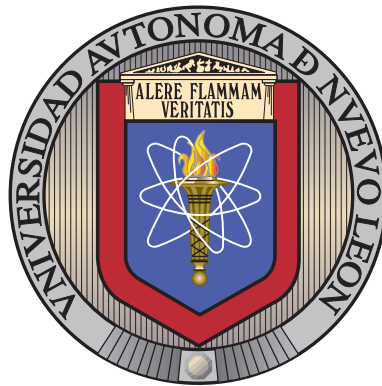


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR TIPO  
TUBO Y ALAMBRE MULTI-PASO EN UN  
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN  
DOMÉSTICO USANDO R-600a

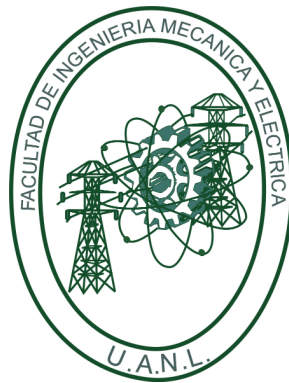
POR

JUAN MANUEL MEDEL GONZÁLEZ

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

20 DE FEBRERO DE 2026

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



ESTUDIO DE UN CONDENSADOR TIPO  
TUBO Y ALAMBRE MULTI-PASO EN UN  
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN  
DOMÉSTICO USANDO R-600a

POR

JUAN MANUEL MEDEL GONZÁLEZ

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

20 DE FEBRERO DE 2026

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

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis "Estudio de un condensador tipo tubo y alambre multi-paso en un sistema de refrigeración doméstico usando R-600a", realizada por el estudiante Juan Manuel Medel González, con número de matrícula 2082186, 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. Arturo Morales Fuentes  
Director

Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández  
Co-Director

Dr. Santos Méndez Díaz  
Revisor

Dr. Héctor Daniel García Lara  
Revisor

M.C. Jesús Juárez Ramírez  
Revisor

Vo.Bo.

  
Dr. Simón Martínez Martínez  
Subdirector de Estudios de Posgrado



Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 4621

Ciudad Universitaria, a 20 de febrero de 2026.

# Agradecimientos

Quiero agradecer a los siguientes:

A mi familia, que ha confiado en mi camino y ha estado a mi lado. A mi mamá, Anita Isabel, a mi papá Juan Manuel y a mi hermana Andrea.

A mi asesor Arturo Morales, por creer en mí y por guiarme para llegar al final de mi posgrado.

Al grupo de trabajo del LIITE, por brindarme sus instalaciones, herramientas y conocimientos.

A la UANL, por darme la oportunidad de ser parte de la institución.

Al CONACYT por la beca otorgada para la formación académica (CVU 1102174).

A mis amigos Amaury y Oscar, que siempre han estado ahí para mí.

# Resumen

En este trabajo se realiza una evaluación termo-hidráulica en el condensador de un sistema de refrigeración que opera con R-600a, la cual incluye: evaluación experimental y determinación teórica, utilizando la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Finalmente se obtienen las curvas características del factor de Colburn ( $jH$ ) y del factor de fricción ( $f$ ), que permiten evaluar el desempeño de intercambiadores de calor compactos.

Se utiliza un refrigerador doméstico, al cual se le incluyen sensores de presión, temperatura y flujo másico que permiten evaluar el desempeño bajo condiciones normales de operación. Para la evaluación se utilizó una cámara de ambiente controlado y se mantuvo a temperaturas ambientales en un rango entre 25°C y 35°C. El flujo másico de refrigerante se determina mediante un medidor tipo Coriolis, instalado en la succión del compresor. La temperaturas del refrigerante se determina utilizando RTDs (Resistive Temperature Detector) PT1000 y PT100 en la entrada y salida de los elementos principales del sistema de refrigeración. Para la evaluación de la presión de operación, se utilizaron transductores a la entrada y salida de los componentes principales con un rango de operación de 0-25 bar y se tomaron muestras cada 3 segundos mediante un programa de adquisición de datos basado en LabView. Con esta información se pueden determinar parámetros de desempeño del sistema de refrigeración como el Coeficiente de desempeño (COP) y relación de eficiencia energética (EER), así como la transferencia de calor desde el condensador.

Por el lado externo del condensador, se fijaron termopares tipo “T” en la superficie de los tubos y en el aire con la finalidad de identificar la región donde ocurre el cambio de fase. Adicionalmente, con ayuda de un anemómetro de hilo caliente y un manómetro, se determinaron la temperatura y caída

de presión en las diferentes secciones del condensador. Esta información se utilizó como condición frontera para la simulación numérica y validación del modelo. Para el análisis numérico mediante CFD, se tomó la unidad más elemental del condensador tipo tubo y alambre, despreciando las curvaturas y las regiones sin alambres del condensador. Como parte de la validación numérica se implementó un estudio de sensibilidad de malla, una evaluación de las variables de presión y de temperatura a la salida del dominio y un seguimiento de los residuales buscando que la solución converja. Los resultados son comparables con un estudio reportado en la literatura (Gönül 2020) y se observa que las caídas de presión y el coeficiente de transferencia de calor obtenidos están dentro del rango de lo esperado para esta aplicación. Con las simulaciones realizadas se obtiene el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire, la transferencia de calor del volumen de control y la eficiencia de las aletas para las diferentes velocidades de operación.

En el condensador, se observa de manera experimental la temperatura del refrigerante a lo largo de los tubos. Se identifica una zona donde la temperatura se mantiene constante, región que se asume donde ocurre la condensación del R-600a. A partir de los datos experimentales, se validan los resultados numéricos y posteriormente los resultados semi-analíticos y se obtienen también resultados del factor de Colburn y factor de fricción.. Los resultados muestran que el coeficiente de transferencia de calor es hasta un 110% mayor en la sección inmediata al ventilador respecto a la región de entrada del aire en el condensador, en la zona de cambio de fase del refrigerante. Finalmente se comparan los resultados con un modelo semiteórico utilizando la correlación de Yilmaz. Ésta también se utilizó para predecir el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire a mayores velocidades de las de operación para un arreglo de condensador de tubos y alambres multi-paso, aunque hasta ahora sólo se tiene conocimiento de que se ha reportado para un banco de tubos en flujo cruzado.

# Índice general

<b>Agradecimientos</b>	<b>IV</b>
<b>Resumen</b>	<b>VI</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>XVIII</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>2</b>
1.1. ANTECEDENTES . . . . .	2
1.1.1. Mecanismos de transferencia de calor . . . . .	3
1.1.2. Caída de Presión . . . . .	5
1.1.3. Modelos por zonas . . . . .	5
1.1.4. Simulación Numérica . . . . .	6
1.1.5. Evolución de la Geometría de Tubos y Alambre . . . . .	10
1.1.6. Otros estudios relacionados a la geometría de tubos y alambre . . . . .	12
1.2. Motivación . . . . .	13
1.3. Hipótesis . . . . .	16
1.4. Objetivo . . . . .	16

---

<b>2. Marco Teórico</b>	<b>18</b>
2.1. Intercambiadores de calor compactos . . . . .	18
2.2. Condensadores . . . . .	21
2.3. Propiedades Termodinámicas . . . . .	23
2.3.1. Masa . . . . .	24
2.3.2. Densidad . . . . .	24
2.3.3. Volumen específico . . . . .	24
2.3.4. Presión . . . . .	24
2.3.5. Temperatura . . . . .	25
2.3.6. Calidad de vapor . . . . .	26
2.3.7. Entalpía . . . . .	26
2.4. Componentes del ciclo de refrigeración . . . . .	26
2.5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	28
2.6. Evaluación del desempeño en un ciclo de refrigeración . . . . .	29
2.7. Evaluación Pull-down . . . . .	29
2.8. Evaluación hidráulica . . . . .	30
2.9. Evaluación térmica . . . . .	31
2.9.1. Coeficiente de transferencia de calor . . . . .	33
2.10. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) . . . . .	34
2.10.1. Modelo físico . . . . .	35
2.10.2. Método de volúmenes finitos . . . . .	35
2.10.3. Métodos de solución . . . . .	36
2.10.4. Criterios de convergencia . . . . .	38
2.10.5. Reportes . . . . .	38
2.10.6. Ecuaciones de conservación . . . . .	39

---

2.10.7. Modelos de Turbulencia . . . . .	39
2.10.8. Modelo de turbulencia $k - \omega$ SST . . . . .	40
2.10.9. Funciones de pared . . . . .	42
2.10.10. Métodos de solución de flujos turbulentos . . . . .	44
<b>3. Metodología</b>	<b>47</b>
3.1. Metodología general . . . . .	47
3.2. Parte Experimental . . . . .	49
3.2.1. Instrumentos y Calibración . . . . .	51
3.2.2. Instalación de Instrumentos . . . . .	54
3.2.3. Carga de Refrigerante . . . . .	57
3.2.4. Análisis de datos . . . . .	58
3.3. Análisis numérico mediante CFD . . . . .	59
3.3.1. Preparación de la geometría . . . . .	60
3.3.2. Preparación de la malla . . . . .	61
3.3.3. Configuración de la solución . . . . .	65
3.3.4. Condiciones frontera . . . . .	68
3.3.5. Métodos de solución . . . . .	69
3.3.6. Calidad de la malla . . . . .	70
3.3.7. Inflación de la malla . . . . .	71
3.3.8. Residuales . . . . .	72
<b>4. RESULTADOS</b>	<b>73</b>
4.1. Operación del sistema de refrigeración . . . . .	73
4.2. Evaluación experimental del aire . . . . .	80
4.3. Evaluación de la operación del sistema de refrigeración . . . . .	86

---

4.4. Resultados de la evaluación numérica . . . . .	88
4.4.1. Análisis de dependencia de malla . . . . .	89
4.4.2. Resultados numéricos de temperatura . . . . .	90
4.4.3. Resultados numéricos de velocidad . . . . .	91
4.5. Comparación entre resultados numéricos y experimentales. . .	92
4.6. Comparación entre modelos existentes en la literatura. . . . .	94
4.6.1. Parámetros adimensionales. . . . .	97
4.6.2. Efecto de la temperatura ambiente. . . . .	99
<b>5. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO</b>	<b>105</b>
5.1. TRABAJO FUTURO . . . . .	108

# Índice de cuadros

3.1. Geometría del condensador con arreglo de tubo y alambre. . .	50
3.2. Valores promedios de las lecturas de temperatura. . . . .	51
3.3. Accesorios utilizados para la instrumentación del refrigerador del lado interno y del lado externo. . . . .	54
4.1. Valores promedio de la operación del ciclo de refrigeración. . .	79
4.2. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-600a. . . . .	79
4.3. Valores promedio en entrada, capa2, capa 6 y salida. . . . .	85
4.4. Casos analizados para la sensibilidad de malla a condiciones de operación en la entrada de la geometría. . . . .	90
4.5. Valores promedio de la operación del ciclo de refrigeración a 25°C . . . . .	103
4.6. Valores promedio de la operación del ciclo de refrigeración a 35°C . . . . .	103
4.7. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-600a a 25°C .	103
4.8. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-600a a 35°C .	103

# Índice de figuras

1.1. Evolución de los condensadores tipo tubos y alambre. . . . .	11
1.2. Tipo de arreglo de una geometría tipo tubo y alambre a) es- calonado y b) en línea. . . . .	11
2.1. Tipos de geometrías para intercambiadores de placa y aleta (PFHE). A) Aleta plana. B) Diseño Herringbone. C) Aletas perforadas. D) Aletas de tira desfasada. . . . .	19
2.2. Intercambiadores de tubo y aleta. . . . .	19
2.3. Vista isométrica y sección de flujo en un intercambiador de circuito impreso. . . . .	20
2.4. Algunos tipos de canales platurales y sus puntos de contacto. .	20
2.5. Ensamble de intercambiador Compaplate (Vicarb). . . . .	21
2.6. Intercambiador de tubo y coraza enfriado por agua. . . . .	22
2.7. Esquema de funcionamiento de un condensador evaporativo. .	22
2.8. Condensador de tubo y aleta que opera bajo convección natural.	23
2.9. Tipos de presiones para un fluido estático con respecto a una presión de referencia. . . . .	25
2.10. Circuito de refrigeración por compresión de vapor y su corres- pondiente diagrama T-s. . . . .	28
2.11. Operación de un tubo Pitot-estático para medir la velocidad en una línea de corriente. . . . .	31

---

2.12. a) Vista de corte de los tubos en una sección del condensador tipo tubo y alambre. b) Vista superior del condensador en la que se ve el alineamiento de los tubos y los alambres. . . . .	32
2.13. Dominio del intercambiador de calor analizado. . . . .	35
2.14. Tipos de volúmenes de control para la simulación numérica [48]	36
2.15. Parámetros de malla en la dirección x para esquemas de orden superior [50]. . . . .	37
2.16. . Representación gráfica del método Least Squares Cell-Based [51]. . . . .	38
2.17. Velocidad fluctuante en un instante en un flujo turbulento [53].	40
2.18. Separación de la capa límite y gradiente adverso de presión. .	41
2.19. Línea punteada: $u+ = y+$ , línea intermitente: $\frac{1}{k} \ln y + C$ , línea sólida: datos experimentales [62]. . . . .	43
2.20. Funciones LES en el espacio. a) tophat, b) cut-off, c) Gaussian [67]. . . . .	45
3.1. Esquema de la metodología general. . . . .	48
3.2. Imagen del condensador y su montaje en la bandeja del gabinete.	50
3.3. Conexión en “T” en la cual se toman lecturas para la temperatura y presión internas del refrigerante y también temperaturas de pared. . . . .	52
3.4. Anemómetro de hilo caliente utilizado para medir la velocidad local del aire en las filas del condensador. . . . .	53
3.5. Medidor de presión diferencial con 2 puertos de operación (alta y baja). . . . .	53
3.6. Distribución de termopares tipo “T” en las paredes del condensador. . . . .	54
3.7. Distribución de termopares tipo “T” para medir la temperatura del aire en el condensador. . . . .	55

---

3.8. Mediciones de las velocidades y diferencias de presión locales mediante anemómetro y sensor diferencial de presión. . . . .	56
3.9. Rendijas del gabinete del refrigerador y sonda del anemómetro.	56
3.10. Ciclos de operación a temperatura ambiente de 32 °C. . . . .	58
3.11. Elemento más simple en el que se puede dividir el condensador de tubo y alambre. . . . .	59
3.12. Volumen de control analizado en la simulación. . . . .	60
3.13. a) Elementos sólidos y gaseosos que conforman el volumen de control. b) Nombre de las interfaces para que sean la entrada del post-procesamiento. . . . .	61
3.14. Parámetros fundamentales del procesamiento de la simulación.	62
3.15. a) Número de divisiones y tamaño de celdas en los elementos verticales. b) Representación gráfica del número de divisiones.	62
3.16. Asignación de divisiones en el diámetro exterior del tubo. . . .	63
3.17. Zonas en las que no es posible tener volúmenes hexaédricos. .	64
3.18. Esfera de influencia alrededor de la interfaz del tubo con los alambres. . . . .	64
3.19. Características de las aristas que conforman el perímetro de los alambres. . . . .	65
3.20. Sección de las aristas superior e inferior de la geometría tipo tubo y alambre. . . . .	65
3.21. Características en la selección del modelo $k - \omega SST$ . . . . .	67
3.22. Selección de las características de los materiales. . . . .	68
3.23. Condición de velocidad a la entrada del dominio. . . . .	68
3.24. Polinomio de condición de frontera de exhaust-fan a la salida del dominio. . . . .	69
3.25. Condición de temperatura en la pared del tubo. . . . .	69
3.26. Características y controles del método de solución. . . . .	70

3.27. Mallas hexaédricas (a) en la sección del tubo (b) en el aire alrededor del tubo. . . . .	71
3.28. Zona donde se aplica inflación de malla. . . . .	72
3.29. Gráfico de residuales que permite visualizar la estabilización de la variable presión. . . . .	72
4.1. Potencia del compresor en la operación del refrigerador. . . . .	74
4.2. Promedio de flujo másico de refrigerante R-600a . . . . .	75
4.3. Temperatura de entrada y salida en el condensador usando RTDs. . . . .	76
4.4. Temperatura de pared externa a lo largo del conducto del con- densador. . . . .	77
4.5. Presión absoluta del refrigerante R-600a a la salida del com- presor y salida del condensador. . . . .	78
4.6. Diagramas termodinámicos para R-600a en el proceso de con- densación. . . . .	80
4.7. Geometría del condensador. . . . .	81
4.8. Velocidad experimental promedio por ciclo del aire en las capas 1, 3 y 6 del condensador. . . . .	82
4.9. Velocidad experimental en el aire en las capas del condensador.	82
4.10. Presión diferencial experimental del aire en las capas 1, 3 y 6 del condensador. . . . .	83
4.11. Presión diferencial del aire en diferentes capas del condensador.	84
4.12. Temperatura experimental del aire en la entrada, capa 1, capa 5 y salida del condensador. . . . .	85
4.13. Temperatura promedio del aire de los termopares y del tiempo de operación por capa . . . . .	86

---

4.14. Temperatura de pared en diferentes puntos a lo largo del condensador durante la operación a temperatura ambiente de 30°C para una condición de flujo másico de 0.39 g/s y un flujo másico de 0.27 g/s. . . . .	87
4.15. Geometría y dominio construido para el análisis CFD, (a) geometría frontal, (b) volumen de control (geometría y aire de los alrededores). . . . .	88
4.16. Malla en la geometría (a) vista superior (b) vista lateral. . . . .	89
4.17. Contornos de temperatura en la capa 1, capa 3 y capa 6. . . . .	91
4.18. Contornos de velocidad en la capa 1, capa 3 y capa 6. . . . .	91
4.19. Comparación entre la velocidad experimental y simulada del aire en las capas del condensador . . . . .	92
4.20. Comparación entre la temperatura experimental y simulada del aire en las capas del condensador . . . . .	93
4.21. Comparación de la presión experimental y simulada del aire en diferentes capas del condensador. . . . .	94
4.22. a) Coeficiente de transferencia de calor para el lado aire, en las diferentes capas del condensador. b) Transferencia de calor del dominio [70] [71] . . . . .	95
4.23. Eficiencia de la aleta por capa del condensador. . . . .	97
4.24. Factor de Colburn para diferentes números de Reynolds. . . . .	98
4.25. Factor de fricción para diferentes números de Reynolds. . . . .	99
4.26. Temperatura de operación en varias condiciones de operación. . . . .	100
4.27. Presiones a la entrada y a la salida del condensador bajo diferentes condiciones de operación. . . . .	101
4.28. Caudal en el circuito de refrigeración bajo diferentes condiciones de operación. . . . .	101
4.29. Potencia de operación bajo diferentes condiciones de operación. . . . .	102

---

4.30. Diagramas termodinámicos para R-600a en el proceso de condensación. . . . .	104
---	-----

# NOMENCLATURA

A	Área superficial de transferencia de calor [m <sup>2</sup> ]
COP	Coefficiente de desempeño del ciclo de refrigeración [sin unidades]
C <sub>p</sub>	Calor específico a presión constante [J/(kg · K)]
D	Diámetro externo de los tubos o de los alambres [m]
EER	Relación de eficiencia energética
f	Factor de fricción (de Darcy o Fanning)
G	Flujo másico evaluado en el área mínima de flujo [kg/m <sup>2</sup> · s]
h	Entalpía específica [J/kg]
$h_i / h_o$	Coefficiente de transferencia de calor por convección [W m <sup>-2</sup> K]
$j_H$	Factor de Colburn
k	Conductividad térmica del material o del fluido [W/(m <sup>2</sup> · K)]
k	Energía cinética turbulenta [J/kg]
m	Flujo másico [kg/s]
Nu	Número de Nusselt
P	Presión [Pa]
Pr	Número de Prandtl
Q	Carga térmica o tasa de transferencia de calor [W]
Re	Número de Reynolds
$r_h$	Radio hidráulico de la geometría [m]

$s$	Entropía específica [J/(kg · K)]
$S_t$	Paso transversal entre tubos o alambres [m]
$St$	Número de Stanton
$S_w$	Paso longitudinal o separación entre alambres [m]
$T$	Temperatura del sistema o del medio [K]
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor [W/(m <sup>2</sup> · K)]
$V$	Volumen ocupado por la sustancia [m <sup>3</sup> ]
$v$	Velocidad local o de la corriente libre del fluido [m/s]
$u$	Energía interna específica [J/kg]
$u+$	Velocidad adimensional en la capa límite
$\bar{u}$	Velocidad promedio temporal del flujo [m/s]
$u'$	Velocidad fluctuante instantánea debido a la turbulencia [m/s]
$v$	Volumen específico [m <sup>3</sup> /kg]
$x$	Calidad de vapor en una mezcla líquido-vapor
$y+$	Distancia adimensional desde la pared sólida al primer centroide de celda
$y^*$	Parámetro de distancia adimensional basado en la energía cinética turbulenta
$W$	Trabajo realizado por el compresor o potencia eléctrica consumida [W]

### Símbolos griegos

$\Delta T_{ML}$	Diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos [K]
$\Gamma$	Difusividad efectiva en las ecuaciones de transporte [m <sup>2</sup> /s]
$\kappa$	Constante de Karman (aproximadamente 0.41)
$\mu$	Viscosidad dinámica del fluido [Pa·s]
$\eta_f$	Eficiencia de la aleta tipo alambre

$\eta_o$	Eficiencia global de la superficie o superficie extendida
$\rho$	Densidad del fluido $\text{kg m}^{-3}$
$\sigma$	Relación de áreas de flujo o contracción
$\tau$	Esfuerzo cortante en la pared [Pa]
$\omega$	Disipación específica de la energía turbulenta [W/kg]

### Subíndices

abs	valor absoluto
man	valor manométrica
atm	atmosferica

# Capítulo 1

## Introducción

En esta sección, se proporciona una visión general del estado actual de la tecnología en condensadores de tipo tubos y alambre empleados en sistemas de refrigeración doméstica, así como la evolución del uso de refrigerantes a lo largo de las últimas décadas. Además, se abordan los progresos en la simulación numérica de la transferencia de calor en condensadores con esta geometría, destacando la relevancia de la presente investigación en la contribución al entendimiento de la transferencia de calor en condiciones de convección forzada. Se incluye la motivación, hipótesis y objetivos del estudio.

### 1.1. ANTECEDENTES

La transferencia de calor ocurre por tres mecanismos: conducción, convección y radiación. La convección es la transferencia de energía debida al movimiento de un fluido y se subdivide en convección natural o forzada. En la convección natural, el fluido no se mueve mediante medios externos, sino que se mueve por medios térmicos que provocan un cambio de densidades al existir zonas con fluidos con diferentes temperaturas. Debido a que las velocidades por convección natural son muy bajas, el coeficiente de transferencia de calor también es bajo. En la convección forzada, el transporte de cantidad de movimiento es más significativo y está relacionado con la fuerza de arrastre en la superficie y el esfuerzo cortante. Se puede dar debido a la acción de un sistema mecánico como un ventilador o una bomba.

### 1.1.1. Mecanismos de transferencia de calor

Existen varios trabajos en la literatura relacionados a la convección natural. En [1] se desarrolló una correlación semi-empírica para el número de Nusselt basada en 42 modelos del condensador, en los que se variaron el diámetro del tubo, diámetro del alambre, paso del tubo y paso del alambre. Dicho modelo consta de la transferencia de calor por convección y por radiación en una sección elemental del condensador; se reportó que la máxima diferencia entre las mediciones experimentales y el modelo teórico fue de máximo 13%. En [2] se obtuvieron correlaciones semi-empíricas para los números de Nusselt y de Rayleigh para un condensador que opera bajo convección natural; se montó una instalación experimental para distintas configuraciones paramétricas para obtener los datos de operación. Los autores reportaron que el parámetro más importante para la transferencia de calor es el paso de los alambres. En [3], se realizaron experimentos con una sección de prueba utilizando 54 prototipos de condensador para obtener correlaciones para la transferencia de calor por convección natural. Se encontró que, si los tubos del condensador están muy cercanos entre sí, los tubos superiores son afectados por la pluma térmica reduciendo el desempeño del condensador. Se propuso una correlación semi-empírica para predecir el coeficiente de transferencia de calor. La ecuación toma en cuenta los efectos de frotación y los parámetros geométricas.

La transferencia de calor por convección forzada, ha sido objeto de estudio en una cantidad de desarrollos en intercambiadores de calor compactos como se presenta a continuación. En [4] utilizaron correlaciones para flujo cruzado para evaluar un modelo térmico de 3 zonas que opera bajo convección forzada en una configuración cruzada con los tubos y paralela con los alambres. Se determinó que la correlación más exacta para calcular la transferencia de calor del lado del aire fue la de Zhukauskas con un factor de corrección correspondiente a la configuración de flujo. También se determinaron las longitudes de intercambio de calor mediante el método  $\epsilon$ -NTU, de manera iterativa. En [5] los mismos autores realizaron un estudio de optimización para un condensador tipo tubo y alambre multi-paso utilizando como función objetivo la variación de 8 parámetros geométricos y utilizando 3 refrigerantes, los cuales fueron el R-134a, R-600a y R-513A. Las funciones objetivo para el trabajo fueron la reducción del área de transferencia de calor y la maximización de la transferencia de calor. Los algoritmos de optimización utilizados fueron MOEAD,

NSGAI y OMOPSO. Se concluyó que el mejor algoritmo fue el OMOPSO y el refrigerante que mostró mayor reducción de área del condensador fue el R-600a. Se determinó que la configuración de flujo cruzado presentó un mayor porcentaje de reducción de área en comparación con la operación de flujo paralelo para el modelo estándar definido en el trabajo previo [4] quedando en un 24 % menor para el R-134a, 17 % menor para el R-600a y 2.4 % menor para el R-513A. En [6], se reportaron correlaciones para condensadores de tipo tubo y alambre de una sola fila, que opera bajo convección forzada con diferentes ángulos de ataque. Se resalta la importancia de considerar coeficientes convectivos para los tubos y los alambres por separado, ya que el coeficiente del lado del alambre es aproximadamente el doble que el del tubo. En [7] se propusieron 2 correlaciones empíricas para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado del aire en arreglos de condensadores compactos y bajo convección forzada. Se reportan discrepancia entre los resultados numéricos y experimentales de 3.7 %. En [8] se incluyen factores de corrección para la correlación de Zhukauskas para las condiciones de flujo cruzado con el tubo y flujo cruzado con los alambres y los tubos. Se obtuvieron correlaciones para los números de Nusselt bajo convección forzada del lado del aire para tubos y alambres en arreglos tándem y escalonados mediante análisis paramétricos. Se encontró que la velocidad promedio del flujo del aire alrededor del tubo y alambre es mayor para el arreglo escalonado que para la configuración en línea. La velocidad es aproximadamente 4 veces más grande y distribuida de forma más homogénea. Como la transferencia de calor por convección es proporcional a la velocidad del aire, esto da como resultado una mayor razón de transferencia de calor por convección desde la superficie al aire de los alrededores. Los autores reportaron que el coeficiente de transferencia de calor de los alambres frontales es aproximadamente 50 % mayor que el de la fila trasera. En [9] se evaluó un condensador tipo espiral de tubo y alambre en un arreglo de tiro inducido en el que el ventilador succiona aire desde la sección del condensador y lo descarga hacia el compresor. En este estudio se evaluó una mejor distribución del flujo del aire al incluir 2 deflectores para evitar que el aire se desviase fuera del condensador; uno de los deflectores se incluyó al centro del intercambiador y el otro en la periferia del mismo en la sección de salida. Se encontró que la reducción del consumo energético fue del 2.37 % en comparación a un arreglo sin deflectores y que el tiempo de apagado del compresor aumentó hasta en un 4.1 %.

### 1.1.2. Caída de Presión

El flujo de un fluido está en íntima relación con la caída de presión. Los diseños de intercambiadores de calor más eficientes deben tener una relación adecuada entre la transferencia de calor y la caída de presión. A continuación, se mencionan algunos estudios en los que se han enfocado en determinar la caída de presión en intercambiadores compactos. En [10] se investigó experimentalmente la caída de presión en 16 prototipos de un condensador de tubo y alambre tipo espiral; para esta evaluación se utilizó un calorímetro y resistencias de la pared exterior del condensador para obtener el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire y así finalmente poder proponer una correlación para los factores de Colburn y de Darcy. El autor reportó que el parámetro más sensible para la transferencia de calor fue el paso radial de los tubos. En [11] se propone una evaluación termohidráulica del lado del refrigerante, en la que se utiliza un modelo de dos fases para el refrigerante. En la zona de condensación utilizan la correlación de Lockhart-Martinelli y en la zona de vapor sobre-calentado utilizan el factor de fricción de Fanning. Se encontró que, al aumentar el flujo másico, aumenta también la calidad y disminuye el grado de subenfriamiento, lo cual puede ser perjudicial para el desempeño del condensador. Finalmente se menciona que el trabajo puede ser utilizado como método de diseño de condensadores utilizando diferentes refrigerantes.

### 1.1.3. Modelos por zonas

Dado que, en el condensador de un sistema de refrigeración, el refrigerante transita desde un vapor sobrecalentado, pasando por una mezcla líquido-vapor y terminando como líquido subenfriado, ha sido una práctica común utilizar modelos de transferencia de calor por zonas como se muestra en los siguientes estudios. En [12] se utilizó un modelo de 3 zonas para un condensador; este modelo simuló el flujo de aire en diferentes condiciones, tanto de forma paralela al arreglo como de forma cruzada, obteniendo una efectividad térmica para cada zona. En [13] se utilizó una sección de prueba con 2 circuitos independientes en los que se evaluaron un condensador tipo tubo y alambre montado en la pared y un condensador tipo pared-caliente, ambos operando bajo convección natural. Los autores reportan con base a gráficas de temperatura, de coeficientes de transferencia de calor y de resistencias del lado del refrigerante, del lado del tubo y del lado del aire las regiones

de intercambio de calor. Se reporta que para estas aplicaciones el condensador tipo pared-caliente tiene una transferencia de calor más significativa debido a los efectos por radiación (hasta un 70 %), aunque se menciona que en condiciones reales de operación esta transferencia de calor se puede ver degradada debido a la cercanía con las paredes donde está confinado el refrigerador. Respecto al condensador tipo tubo y alambre, se menciona que la caída de presión es mayor debido a que el diámetro del tubo es menor, aunque los efectos de ensuciamiento pueden ser perjudiciales después de cierto tiempo de operación. Se reporta que la transferencia de calor es predominantemente por convección (hasta un 65 %) y el resto es debido a los efectos por radiación. También se reporta que para condiciones de operación de entre 32 y 37 °C el refrigerante no se condensa para flujo másicos mayores a 95 kg/(s m<sup>2</sup>) . En [14] se utilizó un modelo basado en formulaciones empíricas para la transferencia de calor del lado del refrigerante y del lado del aire; el autor midió la temperatura a lo largo del condensador y posteriormente obtuvo el coeficiente de transferencia de calor por convección. Se reportó que la distribución de las zonas de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento ocupan aproximadamente 15 %, 80 % y 5 %, respectivamente. En [15] se presentó un estudio paramétrico del efecto de subenfriamiento de un condensador en el desempeño de un sistema de compresión de vapor. Los refrigerantes usados son R-12, R-134a y R-600a. Encontraron que el COP aumenta con el incremento de la temperatura de subenfriamiento para los 3 refrigerantes. En el rango de temperatura de 0°C a 8°C, el R-600a presenta la mayor mejora en el COP en comparación con el R-134a. En [16] se evalúa la transferencia de calor del lado del refrigerante con correlaciones de vacío y se utilizan las ecuaciones de conservación discretizadas en estado estable, para flujo completamente desarrollado, unidimensional y por transferencia de calor radial. Utilizan el Modelo de Equilibrio Homogéneo (HEM) para el flujo en 2 fases de R-134a y se llega a la conclusión de que el utilizar distintas correlaciones de vacío no impacta en gran medida la transferencia de calor desde el condensador, pero si la carga del refrigerante.

