

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA ELABORACIÓN Y
CUANTIFICACIÓN DEL INVENTARIO DE PÉRDIDAS ENERGÉTICAS
EN REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

POR

ING. YONATHAN ERLEY HEREDIA ARICAPA

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

OCTUBRE, 2018

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA ELABORACIÓN Y
CUANTIFICACIÓN DEL INVENTARIO DE PÉRDIDAS ENERGÉTICAS
EN REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

POR

ING. YONATHAN ERLEY HEREDIA ARICAPA

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

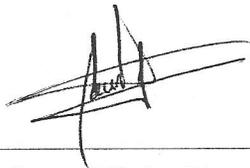
SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO

OCTUBRE 2018

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

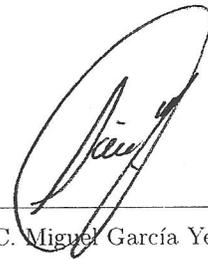
Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «*Desarrollo de una metodología para la elaboración y cuantificación del inventario de pérdidas energéticas en refrigeradores domésticos*», realizada por el alumno Yonathan Erley Heredia Aricapa, con número de matrícula 1883748, sea aceptada 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 Tesis



Dr. Santos Méndez Díaz.

Director



M.C. Miguel García Yera.

Co-Director



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz.

Revisor



M.C. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández.

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez-Martínez. **FIME**

Subdirección de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, octubre de 2018

AGRADECIMIENTOS

Primero que todo agradezco a Dios por haberme guiado en mi camino, por ser mi fortaleza en los momentos de tristeza y debilidad, por darme fuerzas para superar todos los obstáculos y estar conmigo en el transcurso de mi carrera.

Agradezco a mis padres José Gilberto y Luz Marina por el apoyo desde mi infancia, por todos los valores inculcados y enseñanzas de vida, por creer en mí y haberse convertido en un gran ejemplo de vida y superación.

A los amores de mi vida, mis sobrinos Daniela, Manuela, Isabella, Juanjo por tanto cariño que me brindaron y a mi hermana Yurlady por ser mi segunda madre, por su compañía y apoyo durante toda mi vida.

A toda mi familia que a pesar de todas las dificultades han sido uno de los motivos de mi superación.

A Francy Juliet, una persona muy importante en mi vida, la cual fue uno de los pilares y apoyo incondicional en mi formación, por haberme acompañado en tantos momentos difíciles, por haber confiado en mí, por sus consejos, por haber entregado su vida para ayudarme a cumplir mis sueños y por haberse convertido en mi mejor compañía.

A mis grandes compañeros y amigos Alex Nibardo, Sergio R., Fernando Fong y Ricardo Guevara por su apoyo y compañía incondicional en la carrera

A todos mis compañeros de la maestría Alan, Andrés, Vanessa, Cristian, Mayra,

Damian, Eder, Fernando, Ulises, Carlos, Holman y Rossio por convertir todo en un mejor ambiente de convivencia.

Al Dr. Santos Méndez Díaz por su colaboración como director de este proyecto, su plena disposición y apoyo y por todas las enseñanzas y conocimientos aportados en mi estancia en la maestría.

Al cuerpo académico del programa de maestría: Dr Simón Martínez Martínez, Dr. Fausto Sánchez Cruz, M.C. Miguel García Yera, Dr. Arturo Morales, Dr. Oscar de la Garza, M.C. Hugo Ramírez, Dr. Daniel de la Rosa Urbalejo por compartir sus conocimientos que aportaron a mi crecimiento profesional y personal durante mi carrera.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME) por el apoyo brindado a lo largo de este programa académico. Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo otorgado a través de la beca número 606824 desde agosto de 2016 a julio de 2018.

ÍNDICE GENERAL

Nomenclatura	xvii
Resumen	xix
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.1.1. Tendencia en el uso de refrigerantes	7
1.2. Hipótesis	9
1.3. Objetivos	10
1.3.1. Objetivo General	10
1.3.2. Objetivos Específicos	10
1.4. Metodología general	11
1.5. Marco teórico	13
1.5.1. Historia de la refrigeración.	13
1.5.2. Ciclo de refrigeración	16
1.5.3. Componentes del ciclo de refrigeración	18

2. Estado del arte	21
2.1. Análisis de pérdidas en los refrigeradores domésticos	22
2.1.1. Métodos de prueba a refrigeradores domésticos	22
2.1.2. Infiltraciones	25
2.1.3. Pérdidas a través de las paredes del gabinete	28
2.1.4. Efecto de la carga de refrigerante	30
2.1.5. Distribución de la carga.	33
2.1.6. Migración del refrigerante	33
2.1.7. Ensuciamiento en los intercambiadores de calor	38
3. Metodología	41
3.1. Análisis de pérdidas	42
3.1.1. Prueba de Calibración de la cámara de ambiente controlado.	42
3.1.2. Prueba inicial	47
3.1.3. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	50
3.1.4. Pérdidas a través de las paredes del gabinete	54
3.1.5. Apertura de puertas	55
3.1.6. Condiciones del sello magnético de puertas	57
3.1.7. Efecto de la carga de refrigerante.	59
4. Instalación, instrumentación y equipos utilizados.	61
4.1. Instalaciones	62

4.1.1.	Cámara de ambiente controlado.	62
4.1.2.	Calorímetro tipo túnel de viento.	63
4.2.	Instrumentación	64
4.2.1.	Transductores de Presión.	67
4.2.2.	Medición de la temperatura	68
4.2.3.	Medición de la humedad relativa.	69
4.2.4.	Medición del consumo eléctrico.	70
4.2.5.	Medición de la velocidad del aire.	71
4.3.	Equipos	71
4.3.1.	Refrigerador de prueba.	71
5.	Ensayos experimentales	74
5.1.	Calibración de los sensores de humedad	75
5.2.	Estabilización de la cámara de ambiente controlado	76
5.2.1.	Velocidad del aire en el interior de la cámara	76
5.2.2.	Control de temperatura.	76
5.3.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U	78
5.4.	Apertura de puertas	80
5.5.	Infiltraciones a través del sello magnético de las puertas	85
5.6.	Efecto de la carga de refrigerante.	86
6.	Resultados	88

6.1. Coeficiente global de transferencia de calor	89
6.2. Pérdida de calor a través de las paredes del gabinete.	91
6.3. Apertura de puertas.	93
6.4. Infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas	96
6.5. Efecto de la carga de refrigerante.	99
7. Conclusiones y Trabajos Futuros	107
7.1. Conclusiones.	108
7.2. Trabajos futuros.	109
Referencias	111

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Consumo estimado de electricidad por electrodoméstico en México, [2].	3
1.2. Aumento en la generación de energía en México, [5].	6
1.3. Sector Eléctrico Nacional, Consumo Energético en México 2015, [2]. .	6
1.4. Esquema de John Gorrie de 1841 de una máquina de hielo mecánica.	15
1.5. Componentes del ciclo de refrigeración.	17
1.6. Diagramas T-s y P-h de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [14].	17
2.1. Ciclo de refrigeración para diferentes cargas de refrigerante. Naer et. al [25].	31
2.2. Migración de líquido. Tomado de Rubas y Bullard [26].	34
2.3. Diagrama P-h de Migración de líquido. Tomado de Rubas y Bullard [26].	35
2.4. Migración de vapor. Adaptado de Rubas y Bullard [26].	35
2.5. Diagrama P-h de la Migración de vapor. Tomado de Rubas y Bullard [26].	36
2.6. Modelos de ensuciamiento Tomado de Bilal y Zubair [30]	39

3.1. Distribución de los termopares en la cámara de ambiente controlado.	43
3.2. Cálculo del error de medida del flujo de calor en función del gradiente de temperatura.	45
3.3. Instrumentación del equipo y cámara de ambiente controlado.	48
4.1. Cámara de ambiente controlado.	62
4.2. Calorímetro tipo túnel de viento.	63
4.3. Interfaz gráfica del control de la cámara de ambiente controlado.	64
4.4. Sistema de control embebido cRIO 9024	65
4.5. Módulo de adquisición de temperatura NI 9214	65
4.6. Módulo de adquisición NI 9216	65
4.7. Módulo de adquisición de voltaje NI 9227 C Series.	66
4.8. Módulo de adquisición de corriente NI 9225 C Series.	66
4.9. Compact FieldPoint 2200.	66
4.10. Transductor de presión.	67
4.11. Adquisición de las presiones de operación.	67
4.12. Interfaz gráfica de la adquisición de temperatura.	68
4.13. Sensor de humedad HX80A.	69
4.14. Interfaz gráfica del registro de humedad relativa.	69
4.15. Interfaz gráfica de la adquisición de corriente y voltaje.	70
4.16. Anemómetro TSI modelo VelociCalc 9565.	71

4.17. Sensores de presión en la succión y descarga del compresor.	72
4.18. Instrumentación del refrigerador de prueba.	73
5.1. Montaje para la calibración del sensor de humedad.	75
5.2. Temperatura dentro de la cámara climática en puntos ubicados a distintas alturas ($25^{\circ}C$).	77
5.3. Temperatura dentro de la cámara climática en puntos ubicados a distintas alturas ($32^{\circ}C$).	77
5.4. Promedio espacial de la temperatura en el interior del equipo de prueba.	79
5.5. Consumo de potencia de las resistencias de calentamiento.	79
5.6. Consumo energético con la variación del número de aperturas de puertas por hora, APH (temperatura ambiente $25^{\circ}C$).	81
5.7. Consumo energético con la variación del número de aperturas de puertas por hora APH (temperatura ambiente $32^{\circ}C$).	81
5.8. Presión de succión (Baja) y presión de descarga (Alta) del compresor con la variación del número de aperturas de puertas por hora APH (temperatura ambiente $25^{\circ}C$).	82
5.9. Presión de succión (Baja) y presión de descarga (Alta) del compresor con la variación del número de aperturas de puertas por hora APH (temperatura ambiente $32^{\circ}C$).	83
5.10. Temperatura del refrigerador T_r y del congelador T_f con la variación del número de aperturas de puerta por hora APH ($T_{amb} 25^{\circ}C$).	84
5.11. Temperatura del refrigerador T_r y del congelador T_f con la variación del número de aperturas de puerta por hora APH ($T_{amb} 32^{\circ}C$).	84

