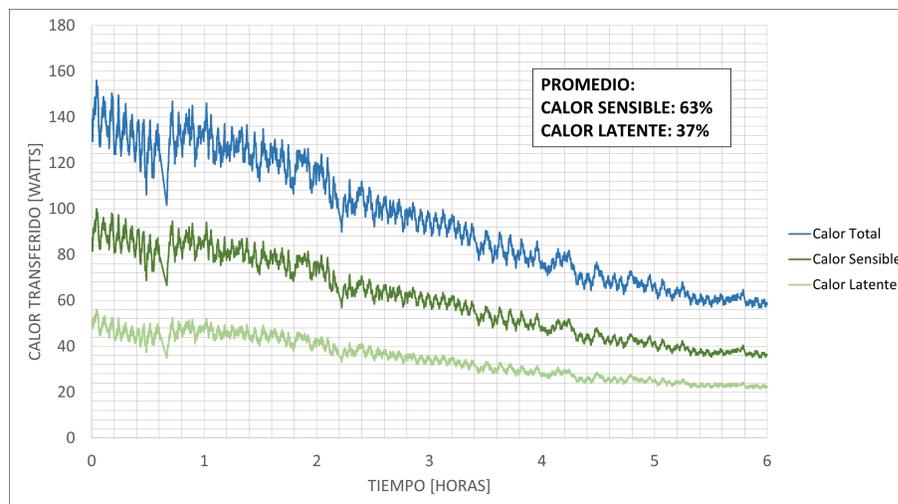


Figura 5.33: Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba intercambiador RC-3.

---

Al igual que en las pruebas pasadas, se observa la correlación existente entre la velocidad del aire con respecto al calor transferido, así mismo en esta prueba es interesante el hecho de cómo la acumulación de escarcha sobre la superficie del intercambiador puede afectar el comportamiento de la prueba, ya que durante la segunda mitad de la prueba se registró una acumulación notable de escarcha como se observa en el registro fotográfico (Figura 5.28), lo cual afectó el comportamiento de la válvula de expansión electrónica y a su vez la transferencia de calor.

## 5.4 PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-4

El intercambiador RC-4 cuenta con un ancho de primera a última aleta de 40 centímetros, está conformado por dos tipos de aletas intercaladas, 25 aletas largas de una longitud de 19.05 centímetros y 26 aletas cortas con una longitud de 15.22 centímetros cada una, el ancho de las aletas es de 3 centímetros al igual que en los demás intercambiadores, el espesor de sus aletas es de 0.1 milímetros. Cuenta con un espaciamiento entre aletas superior de 8 milímetros y un espaciamiento entre aletas inferior de 16 milímetros. La tubería por donde circula el refrigerante tiene un diámetro exterior de 8 milímetros, así mismo cuenta con 10 filas de tubos en una sola columna. Dando como resultado un área total de superficie de 0.5039 m<sup>2</sup>.

Tabla 5.11: Datos constructivos intercambiador RC-4.

Intercambiador RC-4	
Ancho primera a última aleta	40 cm
Longitud de aleta larga	19.05 cm
Longitud de aleta corta	15.22 cm
No. Aletas Largas	25
No. Aletas Cortas	26
Espacio entre aletas	8 mm / 16 mm
Ancho de aleta	3 cm
Espesor de aleta	0.1 mm
Número de columnas	1
Número de filas	10
Área total	0.5039 m <sup>2</sup>

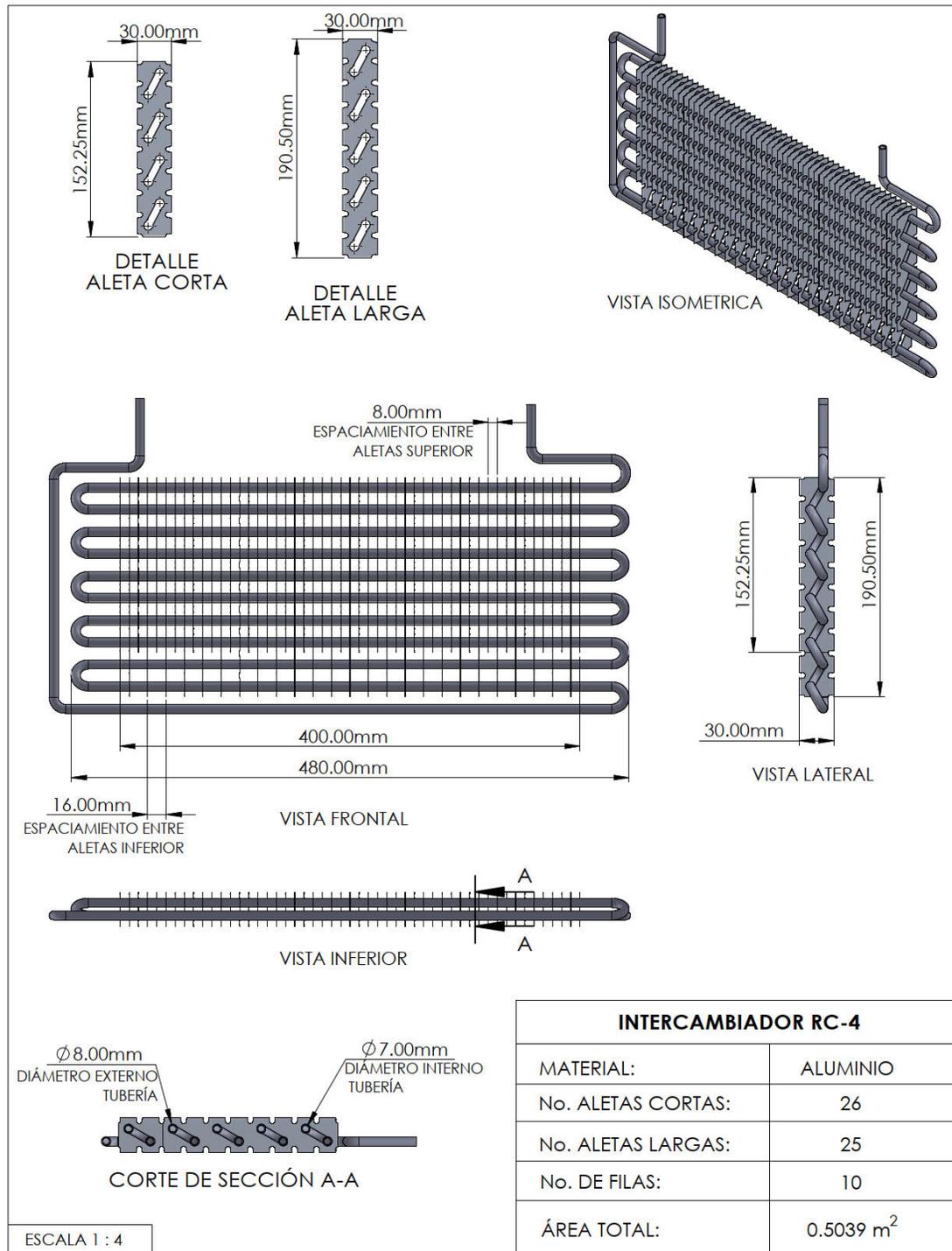


Figura 5.34: Plano de intercambiador RC-4.

La prueba al intercambiador RC-4 tuvo una duración de 6 horas. Se registraron valores promedio de temperatura de aire de entrada al intercambiador de  $0.34\text{ }^{\circ}\text{C}$ , valores de temperatura promedio de aire al salir del intercambiador de  $-4.21\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En la Figura 5.35 se observa que la temperatura del aire a la salida del intercambiador fue bajando con el paso del tiempo, comenzando en los  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$  en promedio al inicio de la prueba hasta llegar a los  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$  en la última parte de la prueba. La temperatura del aire a la entrada del intercambiador se mantuvo estable a lo largo la prueba, en el rango de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , presentando una ligera subida al final de la prueba alcanzando  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  en promedio.

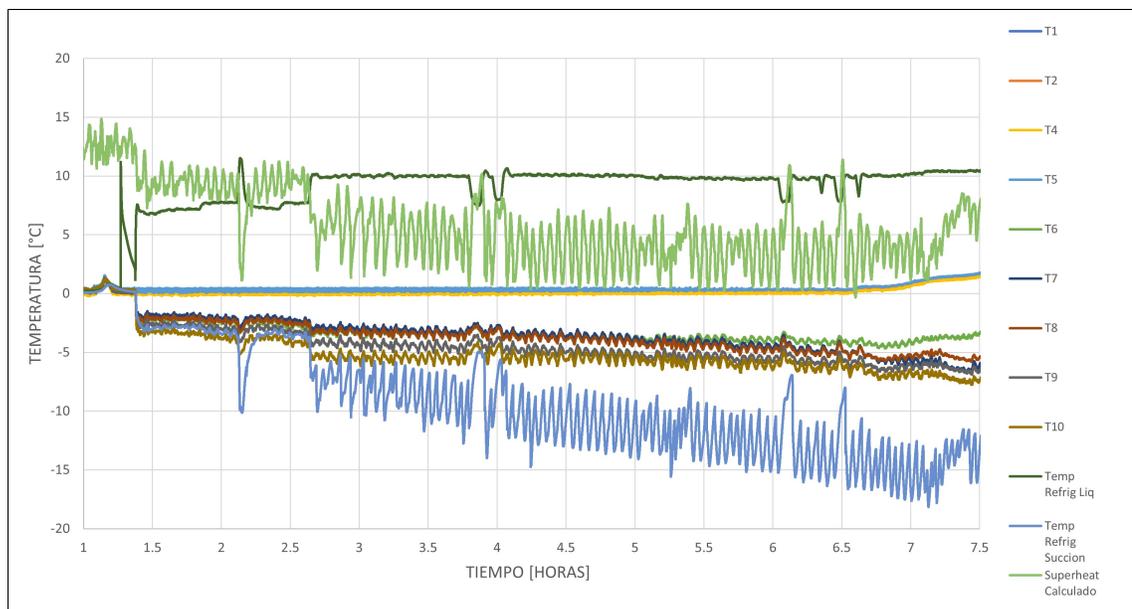


Figura 5.35: Variables registradas durante prueba a intercambiador RC-4.

La humedad relativa promedio del aire a la entrada del intercambiador fue de  $81\%$ , a la salida del intercambiador en promedio fue de  $76.5\%$ . En la Figura 5.36 se observa la diferencia entre las dos humedades relativas registradas, la diferencia aumentó con el transcurso de la prueba, presentando al inicio valores de humedad relativa a la entrada de  $80\%$  y a la salida de  $77\%$  hasta llegar al final de la prueba donde se presentaron valores de humedad relativa a la entrada de  $85\%$  y a la salida de  $75\%$  lo que puede indicar una mayor acumulación de escarcha sobre la superficie del intercambiador a prueba.