#### 1.1.4. Simulación Numérica

Por otro lado, la simulación numérica ha tenido un gran auge en años recientes debido a los avances computacionales y a la reducción importante en el número de experimentos a realizar. Se reportan diversas investigaciones para condensadores de tipo tubos y alambres, la mayoría de las cuales van

enfocadas a los condensadores montados en la pared (de una sola capa y bajo convección natural) y de las cuáles se ha reportado en diversos estudios el método de residuales de Galerkin. En [17] se desarrolló un modelo para el condensador utilizando el método de diferencias finitas para un modelo de 3 zonas. Las ecuaciones de gobierno fueron resueltas al utilizar el método residual de Galerkin, el cual usa la forma integral de la ecuación de gobierno. Al sustituir la solución polinomial en la ecuación diferencial parcial el resultado no es 0, sino un residual. Este método presentó una desviación de  $\pm 8\%$  con respecto a la parte experimental. En [18] se desarrolló un modelo utilizando diferencias finitas cuyo resultado muestra las longitudes del tubo donde se lleva a cabo la condensación completa. Los autores proponen 2 zonas para la discretización de las ecuaciones de cantidad de movimiento y de energía, una zona con la porción del tubo sin alambre y otra zona con una porción de tubo con un alambre. Se reporta que los resultados tuvieron una variación de  $\pm 10\%$ . En [19] se utiliza el Método de Volumen Finito (FVM) en estado estable y en estado transitorio con condiciones de frontera y lo comparan con los resultados de modelos descritos previamente por Hermes y Melo (2008). La diferencia de resultados para la capacidad del condensador  $[W]$  es entre 1.0 y 3.5 %, mientras que para la salida del condensador las diferencias reportadas están entre el 0.2 y el 2.1 %. Se reportó que la calidad de vapor tuvo mayor discrepancia en las comparaciones teniendo una diferencia entre 14.4 y 24.2 %. El autor también reportó gráficas de temperatura vs. distancia normalizada en estado estable y en estado transitorio en el condensador, sin embargo, el autor concluye que el modelo de FVM no estima de forma correcta los puntos donde inicia el cambio de fase a lo largo del condensador. En [20] se realiza análisis para un condensador multi-paso en el gabinete del refrigerador. Se utiliza el modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  con el método de solución SIMPLE. El análisis fue resuelto para el modelo de turbulencia, en 3D y en estado estable. El autor obtuvo la transferencia de calor, los gradientes de velocidad y de presión para condiciones tropicales de operación. En este estudio se utilizaron condiciones de frontera de presión a la entrada (debido al ventilador) y de presión a la salida por las rendijas de la tapa del gabinete y se dividió el condensador en 22 partes con temperaturas que fueron obtenidas de forma experimental. Se reportó que la discrepancia de los resultados numéricos y analíticos fue del 3.8 %. En [21] se realizó un estudio mediante CFD del gabinete donde se encuentran el ventilador, el condensador y el compresor. Se menciona que el aire entra mediante un gradiente de presión negativo desde la parte trasera del ventilador y se enfrían el condensador y el

compresor mediante convección forzada. Se utilizó una malla tetraédrica, debido a la complicación geométrica del sistema y se optó por tener una mayor saturación de nodos en las regiones curvas. La simulación del movimiento del aire permitió observar que los vectores de velocidad de mayor magnitud se encuentran en la periferia de las aspas del ventilador. En el centro del mismo, se encuentra una región donde el aire presenta una velocidad muy baja donde se puede concluir que al centro del condensador no se forma un gradiente de velocidad significativo y, por lo tanto, no se presenta una transferencia de calor muy eficiente. Se concluye que se podría optar por un rediseño con menos densidad de aletas en el centro del condensador.

En [22] se realizó un estudio para 5 condensadores de tubo y alambre de una sola capa, que operan bajo convección forzada, en los cuales se modificaron parámetros geométricos. Para la parte experimental se utilizó un calorímetro donde se varió la velocidad del viento desde 0.5 hasta 2 m/s y al condensador se le colocaron resistencias para evaluar la transferencia de calor del lado del aire. Se realizó la validación mediante un modelo numérico seleccionando el elemento más básico en el que se puede dividir el condensador y se reporta la utilización del modelo de turbulencia  $k-\omega$  SST para el flujo cruzado en un arreglo de tubo y alambre. Se menciona que se realizaron múltiples análisis paramétricos mediante la simulación para poder obtener nuevas correlaciones bajo convección forzada para los números de Nusselt para los tubos y los alambres. En [23] se realizó un análisis paramétrico en el que se varió el paso de los alambres en un condensador tipo matriz tejida. Los autores utilizaron diámetros de 5 mm, 7 mm y 9 mm para la simulación y diversos flujos máxicos para el condensador. Reportaron que la mayor eficiencia de aleta fue para un caudal de 0.571 g/s y un paso de aletas de 7 mm. Se menciona que el tener un mayor caudal puede no ser benéfico para la remoción de calor, ya que puede que las aletas no tengan contacto demasiado tiempo con el fluido.

En [24] se realizó un estudio de optimización para tres tipos de arreglos de condensadores de tubo y alambre operando bajo convección natural. Estos arreglos fueron: en línea, escalonada y matriz tejida, mediante el uso de correlaciones para convección natural en las que se involucraban los parámetros geométricos, como el diámetro del tubo, el paso del tubo, el diámetro del alambre y el paso del alambre. Cada condensador se fabricó con un paso de alambre de 7 mm, 14 mm y 21 mm y se utilizó oil-Thermo 22 como fluido de trabajo para la instalación experimental, cuyas condiciones de operación fue-

ron desde 50°C hasta 80°C como temperaturas de entrada en el condensador. Se reporta que pasos de alambre menores o iguales al diámetro del alambre son contraproducentes para la disipación de calor en este tipo de condensadores, ya que se tiene un efecto de “placa plana”. También se señala que la capacidad de intercambio de calor disminuye al aumentar el paso del alambre. En general, la configuración ‘en línea’ presenta el coeficiente de transferencia de calor más bajo de las tres. Los resultados experimentales indican que la configuración escalonada ofrece el mejor desempeño, ya que utiliza menos material, lo que reduce los costos de fabricación. Además, bloquea menos el flujo de aire, lo que incrementa la velocidad del viento y, en consecuencia, mejora el coeficiente de transferencia de calor. Los autores realizan también un estudio de simulación numérica para validar los resultados experimentales para cada tipo de condensador de los anteriores mencionados. Se reporta que se utilizó el modelo RANS  $k-\omega$  SST, lo cual convertiría a este en uno de los primeros trabajos en utilizar dicho modelo para convección natural en este tipo de condensadores. Para la simulación numérica se utilizaron pasos de alambre de 5, 7 y 9 mm para un condensador en arreglo escalonado y se concluyó que no hay mucha diferencia en cuanto al desempeño del condensador entre pasos de 5 y 7 mm, por lo que se podría optar por utilizar el de 7 mm, lo cual significa que se necesitarían menos aletas en el arreglo. Finalmente, se concluye que la variación de los resultados experimentales y los resultados mediante CFD son menores del 5

En [25] evalúan experimental y numéricamente las temperaturas de la pared de un condensador de tubos y alambre que opera bajo convección natural en arreglo escalonado y en arreglo en línea; utilizan pasos del alambre de 7 mm, 14 mm y 21 mm y reportan que la transferencia de calor óptima se lleva a cabo cuando el paso es de 7 mm. Para el arreglo escalonado se tomó una porción de tubo del tamaño del paso del alambre con un solo alambre. Los autores reportan que el arreglo escalonado favorece la transferencia de calor debido a que tiene menos puntos de estancamiento que un arreglo en línea, en el que el flujo de aire ascendente es bloqueado entre las aletas y la parte inferior del tubo; también se menciona que una de las ventajas de tener un arreglo escalonado es la reducción del material al tener menos aletas. También se reporta que la velocidad del flujo es mayor en el arreglo escalonado. Para realizar las mediciones experimentales utilizaron como fluido de trabajo aceite caliente a diferentes temperaturas. Se encontró que la variación del modelo numérico respecto a los resultados experimentales fue menor al 5% y

el modelo utilizado para este trabajo fue el  $k-\omega$  SST. De nuevo, los mismos autores, en [26] realizaron un estudio mediante CFD del lado del refrigerante y del lado del aire para un condensador tipo “wall-mounted” que opera bajo convección natural utilizando mallas hexaédricas no estructuradas para el lado interno, mientras que para el lado externo reportaron haber utilizado mallas tetraédricas no estructuradas; el autor reportó que para pasos de alambre más pequeños la transferencia de calor es mayor debido a que se incrementa el área superficial. También se reportó que, en caso de requerir una operación a temperaturas bajas, es recomendable utilizar un condensador con un paso de alambre mayor.

### 1.1.5. Evolución de la Geometría de Tubos y Alambre

El objetivo de un sistema de refrigeración es retirar calor desde un ambiente frío hacia los alrededores, lo cual se lleva a cabo en el condensador. Su estudio y su diseño requiere conocer el detalle de las características térmicas e hidráulicas, las cuales se han basado tradicionalmente en el factor de Colburn y el factor de fricción de Darcy, respectivamente. Estas características son particulares de cada geometría y condiciones de operación. Aunque existen compendios con una cantidad importante de geometrías, es difícil encontrar estas características para geometrías de reciente aparición. Por lo que la evaluación del desempeño de este equipo también ha sido objeto de estudio en décadas recientes. La geometría del tipo tubo y alambre, ha sido utilizado por varias décadas como condensadores que operan por convección natural y no es hasta años recientes que se ha utilizado en arreglos multi-paso bajo convección forzada. Entre sus ventajas se encuentran su fácil manufactura, fácil mantenimiento y poseen una gran relación área superficial-volumen [27]. Estos intercambiadores cuentan con aletas tipo alambre que van soldadas en la parte frontal y trasera del tubo por el cual fluye el refrigerante. Entre las diferentes clasificaciones para estos se encuentran: tipo “dientes de sierra, tipo montado en la pared, tipo espiral, tipo matriz tejida y tipo multi-paso. En la Figura 1.1 se muestran los tipos de intercambiadores de tubo y alambre antes mencionados. Los condensadores montados en la pared son de difícil acceso para su limpieza y son susceptibles al ensuciamiento, lo cual propicia el aumento de las temperaturas en el refrigerador al crearse una resistencia térmica adicional entre la pared del condensador y el aire. A lo largo del tiempo, se han desarrollado diseños que tienden a ser cada vez más compactos y que han dado como resultado el ser más eficientes. Esto se debe a que

al reducir los pasajes de flujo se incrementa el coeficiente de transferencia de calor [28].

La geometría de los intercambiadores de calor de tipo tubos y alambres, se ha utilizado desde la década de los 50, y ha sufrido cambios importantes como se muestra en las geometrías que se presentan en la Figura 1.1. Destacan configuraciones cada vez más compactas y con pasos de alambre cada vez más reducidos.

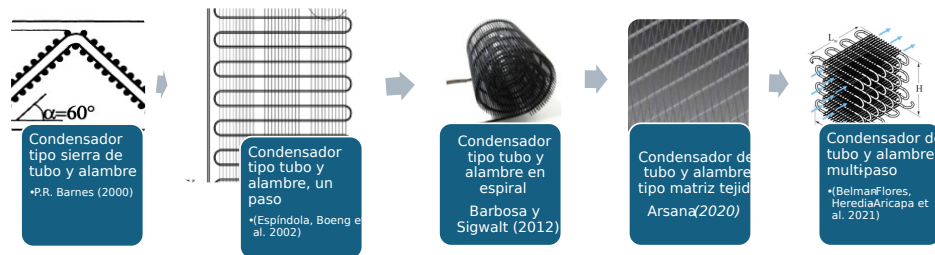


Figura 1.1: Evolución de los condensadores tipo tubos y alambre.

Según la dirección de flujo de aire, hay 2 tipos de arreglos para los condensadores tipo tubo y alambre (también conocido como wire-on-tube): arreglo en línea (tándem) y arreglo escalonado. Los arreglos tipo escalonados presentan una ventaja respecto al arreglo en línea, ya que resulta en un coeficiente de transferencia de calor por convección del lado de los alambres mayor, debido a que el flujo se estanca en menor medida [Gonul]. En la Figura 1.2 se muestran los arreglos de un condensador según la dirección del flujo de aire.



Figura 1.2: Tipo de arreglo de una geometría tipo tubo y alambre a) escalonado y b) en línea.

Entre otros tipos de condensadores utilizados en la industria de la refrigeración doméstica se encuentran los de pared-caliente los cuales constan de un tubo de acero recubierto de cobre que pasa por las paredes internas del

refrigerador y rechaza el calor mediante radiación y convección natural. Otro tipo de condensador de aplicación más reciente es el condensador de tubos y aletas tipo tiras (strip fin condenser), el cual consta de aletas en forma de tiras y micro-canales planos.

### 1.1.6. Otros estudios relacionados a la geometría de tubos y alambre

Entre otros estudios encontrados en la literatura abierta relacionados a los condensadores de tipo tubo y alambre, se encuentran los siguientes: En [29] se utiliza material con cambio de fase (PCMs) para disminuir la temperatura de condensación. Los elementos de cambio de fase fueron colocados entre los alambres del arreglo; en este estudio se logró disminuir la temperatura de condensación y se logró disminuir la cantidad de ciclos de refrigeración, lo cual tuvo como repercusión la disminución del consumo energético hasta en un 10%. En [30] se mencionan métodos experimentales para determinar la conductividad térmica en aletas de pocos milímetros de diámetro. El trabajo se realizó tanto como para polímeros con baja conductividad térmica como para aletas de acero con alta conductividad térmica y se determinó que las pruebas pueden ser utilizadas con cámara infrarroja, lo cual tiene la ventaja de ser un método no invasivo. En [31] se utiliza un modelo desarrollado mediante inteligencia artificial (Support Vector Machine, SVM) con ayuda de Matlab para determinar la transferencia de calor desde el condensador de tubo y alambre como alternativa a los análisis convencionales. Con este método se obtuvieron regresiones para obtener la transferencia de calor en condiciones de flujo cruzado con los alambres y los tubos, flujo cruzado con los alambres y paralelo con los tubos y flujo cruzado con los tubos y paralelo con los alambres y se demostró que este método es una mejor alternativa al método Artificial Neural Network por poder de cómputo y por la certidumbre del proceso antes de llegar a la solución. En [32] se realizó un estudio en el que se removió un condensador tipo pared-caliente, el cual va montado en las paredes internas del refrigerador. Se menciona la importancia de tener remoción de calor mediante convección forzada, la cual se da en un arreglo de tubo y alambre con características compactas que presenten una gran área superficial; se menciona que la ventaja de esto es tener un mayor coeficiente de transferencia de calor del lado del aire y esto se ve reflejado al disminuir el refrigerante en la línea hasta en un 19.3%, mientras que el consumo energético

se vio reducido hasta en un 23.6% e incluso se acortaron las longitudes de las tuberías hasta 10 m, lo cual reduce los costos de producción. En [33] se realiza un estudio comparativo entre un condensador tipo tubo y alambre multi-paso y un condensador tipo tubo y aletas tipo tira (strip-fin). Se utilizan distintas configuraciones del sistema, ya que se menciona que por sí solo el cambio del condensador no es justificable, sino que requiere que también se modifiquen la longitud del capilar y la carga del refrigerante. Se concluye que las mejores condiciones de operación en comparación con el condensador tipo tubo y alambre son con una longitud del tubo capilar de 3.3 m y con una carga de refrigerante de 56 g y que incluso la menor longitud del tubo capilar representa un ahorro respecto a la condición de operación normal.

## 1.2. Motivación

De acuerdo con el Instituto Internacional de refrigeración (International Institute of Refrigeration, IIR), el número total de sistemas de refrigeración y aire acondicionado asciende a 5,000 millones de unidades y el sector de la refrigeración utiliza alrededor del 20% de la energía a nivel mundial [34]. Al 2019, se estimó que alrededor de 2,000 millones de refrigeradores domésticos estaban en uso. Los equipos como congeladores consumen alrededor del 6% de la energía eléctrica mundial, siendo el condensador uno de los componentes clave de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. También se estima que el consumo eléctrico debido a las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado pueda aumentar a más del doble actual para 2050, por lo que las constantes condiciones de mejora ya sea por ahorro de costos de producción, mayores prestaciones, ahorro energético y disminución del impacto ambiental siempre serán objetivos a cumplir. Debido a esto, se buscan utilizar diversos mecanismos para mejorar la eficiencia energética en los refrigeradores, por ejemplo: mejora del diseño de los componentes, aislamientos térmicos, análisis térmicos en los compartimientos y mejoras en las condiciones de operación.

Debido a la creciente demanda de los equipos de refrigeración, se tienen repercusiones importantes en el impacto ambiental tanto por el uso y fabricación de refrigerantes como por el uso eficiente de la energía. De acuerdo con el protocolo de Montreal, se han establecido estrategias de sustitución de hi-

drofluorocarbonos (HFC) como refrigerantes, dando paso a los refrigerantes con un nulo potencial de daño a la capa de ozono. El protocolo de Kyoto también ha regulado la producción y el uso de HFC como refrigerantes debido a su alto potencial de calentamiento global (GWP). Los hidrocarburos (HC) o refrigerantes naturales como R-290a, R-600a y sus mezclas han sido investigados como refrigerantes alternativos a los HFC [35]. Se puede considerar que el refrigerante R-600a es uno de los refrigerantes con más potencial de aplicación y usado como uno de los reemplazos más adecuados para los refrigerantes como el R-134a.

El rechazo de calor a través de matrices de tubos apilados con flujo cruzado entre el refrigerante y el aire, han sido utilizados desde la década de los 50 en gran variedad de aplicaciones como refrigeración, procesamiento de comida, tubos de calor (heat pipes), aislamiento térmico, regeneradores, etc. [36]. El hecho de utilizar intercambiadores con varillas escalonados contribuye a la optimización de espacios [37] en comparación con un intercambiador del mismo tipo pero montado en la pared. El siguiente avance para la tecnología de intercambiadores de calor fueron los condensadores de tubo y alambre montados en pared, los cuales consisten en un intercambiador de calor de un tubo por el cual fluye refrigerante al interior y por la parte externa cuenta con aletas cilíndricas extendidas. Estos condensadores siguen siendo utilizados hasta el día de hoy con muy pocas variaciones en su diseño. Debido a la necesidad de tener intercambiadores cada vez más compactos, económicos, ciclos de operación más espaciados y por cuestiones de aprovechamiento del volumen del refrigerador, se ha optado recientemente, por utilizar geometrías multi-paso orientadas vertical u horizontalmente. Entre las ventajas de utilizar estos condensadores se encuentran: son mecánicamente estables, su arreglo se soporta por sí mismo, se montan fácilmente y su implementación en la manufactura actual va en aumento.

Con la información anterior, se puede entender la importancia energética e impacto medioambiental de conocer los detalles del funcionamiento del condensador y esto se logra al tener la caracterización termo-hidráulica basada en factor de fricción y Colburn. Para la caracterización térmica de un condensador, se deben tener en cuenta tres condiciones por las que atraviesa el refrigerante: vapor sobre-calentado, mezcla saturada y líquido sub-enfriado, las cuales presentan características de transferencia de calor muy diferentes. Hay dos formas de simular un condensador, ya sea usando un modelo de-

terminístico, en el cual la geometría y/o el tamaño del intercambiador de calor son conocidas y por otro lado se recurre al modelo teórico-experimental cuando la geometría del intercambiador de calor no es conocida y cuando el desempeño del intercambiador es conocido en condiciones nominales [38]. Por otro lado, los estudios utilizando la simulación, permiten 1) Reducir los costos y el tiempo de desarrollo al evitar soluciones incorrectas de diseño; 2) Reducir o eliminar las pruebas físicas; 3) La habilidad de evaluar parámetros internos y entender el proceso en curso [39]. Hasta ahora se ha identificado que la mayor parte de las evaluaciones térmicas de los condensadores van orientadas a los cálculos semi-analíticos y a los métodos numéricos mediante discretizaciones de las ecuaciones de conservación, los cuales dan aproximaciones de las longitudes de intercambio de calor, por lo que el presente trabajo promete entregar resultados más apegados a la operación real del condensador. Actualmente hay pocas investigaciones recientes en los campos experimentales y de CFD sobre los condensadores tipo tubo y alambre (“wire-on-tube”), que presentan cambio de fase utilizando R-600a y que operen bajo tiro inducido. Un análisis combinando dichos factores en un contexto actual es de importancia para fabricantes y diseñadores en la industria de la refrigeración, por lo que se espera que este trabajo será un preámbulo para diseño y optimización de condensadores.

Para la caracterización hidráulica se deben de tener en cuenta las condiciones del flujo por el lado exterior del condensador, las cuáles son la velocidad del aire, la temperatura del aire y la presión del aire. Dichos parámetros son difíciles de medir de forma experimental debido a las condiciones de operación del circuito de refrigeración, al espacio limitado con el que se cuenta para la instrumentación, las características de los elementos del circuito de refrigeración, las condiciones de flujo externo, las cuales tienen características muy complejas al estar succionando aire desde las rendijas de la tapa del gabinete. Estas son razones muy importantes por las que los estudios de los condensadores en la literatura abierta son más limitados en comparación con otros componentes del circuito de refrigeración. Las mediciones de velocidad y de temperatura son parte de las condiciones de frontera en la simulación y se tienen en cuenta estos parámetros junto con la caída de presión medida de forma experimental para validar con la región de salida en la simulación.

### 1.3. Hipótesis

Los intercambiadores de calor en las aplicaciones de refrigeración tienen la tendencia a ser cada vez más compactos, debido a que presentan mejores características de transferencia de calor. Un arreglo reciente y poco estudiado es el condensador de tipo tubos y alambre en arreglo multi-paso bajo convección forzada. En éste, el aire se encuentra en flujo cruzado con los tubos y con los alambres, en diferentes secciones del intercambiador. Son de fácil manufactura, son económicos, tienen una gran relación área superficial-volumen y su operación tiene pocas vibraciones, por lo que seguirán siendo una de las aplicaciones preferidas para la industria de la refrigeración doméstica.

A partir de la determinación experimental de las características de operación de un condensador tipo tubo y alambre multi-paso, de un refrigerador comercial domestico que opera con R-600a, se puede determinar la longitud del condensador en las que se lleva a cabo el cambio de fase. La identificación de esta región permite derivar los coeficientes de transferencia de calor y factores de Colburn y de fricción que son particulares para cada geometría y arreglo. Hasta ahora, los esfuerzos reportados en la literatura solamente se han centrado en hacer los análisis de forma semi-analítica y mediante métodos numéricos principalmente para convección natural y una sola capa, por lo que el desarrollo del proyecto de forma experimental promete ser de relevancia. La caracterización termohidráulica basada en factor de fricción y Colburn, permite realizar diseños, simulación y optimización de la geometría y así se podrían contribuir en el aprovechamiento de la energía y el impacto medioambiental.

### 1.4. Objetivo

La evaluación de la transferencia de calor depende de contar con los parámetros geométricos que caracterizan la geometría particular. El objetivo principal de este trabajo es obtener y validar información de la transferencia de calor y flujo de fluido de un condensador con geometría tipo tubos y alambres bajo convección forzada en un arreglo multi-paso con flujo cruzado, que opera en un sistema de refrigeración doméstico con refrigerante R-600a. Esta información permite derivar parámetros característicos como el factor de Colburn y factor de fricción (caracterización termo- hidráulica) que permiten evaluar variaciones a parámetros y condiciones de operación que permiten la deter-

minación de mejoras en el desempeño. Para lograr lo anterior se plantean los siguientes objetivos específicos.

- a) Habilitar un circuito de refrigeración para su evaluación experimental.
- b) Instrumentar el circuito de refrigeración en el que se medirán la corriente, voltaje, flujo másico, presión del refrigerante, temperatura del refrigerante, temperatura de pared del condensador, temperatura del aire y velocidad del aire.
- c) Determinar la transferencia de calor por el lado del aire mediante el uso de cálculos semi-analíticos y extensión de propiedades termodinámicas CoolProp.
- d) Determinar los perfiles de velocidad y la caída de presión del lado del aire mediante mediciones experimentales.
- e) Determinar experimentalmente las zonas de intercambio de calor a lo largo de la longitud del condensador bajo diferentes temperaturas.
- f) Diseñar un volumen de control (CAD) de la sección de la geometría del condensador para su estudio numérico.
- g) Realizar un modelo CFD para evaluar la transferencia de calor y caída de presión.
- h) Validar el modelo mediante un estudio de dependencia de malla y comparación con los datos experimentales.
- i) Estudiar mediante CFD el desempeño de la sección del condensador bajo diferentes condiciones de velocidad observadas experimentalmente.

# Capítulo 2

## Marco Teórico

En este capítulo se describen los conceptos utilizados para llevar a cabo el presente estudio. Las evaluaciones térmicas en los condensadores usualmente han sido más reportadas en comparación con las evaluaciones hidráulicas, esto es debido a las limitaciones de los equipos disponibles y los espacios en las geometrías por lo que también se puede recurrir a simulaciones numéricas para obtener información acerca de las características de operación del sistema. Los apartados principales de este capítulo son: intercambiadores de calor compactos, condensadores, propiedades termodinámicas, ciclo de refrigeración, desempeño de un ciclo de refrigeración, evaluación hidráulica, evaluación térmica y dinámica de fluidos computacional (CFD).

### 2.1. Intercambiadores de calor compactos

Para poder definir a un intercambiador de calor como compacto se debe de considerar que se tiene una densidad de área mayor a  $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$  y con diámetros hidráulicos menores a 14 mm [40]. Entre algunos tipos de intercambiadores de calor compactos se encuentran los siguientes:

1. Intercambiadores de placa y aleta (PFHE): Se caracteriza por tener aletas como superficies extendidas con una base de placa. Las aletas tienen la función de maximizar la transferencia de calor y al disminuir el diámetro hidráulico y también de contener la caída de presión conforme el flujo sigue su curso. En Figura 2.1 se muestran diferentes arreglos

para este tipo de intercambiadores: (A) aleta ondulada plana, (B) aleta ondulada tipo Herringbone, (C) aleta ondulada perforada, (D) aleta ondulada con tiras desfasadas.

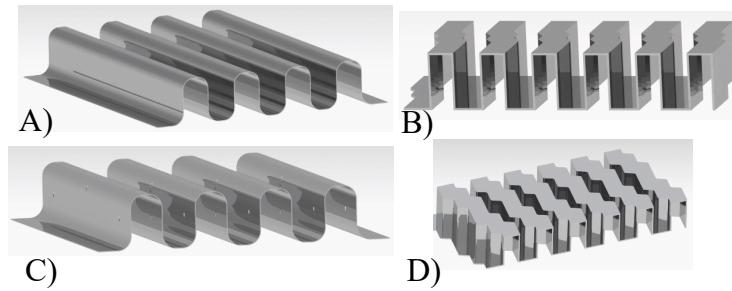


Figura 2.1: Tipos de geometrías para intercambiadores de placa y aleta (PFHE). A) Aleta plana. B) Diseño Herringbone. C) Aletas perforadas. D) Aletas de tira desfasada.

2. Intercambiadores de tubo y aleta: Consta de un conjunto de tubos dispuestos en un patrón que maximiza la transferencia de calor, a través de los cuales fluye uno de los fluidos. Sobre esta superficie principal se agregan aletas que aumentan el área de transferencia de calor, mejorando la eficiencia del equipo. Usualmente los tubos son expandidos para que hagan contacto con las aletas para asegurar la conductividad térmica. Una de las formas en las que se ha logrado este contacto es mediante un anillo de interbloqueo con el que se logra mejorar la calidad del contacto y el espaciado entre aletas; esto también permite que se puedan utilizar materiales poco convencionales en las interfaces. La figura 2.2 muestra algunas variaciones de intercambiadores de tubo y aleta.

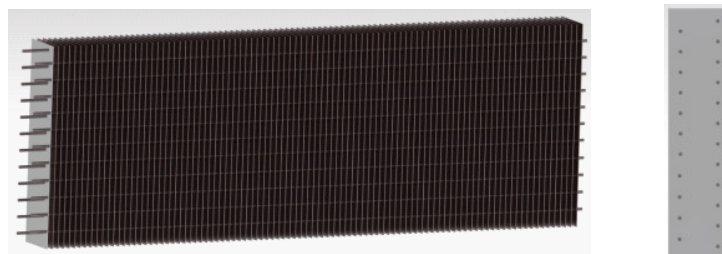


Figura 2.2: Intercambiadores de tubo y aleta.

3. Intercambiador de circuito impreso: Está formado por placas apiladas con pasajes impresos electroquímicamente entre ellas. Entre sus ventajas se encuentran que están libres de interfaces entre las placas, sus diseños son robustos para contener fluidos, sus materiales son resistentes a la corrosión, se pueden armar para cualquier capacidad logrando superficies de hasta  $2,500\text{ m}^2$  y sus diámetros hidráulicos son de 1.5 - 3 mm. En la Figura 2.3 se muestra las secciones principales de este tipo de geometría.

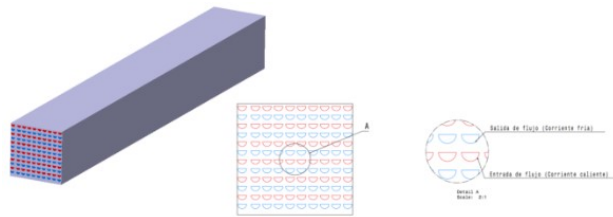


Figura 2.3: Vista isométrica y sección de flujo en un intercambiador de circuito impreso.