5.12. Ganancia de humedad en el congelador (HR Congelador) y refrigerador (HR Refrigerador) por infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas.	86
6.1. Pérdida de calor a través de las paredes del refrigerador Q_r y congelador Q_f con la variación de la temperatura ambiente.	92
6.2. Efecto de la temperatura ambiente en el consumo energético del refrigerador.	94
6.3. Temperatura máxima y mínima en el interior del refrigerador como función del número de aperturas y la temperatura del medio ambiente.	95
6.4. Temperatura máxima y mínima en el interior del refrigerador como función del número de aperturas y la temperatura del medio ambiente.	95
6.5. Consumo de potencia con diferentes cargas de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).	100
6.6. Consumo de potencia con diferentes cargas de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).	100
6.7. Presión de operación en la succión y descarga del compresor con la variación de carga de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).	101
6.8. Presión de operación en la succión y descarga del compresor con la variación de carga de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).	101
6.9. Temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).	102
6.10. Temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).	102

6.11. Curva de consumo de potencia con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).	103
6.12. Curva de consumo de potencia con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).	103
6.13. Temperatura de la carcasa del compresor con la variación de la carga de refrigerante.	105

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. UEC para electrodomésticos nuevos de 14 ft^3 (kWh promedio/año)	4
3.1. Instrumentación requerida para la prueba inicial	49
3.2. Temperaturas de prueba para el método de calor inverso	51
3.3. Instrumentación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	52
3.4. Número de pruebas de apertura de puertas.	56
3.5. Instrumentación para la prueba de apertura de puertas.	56
3.6. Instrumentación para la prueba del infiltraciones	58
3.7. Instrumentación para la prueba de carga de refrigerante.	60
4.1. Características técnicas del refrigerador de prueba.	72
5.1. Carga de refrigerante.	87
6.1. Comparación de resultados del coeficiente global de transferencia de calor.	91
6.2. Cálculo de la cantidad de calor debido a las infiltraciones a través de los sellos magnéticos.	98

6.3. Aumento en el consumo de energía del refrigerador con la variación de la carga de refrigerante.	106
6.4. Aumento en el consumo de energía del refrigerador con la variación del número de aperturas de puerta.	106

NOMENCLATURA

Mayúsculas

- L — Longitud Característica [m].
- P — Presión [kPa].
- Q — Calor transferido [W].
- R_a — Constante del aire [$kJ/(kg \cdot K)$].
- R_v — Constante del vapor [$kJ/(kg \cdot K)$].
- T — Temperatura [$^{\circ}C$].
- U — Coeficiente de transferencia de calor del refrigerador [$W/(m^2 \cdot K)$].
- V — Volumen [m^3].
- W — Potencia Mecánica [W].

Minúsculas

- c_p — Calor específico a presión constante [$kJ/(kg \cdot K)$].
- g — Aceleración de la Gravedad [m/s^2].
- h — Coeficiente de transferencia de calor por convección [$kJ/m^2 \cdot K$].
- k — Conductividad Térmica [$W/(m \cdot K)$].
- m — Masa [kg].
- s — Entropía [$kJ/(kg \cdot K)$].
- \dot{m} — Flujo másico [kg/s].
- u — Energía interna [kJ/kg].

Letras griegas

β	—	Coefficiente de expansión volumétrico. $[1/K]$
ν	—	Volumen específico. $[m^3/kg]$
ϕ	—	Humedad relativa. $[\%]$
ω	—	Humedad específica. $[kg/kg]$

Subíndices

a	—	Aire.
c	—	Condensador.
e	—	Evaporador.
f	—	Congelador.
inf	—	Ambiente.
m	—	Parteluz entre congelador y refrigerador.
r	—	Refrigerador.
s	—	Superficie.
sat	—	Saturación.
v	—	Vapor.

Números adimensionales

G_r	—	Número de Grashof.
Ra	—	Número de Rayleigh.
Pr	—	Número de Prandtl.
Nu	—	Número de Nusselt.

RESUMEN

La eficiencia y el ahorro de energía en los refrigeradores domésticos ha sido un tema importante de investigación debido al alto porcentaje en el consumo energético que representa este electrodoméstico en el sector residencial, además, las normas han regulado el consumo máximo de energía que los fabricantes deben lograr en sus productos. Estas normas han llevado a la generación de nuevos diseños y a la elaboración de estudios para la identificación de las mejoras posibles en los sistemas de refrigeración doméstica que conlleven al ahorro de energía.

En el presente estudio se propone una metodología de prueba para la evaluación y cuantificación de pérdidas energéticas en los sistemas de refrigeración doméstica, entre las cuales se encuentran las pérdidas de calor a través de las paredes del gabinete, las infiltraciones a través del sello magnético de las puertas, apertura de puertas y el efecto de la carga de refrigerante en el sistema. Esta metodología consiste en plantear las mediciones necesarias de las variables más relevantes en todo el circuito de refrigeración, y establecer las condiciones en las cuales se llevará a cabo la elaboración de las pruebas experimentales.

La metodología propuesta cuantifica cada una de las pérdidas planteadas teniendo en cuenta los porcentajes en el aumento del consumo energético que aporta cada una de éstas. A partir de los resultados obtenidos se ha encontrado que el consumo energético relacionado con la apertura de puertas representa entre el 22 % y 48 % en función del número de aperturas; las pérdidas a través de las paredes del gabinete representan un 36 % en el consumo, la variación de la carga de refrigerante conduce a variaciones

ente el 14 % y 34 %, respecto al consumo que se obtiene con la carga óptima para el equipo, y las infiltraciones a través de los sellos magnéticos representan el 7 %.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

El aspecto más triste de la vida en este momento es que la ciencia reúne el conocimiento más rápidamente que la sociedad reúne la sabiduría.

Isaac Asimov.

1.1 MOTIVACIÓN

La energía eléctrica es una de las principales fuentes de energía utilizadas para el bienestar y calidad de vida de las personas; además el constante avance en la industrialización y el aumento de la población a nivel mundial conducen a que el consumo energético tenga una tendencia de crecimiento año tras año.

Debido al aumento del consumo y las problemáticas ambientales que trae consigo la generación de energía, se han creado estrategias para la reducción y el uso eficiente de los recursos energéticos. Muchas de estas estrategias han motivado a los sectores industriales a realizar convenios con el sector científico para investigar nuevas formas para contribuir en la utilización de los recursos, despertando un gran interés por la implementación de prácticas que incentiven al uso racional de la energía en los campos donde se generan altos consumos.

El sector residencial presenta uno de los consumos de energía más representativos, como se puede observar en la Figura 1.1, el refrigerador es uno de los electrodomésticos que presenta mayor consumo en el hogar (29%), por lo tanto la reducción del consumo energético juega un papel importante en el desarrollo de equipos que presenten bajo consumo energético y sean amigables con el medio ambiente.

De acuerdo a las estadísticas presentadas por el INEGI [1], el uso de refrigeradores en los hogares en México ha presentado un crecimiento desde el año 2000 hasta el 2010 de 13.6%, teniendo por ende un aumento en la producción y demanda de este electrodoméstico. Dada la importancia de este electrodoméstico, en este trabajo se pretende identificar los principales factores que influyen en la eficiencia de los sistemas de refrigeración. Se pretende plantear una metodología de análisis, y mediante ello realizar la cuantificación de pérdidas o consumos innecesarios en el sistema, para así plantear posibles soluciones o mejoras del sistema que contribuyan a la disminución del consumo de energía.

En la Figura 1.1 se puede observar el consumo de energía por cada electrodoméstico existente en el hogar. Observando el área de la refrigeración doméstica es evidente la necesidad de realizar estudios que ayuden a reducir el consumo eléctrico, y así poder reducir los niveles de emisiones contaminantes que se producen de una u otra manera en la generación y utilización de la energía.

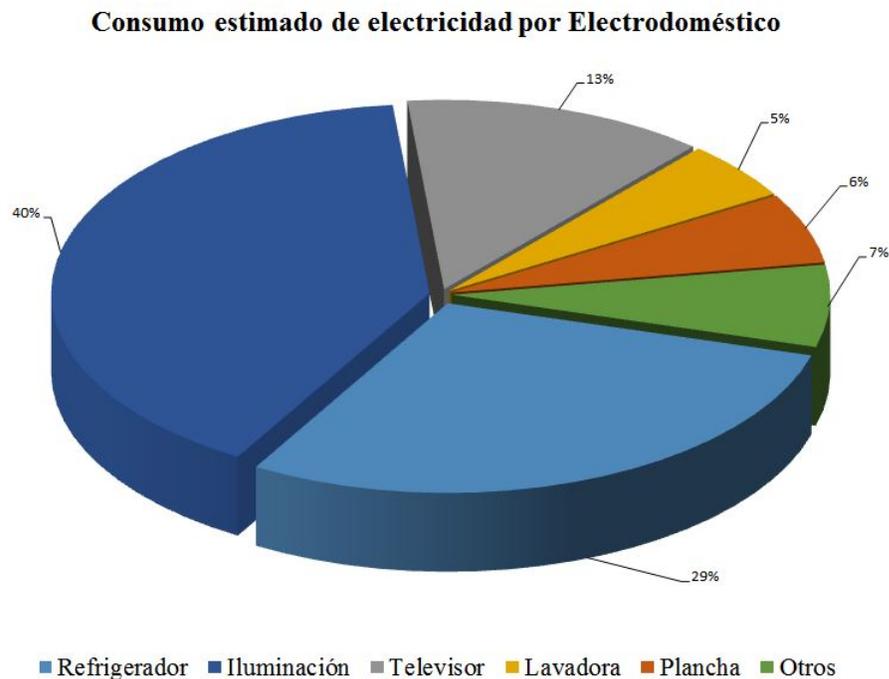


Figura 1.1: Consumo estimado de electricidad por electrodoméstico en México, [2].