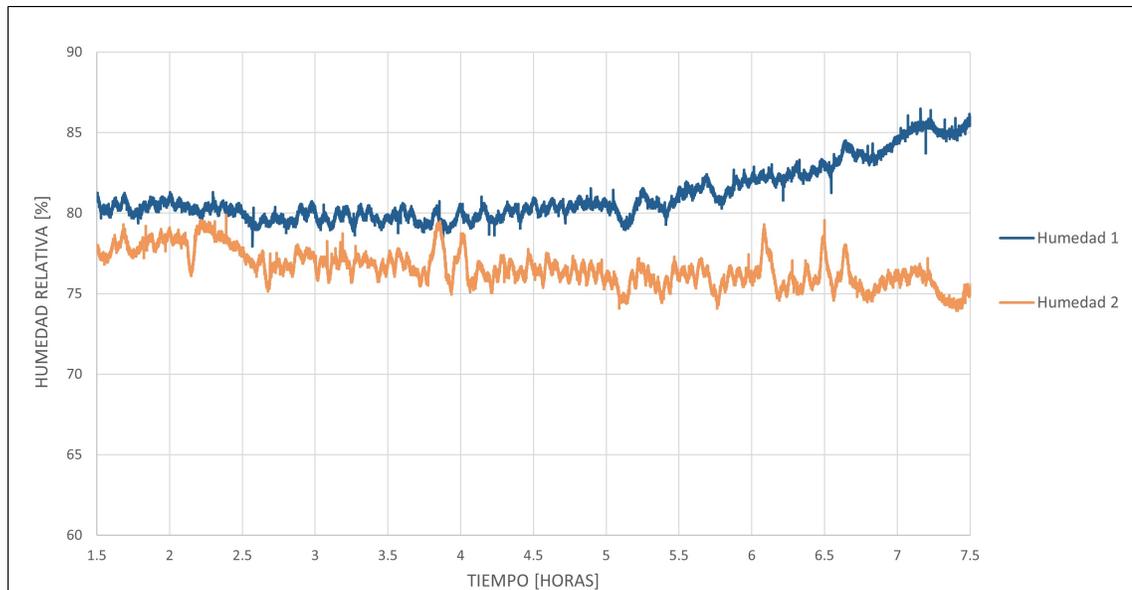


Figura 5.36: Humedad relativa del aire de entrada y de salida registrada durante prueba a Intercambiador RC-4.

El flujo másico de refrigerante mantuvo un valor dentro de un rango estable, con un valor promedio de 0.923 g/s como se puede observar en la Figura 5.37. De igual manera el sobrecalentamiento del refrigerante se mantuvo en un rango aproximado de entre 0°C y 5°C a lo largo de la prueba mediante el control electrónico de la válvula de expansión, el valor de sobrecalentamiento presentó algunos picos, sin embargo, el valor se mantuvo dentro del rango programado.

La temperatura del refrigerante en la línea de líquido presentó valores promedio de 9.46 °C, en la succión, a la salida del intercambiador, presentó valores promedio de -9.75 °C. La temperatura del refrigerante en la succión fue disminuyendo con el transcurso de la prueba, comenzando en -3 °C al inicio hasta llegar a los -15 °C al final de la prueba. Las presiones del refrigerante en la línea de líquido, previa a la válvula de expansión, y en la succión, a la salida del intercambiador, se mantuvieron en valores estables de 1,431 kPa y de 259 kPa en promedio respectivamente como se observa en la Figura 5.38.

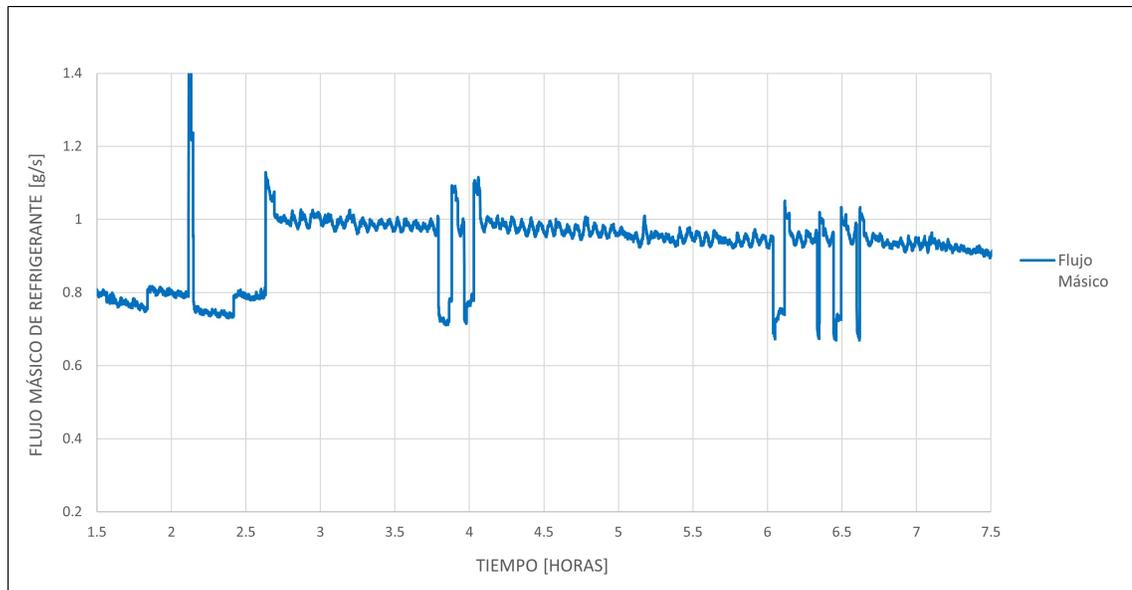


Figura 5.37: Flujo másico de refrigerante intercambiador RC-4.

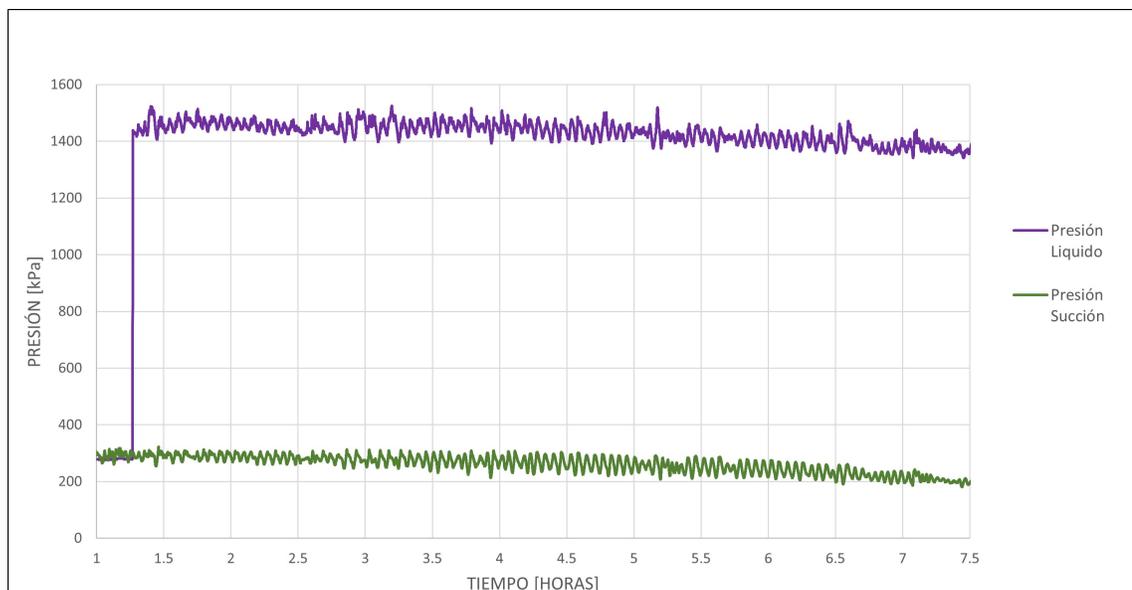


Figura 5.38: Presión de refrigerante intercambiador RC-4.

Durante el transcurso de las 6 horas de prueba se tomó el registro fotográfico, en la Figura 5.39 se observa el registro. Durante la primera hora de la prueba la acumulación de escarcha es mínima, apenas se comienza a notar la creación de una delgada capa de escarcha sobre la superficie de los tubos y aletas. A las 3 horas de transcurrida la prueba se comienza a observar la formación de una capa más densa

Tabla 5.12: Valores promedio durante prueba RC-4.

Valores promedio de prueba RC-4	
Temperatura de aire entrada:	0.34 °C
Temperatura de aire salida:	-4.21 °C
Humedad relativa entrada:	81 %
Humedad relativa salida:	76.5 %
Flujo másico refrigerante:	0.923 g/s
Sobrecalentamiento:	4.83°C
Temperatura refrigerante líquido:	9.46 °C
Temperatura refrigerante succión:	-9.75 °C
Presión de refrigerante líquido:	1,431.27 kPa
Presión de refrigerante succión:	259.92 kPa

la cual comienza a ganar altura. La capa de escarcha sigue creciendo durante las siguientes 3 horas, hasta llegar al final de la prueba en donde se observa que la escarcha prácticamente abarca el espacio entre aletas bloqueando en su mayoría el paso del aire a través del intercambiador. En la figura 5.41 se aprecia a detalle la escarcha formada en las aletas del intercambiador donde se observa una estructura de volumen considerable con ramificaciones las cuales abarcan gran parte del espacio disponible entre aletas.

Terminada la prueba se procedió a pesar el intercambiador con la escarcha sobre su superficie, dando como resultado una acumulación de 235.5 gramos de escarcha sobre la superficie del intercambiador, tal como lo muestra la Tabla 5.13., lo que indica una acumulación de 0.047 gramos de escarcha por centímetro cuadrado de área.