4. Intercambiador de calor de placas planas: Este intercambiador consta de canales de placas planas soldadas a cabezales. Se caracteriza por el uso de placas delgadas y corrugadas que aumentan la eficiencia en la transferencia térmica. Algunas de sus ventajas son de que pueden ser utilizados para flujos a altas presiones y de que se pueden lograr diámetros hidráulicos pequeños. Sus posibles aplicaciones son: líquido/líquido, condensación, evaporación, gas/líquido. La Figura 2.4 muestra canales formados y sus puntos de contacto.

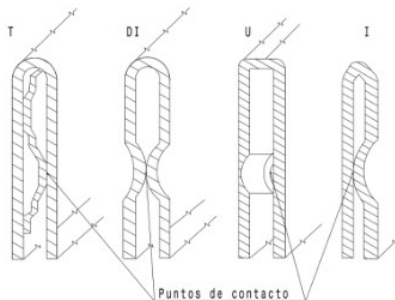


Figura 2.4: Algunos tipos de canales platurales y sus puntos de contacto.

5. Intercambiador Compaplate: Son utilizados para manejar flujos sucios en un lado que permiten ser limpiados de forma mecánica. Consiste en placas apiladas y sujetas mediante tornillos y se pueden acomodar hasta 4 líneas de flujo. Su temperatura de operación puede ser de hasta 260 °C y tienen diámetros hidráulicos de hasta 5 mm del lado limpio y desde 8 a 40 mm del lado del proceso. En la Figura 2.5 se muestra una imagen de este tipo de geometría [40].

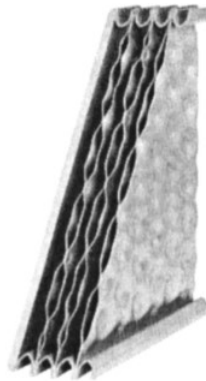


Figura 2.5: Ensamble de intercambiador Compaplate (Vicarb).

## 2.2. Condensadores

Los condensadores son intercambiadores de calor que se caracterizan por recibir vapor sobrecalentado y llevarlo al estado de líquido saturado o líquido subenfriado. Según el medio de enfriamiento, se pueden clasificar como sigue:

Enfriados por agua: Remueven el calor desde el vapor del refrigerante al transferirlo al agua que pasa a través del condensador. Se tiene el vapor del refrigerante por el lado externo del tubo para lograr esto (el vapor se condensa y cede calor al agua que circula dentro del tubo). Algunos tipos de estos condensadores son los de contacto directo y los de superficie. Entre sus ventajas se encuentran su espacio reducido, operan de manera más silenciosa en comparación con los que son enfriados por aire, pueden ser utilizados en interiores y poseen una gran tasa de transferencia de calor. La Figura 2.6 muestra un ejemplo de un condensador enfriado por agua.

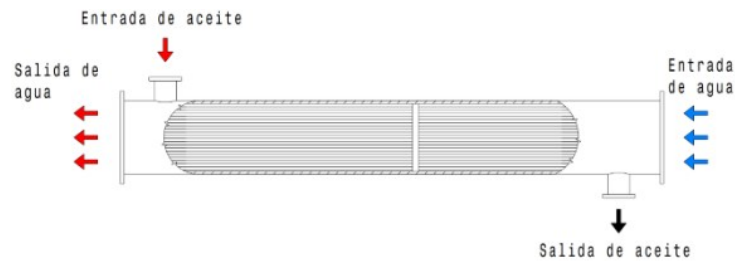


Figura 2.6: Intercambiador de tubo y coraza enfriado por agua.

Evaporativos: Hacen uso de una corriente de aire que sube y de rociar agua con sal para enfriar la bobina del condensador por la cual fluye el refrigerante. Entre sus ventajas se encuentran: un alto coeficiente de transferencia de calor, pueden ser más compactos que los condensadores enfriados mediante aire o agua y pueden ser utilizados como humidificadores y calentadores además de cumplir su función de extraer calor del condensador. En la Figura 2.7 se muestra una imagen de un condensador evaporativo [41].

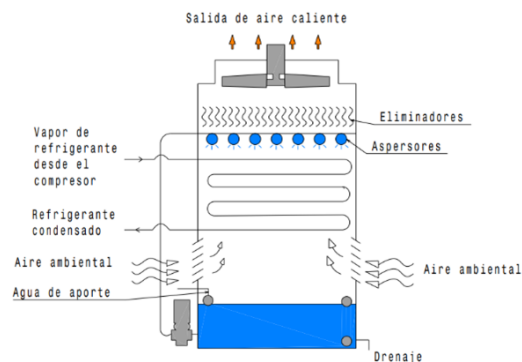


Figura 2.7: Esquema de funcionamiento de un condensador evaporativo.

Enfriados por aire: Usualmente utilizan el aire ambiental para enfriar al flujo del refrigerante que pasa dentro de los tubos. Pueden operar mediante convección natural o convección forzada y usualmente son utilizados para aplicaciones de refrigeración doméstica. Sus arreglos pueden ser de tubos lisos, de tubos aletados en forma de serpentín o de tubos con placas, como los radiadores. En la Figura 2.8 se muestra un intercambiador de tipo tubo y alambres que usualmente opera bajo convección natural.

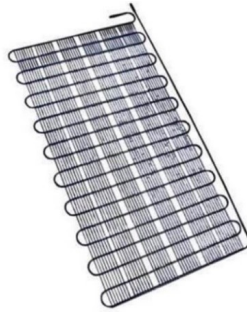


Figura 2.8: Condensador de tubo y aleta que opera bajo convección natural.

## 2.3. Propiedades Termodinámicas

Para obtener un estado termodinámico en un diagrama  $p$ - $v$ ,  $h$ - $P$ ,  $T$ - $v$ , etc., se necesitan conocer 2 propiedades independientes. Las propiedades termodinámicas de sustancias puras o mezcla de refrigerantes se describen en tablas de propiedades entre las que se encuentran: volumen específico, entalpía, entropía, energía interna, presión y temperatura. De manera alternativa, la información contenida en estas tablas también puede ser encontrada en software abierto, como COOLPROP™ [42] el cual tiene la ventaja de poder obtener los valores de determinada propiedad de forma instantánea incluso sin recurrir a las interpolaciones lineales. Otra ventaja de este software es que se actualiza constantemente, por lo que incluye información para refrigerantes nuevos.

Las propiedades termodinámicas se pueden clasificar en extensivas e intensivas [43]:

1. Propiedades extensivas; las cuáles son aditivas y dependen de la suma de sus partes en el medio en el que estén contenidas, como, por ejemplo: masa, volumen, energía interna, etc.
2. Propiedades intensivas; estas propiedades no son aditivas y se consideran independientes del medio en el que estén contenidas. Estas propiedades pueden cambiar localmente, algunos ejemplos son: volumen específico, presión, temperatura, etc. Este tipo de propiedades son consideradas como un continuo, lo cual quiere decir que se debe de contar con el suficiente número de partículas como para que los promedios

estadísticos de sus mediciones sean significativos.

A continuación, se describen las propiedades más utilizadas para el presente trabajo:

### 2.3.1. Masa

Es una propiedad extensiva, la cual está asociada con un volumen como se muestra en la siguiente ecuación:

$$m = \rho V \quad (2.1)$$

### 2.3.2. Densidad

Es una propiedad intensiva que puede variar de punto a punto en el sistema y es la relación entre la masa por unidad de volumen y para un medio continuo está dada por la Ecuación 2.2:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (2.2)$$

### 2.3.3. Volumen específico

Está dado por el inverso de la densidad como se muestra en la siguiente ecuación.

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (2.3)$$

### 2.3.4. Presión

Se puede definir la presión como la fuerza normal a un área y en un fluido estático, esta fuerza aplicada será ejercida de igual magnitud, pero en sentido contrario como se muestra en la Ecuación 2.4.

$$p = \frac{F_{normal}}{A} \quad (2.4)$$

Donde  $A$  es la mínima unidad de área que se puede considerar como un continuo.

Usualmente, las presiones son medidas mediante algún aparato que mide la diferencia de presiones entre la atmósfera y el equipo en operación, por lo que los conceptos que se presentarán a continuación serán de gran utilidad. El valor estándar de la presión atmosférica es  $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ . Se define la presión manométrica cuando la presión en el sistema es mayor que la presión atmosférica como se muestra en la Ecuación 2.5

$$p_{man} = p_{abs} - p_{atm} \quad (2.5)$$

Se define como presión de vacío cuando la presión en el sistema es menor que la presión atmosférica como se muestra en la Ecuación 2.6:

$$p_{vac} = p_{atm} - p_{abs} \quad (2.6)$$

El diagrama que se muestra a continuación muestra una relación con las presiones recién definidas:

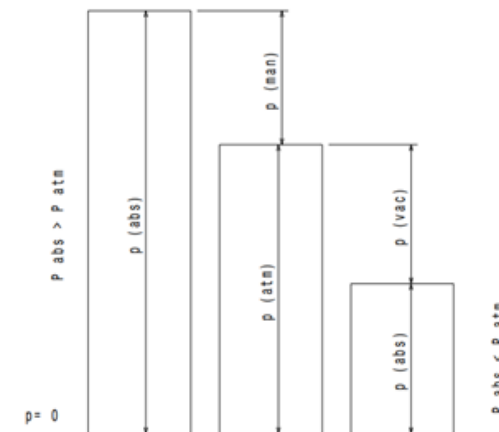


Figura 2.9: Tipos de presiones para un fluido estático con respecto a una presión de referencia.

### 2.3.5. Temperatura

Esta propiedad se identifica más fácil al evaluar otras propiedades, como el volumen, ya que un cambio en la temperatura usualmente va acompañado

de cambios en sus propiedades termo-físicas. Se dice que dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico cuando ya no hay cambios en sus propiedades observables y si a su vez, los dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercero, se dice que están en equilibrio térmico entre ellos. Es bajo este concepto que instrumentos como los termómetros permiten tomar lecturas de temperatura.

### 2.3.6. Calidad de vapor

En una mezcla de líquido-vapor, es la relación entre la masa de vapor entre la masa total de la mezcla como se muestra en la Ecuación 2.7.

$$x = \frac{m_{vapor}}{m_{liquido} + m_{vapor}} \quad (2.7)$$

### 2.3.7. Entalpía

Es una propiedad extensiva que está dada por la suma de la energía interna y el producto de la presión por el volumen. En la Ecuación 2.8, se expresa en base masa:

$$h = u + pv \quad (2.8)$$

## 2.4. Componentes del ciclo de refrigeración

Los componentes convencionales que conforman un circuito de refrigeración son compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador y ventilador.

El compresor es el dispositivo de mayor consumo energético, se encarga de aumentar la presión, reduciendo el volumen del vapor del refrigerante que sale del evaporador. En un caso ideal, entra al compresor como vapor sobrecalentado (vapor seco) evitando la existencia de una mezcla líquido-vapor, lo cual sería perjudicial para el funcionamiento del sistema. Para los cálculos del presente trabajo, se considera que el compresor es adiabático, lo cual quiere decir que no tiene transferencia de calor con los alrededores. El balance energía general en un compresor implica un cambio de entalpía y flujo másico como se muestra en la Ecuación 2.9.

$$W = \dot{m}\Delta h \quad (2.9)$$

Válvula de estrangulamiento: Es un dispositivo que se encuentra en el tramo de tubería entre la salida del condensador y la entrada del evaporador. Provoca una caída de presión al reducir drásticamente la sección transversal del flujo, lo que provoca un cambio de fase de líquido saturado a vapor saturado. El balance de energía en una válvula de estrangulamiento se considera isoentálpico como se muestra en la Ecuación 2.10

$$\Delta h = 0 \quad (2.10)$$

Condensador: Es un intercambiador de calor compacto de tubos y alambres el cual rechaza el calor del sistema hacia los alrededores. Está hecho de acero inoxidable y está recubierto de pintura negra. Junto con el compresor, está colocado en el gabinete inferior del refrigerador. Se puede determinar la carga térmica al evaluar la diferencia en las entalpías a la entrada y salida del condensador y el flujo másico como se muestra en la Ecuación 2.11.

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h \quad (2.11)$$

Evaporador: Es un intercambiador de calor de tubo y aleta plana que se encuentra ubicado en el gabinete del compartimiento del congelador y su función es extraer el calor proveniente de los alimentos de las cavidades internas. La carga térmica se puede determinar evaluando las condiciones del refrigerante a la entrada y salida como se muestra en la Ecuación 2.12.

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h \quad (2.12)$$

Ventilador: Se encuentra ubicado entre el condensador y el compresor y tiene la función de succionar el aire desde las rejillas que están del lado del condensador y lo sopla mediante convección forzada hacia el compresor con una mayor velocidad, lo cual propicia que ambos equipos se enfríen y se esperarí que provocase ciclos de operación más espaciados. El consumo eléctrico se puede determinar evaluando el voltaje y consumo de corriente como se muestra en la Ecuación 2.13 .

$$\dot{W} = VI \quad (2.13)$$

## 2.5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Es un proceso termodinámico que se utiliza para retirar calor de un espacio para mantenerlo a una temperatura baja, desechándolo en una región de mayor temperatura. Esto se logra mediante los cuatro elementos principales mencionados en la sección anterior. El condensador, el cual rechaza el calor emitido desde el lado interno del circuito producido en mayor medida por el trabajo de flujo del compresor, mientras que el evaporador se encarga de absorber el calor desde el espacio refrigerado. En la Figura 2.10 se muestra la interconexión entre los componentes de un ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor, y un diagrama termodinámico temperatura-entropía específica (T-s). En el proceso 1-2, El refrigerante sale desde el compresor como vapor sobrecalentado y al entrar al condensador empieza a cambiar de fase. El calor es transferido desde el condensador hacia los alrededores. En el proceso 2-3, El refrigerante sale del condensador y pasa por la válvula de estrangulamiento. En el proceso 3-4, el refrigerante sale de la válvula de estrangulamiento y pasa por el evaporador. El calor es transferido desde el ambiente frío hacia el evaporador. En el proceso 4-1, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado o sobrecalentado.

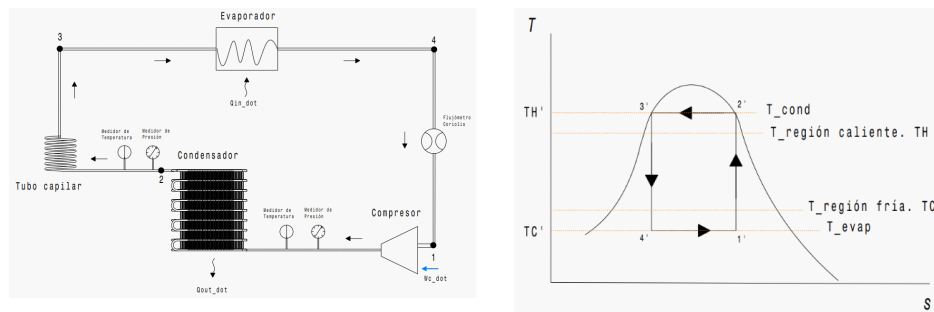


Figura 2.10: Circuito de refrigeración por compresión de vapor y su correspondiente diagrama T-s.

## 2.6. Evaluación del desempeño en un ciclo de refrigeración

En el área de la refrigeración existen dos parámetros más comunes que se utilizan para evaluar el desempeño del sistema. El coeficiente de desempeño conocido por sus siglas en inglés como COP y la relación de eficiencia energética EER.

El coeficiente de desempeño se puede definir como la razón del calor que entra al ciclo y el trabajo del compresor.

$$COP = \frac{Q_{evaporador}}{W_{eléctrico}} \quad (2.14)$$

La relación de eficiencia energética (EER) es un parámetro de utilidad para medir la eficiencia de un ciclo de refrigeración y está dado por la relación de la capacidad de enfriamiento a la potencia eléctrica de entrada del compresor.

$$EER = \frac{Q_{evaporador}}{W_{eléctrico}} \quad (2.15)$$

## 2.7. Evaluación Pull-down

La evaluación conocida como pull-down se refiere a un procedimiento que se utiliza para evaluar el desempeño de un sistema de refrigeración durante la disminución de la temperatura del espacio refrigerado desde una temperatura ambiente inicial a la temperatura de operación del refrigerador. Tiene el propósito de asegurar que la condición de temperatura y su conservación, se puedan alcanzar y mantener dentro de un tiempo específico. Para realizar la evaluación acorde a la norma ISO 23956-2:2023 (Refrigerated display cabinets part2: Classification, requirements and test conditions), se requiere que el refrigerador se encuentre en equilibrio con el medio ambiente a una temperatura definida. Se determina la temperatura objetivo del medio a refrigerar y se inicia la operación del sistema, después se determina la tasa de cambio de temperatura con el tiempo. La evaluación concluye cuando el sistema ha alcanzado la temperatura objetivo. El resultado es favorable si el tiempo en alcanzar la temperatura objetivo está dentro del tiempo establecido por los criterios para el tipo de refrigerador, la aplicación y los estándares que regulan la industria.

## 2.8. Evaluación hidráulica

El aire que rodea al condensador se mueve debido a una diferencia de presiones. En el estudio, el ventilador es el elemento que propicia el aumento de la velocidad y de la presión en el aire, por lo que es necesario definir las presiones que se pueden identificar en esas líneas de corriente. Se propone la medición experimental de la presión diferencial en varios puntos del condensador. Al localizar la zona de medición entre dos puntos colineales, se adquiere una lectura de presión en una línea de corriente, la cual puede ser presión estática, presión dinámica o presión de estancamiento. A partir de la ecuación de Bernoulli, bajo las condiciones de flujo estable, incompresible, sin fricción, a lo largo de una línea de corriente y despreciando la energía potencial, la presión de estancamiento se puede representar mediante la Ecuación 2.16.

$$P_0 = \frac{1}{2}\rho V^2 + p \quad (2.16)$$

La presión de estancamiento se refiere a cuando el flujo se desacelera a 0 por un medio que no sea la fricción. La presión estática es la presión correspondiente a la corriente libre y al término de  $\frac{1}{2}\rho V^2$  se le llama presión dinámica. Si la presión estática y la presión de estancamiento se pueden medir en un punto, entonces se puede obtener la velocidad local en ese punto a través de la Ecuación 2.17.

$$v = \sqrt{\frac{2(p - p_\infty)}{\rho}} \quad (2.17)$$

Una de las formas más comunes de conocer las velocidades de una corriente es mediante la diferencia de presiones de estancamiento y estáticas con un tubo de Pitot. Este sistema consta de un tubo en “L” que se encuentra alineado con la dirección del flujo, en el cual, el centro del tubo tiene un orificio en el que se forma una columna que corresponde con la presión máxima del fluido a una velocidad cero y ésta da como resultado la presión de estancamiento. Delante de la punta del tubo, lo suficientemente lejos como para impedir que haya perturbaciones, se tiene una sección que cuenta con varios orificios, la cual conforma un canal exterior independiente en el tubo que mide la presión de estancamiento. Esta presión registrada corresponde a la presión estática

[44].

Se recomienda que el tubo de Pitot no sea utilizado en flujos que presenten una variación de  $\pm 5\%$  con respecto a la región recta del tubo, ya que puede arrojar mediciones incorrectas de las presiones y si el  $Re_D > 1000$ , donde  $D$  es el diámetro de la probeta, se puede considerar que el flujo no tiene fricción [45]. En la siguiente figura se muestra un tubo de Pitot-estático con sus características geométricas más cruciales.

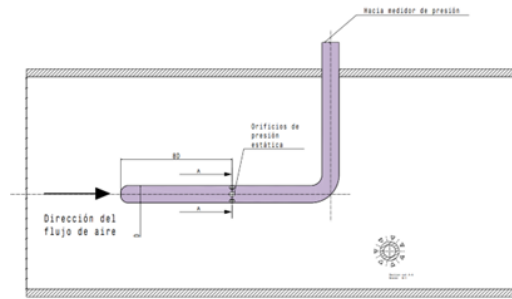


Figura 2.11: Operación de un tubo Pitot-estático para medir la velocidad en una línea de corriente.

Para un flujo normal a un banco de tubos o para una matriz de alambres, se puede utilizar la siguiente ecuación para obtener la caída de presión [28].

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c} \frac{v_2}{P_1} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (2.18)$$

Con el valor de la caída de presión se puede proceder a obtener el factor de fricción en cada capa del condensador con la siguiente ecuación [28]:

$$f = \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_a}{\rho_{a,in}} \left[ \frac{2\Delta P_a \rho_{a,in}}{G_a^2} - (1 + \sigma_f^2) \left( \frac{\rho_{a,in}}{\rho_{a,in}} - 1 \right) \right] \quad (2.19)$$

## 2.9. Evaluación térmica

El arreglo de los tubos puede ser en línea o escalonado y su geometría está definida por el diámetro de los tubos, por el paso transversal de los tubos y

por el paso longitudinal de los mismos. Para el presente estudio, se cuenta con un condensador multi-paso con tubos y alambres alineados en cada fila y se hará el estudio de transferencia de calor de forma independiente para el tubo y las aletas. En la Figura 2.12 se muestra en (a) una vista frontal de corte y en (b) una vista superior del condensador en la que se muestra la alineación de los tubos y los alambres.



Figura 2.12: a) Vista de corte de los tubos en una sección del condensador tipo tubo y alambre. b) Vista superior del condensador en la que se ve el alineamiento de los tubos y los alambres.

Dado que el mecanismo principal de transferencia de calor es debido a la convección forzada, es una práctica común despreciar la transferencia de calor por radiación. En [22] se reporta que éste mecanismo solamente representa entre el 3 y el 11 % de la transferencia de calor total. Como se ha mencionado anteriormente, esta configuración no ha sido caracterizada con anterioridad, por lo que, para la determinación del coeficiente de transferencia de calor, se recurre a la correlación de Yilmaz para un condensador en arreglo de tubos y alambres cruzados. En estudios previos se reportó el uso de la correlación de Zhukauskas [17] y estudiado recientemente por [14] en una configuración paralela con los alambres y cruzada con los tubos.

El número de Reynolds para un flujo normal a un banco de tubos con diferentes patrones, se determina utilizando el diámetro externo de los tubos [28]. La velocidad máxima se encuentra en el espacio de flujo más restringido en el condensador, la cual se determina mediante la Ecuación 2.20.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S - T - D} \quad (2.20)$$

donde  $S_T$  es el paso transversal de los tubos y de los alambres. El número de

Reynolds está dado para un pasaje en la geometría donde el área de flujo es la mínima, como se muestra en la Ecuación 2.21.

$$Re_a = \frac{4r_{ha}G}{\mu} \quad (2.21)$$

### 2.9.1. Coeficiente de transferencia de calor

Es necesario tomar por separado la transferencia de calor de los tubos y los alambres por separado, ya que el coeficiente de transferencia de calor del lado de los alambres es hasta 50 % mayor que para los tubos. El coeficiente de transferencia de calor por convección del lado de los tubos y alambres se puede determinar mediante la Ecuación 2.22 [46].

$$Nu = C_2 Re_{max}^{0,4} \left[ 1 + \left( \frac{Re_{max}}{p} \right)^n Pr^{0,36} \right] \quad (2.22)$$

Donde  $C_2=0.9$ ,  $m= 5$ ,  $n= 0.5$  y  $p= 290$

La eficiencia de la aleta cambia con respecto a la velocidad y puede ser obtenida de la siguiente ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (2.23)$$

$m$  y  $L$  son parámetros que determinan mediante las Ecuaciones 2.24 y 2.25 respectivamente.

$$m = \sqrt{\frac{4 h_{ext}}{k_t D_w}} \quad (2.24)$$

$$L = \frac{S_t}{2} \quad (2.25)$$

La eficiencia de la superficie se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\eta_s = 1 - (1 - \eta_w) \frac{A_w}{A_{total}} \quad (2.26)$$

Finalmente, se determina el coeficiente global de transferencia de calor mediante la Ecuación 2.27

$$U = \frac{1}{\frac{R_A}{h_i} + \frac{R_A * Dt_{in} * \ln\left(\frac{Dt_{ext}}{Dt_{in}}\right)}{2 * k_t} + \frac{1}{h_o * \eta_s}} \quad (2.27)$$

La transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío es proporcional al coeficiente global de transferencia de calor, el área de transferencia y la diferencia de temperatura media logarítmica como se muestra en la Ecuación 2.28 [27].

$$q = UA_s Tm_l \quad (2.28)$$

Una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire, se procede a obtener el factor de Colburn el cual es el coeficiente de transferencia de calor adimensional y está dado por [45]:

$$j_H = St Pr^{2/3} \quad (2.29)$$

Usualmente se grafica ese factor adimensional vs Re cuando se quiere obtener las curvas de desempeño de una geometría. Las propiedades son obtenidas a temperaturas promedio de la superficie y del aire.

## 2.10. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional se basa principalmente en los fluidos en movimiento y hace uso de otras disciplinas como las ciencias computacionales y las matemáticas. Además, se ha convertido en uno de principales métodos para la resolución de problemas de mecánica de fluidos. Otras alternativas son la dinámica de fluidos experimental y la dinámica de fluidos analítica y aunque son métodos que aún se siguen utilizando, la tendencia es que cada vez se opte más por el enfoque computacional debido a la complejidad de las aplicaciones industriales. Entre sus ventajas se encuentran costos reducidos en comparación con las instalaciones experimentales, se pueden reproducir fenómenos cuando la naturaleza de estos hace difícil que se pongan a prueba,

pueden implementarse en un amplio rango de operaciones, puede proporcionar información del desarrollo del flujo, en especial en los primeros instantes en los que se opera y por lo general, presentan la información de una forma más comprensiva y gráfica en comparación de la parte analítica [47].

### 2.10.1. Modelo físico

La evaluación térmica en el condensador se propone, por simplicidad, el dominio más pequeño que caracterice la transferencia de calor desde el condensador a los alrededores, el cual consta de una sección de tubo por el que fluye refrigerante con 2 aletas como se muestra en la Figura 2.13.

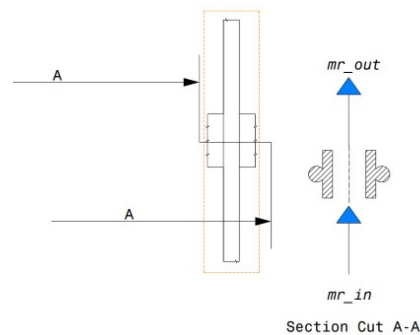


Figura 2.13: Dominio del intercambiador de calor analizado.

### 2.10.2. Método de volúmenes finitos

Éste método se basa en la discretización de las ecuaciones de conservación para un volumen de control. Para este caso, el método resuelve dichas ecuaciones en un sistema de coordenadas de tres dimensiones que no cambia con el tiempo.

Se pueden utilizar diferentes tipos de celda dependiendo de la aplicación que se esté analizado tomando en cuenta lo siguiente: tiempo de mallado, tiempo computacional y estabilidad en la solución. En la Figura 2.14 se muestran los tipos de celdas disponibles para los volúmenes de control.

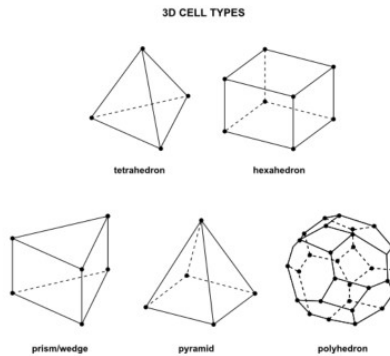


Figura 2.14: Tipos de volúmenes de control para la simulación numérica [48]

Para la presente aplicación se realizaron múltiples intentos para obtener una geometría hexaédrica pero finalmente se optó por utilizar tetraedros en la geometría del condensador y el aire debido a la complejidad de la interacción entre el tubo, las aletas y el aire que las rodea, en las cuales, se forman volúmenes muy pequeños (que son casi 0), por lo que una geometría hexaédrica no se ajusta de la mejor manera.

### 2.10.3. Métodos de solución

Los métodos de solución para las ecuaciones de Navier-Stokes están directamente relacionados con la exactitud, eficiencia y convergencia. El utilizar el método UPWIND de primer orden puede generar difusión numérica, en especial cuando la malla del dominio no se encuentra lo suficientemente alineada con la dirección del flujo y cuando el gradiente de la variable dependiente no es 0 en la dirección de la línea de flujo; la difusión numérica se empieza a maximizar cuando el ángulo de la línea de corriente con respecto a la malla es mayor de  $45^\circ$ . Este efecto puede ser reducido al refinar la malla o al utilizar esquemas de orden superior para la solución [49]. Debido a que la geometría del presente estudio presenta cierta complejidad en la unión del tubo con las aletas, no fue posible contar con una malla hexaédrica, por lo que el método de solución UPWIND de segundo orden será de utilidad para obtener un procesamiento estable. La selección de los métodos de solución son los siguientes:

Pressure-based: Toman las ecuaciones de cantidad de movimiento y de pre-

sión como las variables principales y las resuelven de forma simultánea. Puede ser aplicado tanto en flujos a baja velocidad e incompresibles como en flujos compresibles a alta velocidad y es utilizado para flujos monofásicos.

PRESTO!: Se utiliza para flujos que producen remolinos, que involucren gradientes de presión elevados, en medios porosos o en dominios extremadamente curvos.

Second-Order Upwind: Junto con los esquemas de Diferencia Central (CD), QUICK y SHYBRID se generalizan en la misma formulación. En la siguiente figura se muestra la notación de los nodos para los esquemas mencionados:

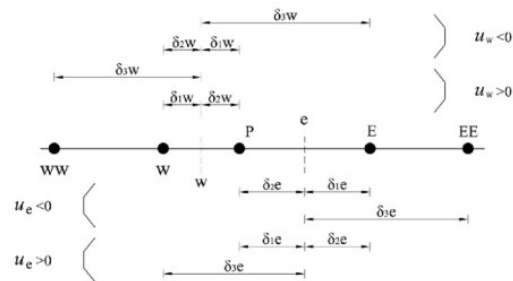


Figura 2.15: Parámetros de malla en la dirección x para esquemas de orden superior [50].

Least Squares Cell-Based: De los métodos de solución disponibles en Fluent es el que requiere de menor tiempo computacional. Para este método la solución varía linealmente de forma vectorial acorde a la Ecuación 2.30 y se muestra en la Figura 2.16.

$$(\nabla\phi)_{c0} \cdot ri = (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (2.30)$$

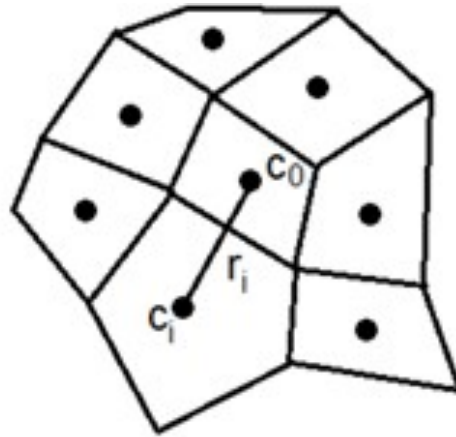


Figura 2.16: . Representación gráfica del método Least Squares Cell-Based [51].