La normativa energética mexicana ha sido clave en la reducción del consumo de energía. Como ejemplo, los estándares mínimos de eficiencia energética (MEES) para electrodomésticos han sido parte de la política energética nacional de México desde principios de los años noventa, presentando escenarios futuros en el consumo de electrodomésticos hasta el 2030, además de esto, otras entidades han apoyado estas políticas, como la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONUEE), el Programa de Ahorro de Energía del Sector Eléctrico (PAESE), y el Fondo fiduciario para préstamos renovables para el ahorro eléctrico (Fideicomiso Para el Ahorro de Energía - FIDE). En 1995 se publicaron las primeras MEES obligatorias para bombas de agua, calentadores de gas y refrigeradores. En la actualidad, hay 27 MEES en

México [3].

En el sector residencial hay grandes oportunidades en el ahorro energético. El refrigerador es uno de los electrodomésticos que presentan un mayor consumo ya que es el único equipo que permanece en constante funcionamiento los 365 días del año; además de esto, más del 80 % de los hogares en México cuentan por lo menos con un refrigerador, lo cual suma más de 24 millones de refrigeradores en uso [4].

Debido al constante aumento en el consumo energético en el sector residencial por parte de los refrigeradores domésticos, los MEES han ido regulando la potencia máxima y el consumo de energía de la unidad (UEC) bajo ciertos procedimientos de prueba. En la Tabla 1.1 se puede observar el UEC promedio para refrigeradores nuevos (basado en un refrigerador de 14 ft^3) desde el año 1990 hasta el 2030, donde se plasma el consumo promedio máximo de los refrigeradores según las normativas nacionales [3].

Tabla 1.1: UEC para electrodomésticos nuevos de 14 ft^3 (*kWh promedio/año*)

Año	<i>kWh promedio/año.</i> (Refrigerador)
1990	829
1995	734
1997	626
2000	626
2002	626
2008	442
2010	442
2012	372
2020	268
2030	214

El ahorro en el consumo de energía eléctrica de los electrodomésticos no solo genera una reducción del impacto ambiental, también puede generar competitividad en el mercado para el fabricante al crear productos, que además de cumplir con las normativas nacionales, generan mayor atracción hacia el consumidor.

Además de esto, México es uno de los principales exportadores de electrodomésticos, logrando en el 2013 ocupar el primer lugar a nivel mundial en exportación de refrigeradores de dos puertas y otros electrodomésticos [1].

El número promedio anual de unidades fabricadas en México desde el año 2011 hasta el año 2015 para capacidades volumétricas de hasta $0.3 m^3$, ha sido de 1,430,483 unidades por año, y aproximadamente el doble para unidades con capacidades mayores a $0.3 m^3$. Con estos datos, y sin desconocer el indudable aumento en la producción, es fácil suponer que con cualquier mejora en el rendimiento del refrigerador es posible lograr ahorros y que cualquier impacto en el consumo de energía se multiplicará. Además, la electricidad potencial consumida por un refrigerador doméstico se considera un gran costo. Cualquier reducción en el consumo de energía eléctrica puede no solo generar competitividad para un fabricante, sino también proporcionar beneficios en términos de ahorro de energía final y la reducción del impacto ambiental generado por el producto.

La creciente producción y comercialización de los refrigeradores domésticos a nivel nacional tiene un gran aporte en el aumento del consumo de energía, según la Secretaría de Energía SENER [5], la generación de energía en México ha presentado un aumento del 18 % durante el periodo del 2006 al 2016, y de acuerdo con el Foro Económico Mundial [6], a partir del 2012 el aumento en el consumo energético ha seguido un ritmo más bajo respecto a la década anterior. Este aumento del consumo se debe sobre todo a los países emergentes, cuyo desarrollo se funda sobre todo en la energía.

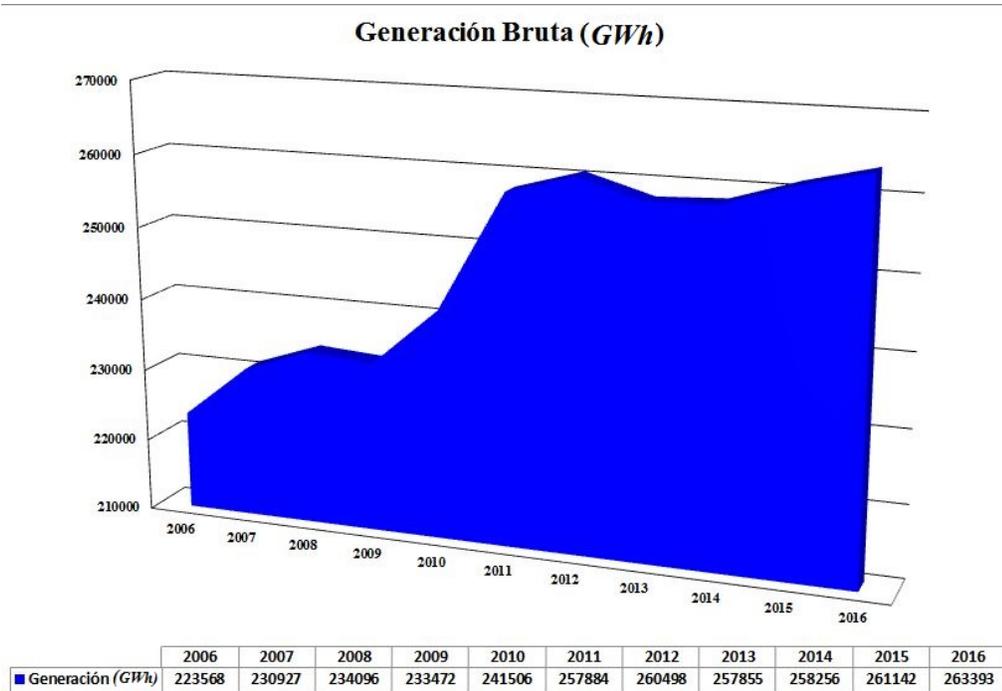


Figura 1.2: Aumento en la generación de energía en México, [5].

Uno de los sectores en los cuales hay un mayor consumo energético es en el sector del transporte, con un consumo total del 48.05 %, seguido por el sector industrial con 32.59 % y en tercer lugar se tiene el sector residencial con un total de 15.36 %, como se puede observar en la Figura 1.3.

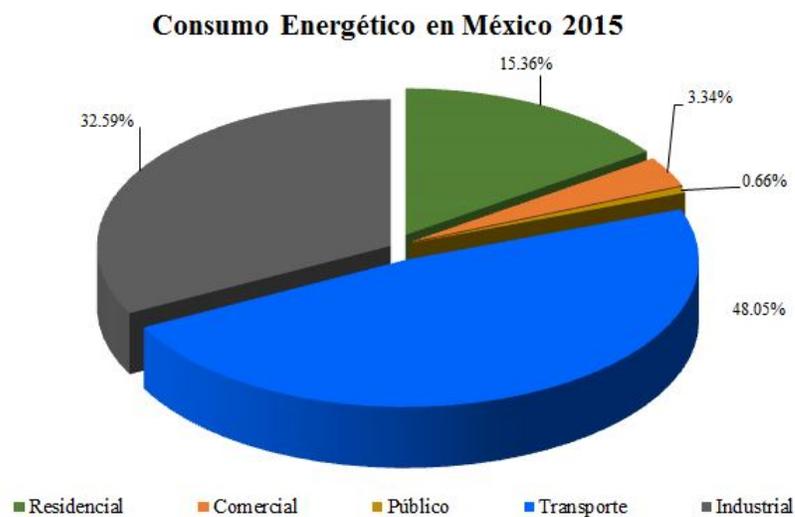


Figura 1.3: Sector Eléctrico Nacional, Consumo Energético en México 2015, [2].

1.1.1 TENDENCIA EN EL USO DE REFRIGERANTES

Los refrigerantes son responsables en gran medida del calentamiento global, esto debido a la interacción de sustancias químicas destructivas que componen estos gases, como el bromo y el cloro, con el ozono. Por este motivo el sector de la refrigeración ha ido investigando nuevos fluidos refrigerantes que contengan un menor impacto en el ambiente.

Actualmente se favorece el uso de fluidos refrigerantes con bajo impacto ambiental, es decir, refrigerantes de Bajo Potencial de Calentamiento Global, *PCA* ó *GWP* por las siglas en inglés, además el Potencial de Reducción de la Capa de Ozono, *ODP* por sus siglas en Inglés, es otro factor a tener en cuenta en un refrigerante ya que determina la capacidad de destrucción de la capa de ozono.

El protocolo de Montreal [7] es una de las normativas que limitan la producción y consumo de sustancias agotadoras de la capa de ozono de una forma gradual, de tal manera que no se genere un gran impacto en los procesos industriales, dando oportunidad a que la industria pueda adoptar nuevas técnicas y pueda modificar sus procesos para la elaboración de nuevos refrigerantes, con un menor impacto ambiental y que cumplan con las necesidades de la sociedad.

A partir del año 1986 se inicia el proceso tomando este protocolo como base para la producción y consumo de algunas sustancias, dando un período de gracia para los países en desarrollo que forman parte de este tratado, para cumplir con las disposiciones previstas en el tratado.

Entre las sustancias agotadoras de la capa de ozono restringidas en el protocolo se tienen:

1. **CFC:** Los productos químicos clorofluorocarbonos, utilizados en la industria de la refrigeración y otros, se han eliminado teniendo en cuenta el plazo desde 1986 hasta el año 2010, siguiendo la reducción gradual de éste.

2. **HALONES:** Se empleaban como agentes de lucha contra incendios en todo tipo de aplicaciones, desde extintores de incendios hasta sistemas de inundación total en locales de computadoras. También se tuvo un plazo de eliminación de producción de esta sustancia para el año 2010.
3. **Tetracloruro de carbono:** Considerada una sustancia con un alto índice de agotamiento de la capa de ozono. También se propuso su eliminación para el año 2010.
4. **HCFC:** Los hidroclorofluorocarbonos son productos químicos que se conocen como sustancias de transición. Estos se han utilizado como sustitutos de los CFC en los sistemas de refrigeración; se acordó su completa eliminación en el 2030 para los países desarrollados y 2040 para los países en desarrollo.