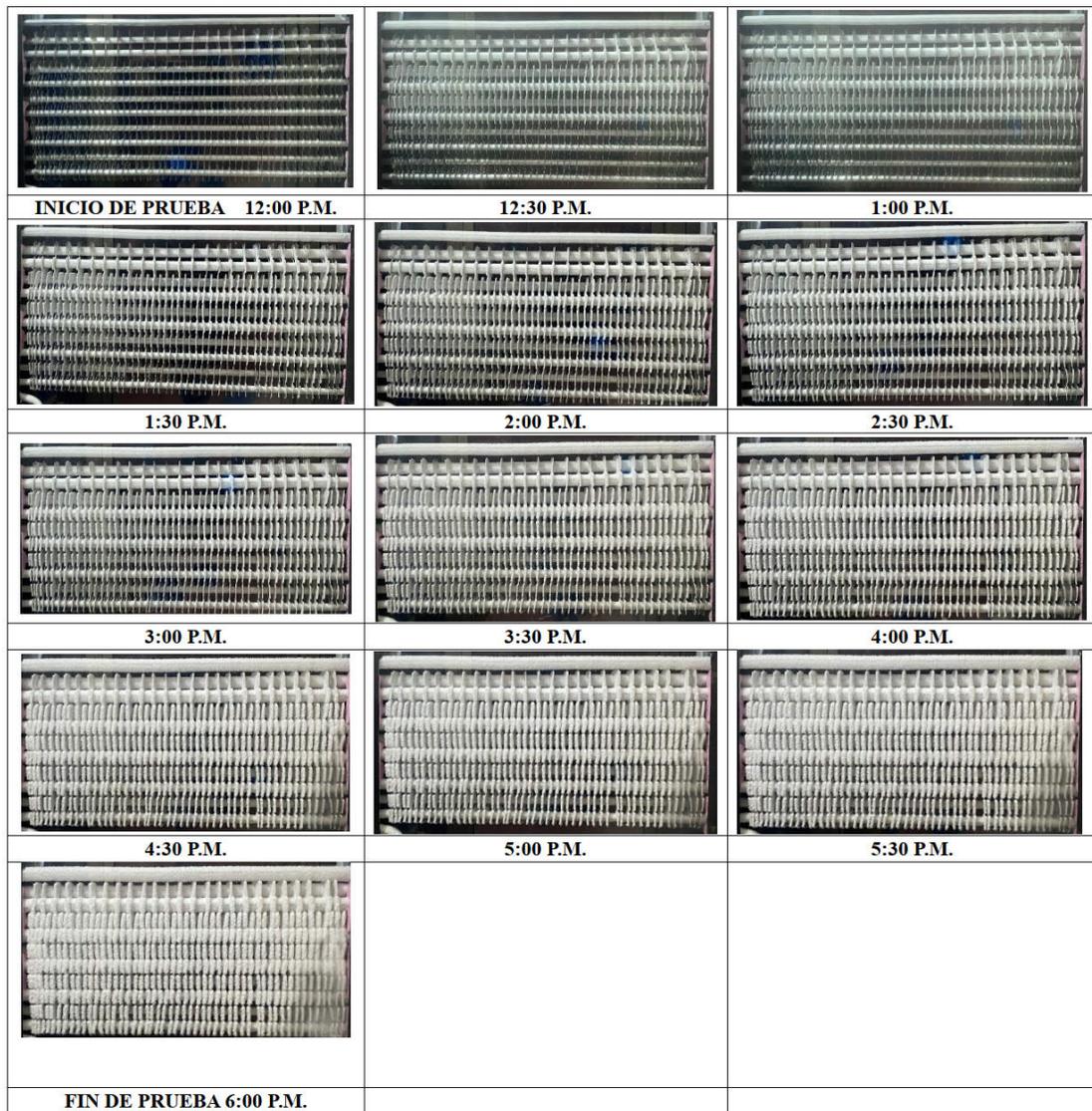


Figura 5.39: Intercambiador RC-4 durante prueba.



Figura 5.40: Pesaje de intercambiador RC-4 posterior a prueba.

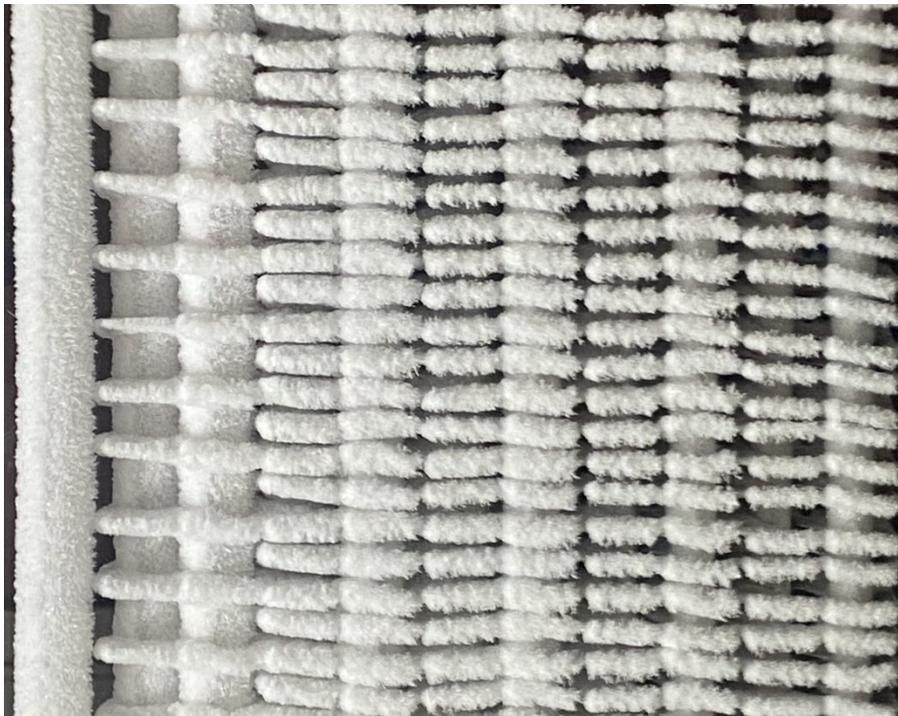


Figura 5.41: Escarcha en Intercambiador RC-4. Hora 6 de prueba.

Tabla 5.13: Escarcha acumulada intercambiador RC-4.

Escarcha acumulada RC-4	
Peso Intercambiador sin escarcha:	498.9 g
Peso Intercambiador con escarcha:	734.4 g
Total escarcha acumulada:	235.5 g
Gramos de escarcha/cm <sup>2</sup> :	0.047 g/cm <sup>2</sup>

### 5.4.1 CAÍDA EN LA VELOCIDAD DEL AIRE Y TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE PRUEBA A INTERCAMBIADOR RC-4

La velocidad promedio del aire se puede observar en la Figura 5.42, al inicio de la prueba se registró una velocidad de aire de 1.68 m/s la cual fue decreciendo. A la hora de transcurrida la prueba se registró una velocidad de 1.5 m/s, posteriormente a la hora 2 de la prueba se registró una velocidad de 1.1 m/s, seguido de esto la velocidad decreció gradualmente, a las 4 horas de la prueba se registró una velocidad promedio de 0.98 m/s y a las 6 horas de 0.76 m/s.

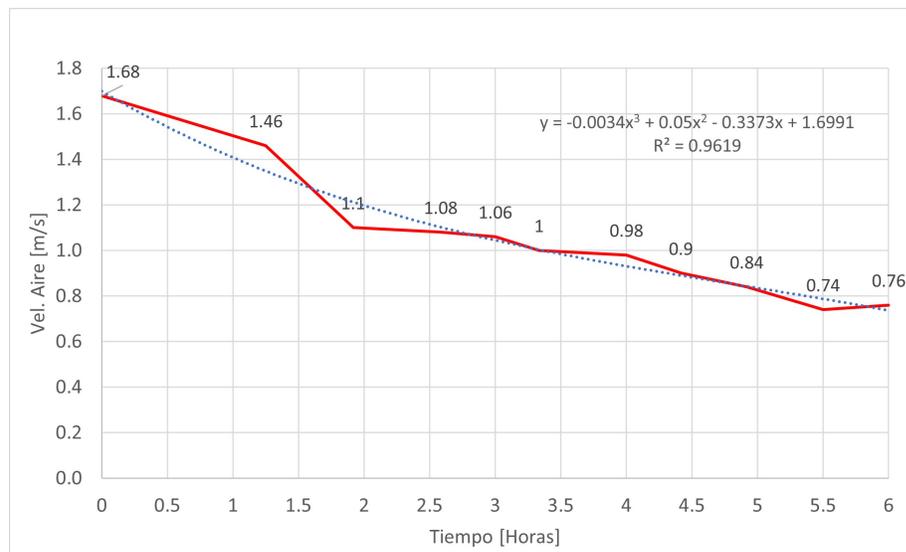


Figura 5.42: Velocidad de aire promedio durante prueba a intercambiador RC-4.

El calor transferido promedio por el intercambiador RC-4 en el lado del refrigerante durante la prueba fue de 137.67 Watts. En la Figura 5.43 se observa el comportamiento de la transferencia de calor durante el tiempo de la prueba. Se comenzó con un valor de transferencia de calor aproximado de 130 Watts al inicio de la prueba, el cual a la hora y media presentó un aumento hasta llegar a los 150 Watts en promedio y posteriormente fue disminuyendo con el transcurso de la prueba. Se puede observar cómo la transferencia de calor va disminuyendo gradualmente ya que a las 3 horas de la prueba se tiene un valor aproximado de 140 Watts el cual continúa disminuyendo, en la última hora de la prueba se tiene un valor aproximado de 135

Watts de transferencia de calor. Como puede observarse al igual que con la prueba del Intercambiador RC-3 (Figura 5.32), durante la prueba al intercambiador RC-4 se presentan algunos descensos en el valor de la transferencia de calor, sobre todo al inicio de la prueba, esto en parte se debe al comportamiento del flujo másico de refrigerante en el sistema el cual a su vez depende de la apertura de la válvula de expansión, si se observa la Figura 5.37 se tiene que los cambios registrados al inicio de la prueba en la transferencia de calor concuerdan con los valores de flujo másico de refrigerante registrados.

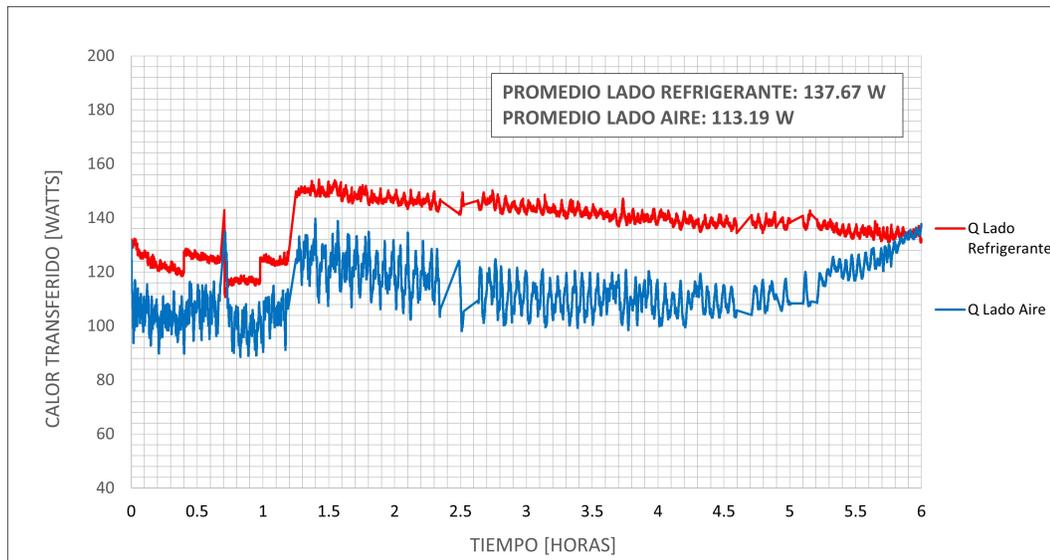


Figura 5.43: Calor transferido en lado refrigerante y lado aire durante prueba intercambiador RC-4.