#### 2.10.4. Criterios de convergencia

Al final de cada simulación, el residual para las ecuaciones de conservación se almacenará en una gráfica en la que se observa el historial de cada iteración. Si la solución tiende a la convergencia, se llegará un punto en el que la solución ya no cambie con el tiempo (level-out). La solución se detendrá automáticamente una vez alcanzados los valores de convergencia establecidos para cada variable monitoreada.

Por default, los residuales globales están dados por  $1 \times 10^{-3}$  y el de la energía está dado por  $1 \times 10^{-6}$ . Al término de la solución no solo se deben tener en cuenta los criterios de convergencia, sino también los reportes para los flujos de transferencia de calor y de masa en las fronteras definidas. En los casos donde se utilizan modelos de turbulencia además de monitorear los residuales, también se debe observar el comportamiento de estos, ya que debido a los términos no-lineales, se pueden disparar. La práctica recomendada es observar que los residuales tiendan a decrecer o permanezcan estables en al menos 50 iteraciones [52].

#### 2.10.5. Reportes

Los reportes son una herramienta adicional para monitorear la convergencia en la cual se calcula el campo del fluido para la variable de interés con cada

iteración o con cada paso de tiempo, simultáneamente a las ecuaciones de conservación. Pueden ser mostrados mediante operaciones específicas como superficie, área, volumen e integrales de flujo.

### 2.10.6. Ecuaciones de conservación

Para este análisis de flujo turbulento se hace uso de las ecuaciones RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations), en las cuales se toma el promedio de las fluctuaciones en las que estadísticamente en un flujo estable, se puede tomar cada variable como la suma de su promedio con el tiempo. Las ecuaciones de conservación que a continuación se presentan son para flujos newtonianos e incompresibles y en 3 dimensiones.

La ecuación de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en estado estable se presentan en las Ecuaciones 2.31, 2.32 y 2.33 respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{x_j} = 0 \quad (2.31)$$

$$\rho u_j \frac{\partial (u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial (u_i)}{\partial x_j} \right) \quad (2.32)$$

$$\rho C_p \left( u_i \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.33)$$

### 2.10.7. Modelos de Turbulencia

La turbulencia está asociada con fluctuaciones al azar en el fluido debido al cambio en la velocidad instantánea en el mismo, como esta velocidad es imposible de predecir, se opta por utilizar valores promedio  $\bar{u}$  y valores fluctuantes  $u'$  superimpuestos de la siguiente manera:  $u(t) = \bar{u} + u'$ . En general, es más conveniente definir cualquier propiedad media con su respectivo valor fluctuante. La siguiente figura describe la velocidad en función de su valor medio y su valor fluctuante en un modelo de turbulencia.

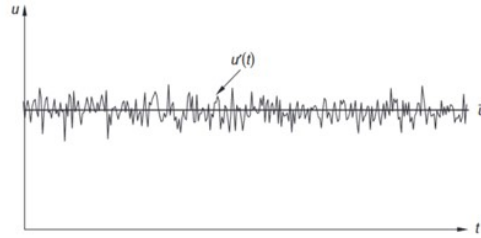


Figura 2.17: Velocidad fluctuante en un instante en un flujo turbulento [53].

Usualmente, los flujos laminares pueden ser descritos utilizando las ecuaciones de conservación de forma analítica para casos simples, mientras que casos más complejos ameritan el uso de CFD. Los flujos laminares pueden tornarse en turbulentos eventualmente al inducirseles pequeñas fluctuaciones que pueden ser provocadas y amplificadas debido al movimiento de las líneas de corriente o debido a la rugosidad de las paredes.

De acuerdo con la TMR (Tangley Turbulence Model Resource), se han descrito 12 modelos de turbulencia. Estos son: Spalart-Allmaras, Nut-92, Menter  $k - \omega$  SST, Menter  $k - \omega$  BSL, Wilcox  $k - \omega$ , Chien  $k - \epsilon$ ,  $k - kl$ , explicit algebraic stress  $k - \omega$ ,  $k - \epsilon$  R $t$ , Wilcox stress-omega, SSG/LRR stress-omega y GLVY stress-epsilon [54]. En el apartado siguientes se describirá el modelo utilizado en el presente trabajo.

### 2.10.8. Modelo de turbulencia $k - \omega$ SST

Se ha optado por utilizar el modelo de turbulencia  $k - \omega$  SST en estado estable debido a que ya ha sido probado con anterioridad para una aplicación similar [22]. Este modelo toma como base la combinación del modelo  $k - \omega$  utilizada por Wilcox con el modelo para elevados números de Reynolds de  $k - \epsilon$ . Esto lo hace contar con las ventajas de que predice mejor los gradientes adversos de presión y a los flujos compresibles [55].

Se utiliza el modelo de turbulencia  $k - \omega$  SST, el cual involucra bajos números de Reynolds y los efectos de los esfuerzos cortantes mientras el flujo se esparce. El modelo  $k - \omega$  SST es un modelo empírico basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta ( $k$ ) y la disipación específica ( $\omega$ ) [56].

$$\frac{\delta k}{\delta x_i}(\rho k u_i) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left( \Gamma_k \frac{\delta k}{\delta x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.34)$$

$$\frac{\delta \omega}{\delta x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\delta \omega}{\delta x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.35)$$

El modelo se utiliza para aplicaciones de gradientes adversos de presión. Esto significa que la presión va aumentando en la dirección del flujo. Este efecto provoca que las partículas cerca de la capa límite disminuyan su velocidad y si el gradiente de presión es lo suficientemente grande, se produce una separación del flujo dando lugar a una estela en la cual el flujo es turbulento [57]. En la Figura 2.18 se muestra la separación de la capa límite en un sólido inmerso en un fluido. Las partículas cercanas a la superficie que sufren una desaceleración pero puede haber un punto a lo largo de la pared en el que las partículas tienden a moverse en sentido contrario a la dirección del flujo y se considera que en este punto se separa la capa límite [58].

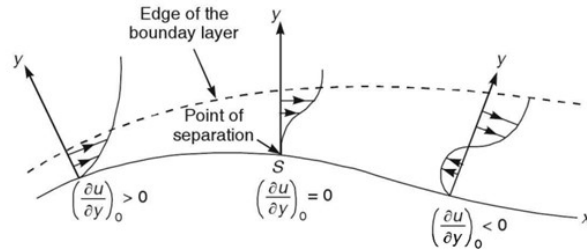


Figura 2.18: Separación de la capa límite y gradiente adverso de presión.

El movimiento de la capa límite se puede deber a los siguientes factores:

1. Es jalada por la parte superior debido a los efectos viscosos.
2. Es retardado por la pared sólida.
3. Es retardado por el gradiente adverso de presión.

Una de las ventajas de utilizar el modelo  $k - \omega$  con respecto al  $k - \epsilon$  es que no se necesitan términos adicionales para la resolución de la sub-capa viscosa. El modelo  $k - \omega$  SST evita una sobre-sensibilidad en la corriente libre y ha sido

especialmente formulado para modelar la separación del flujo en superficies suaves. Este modelo utiliza el tratamiento de pared mejorado (EWT) por default, en el que se considera que se tienen dos capas desde la superficie, las cuales son la sub-capa viscosa y la capa turbulenta y este tratamiento también presenta insensibilidad a los valores de  $y^+$ . Se menciona también que la resolución de la malla en la capa límite es más importante que alcanzar ciertos valores de  $y^+$ . Para el flujo cerca de la pared, el modelo emplea una función adicional (Blending Function) al modelo de  $k - \epsilon$ , cuyo valor va desde 1 (cercano a la pared) hasta 0, lejos de la pared, donde el modelo  $k - \omega$  se parece más al  $k - \epsilon$ .

Aunque no hay algún consenso respecto al número de celdas que deben de estar dentro de la capa límite, se recomienda que sean de 30 a 40 y respecto al número de celdas, en algunos medios se reporta que para aplicaciones industriales 10 capas que engloben a la capa límite son suficientes. También es importante una buena resolución de elementos en la capa límite en aplicaciones de transferencia de calor en aplicaciones con fenómenos cercanos a la pared [59]. En otras referencias mencionan que para obtener una calidad de la solución apropiada con 20 capas para la capa límite son suficientes [56], mientras que en otras se menciona que para valores de  $y^+ \leq 1$  es recomendable utilizar hasta 25 capas de inflación cuando se tiene una malla no estructurada con una razón de inflación de 1.2 a 1.3 [60].

### 2.10.9. Funciones de pared

Se ha mencionado que para la sub-capa viscosa, valores menores que  $y^+ < 2$  son recomendados, aunque muchas veces esto es complicado de lograr debido a que en las aplicaciones industriales las geometrías son complejas [61]. Hay dos formas de determinar el esfuerzo cortante en la pared de la geometría, las cuáles son mediante la condición de no deslizamiento y la otra opción es mediante la utilización de funciones de pared, la cual emplea ecuaciones semiempíricas.

El concepto de  $y^+$  se utiliza para determinar la distancia desde la pared sólida hasta el centroide de la primera celda; al utilizar funciones de pared se pueden tomar valores mayores de  $y^+ > 1$  y de esta manera se pueden tener

mallas más gruesas.

Se ha mencionado en la literatura que la capa límite se divide en secciones, las cuales son:

1. Sub-capa viscosa (viscous layer)  $0 \leq y+ < 5$
2. Capa de amortiguamiento (buffer layer)  $30 < y+ < 70$
3. Capa de la región logarítmica (log-law layer)  $50 < y+$

La Figura 2.20 describe las sub-capas contenidas en la capa límite en una escala semilogarítmica, así como las ecuaciones bajo las que se rigen:

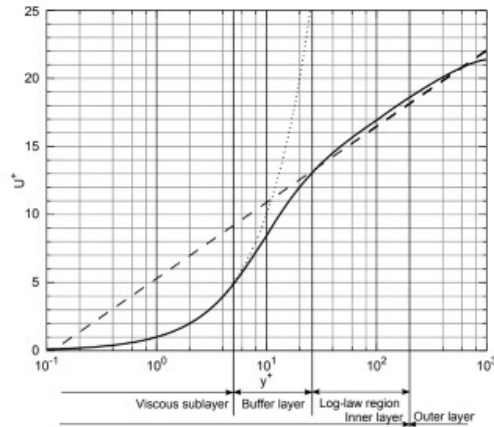


Figura 2.19: Línea punteada:  $u+ = y+$ , línea intermitente:  $\frac{1}{k} \ln y+ + C$ , línea sólida: datos experimentales [62].

Tradicionalmente se ha definido el valor de  $y+$  para flujos sobre placas planas o flujos entre placas planas de la siguiente manera:

$$\lim_{y+ \rightarrow \infty} u+(y+) = \frac{1}{k} \ln y+ + C+ \quad (2.36)$$

Donde  $k = 0,41$  Constante de Karman.

$C+ = 0,5$  para superficies lisas.

A la ecuación anterior se le conoce también como ley de traslape logarítmico

(logarithmic overlap law), la cual describe una ley universal para  $y + (u+)$  para  $y+ \rightarrow \infty$  [63].

Por otro lado, se ha definido el valor de  $y^*$ , el cual utiliza para su cálculo la energía cinética turbulenta  $k$ , en lugar del esfuerzo cortante  $\tau$ . Se ha propuesto utilizar este parámetro para aplicaciones más generales con puntos de estancamiento y con separación de flujo [64]. Para el modelo  $k - \omega$  se propone la siguiente expresión para obtener el valor de  $y^*$ :

$$y^* = \frac{y\beta^{*1/4}\sqrt{k}}{v} \quad (2.37)$$

Donde  $\beta^* = 0,09$  [65].

### 2.10.10. Métodos de solución de flujos turbulentos

Como ya se mencionó, una característica que define a los flujos turbulentos es la variación de sus propiedades con respecto al tiempo y al espacio. Entre los métodos de solución para este tipo de flujos se encuentran “Direct Numerical Simulation (DNS)”, “Large Eddy Simulation (LES)” y “Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations (RANS)”.

El método DNS Resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes en todas las escalas turbulentas, por lo que el costo computacional es elevado siendo proporcional a  $Re^3$ . Este modelo es el que presenta mayor exactitud y es utilizado principalmente para números de Reynolds bajos o moderados [66].

El método LES toma en cuenta las escalas de mayor turbulencia, mientras que deja de lado las que son más pequeñas logrando una reducción del tiempo computacional. Este método es utilizado en geometrías complejas y este modelo hace la observación de que las estructuras pequeñas turbulentas son más parecidas que las de remolinos grandes entre sí. En comparación con los modelos de turbulencia basados en las ecuaciones RANS, el modelo LES requiere de mayor resolución conforme la dirección del flujo ( $50 \leq x^+ \leq 150$ ) y en la zona de flujo cruzado ( $15 \leq z^+ \leq 40$ ). El número de celdas que se requieren para resolver la capa exterior es de  $Re^{0,4}$ , mientras que la resolución se debe de incrementar a  $Re^{1,8}$  en la subcapa viscosa. Se puede aplicar en números de Reynolds al menos de un orden de magnitud mayor al modelo

DNS. LES se basa en una operación de filtrado espacial, la cual descompone cualquier variable de flujo  $U$  en su parte filtrada (escala mayor) y en una parte sub-filtrada  $U'$  como se muestra en la Ecuación 2.38.

$$U = \bar{U} + U' \quad (2.38)$$

La variable filtrada en la posición  $\vec{r}_o$  en el espacio está definida por la Ecuación 2.39:

$$\bar{U}(\vec{r}_o, t) = \int_D U(\vec{r}, t) G(\vec{r}_o, \vec{r}, \Delta) d\vec{r} \quad (2.39)$$

Donde  $G$  es la función de filtro, la cual determina la estructura y el tamaño de las escalas pequeñas y  $\vec{r}$  es el vector posición. La siguiente figura muestra las principales funciones de filtro para LES:

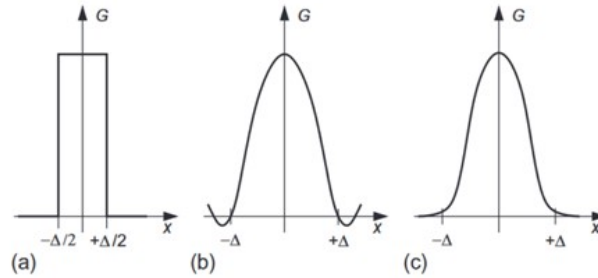


Figura 2.20: Funciones LES en el espacio. a) tophat, b) cut-off, c) Gaussian [67].

El método RANS, descompone una cantidad instantánea en sus cantidades promedio. Establecen que un flujo estadísticamente estable, cada variable  $\varphi$  puede ser descrita en su parte promedio con el tiempo  $\bar{\varphi}(\vec{x})$  y en la fluctuación de ese valor  $\varphi'(\vec{x}, t)$  como se muestra en la Ecuación 2.40:

$$\varphi(\vec{x}, t) = \bar{\varphi}(\vec{x}) + \varphi'(\vec{x}, t) \quad (2.40)$$

Donde el promedio de la variable y su fluctuación se determinan mediante las Ecuaciones 2.41 y 2.42 respectivamente.

$$\bar{\varphi}(\vec{x}) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \varphi'(\vec{x}, t) dt \quad (2.41)$$

$$\varphi'(\vec{x}, t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \varphi'(\vec{x}, t) dt = 0 \quad (2.42)$$

# Capítulo 3

## Metodología

En este apartado se define la metodología a seguir para llegar a los resultados de simulación y experimentación, así como su análisis en un rango de operación. Se describe paso a paso el procedimiento experimental y teórico a seguir para la evaluación del condensador como intercambiador de calor compacto. Se describe también la instrumentación de la instalación experimental para obtener los datos de la presión de operación del refrigerante, así como de las temperaturas de pared del condensador y las temperaturas del aire en columnas alternas. Se describe la toma de datos de forma experimental para obtener las velocidades y las presiones, así como también las condiciones ambientales y la adecuación del sistema de refrigeración. También se describirá paso a paso la preparación de la geometría para su procesamiento mediante ANSYS FLUENT y con la información obtenida, se obtendrán variables de interés, como la transferencia de calor, las temperaturas a la salida del dominio, las presiones y las velocidades a la salida, esperando observar una tendencia similar a los datos obtenidos de forma experimental.

### 3.1. Metodología general

La metodología a seguir para la realización de la tesis se puede observar en la siguiente figura:



Figura 3.1: Esquema de la metodología general.

Las actividades relacionadas a la definición de la metodología se describen a continuación:

- Determinar las zonas a evaluar en el condensador (longitudes en donde se pondrán los termopares, tipos de conexiones, válvulas y sensores para medir la presión).
- Determinar las zonas donde se medirán las velocidades y presiones del viento en las distintas filas del condensador.
- Definir la geometría a evaluar del condensador mediante CFD.

Las actividades relacionadas a la experimentación se listan a continuación.

- Habilitar circuito de refrigeración en donde se medirán las presiones en la succión del compresor, a la entrada del condensador, a la salida del condensador y a la salida del evaporador, también se medirán las temperaturas del lado del refrigerante en la succión del compresor, a la entrada del condensador y a la salida del condensador.
- Carga del refrigerante.
- Adquisición de datos.
- Medición de las presiones diferenciales locales del lado del aire en el condensador.
- Medición de las velocidades locales del lado del aire en el condensador.
- Calibración de termopares y de sensores de presión.
- Medición de las temperaturas locales del lado del aire en el condensador en columnas alternas.

Las actividades asociadas a la realización de cálculos semi-analíticos se listan

a continuación:

- Obtención de propiedades termodinámicas mediante extensión COOL-PROP.
- Obtención del coeficiente global de transferencia de calor mediante correlaciones validadas en la literatura para flujo cruzado del lado externo.
- Evaluación termo-hidráulica del condensador mediante factores adimensionales.

Las actividades asociadas a la simulación en CFD se listan a continuación:

- Preparación de geometría a analizar (entorno, cortes, tamaño de los elementos y métodos de mallado).
- Ingresar condiciones de frontera.
- Analizar numéricamente la transferencia de calor y la caída de presión en el condensador.

Las actividades correspondientes a los resultados y conclusiones son los siguientes:

- Extrapolar condiciones de operación a velocidades del ventilador de 1 a 5  $m/s$  (mediante correlaciones semi-empíricas).
- Determinar experimentalmente las longitudes de cambio de fase en un rango de operaciones de 25°C, 32°C y 35°C.

## **3.2. Parte Experimental**

Se utilizó un refrigerador marca Whirlpool modelo WRT318FMDM07. El condensador utilizado es un arreglo de tubos y alambres como se muestra en la Figura 3.2.



Figura 3.2: Imagen del condensador y su montaje en la bandeja del gabinete.

Las características geométricas del condensador, se presenta en la Tabla 3.1.

Característica geométrica	Valor
Diámetro del tubo, $D_t$	0.00485 m
Diámetro del alambre, $D_w$	0.0015 m
Longitud del tubo, $S_t$	12.7 m
Longitud del alambre, $L_w$	0.18 m
Paso del tubo, $S_t$	0.2 m
Paso del alambre, $S_w$	0.029 m
Diámetro interno del tubo, $D_{t,in}$	0.0036 m
Área transversal del flujo interno del tubo, $D_{t,in}$	$7.3062E-06 \text{ m}^2$
Área superficial interna del flujo del refrigerante, $A_{t,in}$	$0.117 \text{ m}^2$
Área superficial externa (flujo aire), $A_{t,out}$	$0.233 \text{ m}^2$
Área de los alambres, $A_w$	$0.438 \text{ m}^2$
Área característica de los alambres, $A_{cw}$	$0.533 \text{ m}^2$
Área característica de los tubos, $A_{ct}$	$0.208 \text{ m}^2$
Área total del condensador, $A_{con,otal}$	$0.788 \text{ m}^2$
Relación entre el área total del condensador y el área de los alambres, $R_A$	6.735
Altura del condensador, $H_{con}$	0.18 m
Largo del condensador, $L_{con}$	0.12 m
Ancho del condensador, $w_{con}$	0.1 m

Tabla 3.1: Geometría del condensador con arreglo de tubo y alambre.

### 3.2.1. Instrumentos y Calibración

Para la calibración de los sensores de temperatura, se empleó un baño térmico de recirculación PolyScience, modelo PP15R-40-A11B, a temperaturas de  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Este proceso permitió determinar la curva de respuesta de cada termopar y ajustar su medición en caso de ser necesario. Se realizaron mediciones de temperatura cada 3 segundos durante 1 hora, lo que generó suficientes datos para obtener una muestra representativa en el proceso de calibración. Los valores promedio de los 7 termopares utilizados se presentan en la Tabla 3.2. Para cada uno de los termopares, se aplicó una regresión lineal, cuyos coeficientes fueron utilizados como corrección en la toma de datos de temperatura.

Estación	Puerto	Termopar	Baño térmico [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Temperaturas promedio [ $^{\circ}\text{C}$ ]
2	1	Tw.1_Estación.2	20	20.05
			40	39.88
			60	59.78
2	2	Tw.2_Estación.2	20	19.94
			40	39.79
			60	59.70
2	3	Tw.3_Estación.2	20	20.04
			40	39.87
			60	59.79
2	4	Tw.4_Estación.2	20	20.03
			40	39.79
			60	59.64
2	5	Tw.5_Estación.2	20	19.89
			40	39.75
			60	59.67
2	6	Tw.6_Estación.2	20	20.04
			40	39.88
			60	59.79
2	7	Tw.7_Estación.2	20	19.97
			40	39.81
			60	59.70

Tabla 3.2: Valores promedios de las lecturas de temperatura.

Para la calibración de los sensores de presión marca Danfoss, modelo 060G1036, se utilizó como referencia un sensor de presión calibrado marca Rosemount, modelo 2088G3S22A1M5B4Q4, los cuales se conectaron en un circuito hermético y se evaluaron para un rango de presiones de 0 a 8 bares con incrementos de 2 bares. Los datos obtenidos sirvieron para realizar una regresión lineal de los datos obtenidos y con ellas, obtener coeficientes de corrección en la adquisición de presión de cada uno de los sensores. Se dejó un tiempo de estabilización de 10 min para cada lectura de presión.

La temperatura y presión del refrigerante se toman a la entrada y salida del condensador ambas en el mismo punto con ayuda de una conexión tipo T como se muestra en la Figura 3.3. La temperatura de pared se obtiene en varios puntos sobre la superficie del condensador.

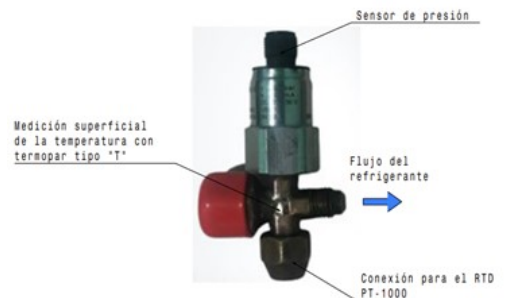


Figura 3.3: Conexión en “T” en la cual se toman lecturas para la temperatura y presión internas del refrigerante y también temperaturas de pared.

Para realizar la medición de la velocidad del aire en las distintas capas del condensador se utilizó un anemómetro de hilo caliente marca EXTECH modelo 407123, el cual se muestra en la Figura 3.4.



Figura 3.4: Anemómetro de hilo caliente utilizado para medir la velocidad local del aire en las filas del condensador.

Para medir la caída de presión en cada paso del condensador, se optó por utilizar una probeta transversal en el puerto de baja presión y el puerto de alta presión se dejó abierto a la atmósfera. Esto se hizo para determinar el valor local de la presión diferencial y así obtener de forma experimental la caída de presión mediante la resta de los valores medidos de la presión diferencial local en cada columna y posteriormente se obtuvo el factor de fricción. En la Figura 3.5 se presenta la imagen del medidor de presión diferencial utilizado.



Figura 3.5: Medidor de presión diferencial con 2 puertos de operación (alta y baja).

En la Tabla 3.3 se presenta un resumen los instrumentos utilizados para realizar las mediciones de las variables de interés en el circuito de refrigeración para su análisis termo-hidráulico.

Variable	Modelo del instrumento	Rango de medición	Precisión
Presión (refrigerante)	GÜNTNER GSW 4003,1/S	0 a 25 bar	$\pm 0,1\%$ FS (typ.) $\pm 0,8\%$ FS (max.)
Presión (aire)	Dwyer DM-2000 Pressure transmitter	$\pm 30$ Pa	$\pm 1\%$ FS
Flujo másico	cmfs040m319n0a2skzz	0 a $38.6 \text{ kg s}^{-1}$	$\pm 0,10\%$ of rate
Temperatura	RTD PT1000 (x2) RTD PT100 (x1) Termopar tipo "T"	-180 a $+300 \text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
Masa de refrigerante	ERKA R-600a Isobutano	0 to 2200 g	$\pm 0.1$ g
Velocidad de aire	EXTECH modelo 407123	-	-

Tabla 3.3: Accesorios utilizados para la instrumentación del refrigerador del lado interno y del lado externo.

### 3.2.2. Instalación de Instrumentos

La localización de los sensores de temperatura de pared se distribuyen a lo largo del circuito de refrigeración. En particular, para el condensador se distribuyen 13 termopares como se muestra en la Figura 3.6. Los resultados son obtenidos mediante un programa de adquisición de datos en LabView bajo diferentes condiciones de operación.

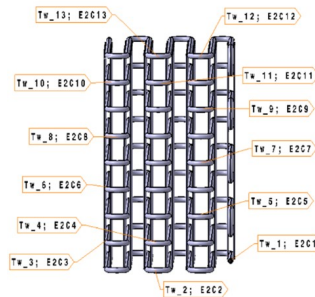


Figura 3.6: Distribución de termopares tipo "T" en las paredes del condensador.

Para la medición de las temperaturas del aire se tomaron las lecturas en la parte central del condensador como se muestra en la Figura 3.7. Estas temperaturas serán obtenidas en 4 columnas alternas del condensador y serán de utilidad para obtener el factor de Colburn (obtenido mediante la correlación de Yilmaz), el factor de fricción (el cual es función de las densidades de entrada y de salida) y las condiciones de frontera de la simulación.



Figura 3.7: Distribución de termopares tipo “T” para medir la temperatura del aire en el condensador.

Estas temperaturas serán obtenidas en 4 columnas alternas del condensador y serán de utilidad para obtener el factor de Colburn (con la temperatura media logarítmica), el factor de fricción (el cual es función de las densidades de entrada y de salida) y las condiciones de frontera de la simulación.

Para la medición de las velocidades y presiones locales del viento se consideran 11 puntos a la profundidad y 8 puntos en la distancia vertical del condensador a las mismas distancias, como se muestra en Figura 3.8:

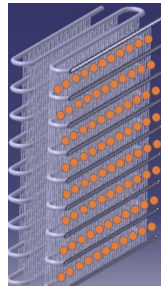


Figura 3.8: Mediciones de las velocidades y diferencias de presión locales mediante anemómetro y sensor diferencial de presión.

La medición con el anemómetro o con el sensor de presión diferencial, se se tomó un tiempo de estabilización de 10 s (observando que la lectura no fluctuase) entre cada medición antes de realizar el registro de cada valor. Para determinar la velocidad del aire a través de las diferentes secciones del condensador, se tomó un promedio de las medición en cada capa. Así, la velocidad reportada para cada capa (o sección) es el resultado de un promedio de al menos 80 datos distribuidos en toda las sección. Para reducir el error de la medición derivado del uso de la probeta de medición, se fabricó una rendija que permite la introducción de la probeta con un flujo de aire similar a las condiciones normales de operación como se muestra en la Figura 3.9. Además, con ayuda de un flexómetro se ajusta la profundidad para tomar la toma de mediciones estandarizadas en el condensador.



Figura 3.9: Rendijas del gabinete del refrigerador y sonda del anemómetro.

Con los valores locales de las velocidades se obtuvo un valor promedio de la velocidad por columna y posteriormente se consideró esa velocidad para

obtener los factores adimensionales y la condición de frontera a la entrada de la simulación.

### **3.2.3. Carga de Refrigerante**

Al terminar de instrumentar el refrigerador se procede a hacer vacío en el circuito de refrigeración mediante una bomba de vacío. Después se verifica que no haya fugas mediante un vacuómetro en el que se busca que la presión en la línea no sobrepase los 500 micrones en 3 horas y posteriormente se procede a cargar refrigerante utilizando un recipiente para carga del refrigerante, como se muestra en el diagrama a continuación:

1. Se hace vacío a la boya con ayuda de la bomba.
2. Se pesa la boya en vacío.
3. Se conecta el vacuómetro con una válvula de 1/4".
4. Se conecta la válvula de vacío a la línea y se le hace vacío.
5. Se cierra la válvula que da acceso a la bomba de vacío.
6. Se desconecta la bomba de vacío.
7. Se abre la válvula del refrigerante.
8. Se abre la válvula de la boya.
9. Se cierra la válvula de la boya permitiendo la carga de refrigerante debido a una diferencia de presión, el cual se pesa hasta tener una carga adecuada.
10. Se pesa la boya con el refrigerante cargado.
11. Se hace vacío en la línea del refrigerante, la cual está aislada del circuito de refrigeración mediante una válvula de bola.
12. Se carga el refrigerante al circuito del refrigerador.
13. Se cierra la válvula de bola.
14. Se pesa la boya para saber cuánto refrigerante se quedó dentro de ella y cuánto se quedó en el circuito de refrigeración.

15. Se conecta el refrigerador y se verifica que el flujómetro no tenga valores fluctuantes.
16. Se opera el equipo por el tiempo que sea necesario hasta alcanzar una operación estable entre ciclos.

### 3.2.4. Análisis de datos

La información experimental para la parte térmica consiste en recopilar la información durante el periodo de encendido del compresor. En la Figura 3.10 se muestra la variación de la temperatura de pared en los 13 puntos de muestreo del condensador. Se puede observar un periodo de estabilización en los primeros 1500 segundos, los tiempos de encendido y apagado del compresor, así como un proceso de deshielo alrededor de los 15,000 segundos.

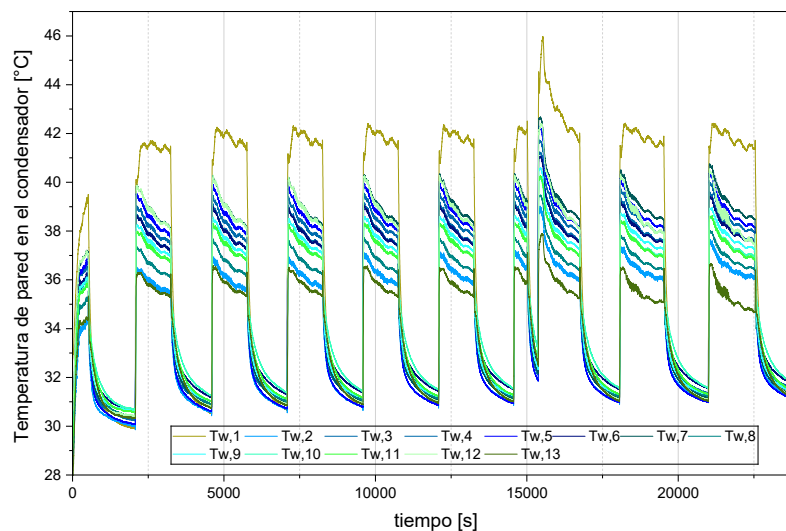


Figura 3.10: Ciclos de operación a temperatura ambiente de 32 °C.