Basado en esto, la industria de la refrigeración tiende hacia la utilización de refrigerantes de tercera generación como los HFO (hidrofluoruroolefina) y HC (hidrocarburos), ya que estos tienen un menor ODP y GWP, que los mencionados anteriormente.

Debido a estos tratados, en los cuales se restringe el uso de algunos refrigerantes con el fin de reducir la cantidad de emisiones contaminantes, resulta necesario optimizar la cantidad de carga para cada refrigerador y así poder analizar el comportamiento del ciclo.

La degradación ambiental que se ha dado constantemente y la problemática que esto genera, ha llevado al hombre a generar soluciones que reduzcan el impacto en el uso de sustancias químicas y procesos industriales, para garantizar una mejor calidad de vida para las futuras generaciones.

La conservación de alimentos mediante los sistemas de refrigeración es una práctica fundamental para que el ser humano pueda mantener su calidad de vida. En la generación de frío se utilizan fluidos refrigerantes altamente contaminantes y algunos de estos presentaban altos índices de potencial para el calentamiento global, convirtiéndose esta práctica en una fuente de emisión de gases de efecto invernadero ya sea directa o indirectamente. Además de esto, otro factor a tener en cuenta es el uso de la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de estos equipos, energía que de alguna manera en su producción generan gases de efecto invernadero.

Debido al alto consumo de energía que se presenta en la refrigeración doméstica es de gran interés conocer las oportunidades de mejora en estos equipos, esto se logra realizando un análisis de funcionamiento para identificar los factores que puedan ocasionar aumentos en el consumo energético.

Con el objetivo de identificar los parámetros que mejoren el desempeño energético del equipo, en este estudio se propone una metodología de evaluación para la cuantificación de las pérdidas existentes en los sistemas de refrigeración. Se dará énfasis a la refrigeración doméstica, por tratarse de un sector que contribuye en aproximadamente un 30 % del consumo del sector residencial. La metodología desarrollada permite establecer comparaciones entre los datos disponibles en la literatura y probar la confiabilidad de la misma.

1.2 HIPÓTESIS

Es posible desarrollar metodologías para la reducción del consumo energético de los refrigeradores domésticos mediante la identificación y elaboración del inventario

de pérdidas de energía, considerando las pérdidas a través de las paredes, infiltraciones por los sellos magnéticos de las puertas, efecto de las aperturas de puertas, y el efecto de la carga refrigerante. Ello permite identificar y desarrollar diferentes estrategias para la reducción de este impacto, según las condiciones de operación del equipo deseadas.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar una metodología para cuantificar el inventario de pérdidas de energía en un refrigerador doméstico, que permita conocer algunos factores de diseño que afectan la eficiencia energética del sistema.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar las pérdidas de energía existentes durante la operación de un refrigerador doméstico.
- Desarrollar una metodología para la elaboración del inventario de pérdidas de energía en un refrigerador doméstico, basados en las pérdidas a través de las paredes, infiltraciones por los sellos magnéticos de las puertas, efecto de las aperturas de puertas y el efecto de la carga refrigerante.
- Desarrollar un plan de ensayos que detalle métodos de prueba que permitan evaluar las pérdidas de energía de distintos orígenes en un refrigerador doméstico.

1.4 METODOLOGÍA GENERAL

La metodología que se llevará a cabo para la elaboración del presente trabajo consta de seis etapas, en las cuales se realizarán las actividades correspondientes a cada fase de este proyecto.

ETAPA I: Estado del arte.

Se realizará una revisión de literatura especializada publicada en revistas de prestigio en relación a la identificación de pérdidas que se presentan en la refrigeración doméstica. Se revisarán los métodos de prueba que se han desarrollado para la evaluación de la eficiencia energética en un refrigerador doméstico, mediante el análisis del comportamiento de cada uno de los componentes del ciclo. Además, se realizará la revisión de las normas que se deben tener en cuenta en la elaboración de cada prueba.

ETAPA II: Identificación de pérdidas en los refrigeradores.

Mediante algunos criterios de priorización, se llevará a cabo la clasificación de las pérdidas encontradas en los sistemas de refrigeración doméstica, basados en los resultados encontrados en la literatura. Priorizando cada una según su aporte al aumento del consumo energético en los refrigeradores.

ETAPA III: Métodos de evaluación de pérdidas.

Definidas las pérdidas que se analizarán, se planteará el procedimiento de evaluación para la cuantificación de cada una de ellas, haciendo énfasis en la preparación de la instrumentación basados en las normas de evaluación para cada componente del ciclo. Además de esto, se realizará la selección del sistema de refrigeración que se empleará en la evaluación.

ETAPA IV: Elaboración de ensayos experimentales

Se Definirán los procedimientos que se llevarán a cabo en el desarrollo del plan

de ensayos, los cuales se realizarán con ayuda de la infraestructura del Laboratorio de Investigación e Innovación en Tecnología Energética de la UANL. En los laboratorios se cuenta con un calorímetro tipo túnel de viento, una cámara de ambiente controlado y cromatografía de gases y líquidos, los cuales se encuentran instrumentados según las normas vigentes. En estas instalaciones se realizarán las pruebas al equipo de refrigeración seleccionado, analizando las pérdidas generadas. Se estudiará una variedad de condiciones de operación para el refrigerador, y se realizará una comparación entre varios equipos de refrigeración.

ETAPA V: Reporte de resultados.

Mediante los resultados obtenidos de la fase experimental, se llevará a cabo un análisis de los datos, empleando la metodología propuesta para la evaluación de las pérdidas en los sistemas de refrigeración doméstica.

1.5 MARCO TEÓRICO

1.5.1 HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.

La conservación de alimentos mediante sistemas de refrigeración es una necesidad fundamental para el ser humano, debido a que la mayoría de los alimentos que se mantienen a temperatura ambiente se descomponen rápidamente como resultado del desarrollo de bacterias. A temperaturas de refrigeración de aproximadamente $40^{\circ}F$ ($4.4^{\circ}C$) las bacterias se desarrollan lentamente, por lo cual los alimentos a estas condiciones se preservan por más tiempo [8].

La industria de la refrigeración se vuelve importante en el siglo XVIII. La refrigeración en sus inicios se conseguía con el uso de hielo, el cual era cortado de lagos y estanques para ser almacenado en invierno en cuartos con algún tipo de aislamiento para su conservación y así poderlo utilizar en verano [9]. Durante la década de 1800 se inventaron muchos sistemas de refrigeración mecánicos y se utilizaron refrigerantes como dióxido de azufre, cloruro de metilo, éter, dióxido de carbono, etc.

El hielo fue hecho artificialmente por primera vez en 1820 como un experimento. En 1834 la fabricación de hielo artificial se hace práctica. Jacobo Perkins, un ingeniero americano, invento la máquina que sería la predecesora de los sistemas de compresión modernos. Michael Faraday descubrió el principio de la refrigeración por absorción para 1824.

El primero de los sistemas herméticos de refrigeración fue fabricado por la General Electric en 1828. Éste fue llamado el monitor de tope.

Se considera que la primera máquina de refrigeración que funcionó comercialmente con éxito fue la elaborada por John Gorrie que difería de la de Perkins.

En 1852, William Thomson inventó el principio de la refrigeración, creó un circuito

frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante. Para ello, se basó en 3 principios: El calor se transmite de la temperatura más alta a la más baja; una sustancia necesita absorber calor para cambiar de fase líquida a gas; la presión y la temperatura están directamente relacionadas [10].

Durante 1890, un invierno caliente resultó en una escasez de hielo natural. Esto aceleró el desarrollo de la industria mecánica de la fabricación de hielo [11].

En 1902 Willis Carrier sentó las bases de la maquinaria de refrigeración moderna y al intentar aplicarla a los espacios habitados, se encontró con el problema del aumento de la humedad relativa del aire enfriado, y al estudiar cómo evitarlo, desarrolló el concepto de climatización de verano, pero fue hasta el año 1906 que se patentó el primer equipo de aire acondicionado en los Estados Unidos, como un equipo para tratar el aire.

La refrigeración mecánica doméstica apareció por primera vez para 1910. J.M. Larsen produjo en 1913 una máquina doméstica operada manualmente. Para 1918 Kelvinator produce el primer refrigerador automático doméstico para el mercado americano. Ese año vendieron 67 máquinas.

Para comienzo de 1920, la refrigeración doméstica se volvió una industria importante. La Electrolux, que fue una de las unidades automáticas de absorción, apareció en 1927.

La congelación rápida para la preservación de alimentos por periodos prolongados comenzó en 1923; esto marcó el inicio de la industria moderna para alimentos congelados. Las unidades automáticas para confort de aire acondicionado aparecieron en 1927.

A comienzos de 1960, el mercado del acondicionamiento de aire ha experimentado un gran desarrollo. La energía era barata y de ahí que los acondicionadores de aire se volvieron comunes en muchos hogares. Debido al desarrollo en la tecnología para 1990, todas las áreas relacionadas a la refrigeración y aire acondicionado utilizan

microprocesadores para controlar sus funciones de operación; el propósito de estos sistemas es mejorar su eficiencia y funcionamiento.

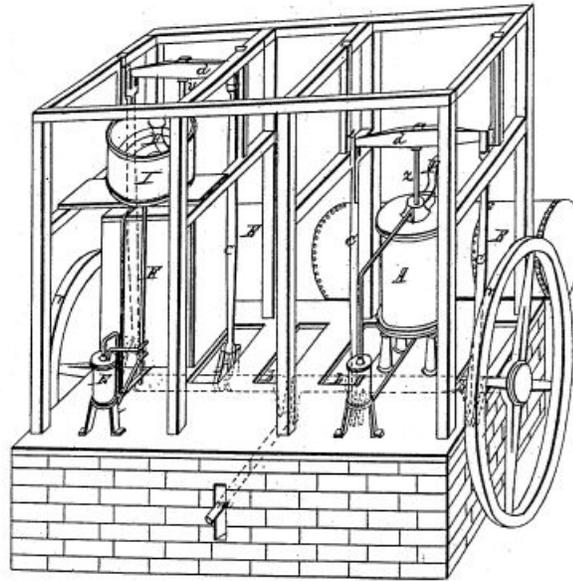


Figura 1.4: Esquema de John Gorrie de 1841 de una máquina de hielo mecánica.