El calor transferido por el intercambiador RC-4 en el lado del aire durante la prueba en promedio fue de 113.19 Watts. En la Figura 5.43 se observan valores iniciales de transferencia de calor promedio de 105 Watts, los cuales se mantienen durante la primer hora y media de prueba, posteriormente el valor de transferencia de calor se eleva hasta un rango de 130 Watts y de ahí comienza a bajar gradualmente, a las 3 horas de prueba se tiene un valor promedio de 110 Watts, el cual se mantiene hasta la hora 4.5, a partir de esta hora se observa una tendencia de la transferencia de calor a subir ya que en la última hora de prueba se tiene un valor promedio de 130 Watts. Este aumento puede deberse a un aumento registrado en la humedad del

aire de entrada como se observa en la Figura 5.36, durante la última hora de prueba, ya que como se mantiene la misma humedad del aire a la salida, esto indicaría una mayor transferencia de calor en forma de calor latente en la parte del aire.

En la Figura 5.43 se observa que existe una diferencia entre valores de transferencia de calor de lado aire y lado refrigerante a lo largo de la prueba de aproximadamente 20 Watts, en la hora 3 de la prueba se observa la mayor diferencia entre ambos valores, posteriormente de la hora 4 en adelante se observa como la transferencia de calor en el lado del aire aumentó gradualmente. Para el final de la prueba se presenta un valor igual de transferencia de calor en el lado del refrigerante y en el lado del aire.

En la Figura 5.44 se observa la separación de la transferencia de calor en el lado del aire en transferencia de calor por calor sensible y por calor latente. Promediando valores se obtiene que un 61 % de la transferencia de calor se debió a calor sensible y un 39 % de la transferencia de calor se debió a calor latente.

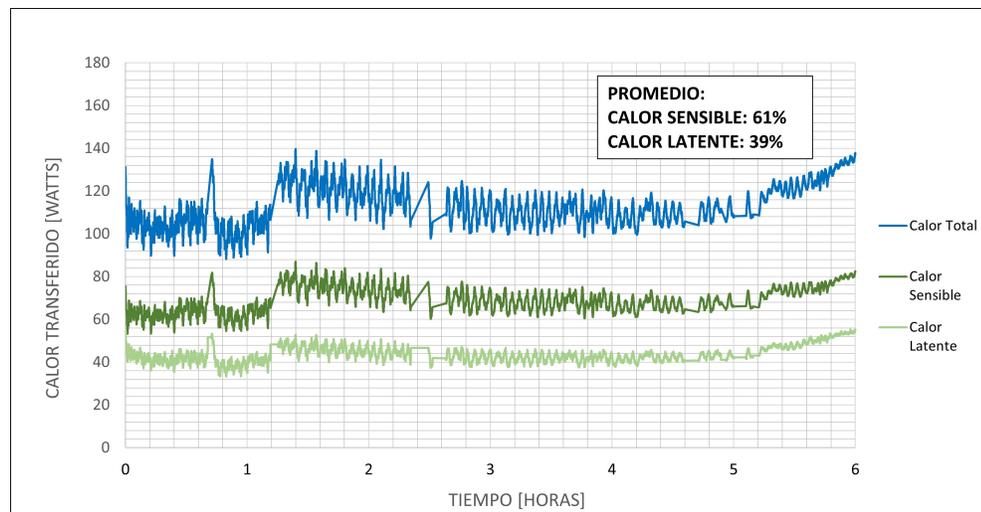


Figura 5.44: Calor sensible y latente transferido en lado aire durante prueba intercambiador RC-4.

Si se compara la Figura 5.44 con la Figura 5.33 de la prueba al intercambiador RC-3 se observa la diferencia en la transferencia de calor en el lado del aire. En la prueba al intercambiador RC-3 la transferencia de calor disminuye durante el transcurso de la prueba, y en el intercambiador RC-4 también disminuye, sin embargo, para el final de la prueba, aumenta. Así mismo se observa que en la prueba al intercambiador RC-4 existe un mayor porcentaje de calor latente en comparación a la prueba con el RC-3, esto pudiera indicar, junto con el registro de humedad relativa (Figura 5.36), que el aumento en la transferencia de calor en el lado del aire en la parte final se debió a un aumento en la humedad del aire de entrada al intercambiador durante la última etapa de la prueba.

## 5.5 COMPARATIVA DE RESULTADOS

### INTERCAMBIADOR RC-1 E INTERCAMBIADOR RC-2

Se realizó la comparación de resultados entre la pareja de Intercambiadores RC-1 y RC-2 los cuales cuentan con una área de superficie total equivalente, con una diferencia de 0.86 % en áreas. Se puede observar en la Tabla 5.14 los datos obtenidos en cada prueba.

Para el intercambiador RC-1 se obtuvo una escarcha acumulada total de 104.1 gramos en comparación con el intercambiador RC-2 en el cual se registró una acumulación de escarcha de 114 gramos, tomando como referencia los gramos entre el área total de cada intercambiador se tiene para el RC-1 un total de 0.031 gramos de escarcha por centímetro cuadrado de superficie mientras que para el intercambiador RC-2 se tiene un total de 0.034 gramos por centímetro cuadrado, un aumento del 9 % en comparación a su contraparte. En cuanto a la transferencia de calor en el lado del refrigerante para el intercambiador RC-1 se registró una transferencia promedio a lo largo de la prueba de 83.41 Watts, para el RC-2 el valor promedio fue de 97.74 Watts. En el lado del aire la transferencia de calor promedio para el intercambiador RC-1 fue de 65.65 Watts mientras que para el intercambiador RC-2 fue de 68.43 Watts. El porcentaje de transferencia de calor como calor latente por el intercambiador RC-1 fue del 37 %, en el intercambiador RC-2 fue del 35 %. En cuanto al calor sensible para el intercambiador RC-1 fue del 63 % mientras que para el intercambiador RC-2 fue del 65 %. Al obtener el parámetro de Watts por centímetro cuadrado de área de intercambiador, en la transferencia de calor del lado refrigerante se tiene para el intercambiador RC-1 un valor de 0.025 Watts/cm<sup>2</sup> mientras que para el intercambiador RC-2 se tiene un valor de 0.029 Watts/cm<sup>2</sup>, en el lado del aire el intercambiador RC-1 presentó un valor de 0.019 Watts/cm<sup>2</sup> mientras que el intercambiador RC-2 presentó un valor de 0.020 Watts/cm<sup>2</sup>.

Tabla 5.14: Comparativa de resultados de pruebas intercambiadores RC-1 &amp; RC-2.

Comparativa de Intercambiadores RC-1 & RC-2			
	Intercambiador RC-1	Intercambiador RC-2	Diferencia %
Escarcha acumulada	104.1 g	114 g	9.1 %
Gramos/cm <sup>2</sup>	0.031 g/cm <sup>2</sup>	0.034 g/cm <sup>2</sup>	9.2 %
T. de calor refrigerante	83.41 W	97.74 W	15.8 %
T. de calor en aire	65.65 W	68.43 W	4.1 %
Calor latente prom.	37 %	35 %	2 %
Calor sensible prom.	63 %	65 %	2 %
Watts/cm <sup>2</sup> refrigerante	0.025 W/cm <sup>2</sup>	0.029 W/cm <sup>2</sup>	14.8 %
Watts/cm <sup>2</sup> aire	0.019 W/cm <sup>2</sup>	0.020 W/cm <sup>2</sup>	5.1 %
HR Entrada	77 %	74 %	3 %
HR Salida	73 %	71 %	2 %

En la Figura 5.45 se observan los valores de velocidad de aire promedio registrados en las pruebas de los intercambiadores RC-1 y RC-2, ambos valores de velocidad del aire comenzaron en 1.67 m/s y continuaron con la misma tendencia. Al transcurrir una hora de prueba en el intercambiador RC-1 se registró una velocidad de 1.30 m/s y en el RC-2 se registró una velocidad de 1.33 m/s. A las 2 horas de prueba el intercambiador RC-1 registró una velocidad de 1.23 m/s mientras que el RC-2 registró una velocidad de 0.97 m/s. La velocidad de aire se mantiene estable para el intercambiador RC-2 durante las horas 2 a 4 de la prueba, sin embargo, para el intercambiador RC-1 se tiene que el valor continúa disminuyendo, ya que a la hora 4 de la prueba el RC-1 registró una velocidad de 0.5 m/s mientras que el RC-2 una velocidad de 0.97 m/s. Durante la última hora y media de la prueba ambos intercambiadores presentan valores parecidos de velocidad de aire, sin embargo, se

observa que en el intercambiador RC-2 se presenta una mayor velocidad de aire, manteniéndose el valor en 0.40 m/s mientras que el RC-1 se mantiene en 0.33 m/s.

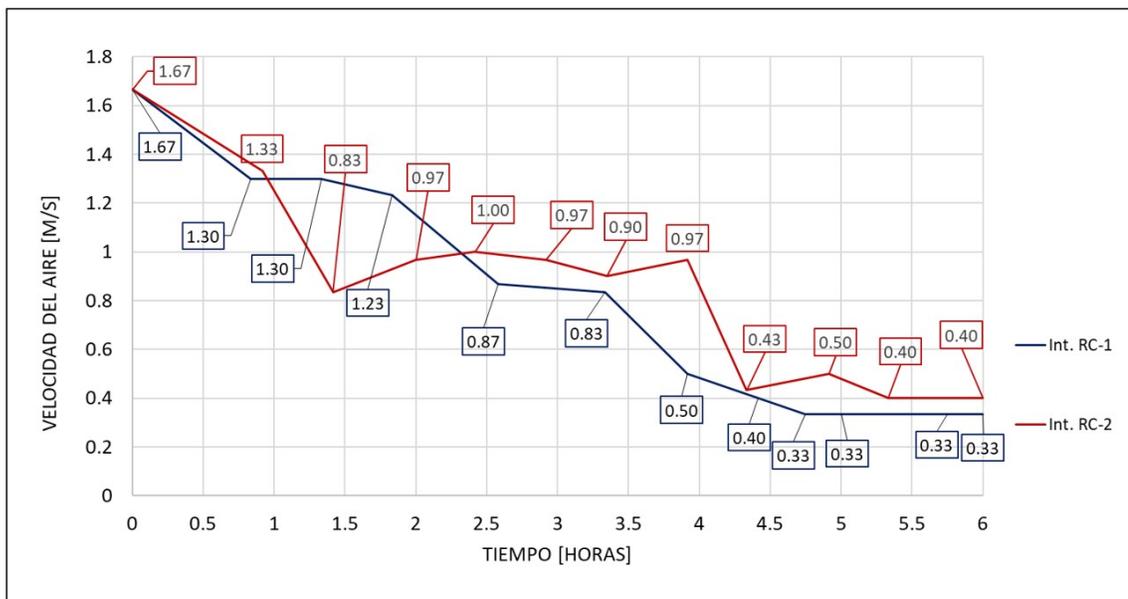


Figura 5.45: Velocidad de aire promedio intercambiadores RC-1 y RC-2.