Los valores reportados en los resultados, corresponden a un promedio de tres operaciones consecutivas de encendido en las que se observa una operación estable. Usualmente, es difícil instrumentar un refrigerador para conocer los estados termodinámicos debido al tamaño de la tubería y a las conexiones que se requieren para montar los sensores. En este trabajo fue posible medir

la caída de presión en el condensador, la cual fue de aproximadamente 10 kPa. Para el lado del evaporador se tomó la consideración de una expansión isentálpica, debido a que es la condición más ampliamente aceptada en la evaluación de un sistema de refrigeración.

### 3.3. Análisis numérico mediante CFD

La geometría a analizar dentro de la simulación consta de una sección del condensador de tubo y alambre, la cual es simétrica en cualquiera de sus caras colindantes, como se muestra en la siguiente figura 3.11:

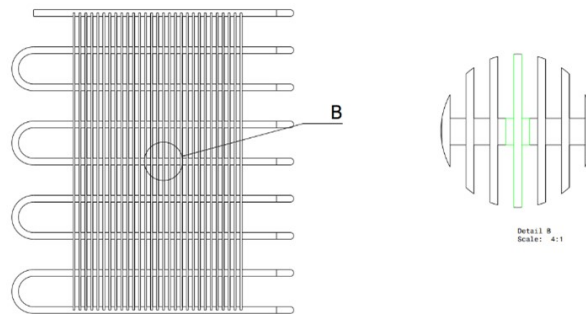


Figura 3.11: Elemento más simple en el que se puede dividir el condensador de tubo y alambre.

El volumen de control, se realizó con una longitud de 5 veces el diámetro de tubo a la entrada y 20 veces el diámetro de tubo a la salida. La razón de esto es para obtener secciones significativas con condiciones de flujo completamente desarrollado a la entrada y a la salida, para evitar efectos de contraflujo y para obtener resultados estables para las ecuaciones de conservación. Respecto al modelo de CFD, se utiliza el software ANSYS Student 2022; se utilizó el volumen de control de la Fig. 3.11. Para el análisis total del condensador es necesario considerar que cada capa consta de 80 volúmenes de control y en total el condensador consta de 6 capas. Asumiendo la existencia de simetría y periodicidad en cada una de las capas durante el proceso de condensación del refrigerante, y conociendo las condiciones de frontera, es posible obtener una simulación representativa del comportamiento en cada capa. El flux másico

(G) en los números de Reynolds y de Stanton está evaluado en el área mínima de flujo, independientemente de la zona en donde ocurra el flujo [28]. Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor del lado del aire, es factible utilizar el concepto de diámetro hidráulico para una variedad de geometrías, como flujo cruzado y flujo en un banco de tubos.

### 3.3.1. Preparación de la geometría

La geometría a analizar es una sección simétrica del condensador y el propósito de la simulación será obtener la transferencia de calor desde el tubo y los alambres hacia el aire, así como el coeficiente de transferencia de calor desde la superficie.

El primer paso a realizar es importar la geometría desde un software CAD especializado en formato .igs. En este software se seccionó la parte más sencilla en la que se puede dividir el condensador y también se realizó la parte de los alrededores, la cual es un volumen de aire que encierra a la geometría. El volumen de control de la geometría, se presenta en la Figura 3.12.

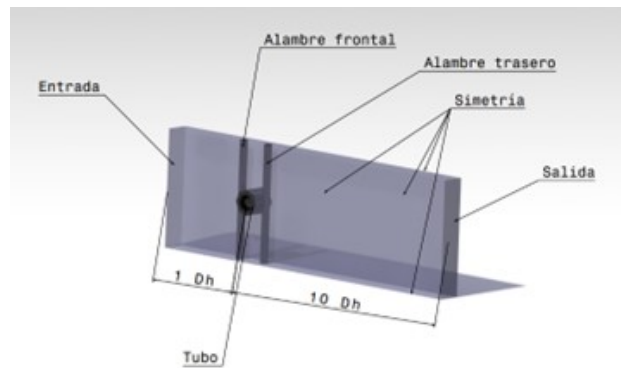


Figura 3.12: Volumen de control analizado en la simulación.

El módulo utilizado fue el SpaceClaim debido a que se pueden realizar operaciones con mayor facilidad. El primer paso a realizar fue nombrar los elementos 3D del ensamble en la pestaña “Structure”, como se muestra en la Fig. 3.13 a). Seguido de esto se nombraron las paredes del ensamble especificando las condiciones de simetría, entrada del aire, salida del aire, paredes internas,

etc., las cuales son de utilidad en la etapa del post-procesamiento, como se muestra en la Figura 3.13 (b).

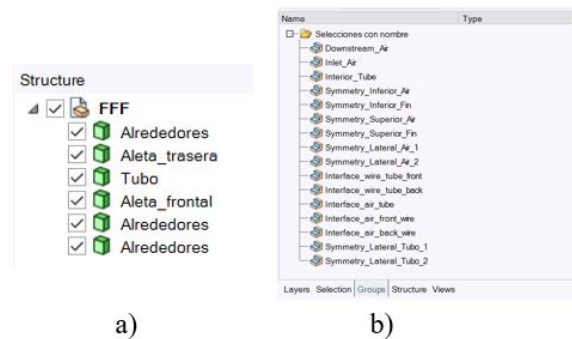


Figura 3.13: a) Elementos sólidos y gaseosos que conforman el volumen de control. b) Nombre de las interfaces para que sean la entrada del post-procesamiento.

El siguiente paso fue cortar el ensamble en 3 secciones, las cuáles son: Entrada (aire), sección media (engloba a la geometría de tubo y alambre) y la sección a la salida. El motivo al hacer los cortes de esta forma es porque se realizaron múltiples iteraciones para cortar la geometría del condensador, buscando tener una malla de mejor calidad con elementos hexaédricos, sin embargo, la zona tangencial entre el tubo y los alambres complica de gran manera el poder desarrollar una malla estructurada con FLUENT.

### 3.3.2. Preparación de la malla

Se busca que la malla cumpla ciertos criterios para que sea considerada de buena calidad para obtener una solución estable y aceptable, los cuáles se describirán más adelante. Lo primero es configurar la malla utilizando las características por default que se muestran en la Figura 3.14.

Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	7.e-003 m
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No

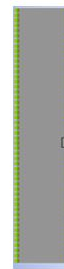
Figura 3.14: Parámetros fundamentales del procesamiento de la simulación.

El número por default de celdas alrededor de un espacio es de 3, pero se busca tener una región más densa en la zona de contacto entre el tubo y las aletas para mejorar los parámetros de ortogonalidad y asimetría, por lo que se incrementa el número de elementos entre nodos adyacentes para la geometría tetraédrica hasta 9. Debajo de 9 y arriba de 9 de nodos adyacentes, la malla disminuye de calidad.

El paso siguiente es poner el tamaño de elementos o número de elementos en los cortes realizados en Design Modeler. Los primeros elementos a los que se les definirá el número de elementos son las aristas verticales a la entrada y a la salida del ensamble. La Figura 3.15 muestra los parámetros asignados para este corte.

Details of "Edge Sizing" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Edges
Definition	
Suppressed	No
Type	Number of Divisions
<input type="checkbox"/> Number of Divisions	50
Advanced	
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.2)
<input type="checkbox"/> Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18.0°)
<input type="checkbox"/> Local Min Size	Default (7.e-005 m)
<input type="checkbox"/> Capture Proximity	Yes
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	9.e-004 m
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	Default (9)
<input type="checkbox"/> Proximity Size Function Sources	Faces and Edges
<input type="checkbox"/> Bias Type	No Bias

a)



b)

Figura 3.15: a) Número de divisiones y tamaño de celdas en los elementos verticales. b) Representación gráfica del número de divisiones.

El número de elementos que se define después son las aristas superiores e inferiores de la región de entrada, los cuales son 65 con un tamaño de  $1 \times 10^{-5} m$ .

El siguiente paso es definir el número de elementos en las aristas superior e inferior de la región a la salida, los cuales son 600 con un tamaño de  $7 \times 10^{-5} m$ .

Los siguientes elementos a configurar son las aristas superiores e inferiores en la cara frontal a la entrada y a la salida de la geometría, los cuales constan de 15 divisiones y un tamaño de volúmenes de  $7 \times 10^{-5} m$ .

La siguiente zona a configurar es el diámetro exterior del tubo, al cual se le asignan 40 divisiones como se muestran en la siguiente Figura 3.16.

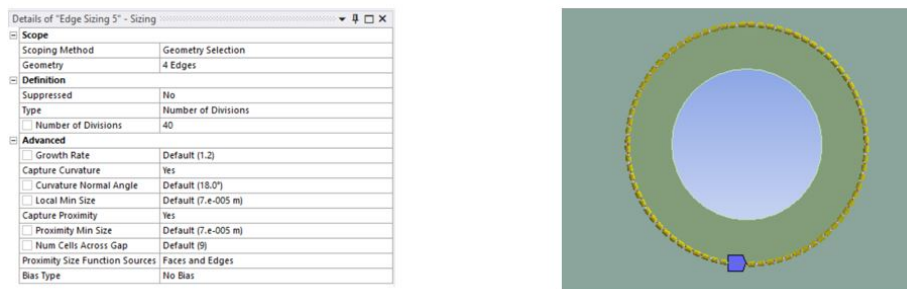


Figura 3.16: Asignación de divisiones en el diámetro exterior del tubo.

Como se mencionó anteriormente, el contacto entre geometrías cilíndricas impide tener volúmenes hexaédricos, debido a que mientras más se acerca a la zona de contacto entre las geometrías, más pequeños se vuelven los volúmenes hasta ser prácticamente planos, por lo que los valores de oblicuidad y asimetría se vuelven inviables para el procesamiento de la solución. En la Figura 3.17 se muestran las zonas donde ocurre esta característica.

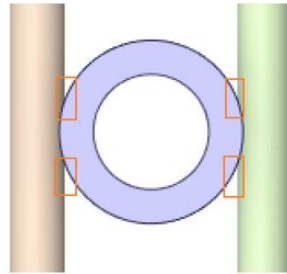


Figura 3.17: Zonas en las que no es posible tener volúmenes hexaédricos.

Por lo anterior, se encontró que la calidad de la malla mejoró al incluir una esfera de influencia. Esta técnica restringe la zona a un tamaño determinado de los elementos con respecto al tamaño global de la geometría, por lo que se puede ajustar muy bien al tener volúmenes pequeños en las zonas donde se necesitan, combinando con un crecimiento gradual de los elementos adyacentes para que la malla completa no cuente con transiciones de volúmenes muy abruptas.

El primer paso para generar la esfera de influencia en la zona que se necesita es crear un sistema de coordenadas en el centroide del tubo. Posteriormente, se agrega la opción de tamaño seleccionando como cuerpo al aire que engloba a la geometría de tubo y alambre y se selecciona como tipo “Esfera de Influencia”. En la Figura 3.18 se muestra una imagen de la esfera de influencia y los parámetros utilizados.

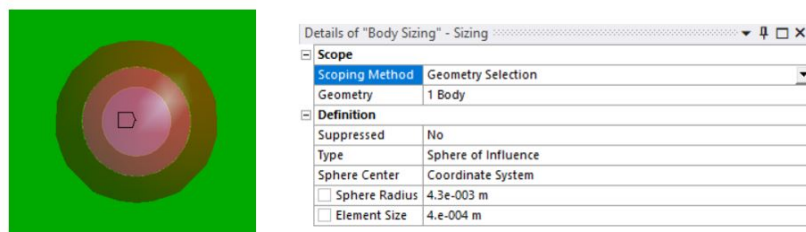


Figura 3.18: Esfera de influencia alrededor de la interfaz del tubo con los alambres.

El siguiente paso es definir el tamaño de los elementos que forman el perímetro de los alambres. Para este caso se seleccionan 30 divisiones con las características que se muestran en la Figura 3.19.

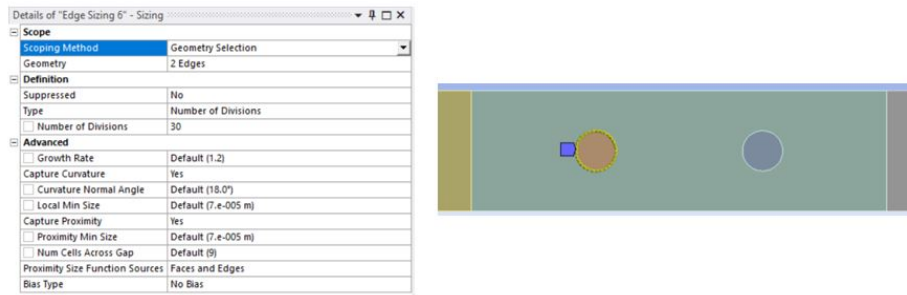


Figura 3.19: Características de las aristas que conforman el perímetro de los alambres.

Finalmente se define el número de elementos en las aristas superior e inferior de la parte central que engloba a la geometría de tubo y alambre. Para esta sección se seleccionaron 35 elementos como se muestra en la Figura 3.20.

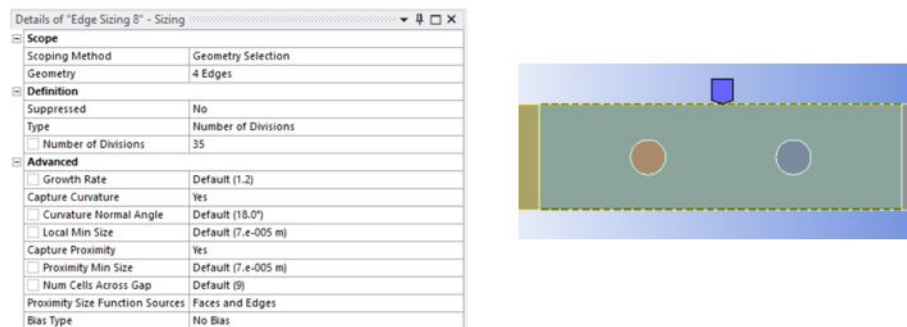


Figura 3.20: Sección de las aristas superior e inferior de la geometría tipo tubo y alambre.

### 3.3.3. Configuración de la solución

En este apartado se presentan los métodos de solución, los modelos físicos que aplican para el análisis, el material de la geometría y las condiciones de

frontera.

De los menús generales, en la pantalla de tareas, se utiliza un solver basado en presión, con una formulación de velocidad absoluta y estado estacionario. En los modelos, se activa la ecuación de energía. El modelo viscoso que utiliza es el  $k - \omega$  SST por las siguientes razones:

1. Este modelo ya fue validado en un artículo de reciente aparición para un arreglo similar [22].
2. Se recomienda utilizar este modelo debido a que las nuevas formulaciones de  $\omega$  lo hacen insensible a los valores de  $y+$ .
3. A diferencia del modelo  $k - \epsilon$ , se menciona que la resolución de la malla cerca de las fronteras es más importante que un valor de  $y+$  [56], aunque para mayor exactitud, es mejor tener valores cercanos de  $y+ = 1$ , lo cual fue posible para la caracterización experimental de este trabajo.

A continuación, se selecciona el apartado de “Curvature correction”, que es un factor de corrección el cual multiplica las ecuaciones de  $k$  y  $\omega$ . Esta corrección es sensible a los cambios a lo largo de una línea de corriente debido a efectos de curvatura [56]. La turbulencia puede ser aumentada o amortiguada debido a la curvatura de la línea de corriente. La selección de estas características en el software se muestran en la Figura 3.21.

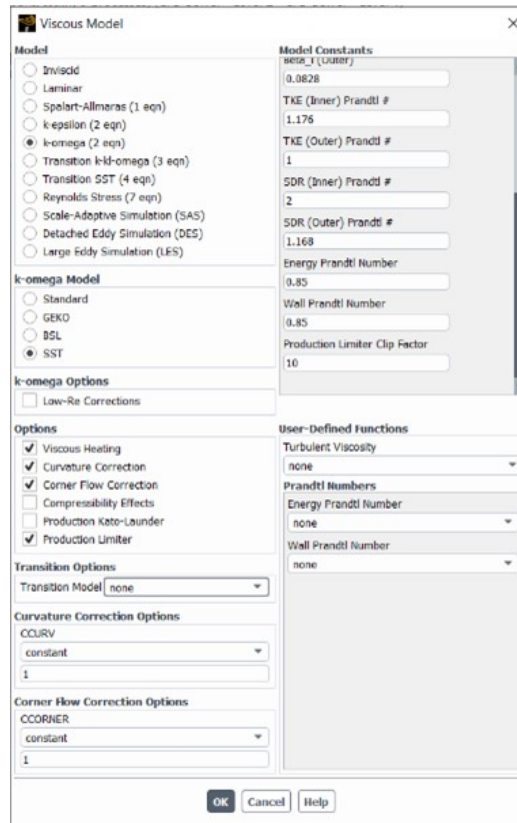


Figura 3.21: Características en la selección del modelo  $k - \omega$  SST.

Los materiales utilizados fueron acero al carbón para el condensador y aire como gas ideal, como referencia a un modelo de Gönül previamente validado. Las características seleccionadas en el software, se muestran en la Figura 3.22.

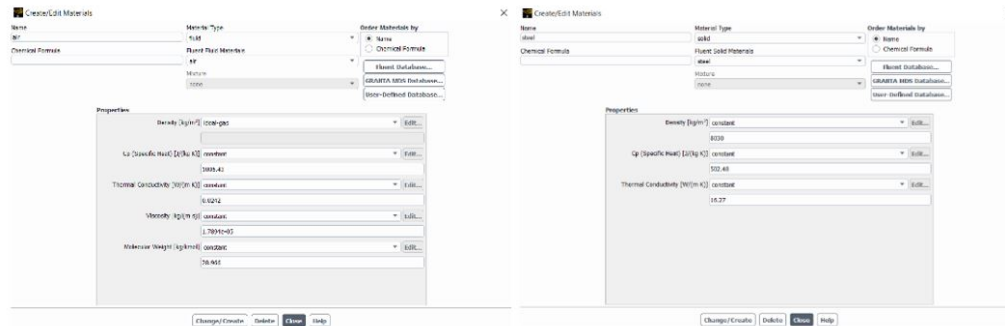


Figura 3.22: Selección de las características de los materiales.

### 3.3.4. Condiciones frontera

Los límites o fronteras del dominio de la geometría bajo estudio se tiene la entrada del dominio a la cual se le asigna una velocidad. La Figura 3.23, muestra las características de esta condición frontera, dejando la intensidad de la turbulencia con el valor por default.

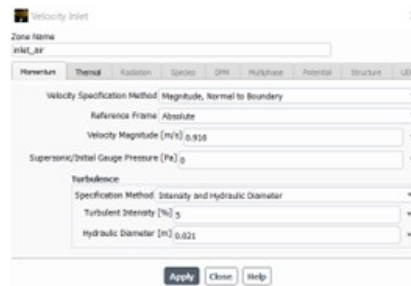


Figura 3.23: Condición de velocidad a la entrada del dominio.

Para la salida del dominio, se utilizó la exhaust-fan, utilizando los valores polinómicos de la Figura 3.24. Esta es una condición utilizada para flujo inducido. Se marcó la opción de “Prevent Reverse Flow”, ya que al dejarla desmarcada se presentaban problemas de convergencia.

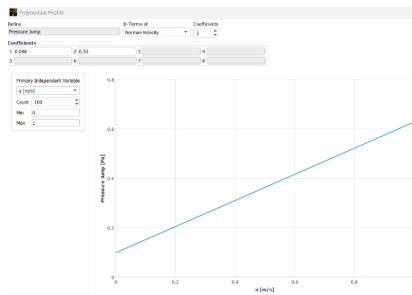


Figura 3.24: Polinomio de condición de frontera de exhaust-fan a la salida del dominio.

Como condiciones de simetría se seleccionaron las paredes inferiores y superiores de los alambres, las paredes laterales del tubo, las paredes superiores e inferiores del aire y las paredes laterales del aire. Para la pared interna del tubo se selecciona la temperatura superficial registrada por los termopares tipo “T” a una temperatura ambiente de 32°C como se muestra en la Figura 3.25.

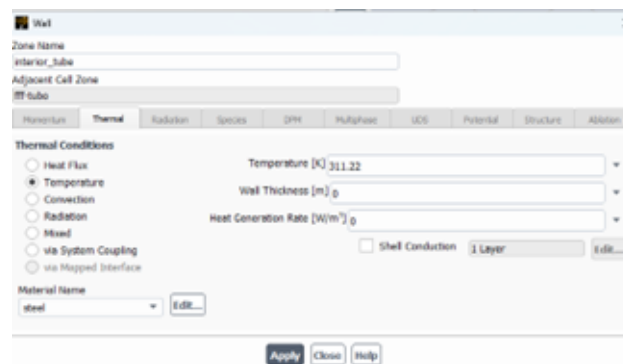


Figura 3.25: Condición de temperatura en la pared del tubo.

### 3.3.5. Métodos de solución

El método de solución y los controles para la geometría del volumen de control se presentan en la Figura 3.26. El método utiliza un esquema Acoplado (Coupled) que permite resolver las ecuaciones de conservación de movimiento y basadas en presión (pressure-based) al mismo tiempo, discretiza el gradiente de presión en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento.

La opción de PRESTO! es utilizada en flujos que involucran medios porosos y que interactúan con dominios curvos. También se utiliza para flujos a alta velocidad que presentan rotación [48]. Para los valores de los Controles de Solución, se utilizaron los que vienen por default en Fluent. Estos son valores de bajo-relajación que mezclan las soluciones anteriores con las soluciones nuevas.

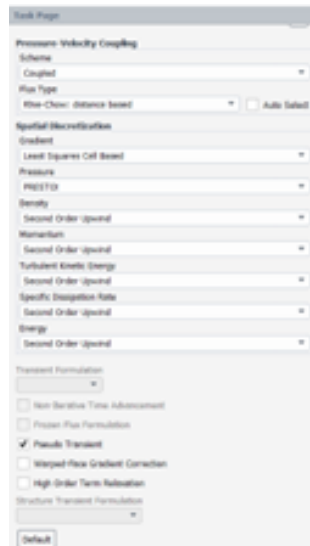


Figura 3.26: Características y controles del método de solución.

### 3.3.6. Calidad de la malla

Se probaron múltiples cortes para este dominio, buscando tener una malla con elementos hexaédricos para obtener una convergencia más rápida y para tener un control en la cantidad de elementos. La Figura 3.27 (a) muestra la malla hexaédrica generada en la sección de tubo, mientras que la Figura 3.27 (b), muestra la malla en la zona del aire que circunda la región del tubo y los alambres.

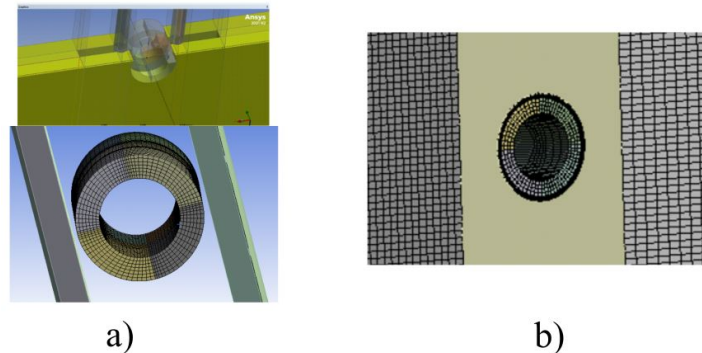


Figura 3.27: Mallas hexaédricas (a) en la sección del tubo (b) en el aire alrededor del tubo.

La geometría entre el tubo y las aletas Fig. 3.17 no hace posible el utilizar elementos hexaédricos debido a la disminución del área entre las zonas de contacto. El volumen de los elementos tiende a ser muy pequeño. En estas zonas se utilizó la esfera de influencia.

Para determinar la calidad de la malla de forma cuantitativa se recurre a las métricas de la calidad de la malla, entre los que se pueden observar diversas evaluaciones, como son la oblicuidad, la asimetría y la relación de aspecto. En este trabajo se centrará en obtener valores aceptables para la ortogonalidad y para la asimetría. En la experiencia obtenida para este trabajo, para las múltiples iteraciones de las mallas, valores de asimetría superiores a 0.9 dejaban de converger, por lo que la mejor solución provista hasta el momento fue de un valor de asimetría máximo de 0.73, mientras que para la ortogonalidad se obtuvieron más del 87% de valores cercanos a 1; entre más cerca los elementos estén de la unidad quiere decir que están menos deformados y por lo tanto tienen una mejor calidad para el procesamiento de la solución.

### 3.3.7. Inflación de la malla

Para obtener la distancia del primer elemento cerca de la pared, se utilizó la Ecuación eq. (2.37) para  $y^*$  anteriormente descrita, donde se despeja para el valor de  $y_P$ . De esta ecuación se tiene el valor promedio del campo de la energía cinética turbulenta  $k$  con una primera iteración en la malla sin capas

de inflación. Al obtener la solución, se sustituye el valor de la energía cinética turbulenta y se reajusta hasta que no existan variaciones en la distancia hacia el primer elemento, como se muestra en la Figura 3.28.

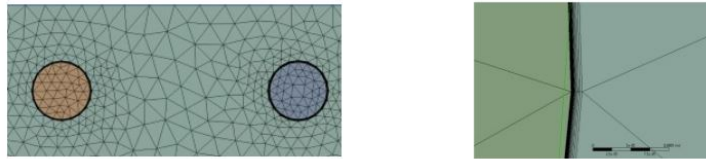


Figura 3.28: Zona donde se aplica inflación de malla.

### 3.3.8. Residuales

Los residuales recaen a un valor pequeño hasta que dejan de cambiar con cada iteración. La mayoría de las aplicaciones utilizan iteraciones de precisión simple, las cuales pueden disminuir hasta 6 órdenes de magnitud antes de converger. Los residuales con le precisión pueden disminuir hasta 12 órdenes de magnitud y estos se utilizaron para el presente análisis. No existen valores universales para definir los residuales, por lo que también se debe de juzgar la convergencia monitoreando alguna cantidad a la salida del dominio. Para la mayoría de las aplicaciones, los residuales considerados en FLUENT son suficientes, los cuales son de  $1 \times 10^{-3}$  para todas las cantidades, excepto para la ecuación de la energía, la cual por default tiene residuales de  $1 \times 10^{-6}$ . Las variables a monitorear son la presión, la temperatura y la velocidad a la salida del dominio. Se espera que el valor en la gráfica se estabilice para considerar que la solución se está comportando de forma estable. Como se muestra en la siguiente Figura 3.29.

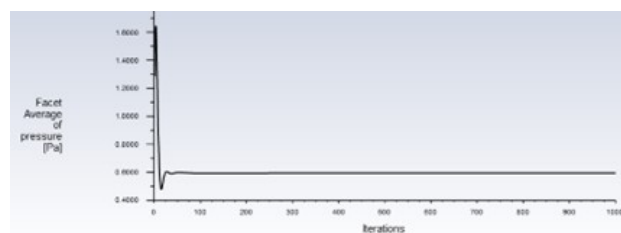


Figura 3.29: Gráfico de residuales que permite visualizar la estabilización de la variable presión.

# Capítulo 4

## RESULTADOS

*En este apartado se presentan y analizan los resultados obtenidos tanto en la parte experimental como en la parte numérica del estudio de la operación de un condensador de tubo y alambres que utiliza R-600a como refrigerante. A partir de las condiciones de operación observadas experimentalmente, se determinan las características y propiedades termodinámicas necesarias para el cálculo del factor de Colburn y del factor de fricción. La información experimental se emplea además como condición de frontera en el modelo numérico. El análisis numérico se desarrolla para diferentes rangos de velocidad, comprendidos entre 0.28 m/s y 1.1 m/s, los cuales representan distintas condiciones observadas a lo largo del condensador. Finalmente, se compara el desempeño del condensador bajo condiciones ambientales de 25, 30 y 35 °C.*

### 4.1. Operación del sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración opera en ciclos de encendido y apagado que son característicos de cada unidad, dependiendo del tipo de refrigerante, la capacidad del equipo y las condiciones ambientales. En la Figura 4.1 se presenta la gráfica de potencia eléctrica en función del tiempo, donde se observa el comportamiento cíclico de encendido y apagado del sistema bajo una temperatura ambiente de 32 °C. Durante el periodo en que el refrigerador se encuentra encendido, el consumo promedio de potencia es de aproximadamente 104 W. El compresor permanece en funcionamiento durante un tiempo promedio de

56 minutos y se mantiene apagado por alrededor de 65 minutos. Asimismo, después de cuatro ciclos de operación, se registra un proceso de deshielo en el cual la potencia consumida es de 76 W. Posteriormente, se presenta un ciclo de mayor duración en comparación con los anteriores, debido a la remoción de la carga térmica introducida durante el proceso de deshielo.

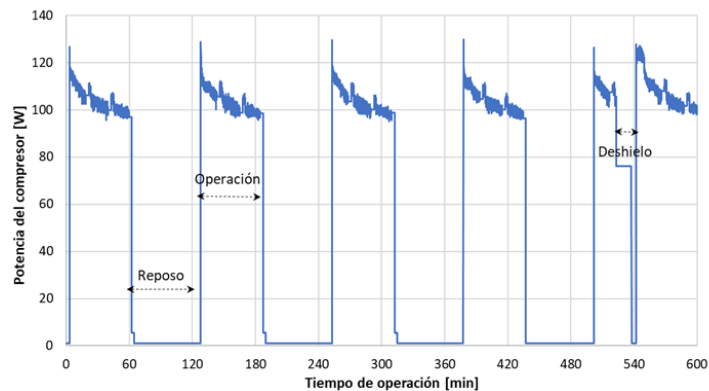


Figura 4.1: Potencia del compresor en la operación del refrigerador.

En la Figura 4.2 se muestra los datos de flujo másico obtenidos en tiempo real con una frecuencia de 3 segundos. Debido a la sensibilidad del instrumento, se observa una variación importante la cual se reduce utilizando un promedio del tipo media móvil, el cual permite observar un valor característico en el tiempo minimizando las fluctuaciones. Al inicio del ciclo se pueden observar valores por encima de los 0.55 g/s el cual va disminuyendo de manera gradual. En el momento justo antes de apagarse el compresor se tiene un flujo másico de 0.27 g/s. Este comportamiento se observa en todos los ciclos y el cambio se le atribuye a la estabilización de las condiciones, principalmente a la temperatura del sistema que a su vez afecta las otras propiedades termodinámicas. El promedio del flujo másico durante el tiempo de operación es de 0.39 g/s.