El uso de la refrigeración y aire acondicionado, cada día se va incrementando y encuentra más aplicaciones. Hace algunos años, el uso principal de la refrigeración era la producción de hielo, ahora la refrigeración es esencial en la producción, distribución y conservación de alimentos y para el funcionamiento de servicios vitales. Con el aire acondicionado se vive más confortable y saludablemente, muchos procesos industriales se efectúan de manera más eficiente. Hoy en día, los equipos de refrigeración son inteligentes y funcionales [12].

1.5.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN

Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor son los más utilizados en el sector industrial y doméstico. Estos se utilizan como refrigeradores y sistemas de aire acondicionado. Los sistemas de refrigeración consumen aproximadamente del 30 % al 50 % del total del costo reflejado en los recibos de electricidad [13]. Este porcentaje varía de acuerdo a la degradación de cada uno de los componentes por el tiempo de uso.

Las condiciones de funcionamiento del ciclo y el rendimiento del mismo depende de las características de los componentes, el fluido refrigerante, los materiales de fabricación y deterioro del sistema, por lo cual es importante saber que cada uno de estos parámetros pueden ser muy importantes durante la evaluación del rendimiento del ciclo.

El ciclo de refrigeración ideal se representa mediante cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en el compresor.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en el condensador.
- 3-4 Estrangulamiento en el dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en el evaporador.

En la Figura 1.5 se muestra el diagrama esquemático para el ciclo de refrigeración. El vapor saturado en el estado 1 (salida del evaporador) se comprime isoentrópicamente a vapor sobrecalentado hasta el estado 2 (entrada del condensador), luego el fluido refrigerante entra al condensador, en el cual el fluido rechaza calor hacia el medio ambiente en un proceso a presión constante hasta llegar al estado de líquido saturado en el estado 3 (salida del condensador). Luego el fluido se expande adiabáticamente en una válvula o un tubo capilar hasta el estado 4 (entrada del evaporador) para que el fluido regrese a presión más baja como una mezcla de baja calidad. Finalmente,

pasa por el evaporador en un proceso de presión constante obteniendo ganancia de calor y convirtiendo el fluido en vapor saturado, y así se finaliza el ciclo.

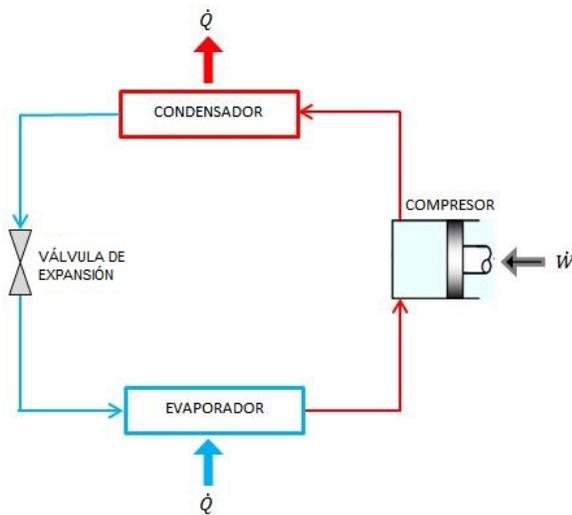


Figura 1.5: Componentes del ciclo de refrigeración.

En los diagramas representativos del ciclo de refrigeración ideal T-s y P-h, Figura 1.6, se observa cada uno de los procesos y los estados termodinámicos de cada punto. En el diagrama P-h, se observa que dos de los cuatro procesos suceden a presión constante y el proceso 3-4 a entalpía constante. La transferencia de calor en el condensador y el evaporador es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente.

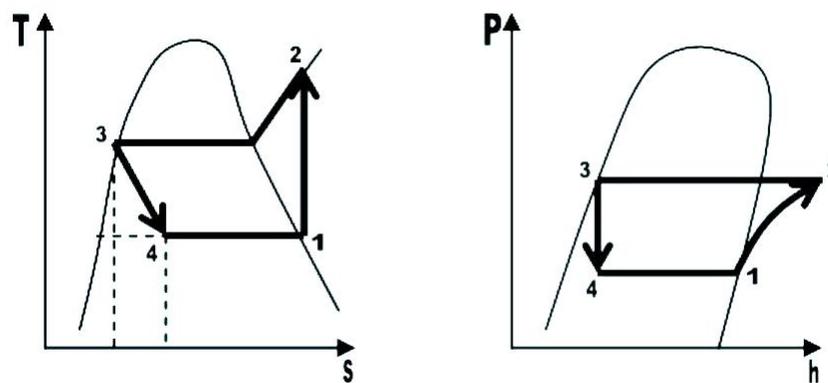


Figura 1.6: Diagramas T-s y P-h de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [14].

Los componentes que conforman el ciclo de refrigeración son dispositivos de flujo

estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. Debido a que la energía cinética y potencial del refrigerante no son valores representativos en relación con los términos de trabajo y calor, se pueden despreciar [14]. Realizando un balance de energía en el sistema se obtiene:

$$Q_{entrada} - Q_{salida} + W_{entrada} - W_{salida} = h_{salida} - h_{entrada} \quad (1.1)$$

El condensador y el evaporador no implican ningún tipo de trabajo y el compresor se considera como adiabático. Entonces el Coeficiente de Desempeño COP del ciclo de refrigeración por compresión de vapor se expresa como:

$$COP_R = \frac{Q_l}{W_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.2)$$

Donde:

Q_l : Calor extraído en el evaporador.

Para condiciones de trabajo ideales.

$h_1 = h_{g,P_1}$ (Entalpía de vapor saturado a la presión de evaporación).

$h_4 = h_{f,P_3}$ (Entalpía de Líquido saturado a la presión de condensación).

1.5.3 COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

Los elementos que componen el circuito de refrigeración en un sistema frigorífico corresponde a un conjunto de diferentes dispositivos mecánicos y térmicos los cuales operan conjuntamente. Todos los elementos están interconectados en sí con el fin de generar el fenómeno de refrigeración.

El ciclo de refrigeración por compresión está compuesto por cuatro elementos principales:

Compresor: Es el principal componente del ciclo de refrigeración y el más complejo. Tiene la mayor responsabilidad por el consumo de energía del sistema; tiene como función dentro del ciclo aspirar el refrigerante, en forma de vapor, que proviene del evaporador, aumentando así su presión y su temperatura para ser transportado al condensador.

Condensador: Este intercambiador de calor es responsable de expulsar todo el calor absorbido en el proceso por el refrigerante hacia el medio ambiente; el fluido entra en fase de vapor y mediante el paso por este intercambiador se va removiendo calor para así llegar a la salida como líquido saturado. El diseño de este componente tiene gran influencia en la eficiencia del ciclo debido a la tasa de eliminación de calor. Los condensadores más utilizados en la industria de la refrigeración son los de alambre y tubo, aunque actualmente están siendo reemplazados por los intercambiadores de aleta y tubo.

Evaporador: Este dispositivo desempeña un papel importante en la eficiencia del ciclo al igual que el condensador. Es aquí donde se produce el intercambio térmico entre el refrigerante y el medio a enfriar, conservando las temperaturas para preservar los alimentos en condiciones adecuadas de consumo. Los evaporadores más utilizados en la actualidad en la refrigeración doméstica son los de aleta y tubo.

Dispositivo de expansión: Este elemento está localizado cerca del evaporador, controla el flujo del refrigerante del lado de alta presión hacia el lado de baja presión mediante la caída de presión. Regularmente es un tubo de cobre con un diámetro interior de aproximadamente 2 mm , no posee ninguna parte móvil; es el elemento más simple del sistema. Tanto el diámetro como la longitud del tubo determinan la cantidad de refrigerante líquido que pasará a través del tubo a una cierta diferencia de presión.

Elementos Secundarios: Además de estos cuatro componentes, los cuales se consideran los más importantes en el funcionamiento del ciclo, también se cuenta con los siguientes elementos que complementan el sistema:

- Filtro deshidratador.
- Separador de aceite.
- Presostato de baja presión.
- Presostato de alta presión.
- Acumulador de líquido.
- Válvula solenoide.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

«La vida es muy peligrosa. No por las personas que hacen el mal, sino por las que se sientan a ver lo que pasa».

Albert Einstein.

2.1 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS EN LOS REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

En el funcionamiento de los refrigeradores domésticos se involucran parámetros que pueden modificar el rendimiento del ciclo, dependiendo de su diseño, fabricación, materiales, entre otros. Mediante la comprensión detallada del funcionamiento de estos equipos y mediante la identificación de los factores individuales que afectan el *COP*, se pueden identificar y cuantificar cada uno de los fenómenos que introducen las pérdidas al sistema. Analizando las causas es posible definir el inventario total de pérdidas, para plantear a partir de este, posibles soluciones para la reducción del consumo de energía y por ende el aumento de la eficiencia.

2.1.1 MÉTODOS DE PRUEBA A REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Existen métodos estandarizados para la evaluación del consumo energético de los refrigeradores domésticos en los cuales se requiere que el equipo funcione de acuerdo a un sistema de control, en los que se define las condiciones de operación que van a estar sometidos. Algunos autores han utilizado métodos alternativos para la evaluación energética de los refrigeradores en el cual se requiere un tiempo de prueba más corto en comparación a los estándares internacionales. Además, permite el cálculo de parámetros de diseño importantes, como la carga térmica, la capacidad de enfriamiento y el *COP* del refrigerador, que no se consideran en los procedimientos de prueba estandarizados [15].

Los estándares internacionales de pruebas de energía (ISO 8561, 1995, ISO 15502, 2005, IEC 62552, 2007) son adoptados principalmente por fabricantes de refrigeradores en Europa y América Latina. Las pruebas de energía según los estándares, requieren que el refrigerador sea probado usando su sistema de control, que generalmente está compuesto por el termostato que controla el funcionamiento del compresor para

adaptar la capacidad de enfriamiento a las cargas térmicas del gabinete.