En la Figura 5.46 se hace la comparación de la transferencia de calor en el lado del refrigerante para los intercambiadores RC-1 y RC-2, en la gráfica se incluyen las líneas de tendencia de cada uno de los valores. Se observa como ambos valores de transferencia de calor inician en un rango elevado de transferencia de calor, el intercambiador RC-1 inicia con 100 Watts y el RC-2 con 120 Watts, ambos valores decrecen con el transcurso de la prueba, a la hora y media se tiene para el RC-1 un valor de 90 Watts promedio y para el RC-2 un valor de 105 Watts promedio de transferencia de calor, sin embargo, es interesante observar cómo a la hora 3.5 de la prueba se produce una separación notable en la tendencia que siguen ambos valores en la transferencia de calor, ya que como se puede ver, el valor del intercambiador RC-2 permanece conservando la misma pendiente, sin embargo el valor del intercambiador RC-1 sufre una caída considerable en el valor de su transferencia de calor, lo que modifica el delta en las dos últimas horas de prueba, ya que se tiene un valor de transferencia de calor mucho más bajo para el intercambiador RC-1 que para el intercambiador RC-2. En la última hora de la prueba se tiene un valor promedio de

transferencia de calor para el intercambiador RC-1 de 65 Watts mientras que para el intercambiador RC-2 este valor es de 90 Watts, una diferencia en promedio de 25 Watts.

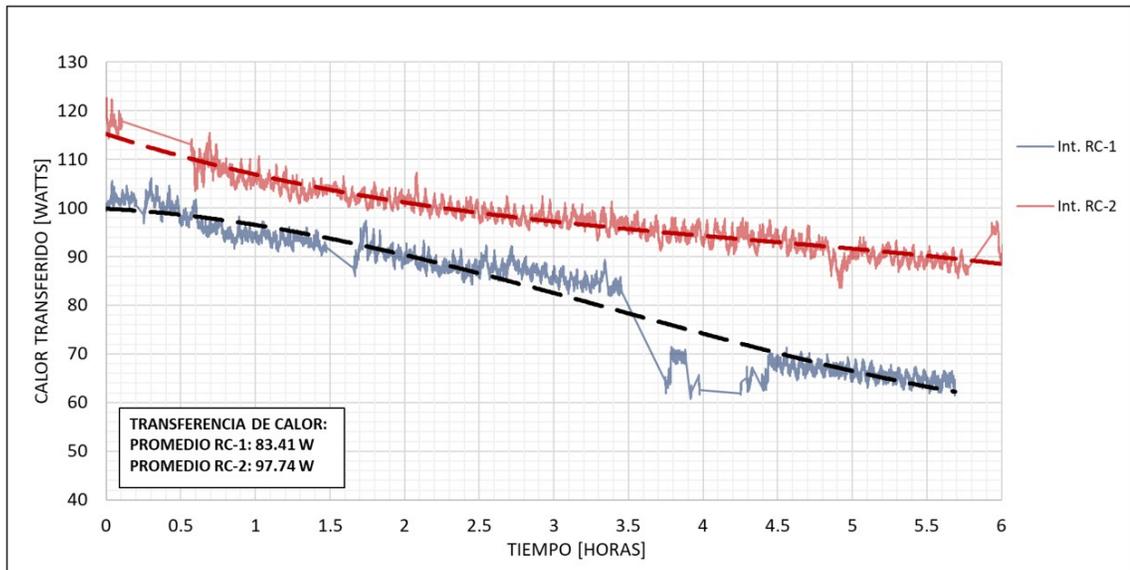


Figura 5.46: Transferencia de calor lado refrigerante intercambiadores RC-1 y RC-2.

En la Figura 5.47 se observa la comparativa en la transferencia de calor del lado del aire para los intercambiadores RC-1 y RC-2. El intercambiador RC-1 comenzó con un valor en el rango de los 100 Watts de transferencia de calor mientras que el intercambiador RC-2 comenzó en el rango de los 120 Watts de transferencia de calor, sin embargo, rápidamente disminuyó, a la hora de prueba el intercambiador RC-2 presentó un valor de 85 Watts promedio de transferencia de calor comparado con el RC-1 el cual presentó valores promedio de 95 Watts. El intercambiador RC-1 presentó valores superiores de transferencia de calor comparado con el intercambiador RC-2 hasta la hora 2.5 de prueba, momento en que el intercambiador RC-1 presentó una caída en su valor de transferencia de calor, mientras que el intercambiador RC-2 se mantuvo en el rango de los 80 Watts de transferencia hasta la hora 3.5. De la hora 3.5 en adelante se observa como ambos valores decrecen, sin embargo, se mantiene una diferencia de 15 a 20 Watts de transferencia de calor, siendo el intercambiador RC-2 el que presentó los valores más altos de transferencia de calor. Para el final de la prueba a la hora 5.5 se observa que el intercambiador RC-1 presentó un valor

de 25 Watts promedio mientras que el intercambiador RC-2 presentó un valor de 35 Watts promedio, ambos valores con tendencia a mantenerse estables.

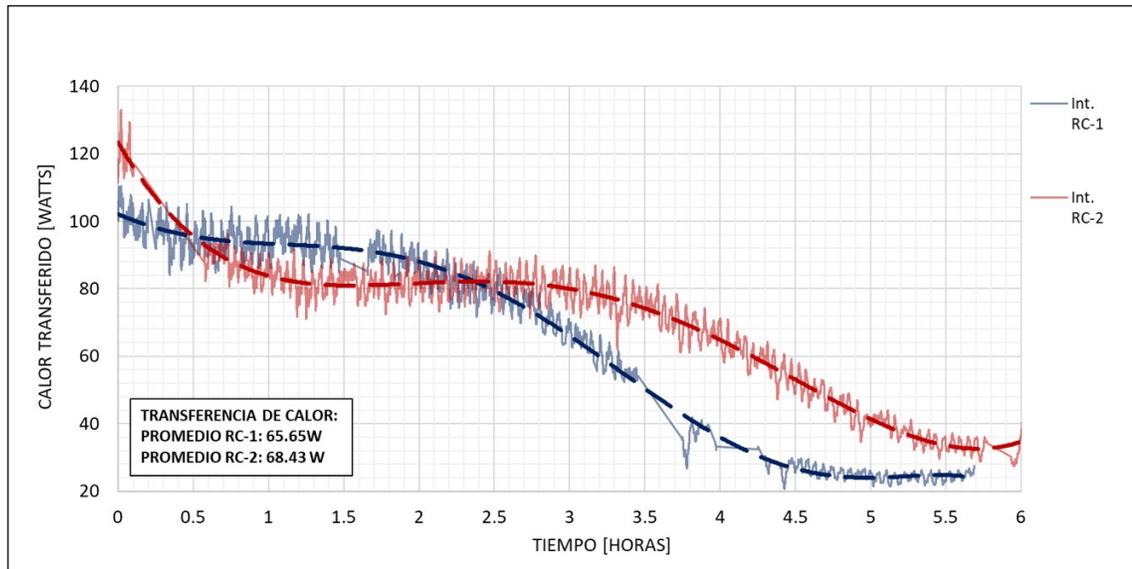


Figura 5.47: Transferencia de calor lado aire intercambiadores RC-1 y RC-2.

Es de interés observar la relación que existe entre la acumulación de escarcha sobre la superficie del intercambiador, la caída en la velocidad del aire y el valor de la transferencia de calor durante el transcurso de la prueba. Analizando la transferencia de calor en el lado del aire se observa cómo durante las primeras horas de la prueba el intercambiador RC-1 el cuál cuenta con una distribución de aletas más compacta, es decir, un mayor número de aletas pero con una separación menor entre ellas, presenta mejores valores de transferencia de calor en el aire que su contraparte el intercambiador RC-2, sin embargo, es en la hora 2.5 cuando se observa que esta tendencia se revierte, ya que de este punto en adelante es el intercambiador RC-2, el cual cuenta con un menor número de aletas, más alargadas y con una mayor separación entre ellas, el que presenta una mejor transferencia de calor en el aire, tendencia que se mantiene durante el resto de la prueba hasta su finalización. Ahora, al observar las Figuras 5.6 y 5.17, en el registro fotográfico de la acumulación de escarcha sobre la superficie de los intercambiaores, se observa cómo a las 2 horas y media de la prueba tanto en el intercambiador RC-1 como en el RC-2 ya existe una capa de escarcha sobre la superficie, aunque esta capa aún no presenta un espesor

considerable, comienza a tener un efecto sobre la velocidad del aire al pasar por el intercambiador de calor, este efecto es más notorio en el intercambiador RC-1 el cuál sufre una caída mucho más notoria en su valor de transferencia de calor. El intercambiador RC-2 por otro lado permanece con un valor más constante de transferencia de calor hasta la hora 3.5 que es donde su valor comienza a decrecer debido a este mismo efecto, sin embargo, se observa que aunque decrece de una manera parecida, aún así presenta valores más elevados de transferencia de calor durante las últimas horas de prueba.

En la Figura 5.48 se observa a detalle la escarcha acumulada sobre las aletas de ambos intercambiadores RC-1 y RC-2 al final de cada prueba respectivamente. Se observa cómo la capa de escarcha, en el caso del intercambiador RC-1, llega a obstruir casi por completo los espacios por donde circula el aire entre las aletas del intercambiador. En el caso del intercambiador RC-2 se observa cómo a pesar de tener una capa de escarcha sobre su superficie, se conserva un espacio considerable entre aletas por donde el aire aún puede circular.

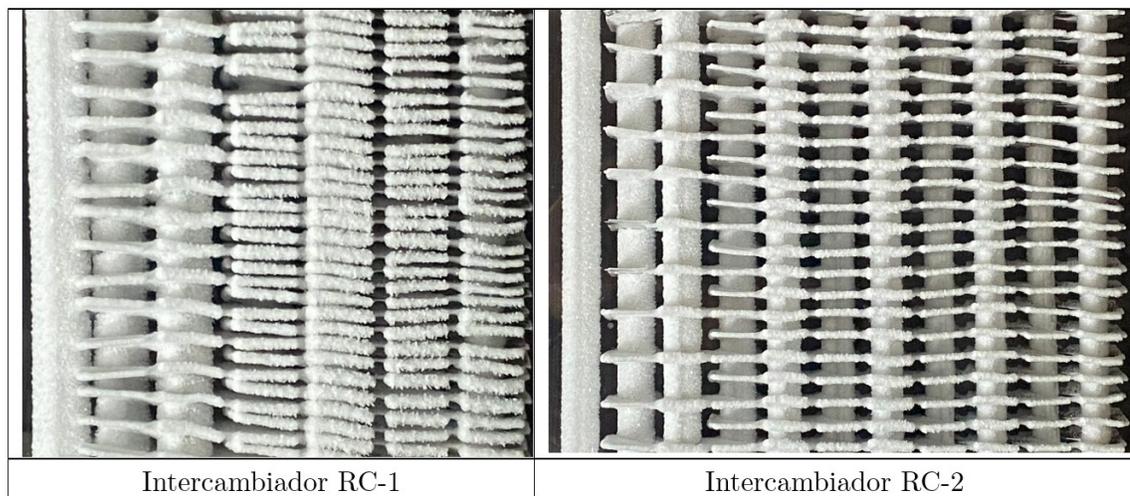


Figura 5.48: Escarcha acumulada sobre aletas en intercambiadores RC-1 (Izquierda) y RC-2 (Derecha). Fotografías tomadas al finalizar cada prueba respectivamente. Condiciones de las pruebas ver Tabla 5.3 (Intercambiador RC-1) y Tabla 5.6 (Intercambiador RC-2).