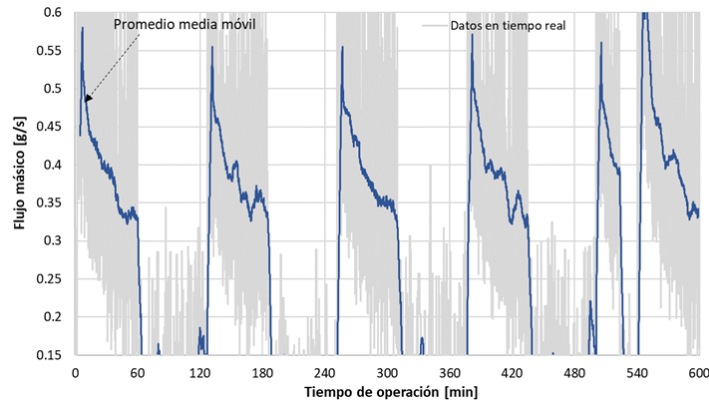


Figura 4.2: Promedio de flujo másico de refrigerante R-600a

En la Figura 4.3 se presentan los resultados de la temperatura del refrigerante R-600a en tres puntos del sistema: a la salida del compresor, a la entrada del condensador y a la salida del condensador. Las temperaturas a la salida del compresor y del condensador se obtuvieron usando sensores tipo RTD colocados en contacto directo con el refrigerante. La operación del sistema de refrigeración se llevó a cabo en una cámara de ambiente controlado, con una temperatura de  $32\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Se observa que, al inicio del ciclo de operación, la temperatura promedio del refrigerante a la salida del compresor durante la operación del ciclo es de  $55.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que a la salida del condensador es de  $40.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Durante el arranque, la temperatura del refrigerante a la entrada del compresor desciende hasta  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ , estabilizándose posteriormente en torno a  $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Durante el periodo en que el compresor permanece apagado, la temperatura del refrigerante a la salida del compresor disminuye de  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que la temperatura a la salida del condensador tiende a equilibrarse con las condiciones térmicas del entorno.

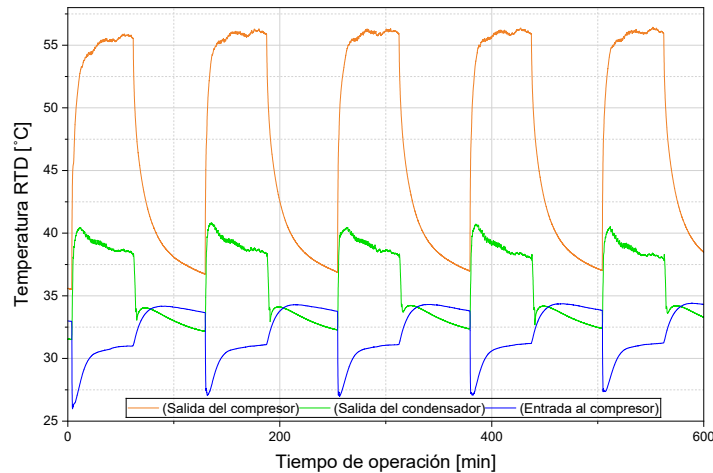


Figura 4.3: Temperatura de entrada y salida en el condensador usando RTDs.

En la Figura 4.4 se presentan las temperaturas de pared obtenidas mediante termopares instalados en la superficie externa del tubo. Estos sensores se colocaron a la salida del compresor, en la entrada del condensador y a lo largo del condensador de tipo tubo y alambre. En total se instalaron 11 termopares; sin embargo, por cuestiones de espacio, en la figura se muestran únicamente cinco posiciones representativas: en la entrada del condensador, a 3 m, 6 m y 12 m de distancia (que corresponde a la salida del evaporador). Se observa que las temperaturas registradas a la salida del compresor y en la entrada del condensador son muy similares a las registradas con los sensores RTD mostrados en la Figura 4.3. No obstante, la temperatura obtenida con el termopar a la salida del compresor resulta 5 °C menor, esta diferencia se atribuyen principalmente a la influencia de las condiciones externas sobre la superficie del tubo.

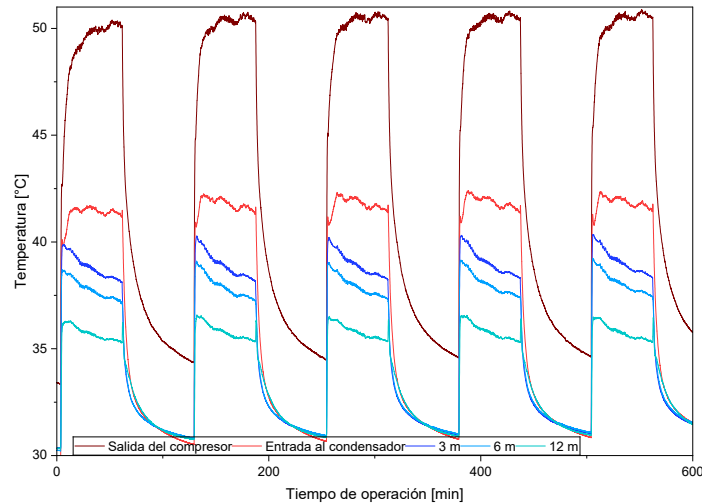


Figura 4.4: Temperatura de pared externa a lo largo del conducto del condensador.

A medida que el refrigerante fluye a través del condensador, se espera que la temperatura del vapor sobrecalentado proveniente del compresor disminuya hasta alcanzar el punto de saturación, permanezca prácticamente constante durante el proceso de cambio de fase y, finalmente, descienda al estado de líquido sub-enfriado. Los termopares ubicados a 3 m y 6 m en el condensador registran temperaturas similares, sin embargo, la temperatura localizada a los 3 m es aproximadamente  $1^{\circ}\text{C}$  menor. Esta ligera diferencia se atribuye a la ubicación específica de los sensores y a las condiciones externas, como la velocidad y la temperatura del aire circundante.

En la Figura 4.5 se presentan los resultados de la presión absoluta de operación del refrigerante R-600a, obtenidos a la salida del compresor, a la salida del condensador y en el retorno al compresor. La operación del sistema de refrigeración se llevó a cabo en una cámara de ambiente controlado, con una temperatura de  $32^{\circ}\text{C} \pm 0.2^{\circ}\text{C}$ . Se observa que, durante el periodo de reposo del sistema, la presión se mantiene ligeramente por arriba de 0 Pa absolutos, lo que indica que el sistema opera a una presión ligeramente superior a la atmosférica, condición que se ha observado en sistemas de refrigeración que emplean R-600a [68]. Al encenderse el compresor, la presión a la salida del mismo aumenta hasta alcanzar aproximadamente 600 kPa, presentando un

leve descenso a 550 kPa hacia el final del ciclo de encendido. Asimismo, la presión registrada a la salida del condensador es muy similar a la registrada a la salida del compresor, lo que confirma que los intercambiadores de calor en sistemas de refrigeración pueden considerarse, en general, como dispositivos de comportamiento isobárico. Durante la operación del condensador, se observa una caída de presión de aproximadamente 47 kPa.

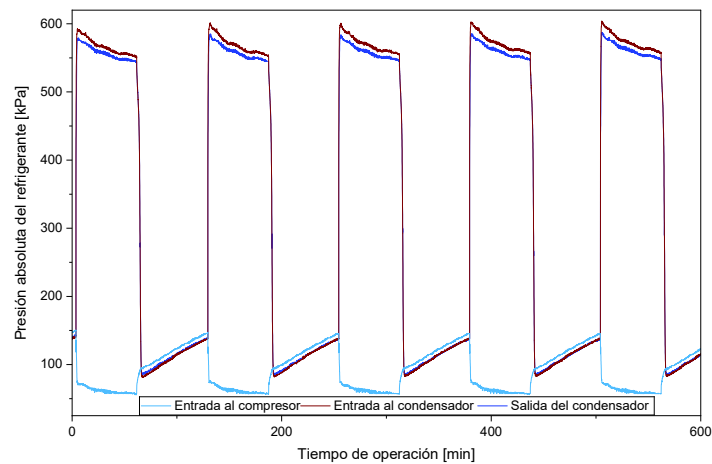


Figura 4.5: Presión absoluta del refrigerante R-600a a la salida del compresor y salida del condensador.

La Tabla 4.1 presenta un resumen de las principales características de operación promedio correspondientes a los cuatro ciclos durante la fase de encendido del sistema de refrigeración, incluyendo la potencia eléctrica, el flujo másico y las condiciones de temperatura y presión a la entrada y a la salida del condensador.

Valor	Unidades	Variable
Potencia eléctrica	103.7	[W]
Flujo másico	0.38	[g/s]
Temperatura entrada	55.9	[°C]
Temperatura salida	38.7	[°C]
Presión entrada	569.2	[KPa]
Presión de salida	558.9	[KPa]

Tabla 4.1: Valores promedio de la operación del ciclo de refrigeración.

A partir de las condiciones de presión y temperatura, se determinaron las entalpías del refrigerante R-600a en la entrada y salida del condensador utilizando la base de datos CoolProp v.7.1.0 [42]. Los resultados de entalpía y entropía se presentan en la Tabla 4.2, mientras que el proceso de condensación se ilustra en el diagrama T-s de la Figura 4.6 (a) y en el diagrama P-h de la Figura 4.6 (b).

Valor	Unidades	Variable
Entalpía de entrada	637.34	[KJ/kg]
Entalpía de salida	289.31	[KJ/kg]
Entropía entrada	2.4	[kJ/kg·K]
Entropía salida	1.3	[kJ/kg·K]
COP	2.12	-

Tabla 4.2: Propiedades termodinámicas del refrigerante R-600a.

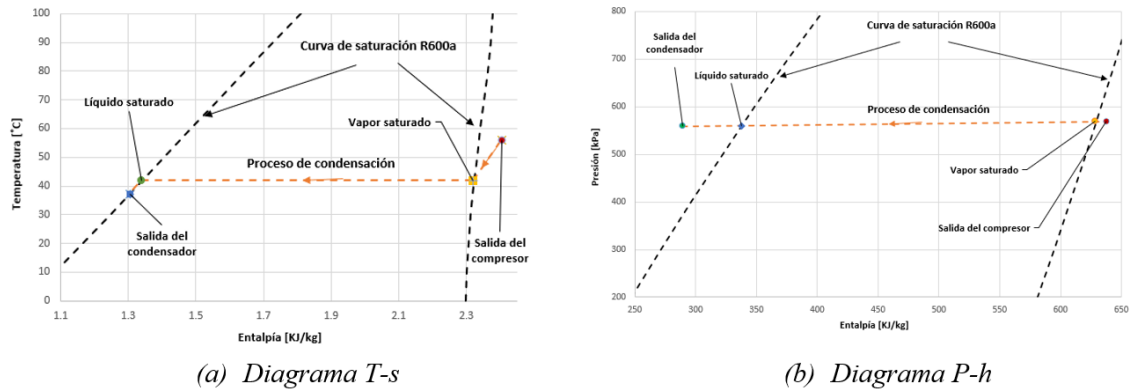


Figura 4.6: Diagramas termodinámicos para R-600a en el proceso de condensación.

A partir de las entalpías y del flujo másico, se determina el flujo de calor según lo descrito en la Sección 2.9. El resultado obtenido para la carga térmica transferida por el condensador es de 135.73 W. Considerando un periodo de operación del compresor de 60 minutos, la carga térmica total es de 488.62 kJ.

## 4.2. Evaluación experimental del aire

El condensador está conformado por seis capas a través de las cuales fluye el aire impulsado por el ventilador, operando en configuración de tiro inducido, como se muestra en la Figura 4.7. La capa número 1 es la más alejada del ventilador y corresponde a la zona de entrada del aire. El refrigerante ingresa por el tubo inferior de la capa 1 y se desplaza en un arreglo de flujo paralelo con el aire hasta alcanzar la capa 6. Al llegar al final del circuito, el refrigerante asciende hacia la siguiente fila de tubos y circula en flujo en contracorriente con aire, hasta llegar nuevamente a la capa 1. De esta manera, el refrigerante y el aire alternan configuraciones de flujo en paralelo y en contracorriente en cada fila de tubos. En total, el condensador cuenta con nueve circuitos (filas de tubos) distribuidos entre las capas 1 y 6, en los cuales el sentido del flujo varía de paralelo a contracorriente de manera alternada.

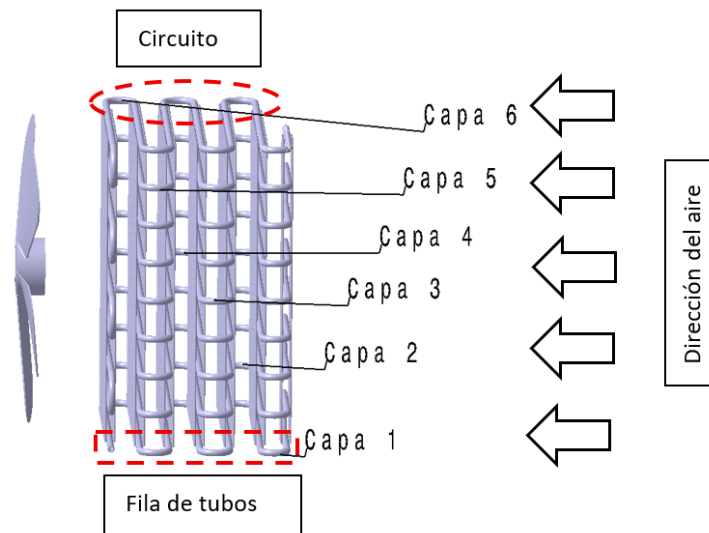


Figura 4.7: Geometría del condensador.

El ventilador que se utiliza es de tipo axial de 3 aspas, modelo Panasonic FDQR107WA que opera bajo tiro inducido. La velocidad del aire se determinó utilizando un anemómetro de hilo caliente, realizando 11 mediciones en la profundidad y 11 en la altura del condensador. Esta metodología permitió construir un mapa de velocidad local del flujo de aire.

En la Figura 4.8 se presentan los resultados experimentales de velocidad correspondientes a las capas 1, 3 y 6 del condensador. Los valores de velocidad se representan mediante un código de colores, donde las zonas de menor velocidad se muestran en verde y las de mayor velocidad en rojo, facilitando la identificación visual de las regiones de flujo más lento y más rápido. La variación que se observa está en un rango de 0 a 1.6 m/s. En la capa 1 se registran mayores velocidades en los extremos laterales de la geometría de tubo y alambre, lo que sugiere que, aunque el aire se acelera al atravesar los canales formados por la geometría, la velocidad local de la corriente libre es más alta en esas zonas. En la capa 3 las velocidades presentan una distribución más uniforme, indicando que el flujo de aire se encuentra más centrado y dirigido hacia el núcleo de la estructura. En la capa 6 las velocidades vuelven a incrementarse en uno de los extremos, probablemente debido a su proximidad al ventilador, lo que genera una distribución menos homogénea del flujo

en esa región. Cabe destacar que el flujo de aire no está confinado en una sección cerrada, por lo que puede producirse infiltración de aire por los laterales del condensador. Por este motivo, para el análisis del comportamiento térmico mediante simulación CFD, se consideran únicamente las velocidades en los puntos centrales de la geometría, donde el flujo es más representativo y menos afectado por los efectos de borde.

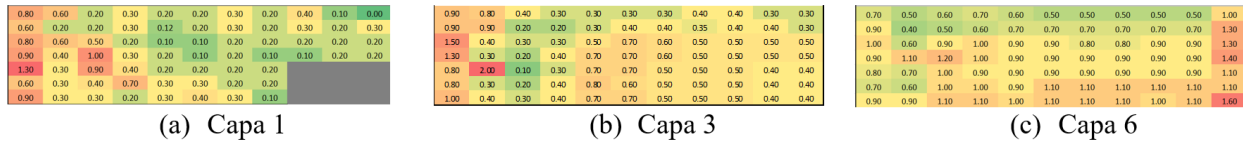


Figura 4.8: Velocidad experimental promedio por ciclo del aire en las capas 1, 3 y 6 del condensador.

En la Figura 4.9 se muestra la velocidad promedio del aire por capa bajo una condición ambiental de 32 °C. Se aprecia un aumento casi lineal de la velocidad, pasando de 0.28 m/s en la capa 1 a 0.92 m/s en la capa 6.

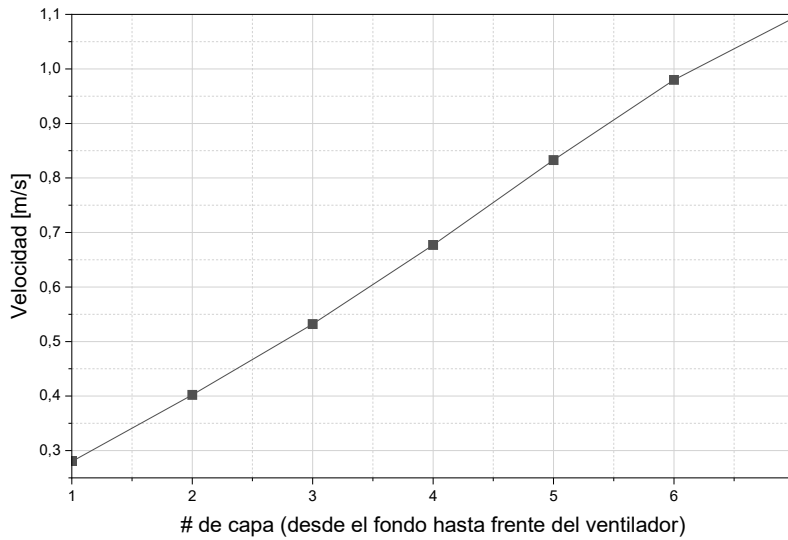


Figura 4.9: Velocidad experimental en el aire en las capas del condensador.

Las mediciones de velocidad en las capas 1 y 7 corresponden a los promedios

de las velocidades de entrada y salida de la geometría, respectivamente. El valor promedio de estas mediciones indica que la velocidad tiende a ser mayor en las capas próximas al ventilador. Al igual que con las mediciones de velocidad, se realizaron lecturas de presión diferencial entre puntos específicos del condensador y la presión atmosférica. Se registraron un total de 11 mediciones a lo largo de la profundidad y 11 a lo largo de la altura. En la Figura 4.10 se muestran resultados representativos para las capas 1, 3 y 6. En la capa 1, los valores de presión oscilan entre 3 y 5 Pa; en la capa 3, entre 3.6 y 6.7 Pa; y en la capa 6, entre 3.7 y 7.6 Pa. Aunque los valores son relativamente bajos, la mayor caída de presión se observa en las zonas donde la velocidad del aire es más alta.

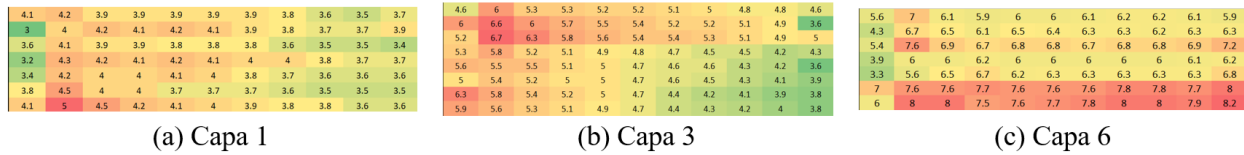


Figura 4.10: Presión diferencial experimental del aire en las capas 1, 3 y 6 del condensador.

A partir del promedio de los valores de presión registrados se construye una curva de presión experimental para las distintas capas, como se muestra en la Figura 4.11. En la gráfica se incluyen además las mediciones en los extremos de la geometría (capas 1 y 7) con el fin de evaluar la diferencia de presión en las capas internas del condensador (capas 2 a 6). En general, la caída de presión incrementa conforme el aire cruza la geometría, observando dos caídas de presión relativamente menores entre 1 y 2, y entre 5 y 6.

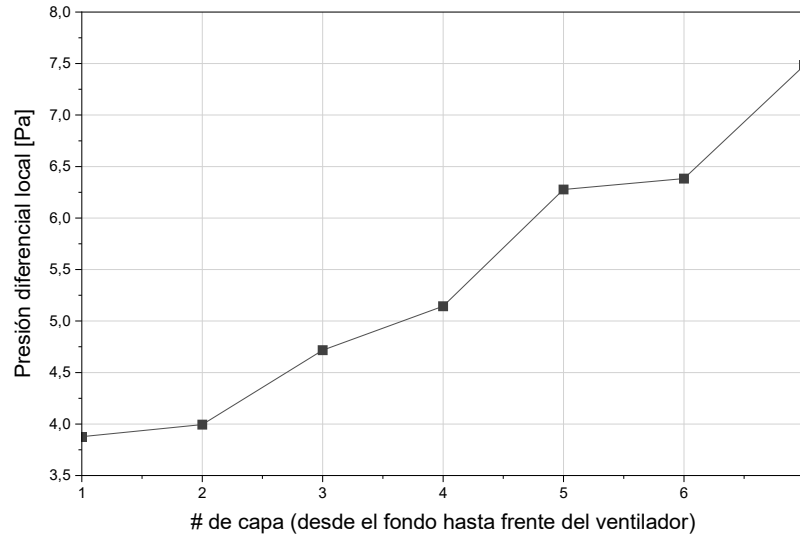


Figura 4.11: Presión diferencial del aire en diferentes capas del condensador.

La temperatura del aire experimental se determinó a partir de cuatro mediciones por capa, realizadas con termopares ubicados en la entrada, salida y en las capas 3 y 5 del condensador, como se muestra en la Figura 4.12. Las mediciones se efectuaron bajo una condición ambiental de 32 °C. En la Figura 4.12 (a) se presentan los valores de temperatura del aire en la capa 3, mientras que en la Figura 4.12 (b) se muestran los correspondientes a la capa 5, ambos representativos de condiciones internas del condensador. Al inicio del funcionamiento del compresor, se observa un incremento inmediato en la temperatura del aire, que pasa de 31 °C a 38 °C. Durante la operación, la temperatura aumenta gradualmente alrededor de 1 °C. En la capa 3, los valores registrados por los cuatro termopares son muy similares. En cambio, en la capa 5 se aprecia una diferencia de hasta 1.5 °C entre  $T_{5,3}$  y  $T_{5,4}$ , lo que sugiere la existencia de regiones con propiedades térmicas distintas. Para los termopares centrales ( $T_{3,2}$ ,  $T_{3,3}$ ,  $T_{5,2}$  y  $T_{5,3}$ ) se observa una variación mínima en la temperatura del aire, lo que podría indicar una tasa de transferencia de calor reducida o un flujo de aire local más elevado.

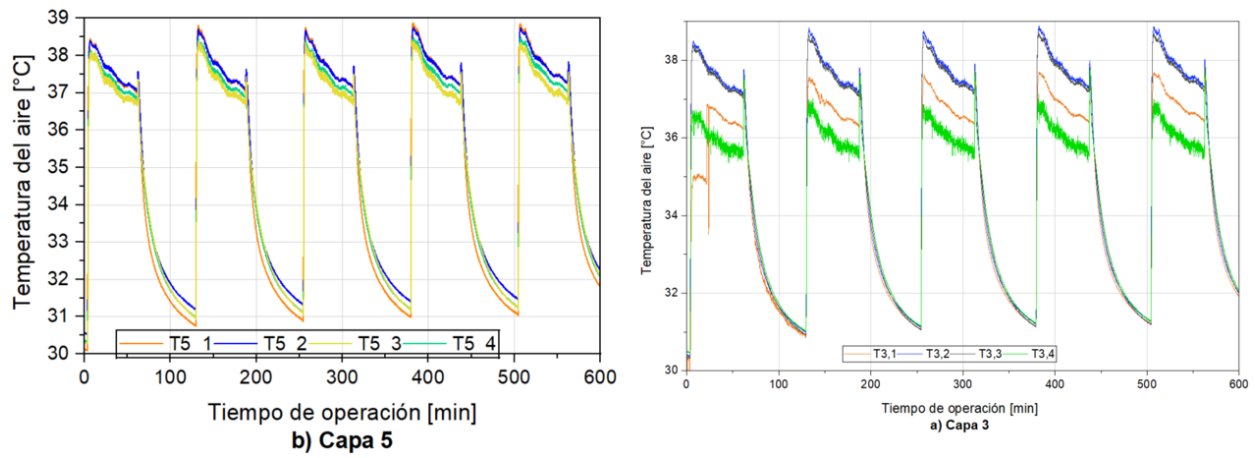


Figura 4.12: Temperatura experimental del aire en la entrada, capa 1, capa 5 y salida del condensador.

El valor de los datos centrales de las lecturas de los termopares durante el periodo de operación del refrigerador se presenta en la Tabla ???. Se observa que la temperatura en la zona central del condensador se mantiene prácticamente constante, lo que sugiere que en esa región aún se desarrolla el proceso de condensación.

Capa 3	Capa 5	Salida	Entrada
$T_1 = 32.0$	$T_3 = 37.2$	$T_5 = 37.6$	$T_7 = 37.8$

Tabla 4.3: Valores promedio en entrada, capa2, capa 6 y salida.

Este comportamiento podría deberse a posibles infiltraciones que incrementan la velocidad del flujo por su proximidad al ventilador, así como a una menor temperatura del aire circundante. En promedio, se registra un incremento de  $5.6\text{ }^{\circ}\text{C}$  en la temperatura del aire.

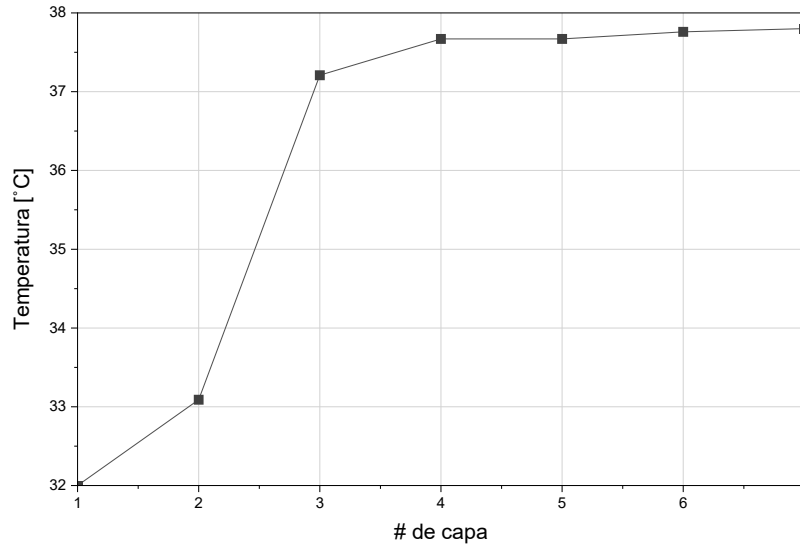


Figura 4.13: Temperatura promedio del aire de los termopares y del tiempo de operación por capa

### 4.3. Evaluación de la operación del sistema de refrigeración

Con el propósito de identificar experimentalmente la sección del condensador en la que ocurre el cambio de fase, se realizaron mediciones de temperatura a lo largo de su extensión, de aproximadamente 12 metros desde la salida del compresor, empleando termopares distribuidos a intervalos regulares.

En la Figura 4.14 se presenta la temperatura promedio de la pared a lo largo del tubo del condensador para dos condiciones de carga de refrigerante que resultan en un flujo de 0.39 g/s y 0.25 g/s. Se incluye la información de dos termopares adicionales: uno ubicado a la salida del compresor (termopar 1) y otro en la línea de transición hacia la entrada del condensador (termopar 2). La evaluación se realizó a una temperatura ambiente de 32 °C, y los valores reportados corresponden al promedio obtenido durante el periodo de operación.

Para el caso de flujo másico de 0.39 g/s, Figura 4.14 se observa una tempe-

ratura superficial aproximadamente de 50.4 °C, disminuyendo a 42 °C en la línea de transición entre el compresor y el condensador. Una vez en el condensador, se observa una reducción adicional de temperatura, pasando de 42 °C a 37.7 °C en los primeros 66 cm de su longitud. A partir del termopar número 4, la temperatura se mantiene prácticamente constante alrededor de 38 °C a lo largo del resto del condensador. Dado que el proceso de condensación ocurre a temperatura casi constante, se puede inferir que en la mayor parte de la superficie del condensador tiene lugar este fenómeno.

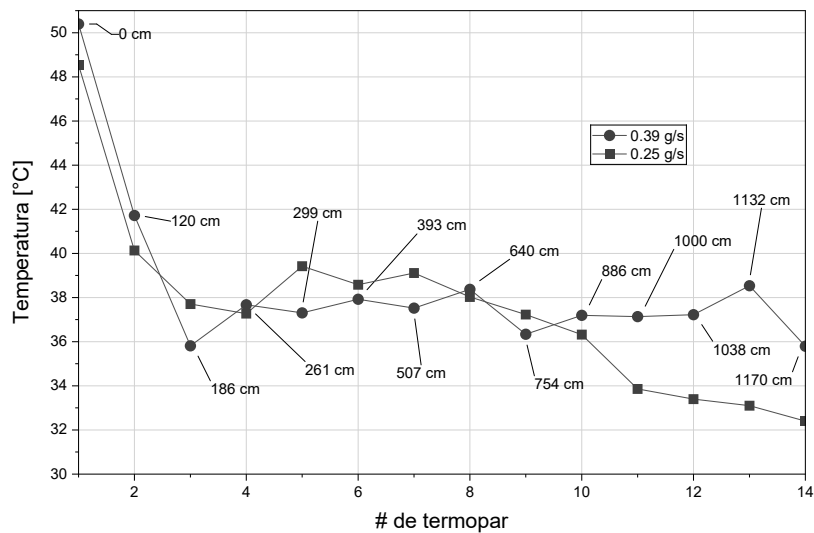


Figura 4.14: Temperatura de pared en diferentes puntos a lo largo del condensador durante la operación a temperatura ambiente de 30°C para una condición de flujo másico de 0.39 g/s y un flujo másico de 0.27 g/s.

Para el caso del refrigerante reducido de flujo másico de 0.25 g/s, la temperatura a la salida del compresor es de aproximadamente 48.5 °C, disminuyendo a 40.1 °C a la entrada del condensador. Dentro del condensador, los termopares 3 a 8 registran una variación de hasta  $\pm 2$  °C, en torno a los 35 °C, rango en el que puede asumirse que se produce el cambio de fase del refrigerante. A partir del termopar número 9, se observa una tendencia decreciente de la temperatura, de 38 °C a 32.4 °C (hasta la última fila de la geometría), lo que indica que en esta sección el refrigerante se encuentra en estado líquido

subenfriado. Estos resultados permiten identificar de manera aproximada la zona del intercambiador de calor en la que se observa flujo bifásico.