2.1.1.1 ESTÁNDARES DE PRUEBA PARA EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN.

Los estándares de prueba más relevantes mediante los cuales se rigen las condiciones de análisis y procedimientos operativos para evaluar el consumo de energía de los refrigeradores domésticos son el AHAM HRF-1 (2004), la Australiana AS/NZS 4474.1 (1997), la Japonesa JIS C 9607 (1996), y los estándares internacionales: ISO 8561 (1995), ISO 15502 (2005) e IEC 62552 (2007).

Las condiciones de prueba que se establecen en cada norma se resumen a continuación [16]:

AHAM HRF-1 (2004): El refrigerador debe probarse a una temperatura ambiente de $32.2^{\circ}C$ y $75 \pm 5\%$ de humedad relativa. La temperatura del compartimento de alimentos frescos debe mantenerse a $7.2^{\circ}C$ y la temperatura del compartimento de alimentos congelados a $-9.4^{\circ}C$ o $-15^{\circ}C$, según el producto a evaluar. La duración de la prueba debe ser de un tiempo mínimo de 3 horas y no superar las 24 horas. Durante el período de prueba, el compresor debe completar dos o más ciclos ON/OFF. No se requieren aperturas de puerta.

AS/NZS 4474.1 (1997): El refrigerador debe probarse a una temperatura ambiente de $32^{\circ}C$ y $75 \pm 5\%$ de humedad relativa. La temperatura del compartimento de alimentos frescos debe mantenerse a $3^{\circ}C$ y la temperatura del compartimento de alimentos congelados a $-9^{\circ}C$ o $-15^{\circ}C$, según el producto a evaluar. El consumo de energía debe monitorearse y registrarse hasta que alcance $1 kWh$ o el tiempo de prueba excede las 16 horas. No se requieren aperturas de puerta.

JIS C 9607 (1996): Esta norma exige la elaboración de dos pruebas a temperatura ambiente de $15^{\circ}C$ y $30^{\circ}C$ y $75 \pm 5\%$ de humedad relativa en ambas pruebas. Esta norma adopta tres grados de clasificación según la temperatura del compar-

timiento congelador ($-6^{\circ}C$, $-12^{\circ}C$ y $-18^{\circ}C$), mientras que la temperatura de los alimentos frescos debe mantenerse a $3^{\circ}C$. El tiempo de prueba debe ser de 24 horas. Se requieren aperturas de puerta completa durante 5 segundos.

Normas ISO: La norma ISO 8561 (1995) era el estándar internacional para probar refrigeradores sin escarcha hasta 2005, luego fue reemplazado por la norma ISO 15502, que a su vez fue reemplazada por la norma IEC 62552 (2007). Sin embargo, la ISO 15502 sigue en uso en Europa y la norma ISO 8561 todavía se adopta en América Latina, particularmente en Brasil. El refrigerador debe probarse de acuerdo con su clasificación climática: para las regiones subtropicales (clase N), la prueba se lleva a cabo a una temperatura ambiente de $25 \pm 0.5^{\circ}C$; y para las regiones tropicales (clase T) la temperatura ambiente es $32 \pm 0.5^{\circ}C$. De acuerdo con estas normas, el consumo de energía del refrigerador debe controlarse durante un período de 24 horas, compuesto por un número entero de ciclos de encendido y apagado y al menos dos ciclos de descongelación. El refrigerador debe estar equipado con paquetes de carga hechos de una sustancia artificial cuyo calor específico es equivalente al de la carne congelada. Se deben realizar dos pruebas, una arriba y otra debajo de la temperatura de referencia, por ejemplo, $-18^{\circ}C$ para el compartimento congelador y $5^{\circ}C$ para el compartimento de alimentos frescos. El consumo de energía se calcula a partir de una interpolación lineal utilizando el resultado de ambas pruebas [15].

NOM-015-ENER-2012: La norma oficial mexicana establece condiciones de prueba donde el refrigerador debe probarse a una temperatura ambiente de $32.2 \pm 0.6^{\circ}C$ y $75 \pm 5\%$ de humedad relativa. La temperatura del compartimento de alimentos frescos debe mantenerse a $3.3^{\circ}C$ y la temperatura del compartimento de alimentos congelados a $-9.4^{\circ}C$, $-15^{\circ}C$ y $-17.8^{\circ}C$, según el producto a evaluar. Para cada prueba el equipo debe ser operado con las condiciones especificadas por un tiempo suficientemente largo para alcanzar la condición térmica estable [17].

En la elaboración del presente trabajo se tendrán en cuenta las condiciones propuestas en la norma oficial mexicana para la realización de las pruebas para la

cuantificación de pérdidas. Se pretende elaborar la metodología para la evaluación de los refrigeradores domésticos.

Las principales pérdidas que se presentan en los refrigeradores domésticos se revisan a continuación:

2.1.2 INFILTRACIONES

2.1.2.1 CONDICIONES DE SELLO MAGNÉTICO DE LAS PUERTAS

Una de las principales causas en el aumento del consumo de los refrigeradores domésticos son las infiltraciones del aire exterior hacia el interior del refrigerador a través de los sellos magnéticos de las puertas, debido a que estos mediante el constante uso se deterioran disminuyendo así las condiciones de sellado.

Es importante saber cuantificar el aumento en el consumo de energía debido a la cantidad de infiltraciones. Algunos autores han realizado varios métodos para la evaluación de estas pérdidas. La técnica de gas trazador se usó para medir la tasa de infiltración de aire en un refrigerador comercial doméstico de doble puerta. A través de varias pruebas realizadas, fue posible analizar la influencia de la condición de conservación del sello magnético en las tasas de intercambio de aire del refrigerador [18].

Mediante la técnica del gas trazador, se plantean las siguientes ecuaciones de cálculo para evaluar la tasa de intercambio del aire:

$$\frac{dc}{dt} + I * c = I * c_{atm} + \frac{q}{V} \quad (2.1)$$

$$I = \frac{1}{t} * \ln \frac{c}{c_o} \quad (2.2)$$

I : Tasa de intercambio de aire.

c_o : Concentración inicial en el espacio.

c : Concentración inicial en el ambiente.

q : Flujo másico.

V : Volumen del interior del refrigerador.

La carga térmica debida a las infiltraciones se calcula mediante la ecuación 2.3.

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.3)$$

$$\dot{m} = V * I * \rho \quad (2.4)$$

Clito Afonso y Manuel Castro [18] realizan una comparación de dos sellos magnéticos para evaluar el efecto en el desgaste, de como aumenta el consumo energético del equipo con respecto al estado del sello magnético.

Las pérdidas de calor a través de los sellos de las puertas pueden alcanzar aproximadamente el 30 % de la pérdida total de un refrigerador doméstico. La razón de este flujo de calor cerca de la junta de la puerta se debe al poco espesor del aislamiento del sello magnético y la existencia de una línea caliente a alta temperatura ($38^{\circ}C$) para evitar la formación de rocío cerca o fuera de la puerta. En este trabajo se realizó el análisis de las características cuantitativas de transferencia de calor cerca del sello magnético de la puerta. La medición de la temperatura dependiente del tiempo y los análisis numéricos se realizaron y compararon entre sí para lograr un método de análisis numérico más apropiado [19].

2.1.2.2 APERTURA DE PUERTAS

El consumo de energía del refrigerador doméstico está vinculado con la apertura de puertas, ya que la temperatura del gabinete aumenta debido a las variables que dependen de esto, como número de aperturas, ángulo de apertura, tiempo de aper-

tura, temperatura exterior, humedad relativa del ambiente, entre otros parámetros que afectan el consumo debido al uso de este electrodoméstico.

Algunos autores han investigado el aumento en el consumo energético de los refrigeradores con respecto a la apertura de puertas. Uno de los estudios realizados por R Mastrullo [20], fue desarrollar un modelo transitorio de un congelador profesional capaz de predecir la dinámica de la temperatura del aire dentro del gabinete y del consumo de energía, teniendo en cuenta la apertura de la puerta, formación / fusión de escarcha, descongelación y fuga de aire . Otro trabajo fue realizado comparando el efecto de la de la apertura de puertas de refrigeradores/congeladores en el consumo de energía y la variación de la temperatura del compartimiento por un enfoque experimental.

Otro trabajo experimental [21], evaluó el número de aperturas de puerta en el consumo de energía de un refrigerador doméstico. Estos experimentos fueron realizados bajo diferentes condiciones de apertura de la puerta mediante la variación de algunos parámetros; a partir de los resultados de los experimentos realizados, se encontró que el consumo de energía del refrigerador con la apertura aumentaba en comparación con el mismo producto sin abrir la puerta. Dependiendo del número de apertura, se observó que aumenta aproximadamente un 7 – 30 % más de consumo de energía en comparación con la condición de puerta cerrada.

Mediante la comparación del consumo energético de los refrigeradores en condiciones de funcionamiento, se realizó un estudio de los efectos en el consumo de energía de diferentes factores como el número de aperturas de la puerta, la duración que cada puerta permanece abierta, la temperatura ambiente, la carga del gabinete y la posición de ajuste del termostato. Bajo las condiciones de puerta cerrada analizaron el efecto de la temperatura ambiente, la carga del gabinete y la posición de ajuste del termostato. Los resultados de las pruebas realizadas muestran que el consumo en condiciones de puerta abierta fue un 40 % más en comparación con los resultados de la prueba de puerta cerrada. Se encuentra que el promedio del consumo máximo

de energía es 27.3 % más en comparación con el consumo promedio, y 55.6 % más en comparación con la media del consumo mínimo [22].