## 5.6 COMPARATIVA DE RESULTADOS

### INTERCAMBIADOR RC-3 E INTERCAMBIADOR RC-4

Se realizó la comparación de resultados de las pruebas entre la pareja de intercambiadores RC-3 y RC-4 los cuales tienen una área de superficie total equivalente, con una diferencia de un 0.68 % en áreas. La comparación de resultados se puede observar en la Tabla 5.15.

Se obtuvo que la acumulación de escarcha total para el intercambiador RC-3 durante la prueba fue de 164.7 gramos mientras que para el intercambiador RC-4 fue de 235.5 gramos. Los gramos por centímetro cuadrado de escarcha acumulada en el intercambiador RC-3 fueron  $0.032 \text{ g/cm}^2$ , en el RC-4 fueron  $0.047 \text{ g/cm}^2$ , una diferencia de un 38 % entre ambos valores. La transferencia de calor en el lado del refrigerante para el intercambiador RC-3 fue de 129.25 Watts mientras que para el intercambiador RC-4 fue de 137.67 Watts. En el lado del aire, la transferencia de calor en el intercambiador RC-3 fue de 96.19 Watts en promedio mientras que para el RC-4 fue de 113.19 Watts en promedio. El porcentaje de transferencia de calor por calor latente para el intercambiador RC-3 fue de 37 % y para el RC-4 fue del 39 %, el porcentaje de transferencia de calor por calor sensible promedio fue del 63 % para el RC-3 y del 61 % para el RC-4. Se presentó un valor de transferencia de calor en watts por centímetro cuadrado en el lado del refrigerante para el intercambiador RC-3 de  $0.025 \text{ W/cm}^2$  mientras que para el intercambiador RC-4 el valor fue de  $0.027 \text{ W/cm}^2$ , en el lado del aire el valor fue de  $0.019 \text{ W/cm}^2$  para el intercambiador RC-3, mientras que para el intercambiador RC-4 el valor fue de  $0.022 \text{ W/cm}^2$ . La Tabla 5.15 muestra el resumen de los valores registrados para ambas pruebas.

Tabla 5.15: Comparativa de resultados de pruebas intercambiadores RC-3 &amp; RC-4.

Comparativa de Intercambiadores RC-3 & RC-4			
	Intercambiador RC-3	Intercambiador RC-4	Diferencia %
Escarcha acumulada	164.7 g	235.5 g	35.4 %
Gramos/cm <sup>2</sup>	0.032 g/cm <sup>2</sup>	0.047 g/cm <sup>2</sup>	38 %
T. de calor refrigerante	129.25 W	137.67 W	6.3 %
T. de calor en aire	96.19 W	113.19 W	16.2 %
Calor latente prom.	37 %	39 %	2 %
Calor sensible prom.	63 %	61 %	2 %
Watts/cm <sup>2</sup> refrigerante	0.025 W/cm <sup>2</sup>	0.027 W/cm <sup>2</sup>	7.7 %
Watts/cm <sup>2</sup> aire	0.019 W/cm <sup>2</sup>	0.022 W/cm <sup>2</sup>	14.6 %
HR Entrada	75 %	81 %	6 %
HR Salida	70 %	76.5 %	6.5 %

La velocidad de aire registrada durante las pruebas a los intercambiadores RC-3 y RC-4 se puede ver en la Figura 5.49. En ambos intercambiadores, el valor de la velocidad tiene una tendencia a la baja durante las primeras dos horas de la prueba, presentando a la hora y fracción de prueba el intercambiador RC-3 un valor de 1.14 m/s y el intercambiador RC-4 un valor de 1.46 m/s. Sin embargo, a las 2 horas de prueba, se observa como el valor de la velocidad del viento en el intercambiador RC-4 continúa con una tendencia a la baja menos pronunciada que la del intercambiador RC-3 en el cual continúa bajando el valor de velocidad de aire de una manera más pronunciada teniendo para la hora 4 de la prueba valores de velocidad del aire de 0.58 m/s en comparación a 0.98 m/s en el RC-4. Para la última hora de la prueba se tiene un registro de valores de 0.76 m/s para el intercambiador RC-4 mientras que para el intercambiador RC-3 se tiene un valor registrado de 0.44 m/s.

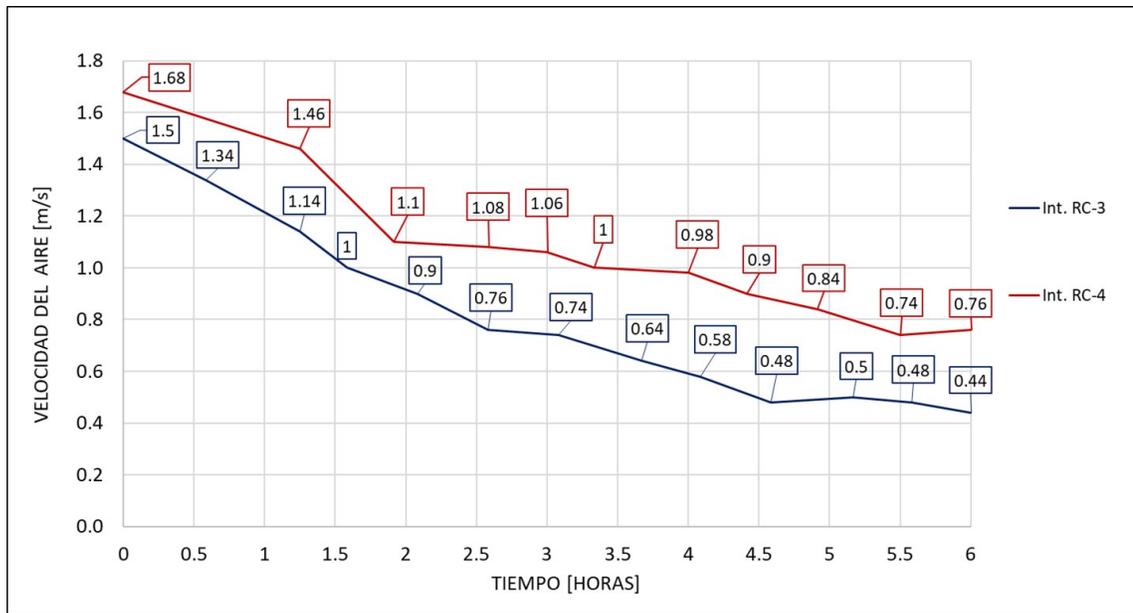


Figura 5.49: Velocidad de aire promedio intercambiadores RC-3 y RC-4.

En la Figura 5.50 se observa la comparación entre la transferencia de calor en el lado del refrigerante entre los intercambiadores RC-3 y RC-4, así mismo, se incluyen líneas de tendencia de los valores registrados en los intercambiadores. Como se observa en la figura, ambos intercambiadores comenzaron con un valor muy similar de transferencia de calor, en el rango de 130 a 140 Watts, sin embargo, se observa que ambos valores toman diferentes direcciones durante la primera hora de la prueba ya que los valores de transferencia de calor del intercambiador RC-4 tienden a disminuir y los valores del intercambiador RC-3 tienden a aumentar, presentando a la hora 1 de prueba el RC-3 un valor promedio de 145 Watts mientras que el RC-4 presenta un valor de 115 Watts. A las dos horas de prueba se puede observar como la tendencia se revierte, ya que ahora es la transferencia del intercambiador RC-3 la que comienza a presentar un mayor decremento, sin embargo, la transferencia del intercambiador RC-4, aunque también presenta un decremento es mucho menor en comparación. A la hora 3 de la prueba se tiene un valor de transferencia promedio para el intercambiador RC-3 de 135 Watts, mientras que para el RC-4 el valor es de 145 Watts, a la hora 4 el intercambiador RC-3 presenta un valor de 120 Watts mientras que el intercambiador RC-4 presenta un valor de 140 Watts, por último a la

hora 6 de la prueba el intercambiador RC-3 presentó valores promedio de 100 Watts mientras que el intercambiador RC-4 presentó valores promedio de 135 Watts. Una diferencia de 35 Watts aproximadamente.

Una posible explicación para el comportamiento observado en la Figura 5.50 es que a pesar de que en el intercambiador RC-4 se acumuló mas escarcha, la escarcha comenzó a derretirse sobre su misma capa, lo que provocó un aumento en la densidad de la capa de escarcha, disminuyendo su resistencia térmica y por lo tanto permitiendo una mayor transferencia de calor en el refrigerante, esto aunado a un mayor flujo de aire circulante entre aletas permitieron una mayor transferencia de calor, a diferencia del intercambiador RC-3 en donde posiblemente una capa de escarcha con una resistencia térmica mayor cerró casi por completo los pasos de aire en el intercambiador, provocando así una menor transferencia de calor tanto en el lado refrigerante como en el lado aire.

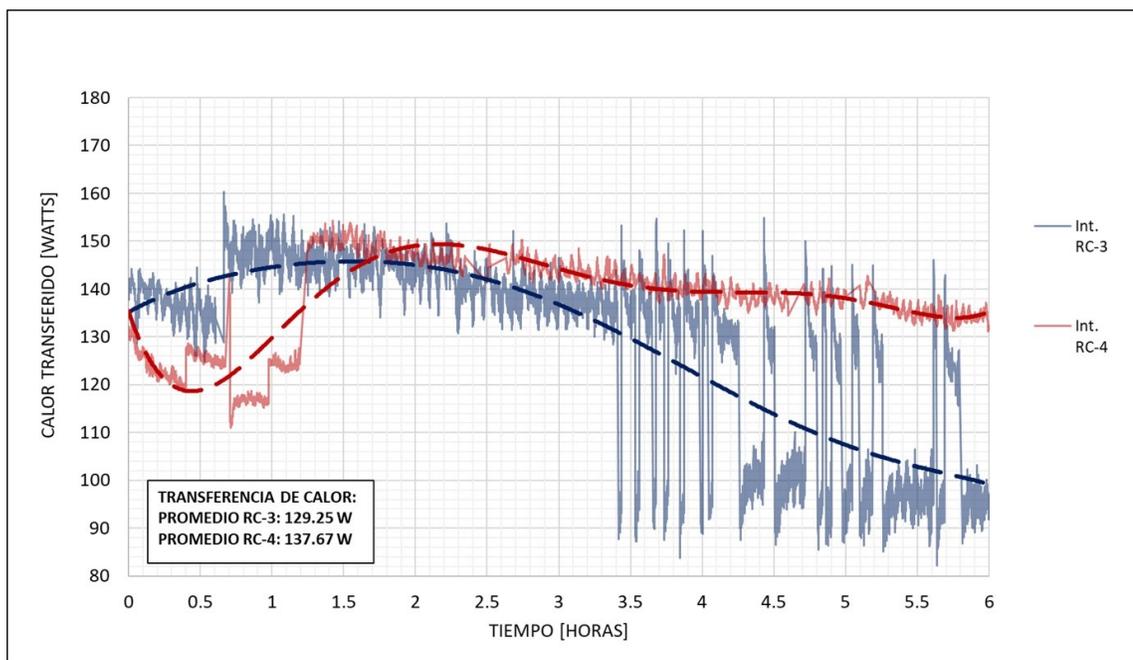


Figura 5.50: Transferencia de calor lado refrigerante intercambiadores RC-3 y RC-4.