Un aspecto relevante identificado en este estudio es que la temperatura superficial del tubo es aproximadamente  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  menor que la del refrigerante a la salida del compresor. En la salida del condensador, la diferencia entre la temperatura del refrigerante y la de la pared es de aproximadamente  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , lo que sugiere que la conductividad térmica de la pared adquiere una mayor relevancia en la región de sobrecalentamiento.

#### 4.4. Resultados de la evaluación numérica

La geometría seleccionada como volumen de control está constituida por un tubo con un alambre en la parte frontal y otro en la parte trasera, como se muestra en la Figura 4.15 (a). La Figura 4.15 (b) presenta un volumen de control que resulta en una versión simplificada de la geometría del condensador. Esta elección también responde a las limitaciones de la licencia estudiantil utilizada, la cual permite un máximo de 512,000 nodos por análisis. La adición de secciones adicionales de tubo y alambre incrementaría significativamente el número de nodos, lo que resultaría poco conveniente tanto para el procesamiento del mallado como para el tiempo requerido para obtener la solución. Adicionalmente se muestra las condiciones de frontera utilizadas. A la entrada se indica la velocidad, a la salida la presión y alrededor del dominio se tienen condiciones de simetría.

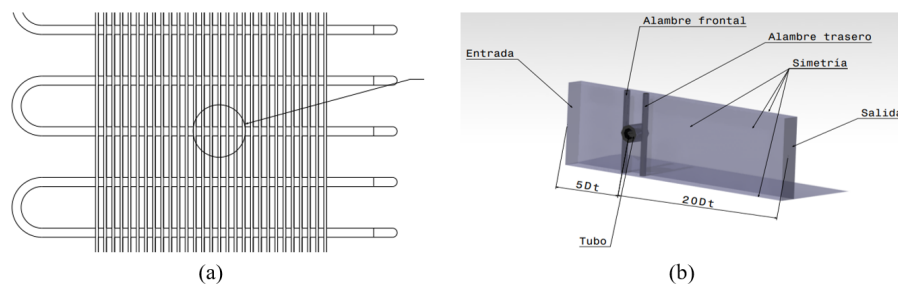


Figura 4.15: Geometría y dominio construido para el análisis CFD, (a) geometría frontal, (b) volumen de control (geometría y aire de los alrededores).

La malla generada combina elementos hexaédricos en las regiones de entrada y salida, y tetraédricos en la región central que rodea la geometría del condensador. Esto se debe a que ciertas zonas no permiten cortes adecuados para acomodar hexaedros, ya que generarían volúmenes demasiado pequeños que podrían provocar divergencias en la solución, incluso al incrementar el número de nodos y reducir la razón de crecimiento de estos para suavizar los cambios de volumen entre elementos. En la región cercana a la superficie, se emplean elementos de menor tamaño para capturar con mayor precisión los efectos de la subcapa viscosa en el modelado de la turbulencia. La Figura 4.16 (a) muestra una vista superior de la malla alrededor de los alambres, mientras que la Figura 4.16 (b) presenta una vista lateral, donde se aprecia la malla en la unión entre el tubo y los alambres.

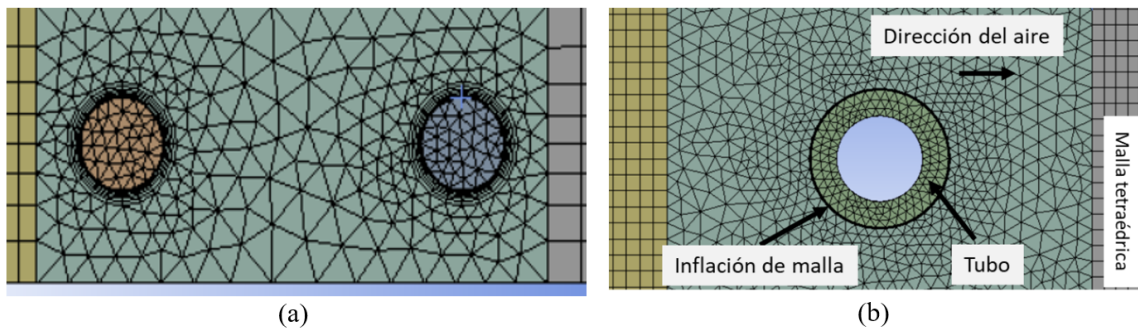


Figura 4.16: Malla en la geometría (a) vista superior (b) vista lateral.

#### 4.4.1. Análisis de dependencia de malla

El tamaño de la malla es un parámetro crítico en la simulación CFD, ya que influye directamente en la precisión de los resultados y en la eficiencia computacional del análisis. Con el objetivo de determinar una malla que proporcione resultados detallados y precisos, se realizaron cuatro casos de estudio, los cuales se presentan en la Tabla 4.4. El caso A consta de 488,932 elementos; el caso B, de 667,597; el caso C, de 862,716; y el caso D, de 944,797 elementos. Se llevó a cabo un análisis de sensibilidad evaluando la carga térmica transferida en las tres secciones del sistema: el tubo principal y los alambres delantero y trasero, en función del número de elementos de la malla. Aunque el caso D tiene aproximadamente el doble de elementos que el caso A, no se observa un cambio significativo en la carga térmica

en ninguna de las secciones. Esto indica que no es necesario utilizar una malla extremadamente refinada como la del caso D. Por esta razón, para los análisis posteriores se adoptó la malla correspondiente al caso A. La selección del número de elementos mostrados en la Tabla 4.4 también responde a que estos casos fueron los que permitieron que la malla fuera procesada por el software con una calidad aceptable. Se observó que, en muchos casos, un mayor número de elementos no se traduce necesariamente en una mejor calidad de la malla para el cálculo de la solución. Es importante destacar que los valores de  $y+$  obtenidos en las simulaciones, equivalentes a las condiciones experimentales, fueron menores a 2 en la superficie de la geometría de tubo y alambre. Esto proporciona una validación adicional de que la simulación empleada es adecuada para las condiciones de operación consideradas.

	Número de Nodos	Número de Elementos	Carga térmica en tubos [W]	Carga térmica en alambre frontal [W]	Carga térmica en alambre trasero [W]	$y+$ tubo/ $y+$ alambre frontal/ $y+$ alambre trasero
Caso A	194,062	488,932	0.0106	0.035	0.021	0.266/0.579/0.487
Caso B	225,232	667,597	0.0102	0.039	0.022	0.258/0.3788/0.311
Caso C	258,866	862,716	0.0102	0.039	0.022	0.261/0.322/0.261
Caso D	329,760	944,797	0.0107	0.035	0.021	0.258/0.323/0.26

Tabla 4.4: Casos analizados para la sensibilidad de malla a condiciones de operación en la entrada de la geometría.

#### 4.4.2. Resultados numéricos de temperatura

Los resultados de la simulación se obtienen considerando una temperatura ambiente de 32 °C. Se emplea el volumen de control descrito en la sección “Preparación de la Geometría”. A la salida, a una distancia equivalente a 20 diámetros de tubo después de la geometría, se calcula la temperatura promedio en el plano de salida, la cual se reporta como la temperatura de salida de la capa, permitiendo que la solución alcance estabilidad antes de su registro. En la Figura 4.17, se presentan los contornos de temperatura del aire en planos que cortan la aleta por la mitad, así como en la superficie de los tubos y las aletas, correspondientes a la primera, tercera y sexta capa. En

promedio, se observa un aumento de temperatura de  $5^{\circ}\text{C}$  desde la primera capa a la sexta capa (antes del ventilador). Bajo la misma escala de color, el cambio entre la primera y tercera capa es muy notorio, no así el cambio entre la tercera y sexta capa.

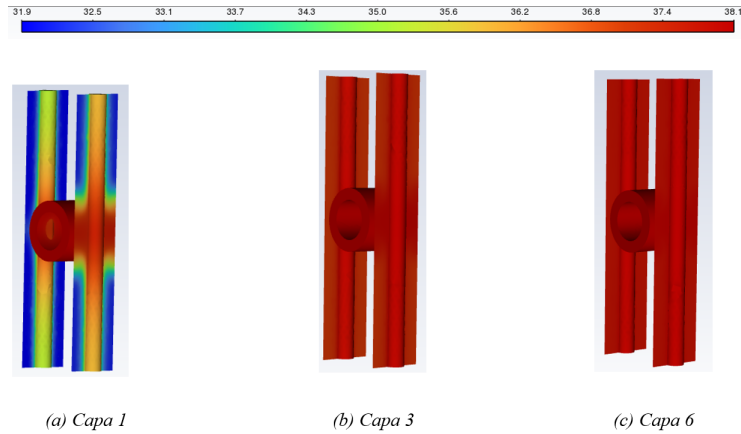


Figura 4.17: Contornos de temperatura en la capa 1, capa 3 y capa 6.

#### 4.4.3. Resultados numéricos de velocidad

En la Figura 4.18 se presentan los contornos de velocidad en la primera, tercera y sexta capa del condensador. Se observa que la capa más alejada del ventilador alcanza velocidades máximas cercanas a  $0.89\text{ m/s}$ , mientras que la capa 6, próxima al ventilador, presenta valores locales que pueden llegar hasta aproximadamente  $2.05\text{ m/s}$ .

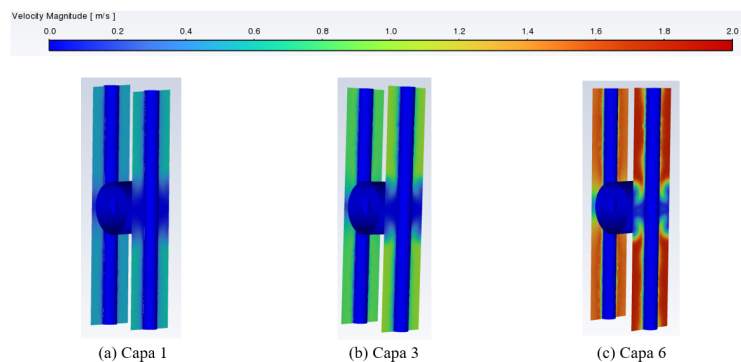


Figura 4.18: Contornos de velocidad en la capa 1, capa 3 y capa 6.

## 4.5. Comparación entre resultados numéricos y experimentales.

Los resultados obtenidos mediante simulación se compararon con los valores experimentales correspondientes a la región central de las capas. Para la simulación de cada capa, se establecieron como condiciones de entrada del aire la temperatura, la presión y la velocidad promedio medidas experimentalmente. Este procedimiento tiene como propósito obtener una estimación más precisa del coeficiente de transferencia de calor. La Figura 4.19 presenta la comparación entre las velocidades del aire obtenidas por simulación y los valores experimentales en las diferentes capas del condensador. La discrepancia máxima observada fue de aproximadamente un 10 %, lo cual indica que las velocidades promedio pueden ser reproducidas de manera satisfactoria mediante el modelo de simulación propuesto.

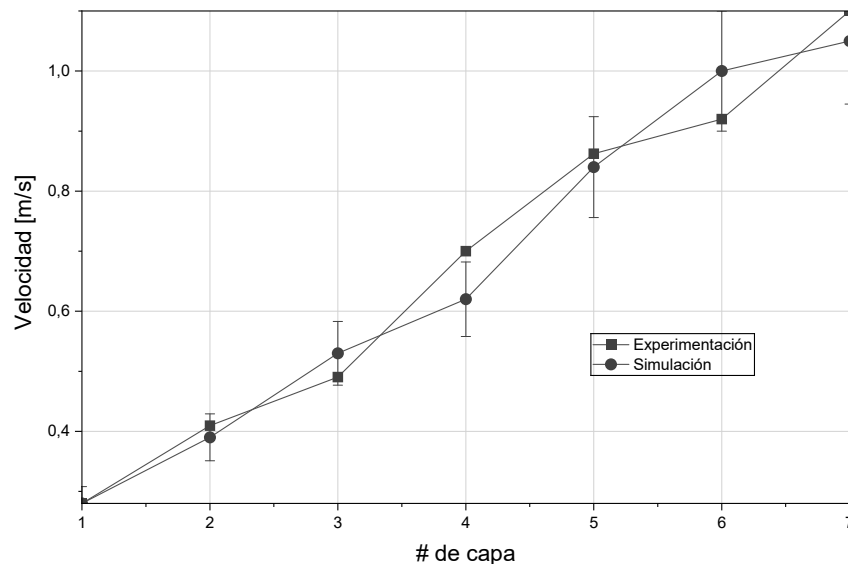


Figura 4.19: Comparación entre la velocidad experimental y simulada del aire en las capas del condensador

La Figura 4.20 presenta la comparación entre los resultados de temperatura del aire obtenidos mediante simulación y los valores experimentales corres-

#### 4.5. Comparación entre resultados numéricos y experimentales.93

pondientes a las distintas capas del condensador. En la sección de entrada del aire (Capa 1) se registra una temperatura de 32 °C, valor que coincide con la temperatura del cuarto de ambiente controlado. Los resultados experimentales muestran un incremento significativo en la temperatura del aire a lo largo de las capas iniciales (1 a 4), mientras que entre las capas 5 y 7 el cambio de temperatura es prácticamente despreciable. En contraste, la simulación muestra una tendencia más suavizada, con una diferencia máxima de 2.7 °C respecto a los datos experimentales, la cual se presenta en la segunda capa. Esta discrepancia puede atribuirse a posibles infiltraciones de aire fresco características de éste tipo de condensador, especialmente en la zona más alejada del ventilador. Dichas infiltraciones, además, pueden favorecer el proceso de condensación del refrigerante.

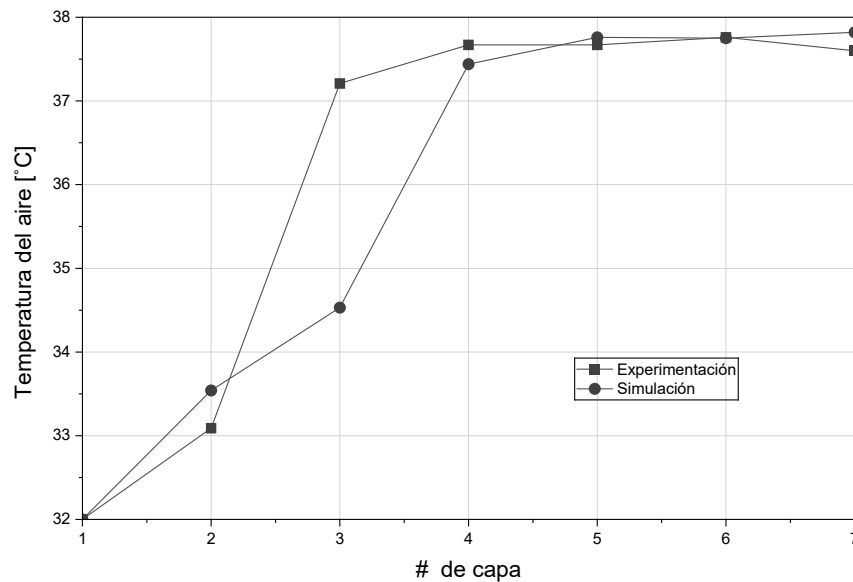


Figura 4.20: Comparación entre la temperatura experimental y simulada del aire en las capas del condensador

La Figura 4.21 presenta los resultados de presión obtenidos mediante simulación, junto con los valores experimentales correspondientes a las capas 1, 3 y 5 del condensador. La comparación numérica muestra una discrepancia máxima de aproximadamente 15% en la capa 3. Se observa nuevamente,

que la zona central, capas 2 a 6, tienen una concordancia con los resultados experimentales.

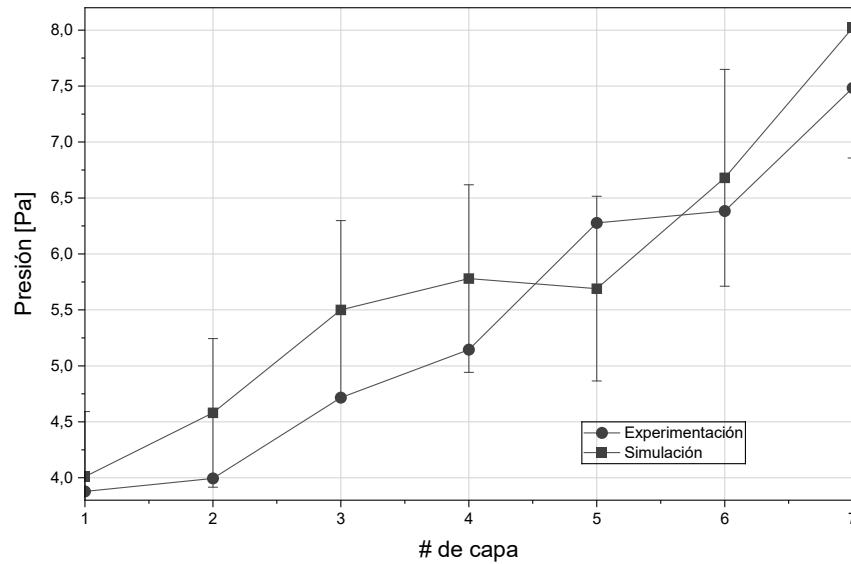


Figura 4.21: Comparación de la presión experimental y simulada del aire en diferentes capas del condensador.

Aunque los resultados numéricos se aproximan razonablemente a los resultados experimentales, se encontró que la simulación deja de ser estable al extrapolar los resultados a mayores velocidades de operación.

## 4.6. Comparación entre modelos existentes en la literatura.

El coeficiente de transferencia de calor se determina a partir de la temperatura media logarítmica en el análisis de intercambiadores de calor. Sin embargo, este método es altamente sensible a las pequeñas variaciones de temperatura entre la entrada y la salida del aire de cada capa del condensador, lo que puede generar errores analíticos significativos. Por ello, se decidió obtener el valor promedio del coeficiente de transferencia de calor directamente a partir

de la simulación numérica y compararlo con los valores promedio calculados mediante métodos semi-analíticos basados en correlaciones (Zhukauskas, Yilmaz y Hausen) para bancos de tubos en flujo cruzado, como se muestra en la Figura 4.22.

Como era de esperarse, los resultados muestran valores del coeficiente de transferencia de calor más elevados en las capas donde la velocidad del aire es mayor. Los valores obtenidos se encuentran en el mismo orden de magnitud que los correspondientes a la convección natural sobre una placa plana, los cuales varían típicamente entre  $5$  y  $50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  [69].

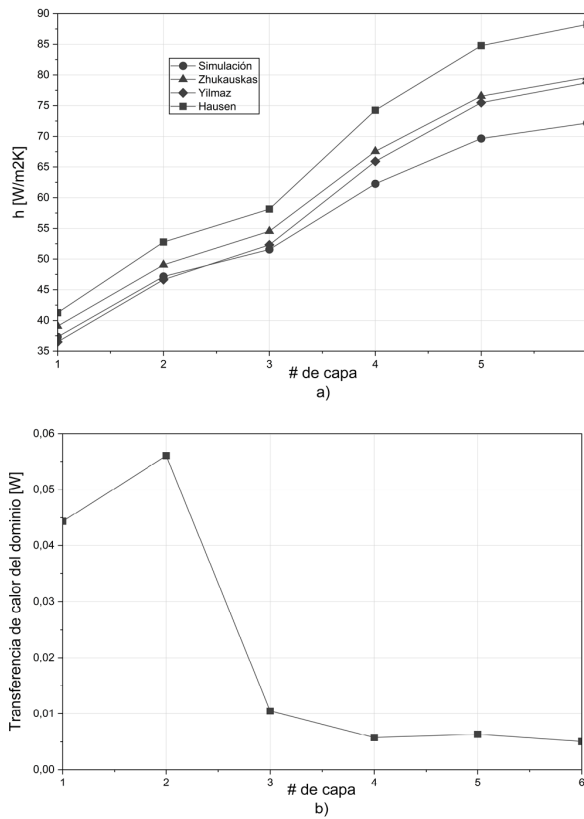


Figura 4.22: a) Coeficiente de transferencia de calor para el lado aire, en las diferentes capas del condensador. b) Transferencia de calor del dominio [70] [71]

Como se observa en la Figura 4.22 (a), la correlación propuesta por Yilmaz para el coeficiente de transferencia de calor mostró la mejor concordancia con los valores obtenidos mediante la simulación numérica (alimentada con datos experimentales), presentando un error máximo del 8 %. Se prevé que este porcentaje de error aumente al incrementarse la velocidad de operación, por lo que esta correlación se recomienda únicamente para condiciones de baja velocidad del flujo de aire. Los resultados muestran una buena concordancia en las primeras capas, donde las velocidades del aire son menores. No obstante, como se mencionó previamente, en esta región se presenta succión de aire fresco, lo que modifica las condiciones locales de temperatura y, por consiguiente, la transferencia de calor. Este fenómeno explica la discrepancia observada en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Se puede concluir que tanto la simulación como las correlaciones utilizadas presentan la misma tendencia y ofrecen resultados consistentes y aceptables para la determinación del coeficiente de transferencia de calor en las distintas capas del condensador.

La Figura 4.22 (b) muestra la transferencia de calor promedio del dominio analizado para la región central correspondiente a la zona de condensación. Este valor disminuye en las capas centrales y se mantiene constante, mientras que presenta su valor máximo en la capa 2. Estas 2 figuras proveen el indicio de que la transferencia de calor es mayor incluso a menores velocidades, que a su vez también corresponden a valores menores del coeficiente de transferencia de calor.

La Figura 4.23 muestra la eficiencia de la aleta por capa. Esto es teniendo en cuenta la zona central del condensador, como se describió en apartados anteriores para la temperatura. Se puede observar que la eficiencia de la aleta alcanza su valor máximo en la segunda capa del condensador. Es importante resaltar que este valor no corresponde a la temperatura máxima ni a la velocidad máxima. La eficiencia mínima es del 73 % en la primera capa y la eficiencia máxima es del 88 % en la segunda capa.

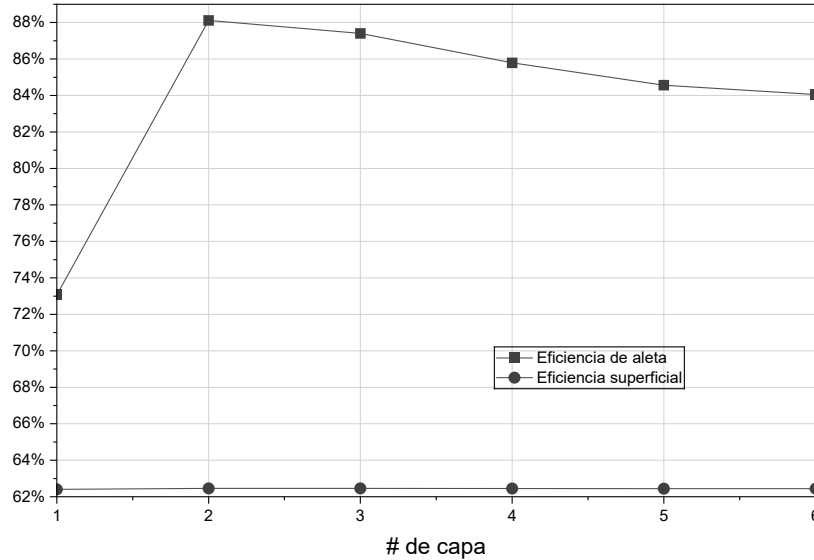


Figura 4.23: Eficiencia de la aleta por capa del condensador.

#### 4.6.1. Parámetros adimensionales.

Un parámetro adimensional utilizado para caracterizar la transferencia de calor en un flujo de fluido a través de un conducto es el factor de Colburn ( $j_H$ ), el cual representa la eficiencia relativa de la convección frente a la conducción térmica. La Figura 4.24 presenta los resultados del factor de Colburn en función del número de Reynolds ( $Re$ ), considerando la geometría y la configuración de flujo estudiadas para una temperatura ambiente de 32 °C y una temperatura superficial constante. Los resultados experimentales corresponden a velocidades comprendidas entre 0.28 y 0.92 m/s, con las correspondientes temperaturas del aire en cada capa.

Mediante la correlación de Yilmaz, el cálculo para el coeficiente de transferencia de calor se evaluó a velocidades desde 1 m/s hasta 5 m/s (tomando en consideración la temperatura del aire prácticamente constante en las últimas capas del condensador, de acuerdo con las mediciones experimentales).

La Figura 4.24 también muestra que la geometría de tubo y alambre presenta mejores características para la disipación de calor en comparación con

geometrías similares. Se puede observar que las geometrías más compactas presentan un mejor desempeño hidráulico, aunque como se observó para toda la geometría de tubo y alambre, el flujo puede presentar estancamiento en la zona central, por lo que se deduce que debe de existir un balance positivo entre la densidad de las aletas y el flujo que circula por el intercambiador de calor.

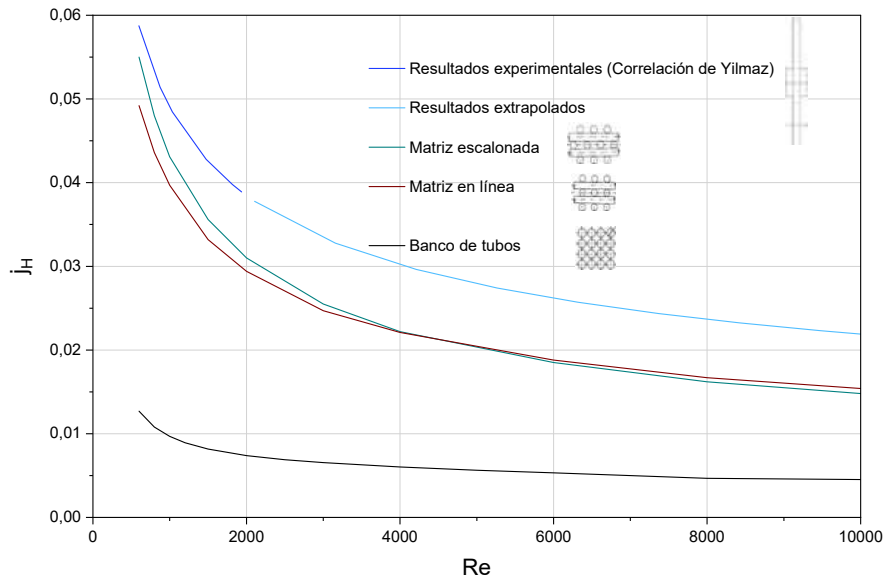


Figura 4.24: Factor de Colburn para diferentes números de Reynolds.

La Figura 4.25 muestra los resultados del factor de fricción en función del número de Reynolds ( $Re$ ), considerando la geometría y la configuración de flujo estudiadas para una temperatura ambiente de  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  y una temperatura superficial constante. Los resultados experimentales corresponden a velocidades comprendidas entre  $0.28$  y  $0.92\text{ m/s}$ , con las correspondientes temperaturas del aire en cada capa. Se puede observar también que la geometría del presente trabajo muestra un factor de fricción con valores intermedios entre las geometrías comparadas.

No fue posible obtener líneas para el factor de fricción que fuesen comparables con geometrías parecidas en la literatura abierta. Para este caso, es conveniente proponer una nueva correlación del factor de fricción que elimine

los picos en las condiciones de operación.

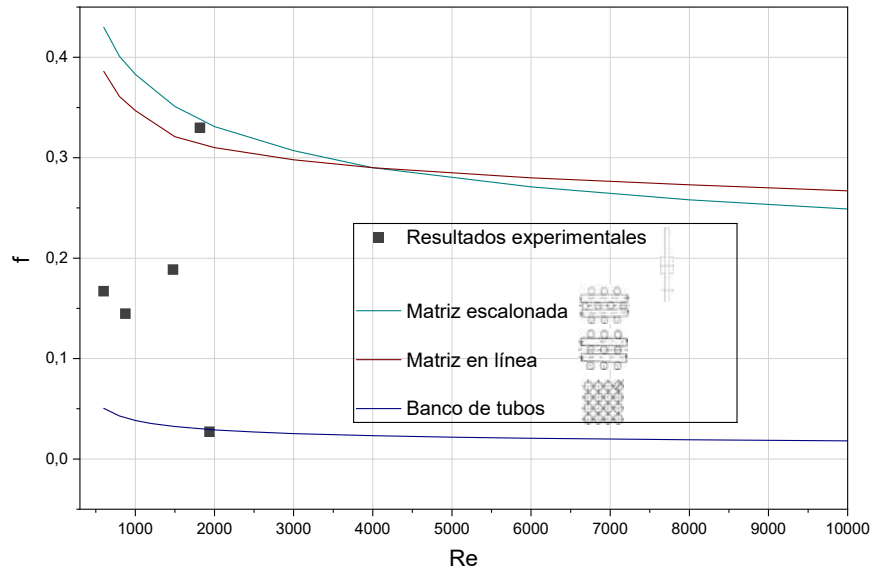


Figura 4.25: Factor de fricción para diferentes números de Reynolds.

#### 4.6.2. Efecto de la temperatura ambiente.

En este apartado se presentan las temperaturas de operación para 25 °C y 35 °C, en adición a los resultados mostrados previamente para la temperatura de 32 °C. Se hace especial énfasis en la temperatura de operación de 32 °C, debido a que corresponde a la temperatura ambiente de operación de acuerdo a la NOM-022 ENER/SCFI-2014.

El desempeño de un sistema de refrigeración depende en gran medida de las condiciones ambientales. Para analizar esta variable, se evaluó la operación del sistema en una cámara de ambiente controlado, bajo temperaturas de 25°C, 32°C y 35°C. En la Figura 4.26 se muestra el promedio de las temperaturas registradas por los termopares ubicados en los diferentes puntos del condensador. Se observa que la temperatura permanece en un rango de 3 °C, atribuibles a variaciones locales. No se observa una tendencia decreciente en la temperatura, por lo que se podría concluir que en la mayoría del condensador el refrigerante se encuentra en cambio de fase. En la sección de

#### 4.6. Comparación entre modelos existentes en la literatura. 100

entrada, es evidente la tendencia decreciente de temperatura en los primeros tres termopares, lo que indica un cambio de fase de vapor sobrecalentado a la región líquido-vapor. Se observa también un descenso de temperatura en el termopar 9 (longitud de 754 cm), que pudiera ser indicativo de la presencia de una cantidad mayor de líquido. Sin embargo, la temperatura se conserva en termopares consecutivos. Se concluye que un aumento en la temperatura ambiente repercute de manera proporcional en un aumento de la temperatura del condensador.