2.1.3 PÉRDIDAS A TRAVÉS DE LAS PAREDES DEL GABINETE

Uno de los parámetros básicos de diseño en los refrigeradores domésticos es la composición de las paredes del gabinete, ya que éstas albergan el espacio a refrigerar, evitando la transferencia de calor del ambiente hacia el interior del refrigerador. Sin embargo a través de las paredes existen pérdidas mínimas que afectan la eficiencia del ciclo, aumentando la carga térmica en el interior del refrigerador, la cual ésta directamente asociada a la temperatura ambiente. Sim y Soo Ha [23] realizaron un análisis de transferencia de calor a través de las paredes del refrigerador utilizando el método de pérdida de calor inverso, mediante el cual se realiza el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor, teniendo en cuenta las mediciones de temperatura para lograr la condición de estado estable, obteniendo como resultado una exactitud de la predicción de pérdida de calor comparado con diversos datos experimentales. Los errores normalizados del resultado obtenido se encuentran dentro del 2.5 %. Los cálculos de los coeficientes globales de transferencia de calor fueron realizados tomando en cuenta las ecuaciones 2.5 a 2.7.

$$\Delta U_r - \frac{\Delta T_m}{\Delta T_r} * U_m = \frac{Q_r}{\Delta T_r} \quad (2.5)$$

$$\Delta U_r - \frac{\Delta T_m}{\Delta T_f} * U_m = \frac{Q_f}{\Delta T_f} \quad (2.6)$$

$$-\frac{1}{2} * \frac{\Delta T_r}{\Delta T_m} * U_r + \frac{\Delta T_f}{\Delta T_m} * U_f + U_m = \frac{1}{2} \frac{Q_f - Q_r}{\Delta T_m} \quad (2.7)$$

Donde:

ΔT_m : Diferencia de temperatura entre los compartimientos del equipo.

ΔT_f : Diferencia de temperatura entre el ambiente y el compartimiento de alimentos congelados.

ΔT_r : Diferencia de temperatura entre el ambiente y el compartimiento de alimentos congelados.

Q_r : Potencia de la resistencia de calentamiento del compartimiento de alimentos frescos.

Q_f : Potencia de la resistencia de calentamiento del compartimiento de alimentos congelados.

Mediante el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor U_r (refrigerador - ambiente), U_f (congelador - ambiente) y U_m (refrigerador - congelador) y conociendo el área de transferencia de calor, se realiza la cuantificación de las pérdidas con las ecuaciones 2.8 y 2.9:

$$Q_r = U_r * \Delta T_r - U_m * \Delta T_m \quad (2.8)$$

$$Q_f = U_f * \Delta T_f + U_m * \Delta T_m \quad (2.9)$$

Q_r : Pérdida de calor a través de las paredes del compartimiento de alimentos frescos.

Q_f : Pérdida de calor a través de las paredes del compartimiento de alimentos congelados.

El método de pérdida de calor inverso también fue utilizado por Rubas y Bullard (1993) para el cálculo de los coeficientes globales para el congelador y el refrigerador [24]; en este trabajo la conductancia de transferencia de calor del gabinete del refrigerador permite calcular la transferencia de calor a través de las paredes del gabinete utilizando la ecuación 2.10:

$$Q_{wall} = UA_{frig}(T_{frig} - T_{amb}) + UA_{frez}(T_{frez} - T_{amb}) \quad (2.10)$$

Q_{wall} : Flujo de calor a través de las paredes del equipo.

T_{frig} : Temperatura del compartimiento de alimentos frescos.

T_{frez} : Temperatura del compartimiento de alimentos congelados.

T_{amb} : Temperatura ambiente.

A_{frig} : Área de transferencia de calor del compartimiento de alimentos frescos.

A_{frez} : Área de transferencia de calor del compartimiento de alimentos congelados.

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

Los valores de UA_{frig} y UA_{frez} estimados en este trabajo por Rubas y Bullard 1993, mediante las pruebas de pérdidas de calor inverso son de 0.898 y 0.530 $[W/^\circ F]$ respectivamente.

2.1.4 EFECTO DE LA CARGA DE REFRIGERANTE

La carga de refrigerante es uno de los principales factores que afecta el rendimiento del ciclo, debido a que el equipo en condiciones de sobrecarga disminuye la eficiencia de trabajo al igual que en condiciones de déficit de carga.

En la Figura 2.1 se observa el cambio en la presión de evaporación P_{eva} y presión de condensación P_{cnd} del ciclo para diferentes condiciones de carga de refrigerante, donde M representa la cantidad de masa de refrigerante agregada al sistema desde una cantidad mínima hasta una condición de sobrecarga.

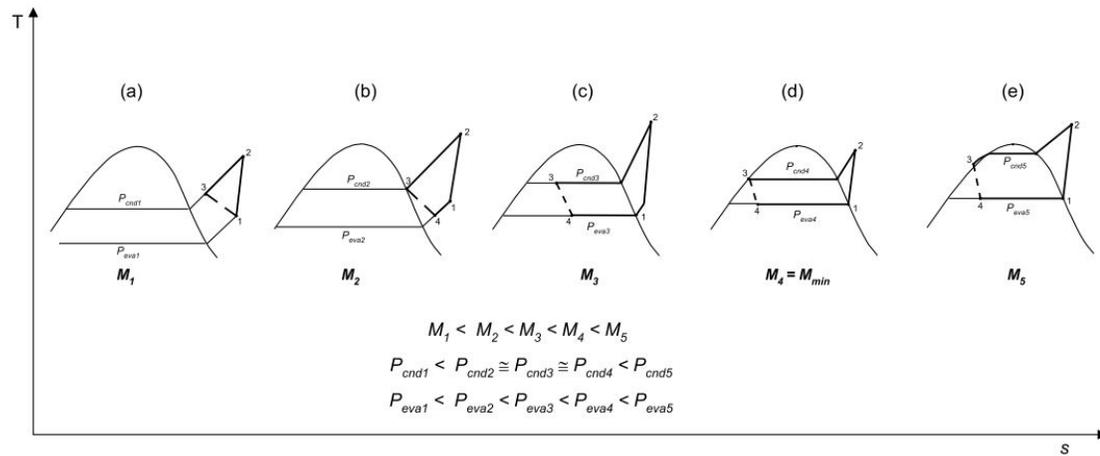


Figura 2.1: Ciclo de refrigeración para diferentes cargas de refrigerante. Naer et. al [25].

El método utilizado en la industria para la evaluación de la variación en el consumo del equipo con respecto a la carga de refrigerante se puede resumir de la siguiente manera.

El refrigerador de prueba se carga con una cantidad de refrigerante que exceda la carga recomendada dependiendo del tamaño del equipo, y se coloca en una cámara de prueba de $32^{\circ}C$. El termostato y el regulador de alimentos frescos se ubican en la posición de temperatura intermedia. Se toman las medidas del consumo de un ciclo de funcionamiento y éste se extrapola a la cantidad utilizada en un año. Luego se realiza el mismo procedimiento con el termostato y la compuerta de alimentos frescos en las posiciones más cálidas. Después de esto se procede a liberar 0.25 onzas de refrigerante repitiendo la toma de datos bajo las mismas condiciones para diferentes descargas hasta alcanzar un consumo mínimo.

Rubas y Bullard [26] realizan el procedimiento para la optimización de carga, en el cual trabajan con un refrigerador modificado para que el regulador utilizado para controlar la temperatura de los alimentos frescos se fije en la posición abierta. Por lo tanto, los datos se tomaron a temperaturas frías-cálidas y frías-templadas. La medida del consumo de energía se tomó para cargas de refrigerante que van desde

6.5 – 8.5 onzas con aumentos graduales de 0.5 onzas con la finalidad de tener más precisión en el proceso.

Dmitriyev & Pisarenko [27] mediante su estudio determinaron una correlación dependiente de los volúmenes internos del evaporador y condensador para el cálculo de la carga óptima de refrigerante R12, (Ecuación 2.11), para refrigeradores domésticos que emplean un dispositivo de expansión de tubo capilar. Las mediciones experimentales se realizaron bajo diferentes cargas y se concluyó que la temperatura del aire ambiente no era un factor significativo. Se demostró que el coeficiente de rendimiento es más sensible al sobrellenado que el llenado insuficiente.

La correlación determinada es aplicable en un rango de capacidades de evaporador de 100 – 140 cm^3 y capacidades de condensador de 90 – 150 cm^3 , para un rango de temperaturas del aire circundante de 25°C a 32°C.

$$G_r = 0.41 * V_e + 0.52 * V_c - 38 \quad (2.11)$$

donde:

G_r : Cantidad de masa de refrigerante.

V_e : Volumen del evaporador.

V_c : Volumen del condensador.

Vjacheslav, Rozhentsev y Wang [25] realizaron un estudio de la influencia de la carga de refrigerante en el consumo del compresor. En dicho trabajo se propuso un algoritmo de base racional para evaluar la carga de masa óptima en máquinas de refrigeración, en el cual se tienen en cuenta los principales componentes del sistema de refrigeración. Los resultados calculados indican que el rendimiento del sistema está fuertemente relacionado con la carga de la masa del refrigerante.

Belman-Flores et al. [28] realizaron la evaluación del rendimiento energético en la sustitución del refrigerante R134a por R1234yf, proponiendo una metodología para

estimar la carga de masa óptima para R1234yf; con el uso de dicha metodología, se buscaron nuevas evidencias sobre el comportamiento térmico de los compartimentos del refrigerador y de los intercambiadores de calor, evaluando como base un refrigerador doméstico con 100 g de R134a. Después se realizó el proceso de carga para 3 refrigeradores con R1234yf con una carga inicial de 70 g y se alimentó continuamente con incrementos de 7 g, obteniendo así la carga óptima para R1234yf de 92.2 g.

2.1.5 DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA.

En la operación de los refrigeradores domésticos que comúnmente trabajan de forma cíclica (ON-OFF), otro de los factores que afectan su rendimiento es la redistribución de carga del compresor y los intercambiadores de calor. Este fenómeno está directamente relacionado con la migración de refrigerante; algunos estudios se han realizado para evaluar este fenómeno. Björk y Palm [29] en su investigación utilizan una cámara termográfica para observar la distribución de temperatura en los intercambiadores de calor de un refrigerador doméstico, con la cual se observa la distribución de refrigerante en el sistema en condiciones transitorias, identificando así algunas fuentes de pérdidas de energía.

Rubas y bullard (1993) [26] analizaron la distribución de la carga en un refrigerador doméstico el cual fue sobrecargado intencionalmente de 8.5 a 11.5 onzas. En este estudio se dice que los resultados cualitativos deberían ser similares para un refrigerador con carga óptima.