En la Figura 5.51 se observa la comparación en el calor transferido en el lado del aire durante las pruebas a los intercambiadores RC-3 y RC-4, así mismo, se observan las líneas de tendencia de los valores de transferencia de calor en ambos

intercambiadores. Se puede ver en la figura que al inicio de la prueba el intercambiador RC-3 presentó valores superiores de transferencia de calor en comparación con el intercambiador RC-4, el intercambiador RC-3 presentó valores durante la primera hora y media de prueba en el rango de los 140 a los 120 Watts, en cambio el intercambiador RC-4 presentó valores inferiores, en el rango de los 100 a los 120 Watts. Esta tendencia de mayor transferencia de calor en el intercambiador RC-3 se revierte aproximadamente a las dos horas de la prueba, ya que como se observa con las líneas de tendencia y los valores de transferencia de calor, en este momento es en donde el intercambiador RC-4 comienza a presentar valores superiores de transferencia de calor. A las tres horas de prueba se tiene en el intercambiador RC-4 un valor de transferencia de calor de 110 Watts mientras que en el intercambiador RC-3 se tiene un valor de 90 Watts, a las cuatro horas el RC-4 presenta un valor de 110 Watts mientras que el RC-3 presenta un valor de 75 Watts, esta diferencia continúa hacia el final de la prueba, sin embargo, es importante mencionar que en este estudio el intercambiador RC-4 presentó un aumento en la transferencia de calor en las últimas horas de la prueba derivado de un aumento en la humedad del aire de entrada al intercambiador lo que ocasionó una tendencia al alza, aún así y con este aumento de humedad que propició una mayor formación de escarcha sobre la superficie del intercambiador, el intercambiador RC-4 presentó una mayor transferencia de calor que el intercambiador RC-3 para el lado del aire, observando a la hora 6 de la prueba un valor de transferencia de 135 Watts en el intercambiador RC-4 mientras que para el intercambiador RC-3 el valor registrado fue de 60 Watts.

Durante la presente comparación, entre los valores obtenidos para la transferencia de calor tanto del lado del refrigerante como del lado del aire en los intercambiadores RC-3 y RC-4, se observa de nuevo una tendencia del intercambiador que presenta una menor separación entre aletas, en este caso el intercambiador RC-3, a mostrar un mejor comportamiento durante las primeras dos horas de la prueba, es decir, valores más altos de transferencia de calor tanto del lado del refrigerante como del lado del aire, lo que se puede traducir en una mayor disminución de la tempera-

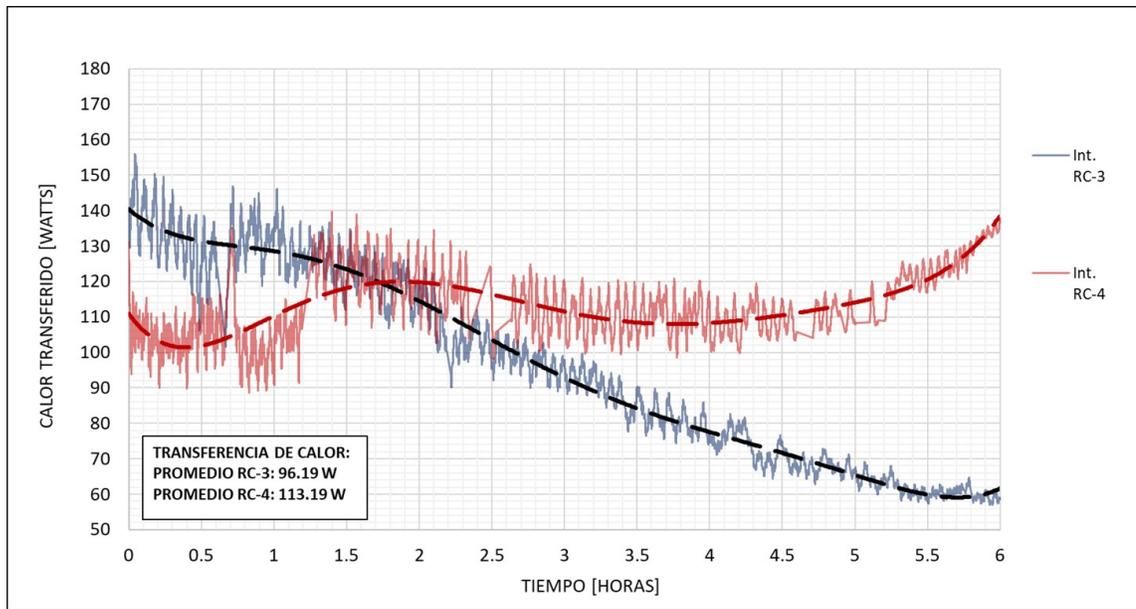


Figura 5.51: Transferencia de calor lado aire intercambiadores RC-3 y RC-4.

tura del aire en comparación a su contraparte. Sin embargo, pasadas las dos horas de prueba, se observa cómo el valor en la transferencia de calor del intercambiador RC-3 comienza a disminuir a un ritmo mayor que el del intercambiador RC-4, y la tendencia se revierte, pues es de este punto en adelante donde el intercambiador RC-4, el cual presenta una mayor separación entre sus aletas, muestra valores más elevados de transferencia de calor durante el tiempo restante de la prueba. Promediando los valores de la transferencia de calor tanto en el lado del aire como en el lado del refrigerante se observa como el intercambiador RC-4 tiene una mayor transferencia de calor total. En el lado del refrigerante el porcentaje es de alrededor de un 6% mayor para el intercambiador RC-4, asimismo, en el lado del aire la transferencia de calor promediada es alrededor de un 16% mayor, lo que indica que bajo estas condiciones particulares en las que se forma escarcha, tener un intercambiador con una separación entre aletas mayor resulta ser más eficiente desde el punto de vista térmico, tomando en cuenta ciclos de deshielo iguales o mayores a 6 horas.

En la Figura 5.52 se observa a detalle la formación de escarcha sobre las aletas de los intercambiadores RC-3 y RC-4 al final de cada prueba. En el caso del intercambiador RC-3 se observa cómo la escarcha cubre casi en su totalidad los espacios de circulación del aire entre aletas, sobre todo entre la tercera y cuarta fila de tubos. Para el intercambiador RC-4 se observa también una capa considerable de escarcha sobre la superficie de aletas y tubos del intercambiador, sin embargo, se observa que aún existe una separación entre aleta y aleta cubierta de escarcha por donde el aire aún puede circular con menor resistencia.

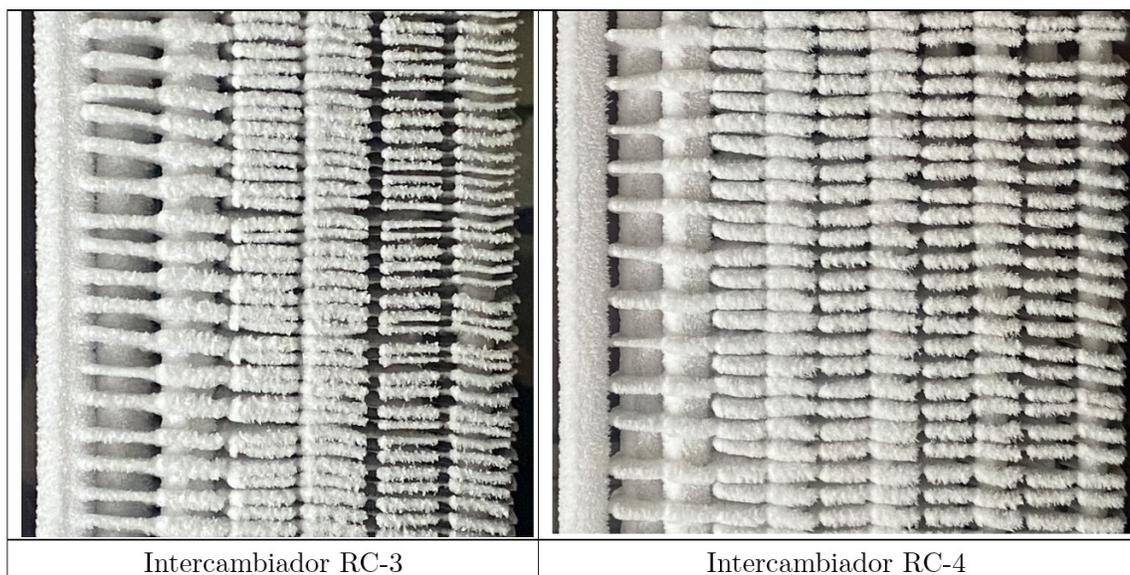


Figura 5.52: Escarcha acumulada sobre aletas en intercambiadores RC-3 (Izquierda) y RC-4 (Derecha). Fotografías tomadas al finalizar cada prueba respectivamente. Condiciones de las pruebas ver Tabla 5.9 (Intercambiador RC-3) y Tabla 5.12 (Intercambiador RC-4).

## CAPÍTULO 6

# CONCLUSIONES

---

### 6.1 CONCLUSIONES FINALES

Es importante considerar las condiciones ambientales en que se utilizará un intercambiador de calor al momento de su selección o diseño, debido a que la distribución del área y las aletas impacta en el desempeño del intercambiador de calor. En el presente trabajo de investigación se estudió el desempeño de cuatro diferentes intercambiadores de calor bajo las condiciones de formación de escarcha, con temperaturas de aire por debajo de los  $0^{\circ}\text{C}$ , bajo estas condiciones se observó un mejor desempeño de los intercambiadores de calor con aletas más separadas y alargadas, a diferencia de intercambiadores con aletas cortas y juntas entre ellas.

Durante la primera parte de los experimentos, los intercambiadores de calor con mayor número de aletas, más cortas, pero con un espaciamiento entre aletas menor presentaron mejor comportamiento, esta tendencia se revirtió aproximadamente a las 2 horas de transcurridas las pruebas, momento en el que los intercambiadores con un menor número de aletas, más largas, pero con un mayor espaciamiento entre aletas, comenzaron a mostrar un mejor desempeño en cuanto a transferencia de calor se refiere, este efecto observado se atribuye a la capa de escarcha que se forma entre las aletas del intercambiador, la cual contribuye a una mayor caída de presión en el aire

que circula a través de las aletas, este efecto se observó en la velocidad del aire medida durante la prueba, lo que a su vez afecta directamente en la transferencia de calor del intercambiador, inclusive en mayor medida que la resistencia extra que implica la formación de la capa de escarcha sobre los tubos y aletas del intercambiador.