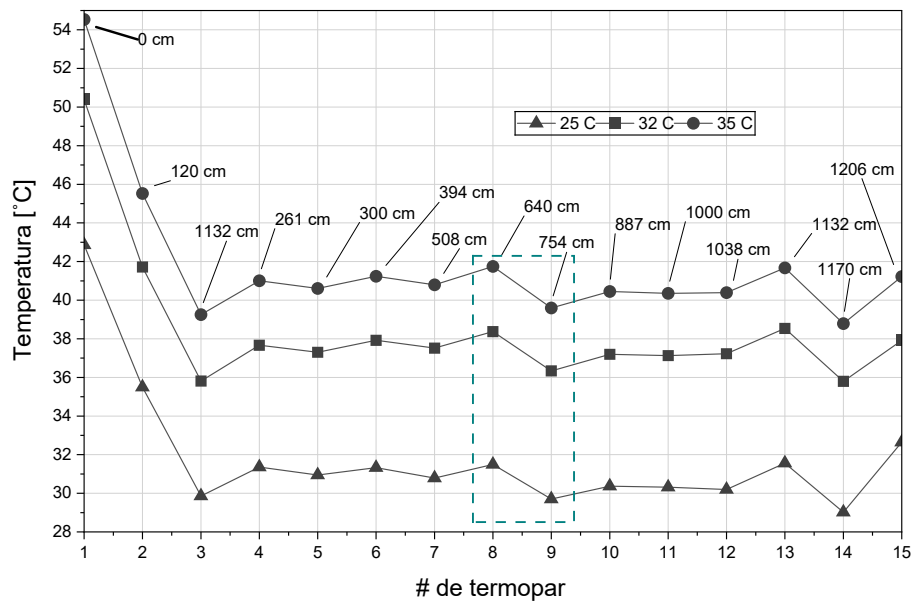


Figura 4.26: Temperatura de operación en varias condiciones de operación.

En la Figura 4.27 se muestra la presión de operación del condensador en la entrada y salida bajo la condición de temperatura de 25 °C, 32 °C y 35 °C. Se observa que mayor presión de operación corresponde a una temperatura ambiente mayor. Una mayor presión de operación también involucra una mayor potencia del compresor y un mayor tiempo del ventilador encendido. La presión de operación a una temperatura de 35°C es 6% mayor que la temperatura de 30°C y 20% mayor que la temperatura ambiente de 25 °C.

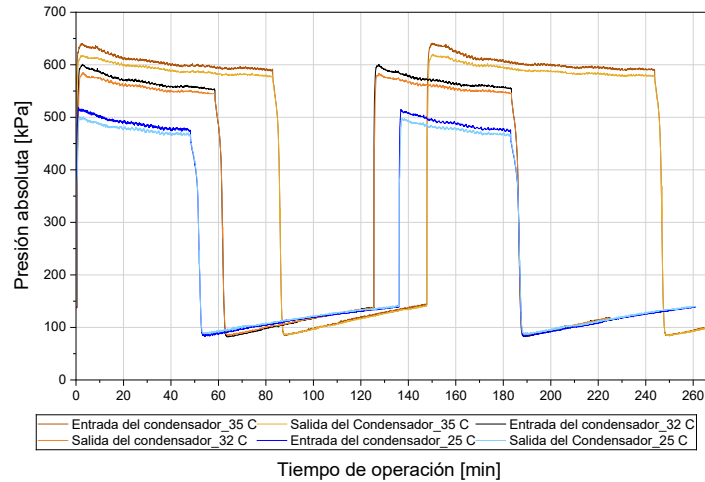


Figura 4.27: Presiones a la entrada y a la salida del condensador bajo diferentes condiciones de operación.

En la Figura 4.28, se muestra el flujo másico bajo las condiciones de 25, 30 y 35 °C. Se observa que el valor promedio del caudal es muy similar para las 3 condiciones de operación.

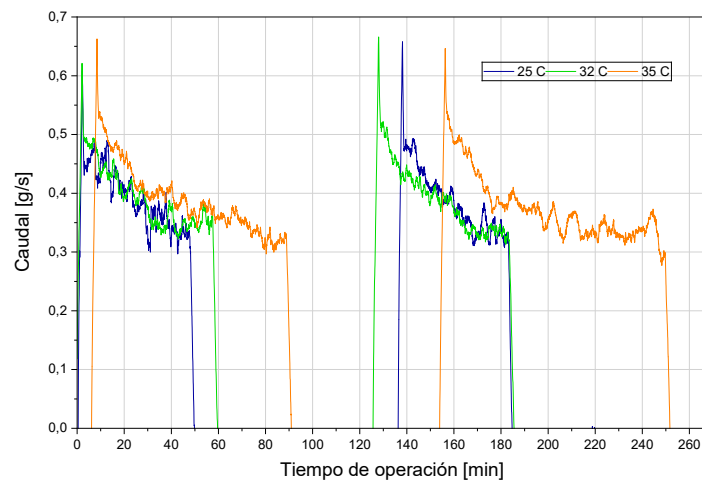


Figura 4.28: Caudal en el circuito de refrigeración bajo diferentes condiciones de operación.

En la Figura 4.29 se muestra la potencia consumida por el sistema de refrigeración operando bajo condiciones de 25, 30 y 35 °C. Se observa una potencia similar para todas las condiciones de operación. Sin embargo, se nota un mayor tiempo de operación conforme la temperatura ambiente se incrementa. La potencia promedio por ciclo utilizada por el sistema a una temperatura de 35 °C es prácticamente igual que para la temperatura de 32 °C y aproximadamente 5% mayor que para la temperatura de 25 °C.

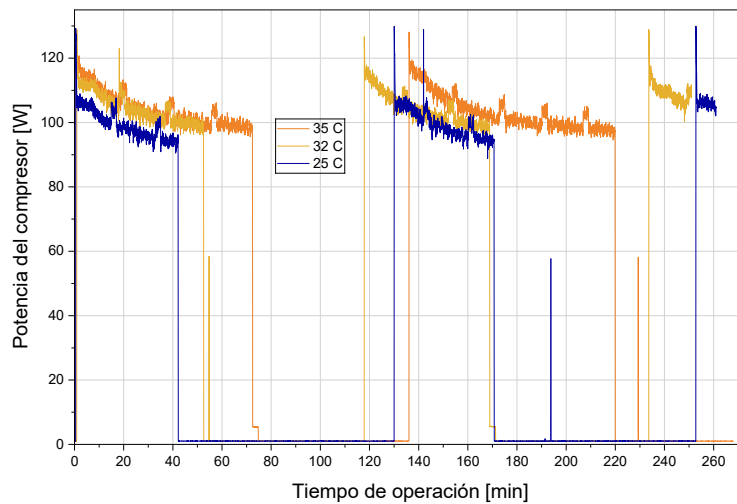


Figura 4.29: Potencia de operación bajo diferentes condiciones de operación.

Las Tablas 4.5 y 4.6 presentan un resumen de las principales características de operación promedio correspondientes a dos ciclos durante la fase de encendido del sistema de refrigeración para las temperaturas de 25 °C y 35 °C, incluyendo la potencia eléctrica, el flujo másico y las condiciones de temperatura y presión a la entrada y a la salida del condensador.

**4.6. Comparación entre modelos existentes en la literatura.** 103

Variable	Valor	Unidades
Potencia eléctrica	98.8	[W]
Flujo másico	0.4	[g/s]
Temperatura entrada	42.9	[°C]
Temperatura salida	32.5	[°C]
Presión entrada	487.4	[KPa]
Presión salida	476.5	[KPa]

Tabla 4.5:  
Valores promedio de la operación del ciclo de refrigeración a 25°C

Variable	Valor	Unidades
Potencia eléctrica	103.5	[W]
Flujo másico	0.36	[g/s]
Temperatura entrada	60.2	[°C]
Temperatura salida	42.2	[°C]
Presión entrada	608.9	[KPa]
Presión salida	597.8	[KPa]

Tabla 4.6:  
Valores promedio de la operación del ciclo de refrigeración a 35°C

A partir de las condiciones de presión y temperatura, se determinaron las entalpías del refrigerante R-600a en la entrada y salida del condensador. Los resultados de entalpía y entropía se presentan en las Tablas 4.7 y 4.8, mientras que el proceso de condensación se ilustra en el diagrama T-s de la Figura 4.30 (a) y en el diagrama P-h de la Figura 4.30 (b).

Variable	Valor	Unidades
Entalpía de entrada	625	[kJ/kg]
Entalpía de salida	280.4	[kJ/kg]
Entropía entrada	2.38	[kJ/(kg · K)]
Entropía salida	1.27	[kJ/(kg · K)]
COP	2.34	-

Tabla 4.7:  
Propiedades termodinámicas del refrigerante R-600a a 25°C

Variable	Valor	Unidades
Entalpía de entrada	644.4	[kJ/kg]
Entalpía de salida	302	[kJ/kg]
Entropía entrada	2.41	[kJ/(kg · K)]
Entropía salida	1.34	[kJ/(kg · K)]
COP	1.85	-

Tabla 4.8:  
Propiedades termodinámicas del refrigerante R-600a a 35°C

#### 4.6. Comparación entre modelos existentes en la literatura. 104

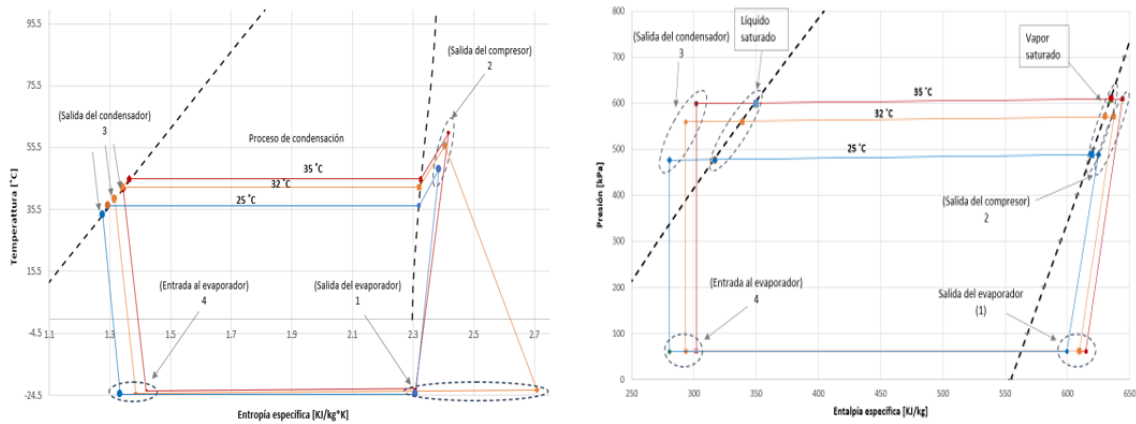


Figura 4.30: Diagramas termodinámicos para R-600a en el proceso de condensación.

Para la temperatura de 25 °C, el resultado obtenido para el flujo de calor transferido por el condensador es de 137.8 W. Considerando un periodo de operación del compresor de 60 minutos, la carga térmica total acumulada asciende a 496.18 kJ. Para la temperatura de 32 °C, el resultado obtenido para el flujo de calor transferido por el condensador es de 132.25 W. Considerando un periodo de operación del compresor de 60 minutos, la carga térmica total acumulada asciende a 476.1 kJ. Para la temperatura de 35 °C, el resultado obtenido para la carga térmica transferida por el condensador es de 123.26 W. Considerando un periodo de operación del compresor de 60 minutos, la carga térmica total acumulada asciende a 443.75 kJ.

## Capítulo 5

# CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

En el presente trabajo se han analizado diversas variables térmicas y fluidodinámicas asociadas al rendimiento de un condensador compuesto por un arreglo de tubos y aletas, con el objetivo de evaluar su eficiencia en condiciones operativas específicas. A lo largo de la investigación, se han realizado tanto simulaciones numéricas como mediciones experimentales para obtener una comprensión integral de los factores que afectan la transferencia de calor y el comportamiento de la presión y velocidad del refrigerante.

Los resultados obtenidos han demostrado que ciertos parámetros, como el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción, se ajustan de manera adecuada a las correlaciones disponibles en la literatura, lo que proporciona un grado de confianza en la validez de los modelos utilizados. Sin embargo, también se han observado ciertos fenómenos, como la inestabilidad a altas velocidades de operación en la condición de tiro inducido, lo que subraya la necesidad de realizar simulaciones a velocidades más bajas para garantizar la precisión de los resultados. Además, se ha identificado que la geometría analizada muestra un desempeño favorable en términos de transferencia de calor en comparación con otras geometrías similares, lo que abre posibilidades para futuras optimizaciones en diseños de condensadores.

A continuación, se listan las principales conclusiones derivadas de los resultados obtenidos, destacando los aspectos más relevantes que aportan a la

comprensión del comportamiento del sistema estudiado. Asimismo, se proponen recomendaciones para futuras investigaciones, con el fin de mejorar la eficiencia en el diseño y operación de condensadores en sistemas de refrigeración.

1. La caída de presión del refrigerante en el condensador es menor al 2 %, por lo que la condición isobárica es razonable para este tipo de condensadores.
2. Se observó experimentalmente que la temperatura del refrigerante a la salida del condensador disminuye lo suficiente para que su estado sea como líquido sub-enfriado.
3. La velocidad del flujo a la entrada del condensador es aproximadamente un 30 % del valor registrado en la última capa del condensador, inmediatamente antes del ventilador, lo cual tiene un efecto importante en la transferencia de calor.
4. Se observó que, a medida que el aire se aproxima al ventilador, la temperatura se vuelve más uniforme entre las filas, en comparación con la variabilidad registrada en el mismo eje a mayores distancias del ventilador. Este comportamiento sugiere que la transferencia de calor en dichas capas se mantiene más constante.
5. A través de experimentos, se identificó la región del condensador donde ocurre el cambio de fase, al comparar las temperaturas de la pared bajo diferentes flujos. Bajo condiciones de flujo reducido de refrigerante, se observó que la temperatura de la pared del condensador comienza a disminuir significativamente a partir de una longitud de 7.5 m. Este comportamiento sugiere que aproximadamente el 35 % del condensador se encuentra en la zona de subenfriamiento.
6. La geometría propuesta, compuesta por una sección de tubo y dos aletas, demostró ser adecuada tanto en términos de tiempo de mallado como en el tiempo de procesamiento de la solución en estado estable. Bajo la condición de tiro inducido, la simulación numérica presenta inestabilidad a velocidad alta, por lo que se recomienda limitar este tipo de simulaciones a velocidades bajas. En cambio, para la condición de tiro forzado, las simulaciones mostraron un comportamiento más estable y confiable.
7. El efecto de la infiltración de aire en las diferentes secciones del conden-

sador, asociados a las condiciones normales de operación, resultan difíciles de capturar mediante el análisis y la simulación propuestos, lo que podría explicar las desviaciones observadas. No obstante, la presión entre las capas del condensador puede predecirse de manera aceptable.

8. La correlación de Yilmaz resultó ser la que mejor se ajusta a los valores numéricos promedio para la estimación del coeficiente de transferencia de calor del arreglo de tubo con dos aletas, presentando un error máximo del 8% bajo las condiciones de operación analizadas. Por lo tanto, se considera una propuesta adecuada para estimar tanto el coeficiente de transferencia de calor como los factores adimensionales en condiciones de operación más elevadas, con la ventaja de no requerir simulaciones numéricas.

9. Los resultados obtenidos para el coeficiente de transferencia de calor se encuentran dentro del mismo rango que los reportados numéricamente por Gönül para la aplicación del condensador en una sola capa, lo que otorga un grado de confianza en la validez de los resultados obtenidos.

10. El factor de Colburn demuestra que la geometría analizada en este estudio presenta mejores características para la transferencia de calor, en comparación con geometrías similares, para las velocidades de operación consideradas. Los resultados obtenidos pueden considerarse confiables, ya que se encuentran dentro del mismo rango de  $j_H$  vs Re reportado en estudios previos.

11. El factor de fricción experimental reportado en [10] se encuentra dentro del mismo rango que el presentado en este estudio. Al comparar los resultados obtenidos con la Ecuación (2.19) para el cálculo del factor de fricción, tanto el trabajo en [10] como el presente muestran un comportamiento disperso. Por lo tanto, se sugiere la obtención de coeficientes empíricos mediante el método de «least-squares minimization» para mejorar el cálculo del factor de fricción para la geometría de tubo y alambre multipaso.

12. La presión de operación del refrigerante aumenta con el incremento de la temperatura ambiente; sin embargo, este cambio no parece afectar la región en la que ocurre la condensación.

## 5.1. TRABAJO FUTURO

A continuación, se presentan propuestas de trabajo futuro derivadas de la caracterización hidráulica de este condensador. Con el objetivo de contribuir al conocimiento sobre intercambiadores de calor compactos, y en particular sobre condensadores que operan bajo convección forzada, el autor plantea las siguientes recomendaciones:

1. Extender el análisis a geometrías de tubos y alambres en arreglos diferentes como el escalonado.
2. Realizar análisis de optimización paramétrica variando el diámetro del tubo, el diámetro del alambre y el paso de ambos para determinar la configuración óptima en diferentes arreglos.
3. Realizar un código con el método de volumen finito para evaluar las propiedades del refrigerante en cada nodo y así poder determinar numéricamente las zonas de intercambio de calor. Esto puede ahorrar tiempo y recursos en la instrumentación del refrigerador.
4. Derivar una ecuación semi-empírica para obtener números adimensionales como el factor de Colburn y el factor de fricción específico de esta geometría. Esta información se puede complementar al variar las condiciones de operación.
5. Realizar un análisis comparativo entre esta geometría y otras de condensadores compactos, con el fin de proporcionar criterios más sólidos para la selección de la geometría más adecuada para la aplicación estudiada.

# Bibliografía

- [1] L Tagliafico and G Tanda. Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances. *International Journal of Refrigeration*, 20(7):461–469, 1997. ISSN 0140-7007. doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00050-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00050-9). URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700797000509>.
- [2] Rodolfo S. Espíndola, Joel Boeng, Fernando T. Knabben, and Christian J.L. Hermes. A new heat transfer correlation for natural draft wire-on-tube condensers for a broad geometry span. *International Journal of Refrigeration*, 114:10–18, 2020. ISSN 0140-7007. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.025>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700720300785>.
- [3] Rodolfo S ESPÍNDOLA Cláudio MELO. A correlation for the air-side heat transfer coefficient of natural-draft wire-on-tube condensers.
- [4] J.M. Belman-Flores, Y. Heredia-Aricapa, Juan J. García-Pabón, A. Gallegos-Muñoz, J. Serrano-Arellano, and C. Gutiérrez Pérez-Reguera. An approximate model of a multilayer wire-on-tube condenser operating with r134a and r600a: Experimental validation and parametric analysis. *Case Studies in Thermal Engineering*, 25:100927, 2021. ISSN 2214-157X. doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100927>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X21000903>.
- [5] Yonathan Heredia-Aricapa, Juan M. Belman-Flores, Jorge A. Soria-Alcaraz, Vicente Pérez-García, Francisco Elizalde-Blancas, Jorge A. Alfaro-Ayala, and José Ramírez-Minguela. Multi-objective optimization of a multilayer wire-on-tube condenser: Case study r134a, r600a, and r513a. *Energies*, 15(17),

2022. ISSN 1996-1073. doi: 10.3390/en15176101. URL <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/17/6101>.
- [6] J. L. Hoke, A. M. Clausing, and T. D. Swofford. An experimental investigation of convective heat transfer from wire-on-tube heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 119(2):348–356, 05 1997. ISSN 0022-1481. doi: 10.1115/1.2824231. URL <https://doi.org/10.1115/1.2824231>.
- [7] Tae-Hee Lee, Jeom-Yul Yun, Jang-Seok Lee, Jong-Jin Park, and Kwan-Soo Lee. Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(9):1767–1776, 2001. ISSN 0017-9310. doi: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00201-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00201-5). URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931000002015>.
- [8] Alişan Gönül and Özden Ağra. Investigation of heat transfer in tandem and staggered arrangement of wires on single layer wire-on-tube condensers in cross-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158:119923, 2020.
- [9] Zhenya Zhang, Dong Huang, Rijing Zhao, and Yongqiang Leng. Effect of airflow field optimization around spiral wire-on-tube condenser on a frost-free refrigerator performance. *Applied Thermal Engineering*, 114:785–792, 2017. ISSN 1359-4311. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.024>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116339394>.
- [10] Jader R. Barbosa and Rodrigo A. Sigwalt. Air-side heat transfer and pressure drop in spiral wire-on-tube condensers. *International Journal of Refrigeration*, 35(4):939–951, 2012. ISSN 0140-7007. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.02.010>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700712000552>.
- [11] Ahmed Abdulnabi Imran and Hayder Mohamed Jafal. Numerical modeling of wire and tube condenser used in domestic refrigerators. *Journal of Engineering and Sustainable Development*, 13(2):1–17, 2009.
- [12] ML Martins Costa and JAR Parise. A three-zone simulation model for a air-cooled condensers. *Heat Recovery Systems and CHP*, 13(2):97–113, 1993.

- 
- [13] PK Bansal and T Chin. Heat transfer characteristics of wire-and-tube and hot-wall condensers. *HVAC&R Research*, 9(3):277–290, 2003.
- [14] Ahmed AM Saleh. Correlation of overall heat transfer coefficient in the three zones of wire and tube condenser. *J. Mech. Eng. Res. Dev.*, 42: 96–103, 2019.
- [15] Djelloul Azzouzi, Merouane Kelkouli, and Fouad Amaryoucef. Parametric study of the wire-on-tube condenser subcooling effect on the performance of vapor compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 122:528–534, 2017.
- [16] Matheus dos Santos Guzella, Luben Cabezas-Gómez, José Antônio da Silva, Cristiana Brasil Maia, and Sérgio de Moraes Hanriot. Numerical modeling of the thermal–hydraulic behavior of wire-on-tube condensers operating with hfc-134a using homogeneous equilibrium model: evaluation of some void fraction correlations. *Heat and Mass Transfer*, 52(2): 183–195, 2016.
- [17] A Ameen, SA Mollik, GA Quadir, and KN Seetharamu. Investigation into the phase change of refrigerant in a wire-and-tube condenser of refrigerator. *Jurnal Teknologi (Sciences & Engineering)*, pages 37–48, 2005.
- [18] Ahmadul Ameen, SA Mollik, Khizir Mahmud, GA Quadir, and KN Seetharamu. Numerical analysis and experimental investigation into the performance of a wire-on-tube condenser of a retrofitted refrigerator. *International journal of refrigeration*, 29(3):495–504, 2006.
- [19] R Lima and A Seixlack. Modeling of wire-ontube condensers for domestic refrigerators. In *13th Brazilian congress of thermal sciences and engineering*, 2010.
- [20] L. Erbay and Haluk Yılmaz. Numerical investigation of the performance of a typical condenser. 10 2013.
- [21] Haluk Yılmaz. Numerical investigation of the bottom cabinet of a household refrigerator. *Journal of Thermal Engineering*, 2, 01 2016. doi: 10.18186/jte.31717.

- 
- [22] Alişan Gönül, Özden Ağra, Ş Özgür Atayılmaz, Hakan Demir, M Kemal Sevindir, and İsmail Teke. Experimental and numerical investigation of air-side forced convection on wire-on-tube condensers. *International Journal of Thermal Sciences*, 151:106241, 2020.
- [23] IM Arsana, MAH Rahardjo, et al. Simulation study on efficiency of woven matrix wire and tube heat exchanger. *International Journal of Engineering Transactions C: Aspects*, 33(12):2572–2577, 2020.
- [24] I Made Arsana and Ruri Agung Wahyuono. Design, performance, and optimization of the wire and tube heat exchanger. *Heat Exchangers*, page 189, 2022.
- [25] I Made Arsana, Kusno Budhikarjono, and Ali Altway. Optimization of the single staggered wire and tube heat exchanger. In *MATEC Web of Conferences*, volume 58, page 01017. EDP Sciences, 2016.
- [26] FR Akbar, IM Arsana, et al. Effect of wire pitch on capacity of single staggered wire and tube heat exchanger using computational fluid dynamic simulation. *International Journal of Engineering, Transactions B: Applications*, 33(8):1637–1642, 2020.
- [27] Frank P. Incropera and David P. DeWitt. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Editorial Reverté, 1999.
- [28] William M. Kays and A. L. London. *Compact Heat Exchangers*. Krieger Publishing Company, 3 edition, 2018.
- [29] G Sonnenrein, A Elsner, E Baumhögger, A Morbach, K Fieback, and J Vrabec. Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers. *International journal of refrigeration*, 51:154–160, 2015.
- [30] Swapnil S Salvi and Ankur Jain. Measurement of thermal conductivity of millimeter-sized wires using the fin effect. *Applied Thermal Engineering*, 178:115482, 2020.
- [31] Anurag Kumra, Nikhil Rawal, and Pijush Samui. Prediction of heat transfer rate of a wire-on-tube type heat exchanger: An artificial intelligence approach. *Procedia Engineering*, 64:74–83, 2013.

- [32] Fatemeh Ghadiri and Mehdi Rasti. The effect of selecting proper refrigeration cycle components on optimizing energy consumption of the household refrigerators. *Applied thermal engineering*, 67(1-2):335–340, 2014.
- [33] Bahadır Doğan, M Mete Ozturk, Tuğba Tosun, Mert Tosun, and L Berin Erbay. A novel condenser with offset strip fins on a mini channel flat tube for reducing the energy consumption of a household refrigerator. *Journal of Building Engineering*, 44:102932, 2021.
- [34] International Institute of Refrigeration. 38th informatory note on refrigeration technologies. Technical report, International Institute of Refrigeration, 2019.
- [35] Wonhee Cho, Dong Soo Jang, Sang Hun Lee, Sungho Yun, and Yongchan Kim. Refrigerant charge reduction in r600a domestic refrigerator-freezer by optimizing hot-wall condenser geometry. *International Journal of Refrigeration*, 117:295–306, 2020.
- [36] Antonio L Avila-Marin, Jesús Fernandez-Reche, Marina Casanova, Cyril Caliot, and Gilles Flamant. Numerical simulation of convective heat transfer for inline and stagger stacked plain-weave wire mesh screens and comparison with a local thermal non-equilibrium model. In *AIP Conference Proceedings*, volume 1850, page 030003. AIP Publishing LLC, 2017.
- [37] KR Jaikrishnan and WM Rohrer. Study of the effect of pressure on the dnb in a crossed rod matrix with r-113 coolant. *Nuclear Engineering and Design*, 22(2):244–251, 1972.
- [38] Cristian Cuevas, Jean Lebrun, Vincent Lemort, and Philippe Ngendakumana. Development and validation of a condenser three zones model. *Applied Thermal Engineering*, 29(17-18):3542–3551, 2009.
- [39] Georgi Todorov, Konstantin Kamberov, and Mario Semkov. Thermal cfd study and improvement of table top fridge evaporator by virtual prototyping. *Case studies in thermal engineering*, 10:434–442, 2017.
- [40] J. E. Hesselgreaves, R. Law, and D. A. Reay. Industrial compact exchangers. In J. E. Hesselgreaves, R. Law, and D. A. Reay, editors, *Compact Heat Exchangers*, pages 35–89. Butterworth-Heinemann, 2 edition, 2017.

- 
- [41] J. D. Palmer. Evaporative cooling design guidelines. Technical report. P.E., C.E.M.
- [42] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53:2498–2508, 2014.
- [43] Michael J. Moran and Howard N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2006.
- [44] Robert L Mott and Joseph A Untener. *Applied fluid mechanics*. Pearson, 2015.
- [45] Allan P Colburn. A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7(12):1359–1384, 1964.
- [46] Alper Yilmaz, Mehmet Tahir Erdiñç, and Tuncay Yilmaz. Optimization of crossflow staggered tube banks for prescribed pressure loss and effectiveness. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 31(4):878–888, 2017.
- [47] Jiri Blazek. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. Butterworth-Heinemann, 2015.
- [48] Ins Ansys. Ansys fluent user’s guide. *Canonsburg, PA*, 15317, 2011.
- [49] Alok Warey, Taeyoung Han, and Shailendra Kaushik. Investigation of numerical diffusion in aerodynamic flow simulations with physics informed neural networks. *arXiv preprint arXiv:2103.03115*, 2021.
- [50] C Yang and ZS Mao. Airlift loop reactors. *Numerical simulation of multiphase reactors with continuous liquid phase*, pages 153–229, 2014.
- [51] Piotr Cyklis and Przemysław Młynarczyk. The influence of the spatial discretization methods on the nozzle impulse flow simulation results. *Procedia Engineering*, 157:396–403, 2016.
- [52] ANSYS Fluent et al. Ansys fluent user’s guide. *Ansys Inc*, 20112427, 2011.

- 
- [53] Jiyuan Tu, Guan Yeoh, and Chaoqun Liu. *Governing Equations for CFD: Fundamentals*, pages 65–124. 01 2018. ISBN 9780081011270. doi: 10.1016/B978-0-08-101127-0.00003-9.
- [54] Christopher L Rumsey. Recent developments on the turbulence modeling resource website. In *22nd AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, page 2927, 2015.
- [55] Jiri Blazek. Chapter 7 - turbulence modeling. In *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, pages 213–252. Butterworth-Heinemann, Oxford, 3 edition, 2015.
- [56] ANSYS Fluent. Ansys fluent theory guide. *ANSYS Inc*, 2013.
- [57] Philip J Pritchard and John W Mitchell. *Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics*. John Wiley & Sons, 2016.
- [58] M. D. Raisinghania. *Fluid Dynamics*. S. Chand & Company, 11 edition, 2013.
- [59] Florian R. Menter, R. Sechner, and M. Gritskevich. Best practice: Rans turbulence modeling in ansys cfd. Technical report, ANSYS Germany GmbH, 2016. Version 1.0.
- [60] F.M. 101. [cfd] inflation layers / prism layers in cfd, 2021. Video lecture.
- [61] Florian R Menter, Martin Kuntz, Robin Langtry, et al. Ten years of industrial experience with the sst turbulence model. *Turbulence, heat and mass transfer*, 4(1):625–632, 2003.
- [62] S Pas. The influence of  $y^+$  in wall functions applied in ship viscous flows. 2016.
- [63] Hermann Schlichting and Klaus Gersten. *Boundary-Layer Theory*. Springer, 9 edition, 2017.
- [64] F.M. 101. What's the difference between  $y^+$  and  $y^{*?}$ , 2019. Video lecture.
- [65] Jonas Bredberg. On the wall boundary condition for turbulence models. 2000.
- [66] Pope Sb. Turbulent flows. *Cambridge University Pres*, 2000.

- 
- [67] Jiri Blazek. Turbulence modeling. In *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, pages 213–252. Butterworth-Heinemann, 2015.
- [68] Shuping Zhang, Zhao Yang, Hongxia He, Yanfeng Zhao, Sihan Hao, Zhaoning Hou, and Yue Shu. The impact of refrigerant leakage on the dynamic operating performance of r600a refrigerator systems. *Applied Thermal Engineering*, 257:124228, 2024.
- [69] Yunus A Çengel and Afshin J Ghajar. *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill, 2020.
- [70] A Zukauskas and Romanas Ulinskas. Heat transfer in tube banks in crossflow. 1987.
- [71] Helmuth Hausen. Heat transfer in counterflow, parallel-flow, and cross-flow. (*No Title*), 1983.