Así mismo, la experimentación resultó consistente con la investigación reportada por Hayashi [8], ya que se observó la formación de la capa de escarcha en sus 3 periodos, desde el periodo de crecimiento de cristales, posteriormente el periodo de crecimiento de la capa de escarcha para finalizar con el periodo de crecimiento completo de la capa de escarcha. Como lo predijo Hayashi en su investigación, al momento de llegar al periodo de crecimiento completo de la capa de escarcha, la misma capa de escarcha comienza a derretirse y se congela en una capa de hielo, lo que a su vez genera un incremento en la densidad y un decremento en la resistencia térmica, si bien en las pruebas a los intercambiadores RC-1 y RC-2 no se observó un incremento en la transferencia de calor en el lado del aire en las últimas horas de la prueba, si se observó una tendencia a la estabilización de la transferencia de calor como se puede observar en la Figura 5.47, lo que indicaría que la capa de escarcha llegó al tercer periodo de crecimiento y su resistencia térmica comenzó a decrecer. Por el otro lado este efecto fue más notable en la prueba al intercambiador de calor RC-4 ya que como se observa en la Figura 5.51, al final de la prueba existe un aumento considerable en el valor de la transferencia de calor en el lado del aire, lo que indicaría que la capa de escarcha comenzó a derretirse y a aumentar su densidad disminuyendo así la resistencia térmica y propiciando una mayor transferencia de calor entre el intercambiador y el aire que circula a través de él, este efecto junto con el aumento de la humedad relativa en el aire de entrada fueron las principales causas del comportamiento observado en el intercambiador RC-4 durante las últimas horas de prueba.

Además se puede mencionar que factores como el correcto control del sobrecalentamiento, utilizando algoritmos de control vuelven al sistema más eficiente y permiten una operación prolongada, a diferencia de tiempos preprogramados de fun-

cionamiento del compresor como en el caso de un refrigerador doméstico. Al hacer este tipo de pruebas como las realizadas en el presente estudio para cada tipo de diseño de intercambiador a utilizar, se puede revelar cuáles son los parámetros óptimos de funcionamiento, así como una estrategia para los tiempos de deshielo en la que se aproveche al máximo la capacidad de enfriamiento del intercambiador de calor.

Por su parte, la humedad relativa del medio ambiente es un factor de suma importancia a considerar para el diseño o selección del intercambiador de calor a utilizar para las diferentes aplicaciones y niveles de temperatura. Si se considera utilizar el intercambiador de calor bajo condiciones de formación de escarcha, ya que como se observó en el presente estudio, hasta casi un 40 % de la carga térmica es destinada al cambio de fase del agua durante la formación de escarcha.

En la operación de los cuartos fríos existen diferentes condiciones de operación del sistema de refrigeración, hay aplicaciones de baja, media y alta temperatura, existen flujos de circulación de aire bajos y altos, además de diferentes condiciones de humedad del aire, etc. El tipo de información obtenida en el presente trabajo pudiera ser muy útil para la creación de un modelo el cual se pueda extrapolar para distintas condiciones de trabajo. Como trabajo futuro se propone el desarrollo de este modelo matemático utilizando los datos recabados en la presente investigación, la cual fue de carácter mayoritariamente experimental.

Desde el punto de vista de la investigación, es importante probar más configuraciones posibles de distribución de la misma área en diferente forma, utilizando aletas con una columna extra de tubos, más largas pero un menor número de aletas, con diferentes espaciamientos etc., con el fin de crear bases de datos para posibles usos de intercambiadores bajo ciertas condiciones, siempre considerando el espacio disponible, el aspecto económico y la eficiencia energética de su aplicación final.

# NOMENCLATURA

---

$D_{min}$	Distancia mínima
Q	Carga térmica
U	Coefficiente global de transferencia de calor
A	Área
G	Velocidad de flujo
T	Temperatura de fluido refrigerante
t	Temperatura
h	Coefficiente de transferencia de calor convectivo
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
k	Coefficiente de conducción de calor
d	Diámetro
$C_p$	Calor específico
Nu	Número de Nusselt
Ra	Número de Rayleigh
Gr	Número de Grashof
g	Gravedad

**Letras griegas**

- $\mu$  Viscosidad
- $\rho$  Densidad
- $\beta$  Coeficiente de expansión térmica
- $\nu$  Viscosidad cinemática

APÉNDICE A

ANEXOS

---

# BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] Kakac, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A. (2002). Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC press.
- [2] Tube-in-tube heat exchangers [Online image]. (2024). ALFA LAVAL. <https://www.alfalaval.com/globalassets/images/products/heat-transfer/tubular-heat-exchangers/>
- [3] Zohuri, B. (2017). Compact heat exchangers. Cham, Switzerland: Springer.
- [4] Patil, M. S., Seo, J. H., Lee, M. Y. (2017). 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, 113, 1071-1087.
- [5] Negrelli, S., Nascimento Jr, V. S., Hermes, C. J. (2016). A study of the effective thermal conductivity of frost formed on parallel plate channels. Experimental Thermal and Fluid Science, 78, 301-308.
- [6] Afrasiabian, E., Iliev, O., Lazzari, S., Isetti, C. (2018, April). Numerical Simulation of Frost Formation on a Plate-Fin Evaporator. In Proceedings of the 3rd World Congress on Momentum, Heat and Mass Transfer (MHMT'18), Budapest, Hungary (pp. 12-14).
- [7] Liu, Z., Wang, H., Zhang, X., Meng, S., Ma, C. (2006). An experimental study on minimizing frost deposition on a cold surface under natural convection

conditions by use of a novel anti-frosting paint. Part I. Anti-frosting performance and comparison with the uncoated metallic surface. *International journal of refrigeration*, 29(2), 229-236.

[8] Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S., Hori, K. (1977). Study of frost properties correlating with frost formation types. *Journal of heat transfer*, 99(2), 239-245.

[9] Tao, Y. X., Besant, R. W., Rezkallah, K. S. (1993). A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(2), 353-363.

[10] Irigaray, J., Tao, Y. X., Jia, S. (2004). A critical review of properties and models for frost formation analysis. *HVACR Research*, 10(4), 393-420.

[11] Hao, Y. L., Irigaray, J., Tao, Y. X. (2005). Frost-air interface characterization under natural convection.

[12] Yonko, J.D., and C.F. Sepsy. 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. *ASHRAE Transactions* 73 (II):1.1-1.11.

[13] Mao, Y., Besant, R. W., Rezkallah, K. S. (1993). Measurement and correlations of frost properties with airflow over a flat plate. *Transactions-American Society of Heating Refrigerating And Air Conditioning Engineers*, 98, 65-65.

[14] O'Neal, D. L., and D.R. Tree. 1985. A review of frost formation in simple geometries. *ASHRAE Transactions*. 91(2A):267.

[15] Sami, S.M., and T. Duong. 1989. Mass and heat transfer during frost growth. *ASHRAE Transactions* 95(1):158-165.

[16] Brian, P.L.T, R.C. Reid, and Y.T. Shah. 1970. Frost deposition on cold surfaces. *Int.J.Heat Mass Transfer* 9(3):375-80.

[17] Jones, B.W., and J.D. Parker. 1975. Frost formation with varying environ-

mental parameters. 97 Ser C(2):255-259

[18] Martínez-Frías, J., and S.M. Aceves. 1999. Effects of evaporator frosting on the performance of an air-to-air heat pump. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME* 121(1):60-65.

[19] Rice, C.K. 1991. The ORNL modulating heat pump design tool—User's guide. Oak Ridge National Laboratory Report ORNL-CON-343

[20] Nakaya, U. (1954). *Snow crystals: natural and artificial*. Harvard University Press.

[21] Seker, D., Karatas, H., Egrican, N. (2004). Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 27(4), 367-374.

[22] Hermes, C. J., Loyola, F. R., Nascimento Jr, V. S. (2014). A semi-empirical correlation for the frost density. *International journal of refrigeration*, 46, 100-104.

[23] Wu, X., Hu, S., Chu, F. (2016). Experimental study of frost formation on cold surfaces with various fin layouts. *Applied Thermal Engineering*, 95, 95-105.

[24] Léoni, A., Mondot, M., Durier, F., Revellin, R., Haberschill, P. (2016). State-of-the-art review of frost deposition on flat surfaces. *international journal of refrigeration*, 68, 198-217.

[25] Morales-Fuentes, A., Chapa-Contreras, O. M., Méndez-Díaz, S., Belman-Flores, J. M. (2017). Analysis of the heat transfer area distribution in a frosted plain fin-and-tube geometry. *International Journal of Refrigeration*, 75, 26-37.

[26] Ramírez-Hernández, H. G., Martínez-Martínez, S., Solorio-Ordaz, F. J., Méndez-Díaz, S., Moreno-Rodríguez, D. X., Carmona-Trevino, S. D. Estudio experimental de la formación de escarcha en un banco de tubos.

[27] Gob.ar. Recuperado el 10 de Diciembre de 2023, de <https://www.saludne>

uquen.gob.ar/wp-content/uploads/2021/08/CLASE-5-REFRIGERACION-HELADERAS.pdf

[28] 2021 ASHRAE Handbook—Fundamentals

[29] Gosney W. B. and Olama H. A. L., Heat and enthalpy gains through cold room doorways, *Proceedings of Institute of Refrigeration* 72, p.31-41, 1975

[30] Yonko, J.D., and C.F. Sepsy. 1967. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. *ASHRAE Transactions* 73 (II):1.1-1.11.

[31] Lee, K., W. Kim, and T. Lee. 1997. One-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *Int.J.Heat Mass Transfer* 40(18):4359-4365.

[32] Lee, K.-S., Jhee, S., Yang, D.-K., 2003. Prediction of the frost formation on a cold flat surface. *Int. J. Heat Mass Transf.* 46 (20), 3789–3796.

[33] Hermes, C.J., Piucco, R.O., Barbosa, J.R., Melo, C., 2009. A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 33 (2), 371–379.

[34] Cai, L., Wang, R., Hou, P., Zhang, X., 2011. Study on restraining frost growth at initial stage by hydrophobic coating and hygroscopic coating. *Energy Build.* 43 (5), 1159–1163.

[35] Wang, W., Guo, Q., Lu, W., Feng, Y., Na, W., 2012. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate. *Int. J. Refrigeration* 35 (2), 475–486.

[36] Kandula, M., 2012. Frost growth and densification on a flat surface in laminar flow with variable humidity. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 39 (8), 1030–1034.

[37] Shin, J., A.V. Tikhonov, and C. Kim. 2003. Experimental study on frost structure on surfaces with different hydrophilicity: Density and thermal conductivity. *Journal of Heat Transfer* 125(1):84 94.

- 
- [38] Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2015). Termodinámica (8a. ed. –.). México D.F.: McGraw-Hill.

# RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

---

Daniel Duarte Reza

Candidato para obtener el grado de  
Maestría en Ciencias de la Ingeniería  
con orientación en Energía Térmica y Renovable

Universidad Autónoma de Nuevo León  
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Tesis:

EFECTO DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE  
INTERCAMBIADORES EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR BAJO  
CONDICIONES DE FORMACIÓN DE ESCARCHA