2.1.6 MIGRACIÓN DEL REFRIGERANTE

La migración del refrigerante ocurre cuando el refrigerador se apaga durante el ciclo. En el instante que el compresor deje de operar, el refrigerante migra a través del tubo capilar desde el condensador al evaporador debido a la diferencia

de presiones hasta que el sistema esté en equilibrio. La migración de refrigerante en el ciclo OFF provoca indirectamente pérdidas al requerir la redistribución del refrigerante durante el ciclo ON; las pérdidas son causadas debido al aumento de la temperatura del evaporador. Rubas y Bullard 1993 [26], modelaron el proceso de migración de refrigerante a través de dos recipientes que contienen refrigerante bifásico, conectados por un tubo capilar adiabático; uno representa el condensador y el otro representa el evaporador.

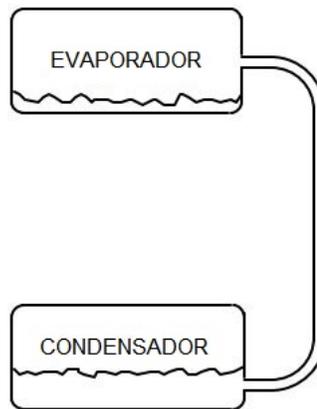


Figura 2.2: Migración de líquido. Tomado de Rubas y Bullard [26].

Existen dos modos de migración distintos; el primero considera la migración de líquidos como se puede observar en la Figura 2.2, donde se mantiene un sello líquido en la salida del condensador. Debido a que la presión inicial en el condensador es mayor que la presión en el evaporador el refrigerante líquido comienza a migrar a través del tubo capilar. Este fenómeno se ve representado en la Figura 2.3, en el proceso a-b teniendo en cuenta la suposición de que el tubo capilar es adiabático, y por lo tanto el fluido no cambia de entalpía. Luego de esto en el ciclo de apagado, con una presión en el condensador más baja, y una presión del evaporador más alta, el fluido sigue la trayectoria a'-b'.

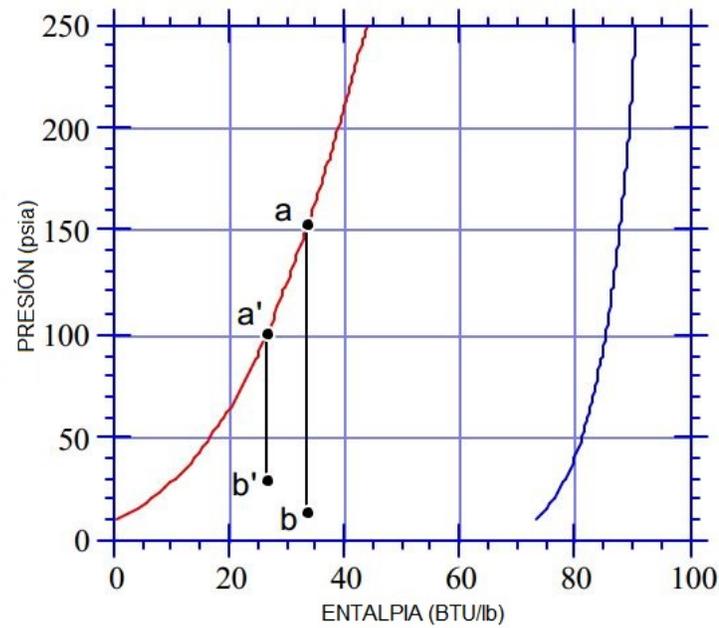


Figura 2.3: Diagrama P-h de Migración de líquido. Tomado de Rubas y Bullard [26].

En el segundo método de migración de refrigerante no existe un sello de líquido en la salida del condensador, por lo que solo existe migración en fase de vapor, el cual ingresa al tubo capilar y fluye hacia el evaporador como se observa en las Figura 2.4.

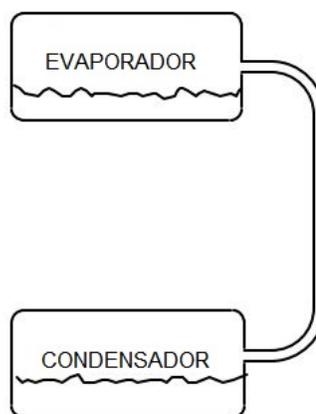


Figura 2.4: Migración de vapor. Adaptado de Rubas y Bullard [26].

En el diagrama de la Figura 2.5, que representa el proceso, se puede observar el camino del refrigerante (a-b) en el diagrama de presión-entalpía, y en un paso de

tiempo posterior, el camino a'-b'.

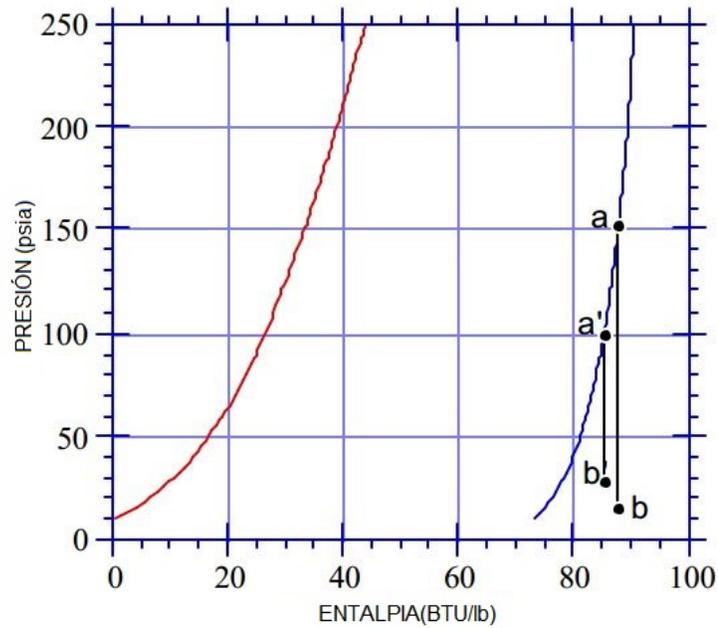


Figura 2.5: Diagrama P-h de la Migración de vapor. Tomado de Rubas y Bullard [26].

En la comparación entre los dos métodos de migración, se puede observar que la entalpía del refrigerante que entra al evaporador es mayor durante la migración de vapor que la migración de líquido.

Para calcular el cambio de energía del evaporador es necesario conocer su estado inicial y final.

$$dE_{eva} = E_{mig} - Q_{eva} = E_2 - E_1 \quad (2.12)$$

dE_{eva} : Cambio de energía del evaporador.

E_{mig} : Cantidad de energía que migra del condensador al evaporador.

Q_{eva} : Calor en el evaporador.

Para calcular el cambio de energía del volumen de control, W. H. Coulter and Bullard [24] proponen el siguiente método.

La energía total del evaporador se calcula mediante la suma de la energía asociada con el refrigerante y la energía asociada al material de construcción, por lo tanto, el cambio en la energía del evaporador durante el ciclo de apagado, estado 1 a estado 2, está dada por la ecuación 2.13.

$$E_{eva} = E_{alum} + E_{ref} \quad (2.13)$$

$$\Delta E_{eva} = (m * C)_{alum} * (T_2 - T_1) + (m_1 + m_{mig}) * U_2 - m_1 * U_1 \quad (2.14)$$

$$m_2 = m_{tot} - \frac{V_{cond}}{v(T, P)_{cond}} - \frac{V_{liqline}}{v(T, P)_{liqline}} - \frac{V_{comp}}{v(T, P)_{comp}} - m_{oil}(T, P) \quad (2.15)$$

$$u = f \left(T, v = \frac{V_{evap}}{m_{ref}} \right) \quad (2.16)$$

donde:

E_{eva} : Energía total en el evaporador.

E_{alum} : Energía asociada al material del evaporador.

E_{ref} : Energía asociada al refrigerante.

C_{alum} : Calor específico del material del evaporador.

m_{mig} : Masa de refrigerante que migra hacia el evaporador.

m_1 : Masa de refrigerante en el evaporador en el estado 1.

m_2 : Masa de refrigerante en el evaporador en el estado 2.

m_{oil} : Masa del lubricante presente en el evaporador.

U : Energía interna del refrigerante.

m_{tot} : Masa total de refrigerante en el sistema.

V_{cond} : Volumen del condensador.

$V_{liqline}$: Volumen de la línea de líquido.

V_{comp} : Volumen del compresor.

V_{evap} : Volumen del evaporador.

v_{cond} : Volumen específico del refrigerante en el condensador.

v_{comp} : Volumen específico del refrigerante en el compresor.

$v_{liqline}$: Volumen específico del refrigerante en la línea de líquido.

Para calcular este cambio, se necesitan estimaciones de la temperatura y la masa del refrigerante en el evaporador al comienzo y al final del ciclo de apagado.

La masa de refrigerante en el evaporador al final del ciclo de apagado se calcula utilizando la ecuación 2.15, para esto se asume que los componentes como la línea de succión y el tubo capilar contiene muy poco refrigerante. El refrigerante en el evaporador se supone en dos fases, por lo tanto, la energía interna del refrigerante se estima como se muestra en la ecuación 2.16. Con estas suposiciones y datos medidos, es posible estimar la energía transferida al evaporador durante el ciclo OFF.

2.1.7 ENSUCIAMIENTO EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El ensuciamiento en los intercambiadores de calor del sistema de refrigeración es un problema que afecta el desempeño del equipo. El ensuciamiento depende de las condiciones ambientales donde se opera el equipo y varían en naturaleza desde partículas suspendidas en el aire, moho, cabello, fibras textiles, grasas, entre otros.

Estas partículas se depositan en la superficie del intercambiador reduciendo su eficiencia, y por lo tanto la conductancia global (UA) y los parámetros de rendimiento, como temperatura, tasa de transferencia de calor, etc.

Las curvas de ensuciamiento suelen ser logarítmica, lineal o asintótica, como se observa en la Figura 2.6. El efecto práctico de estas curvas es el tiempo necesario para lograr una cierta cantidad de disminución de la conductancia térmica del componente.

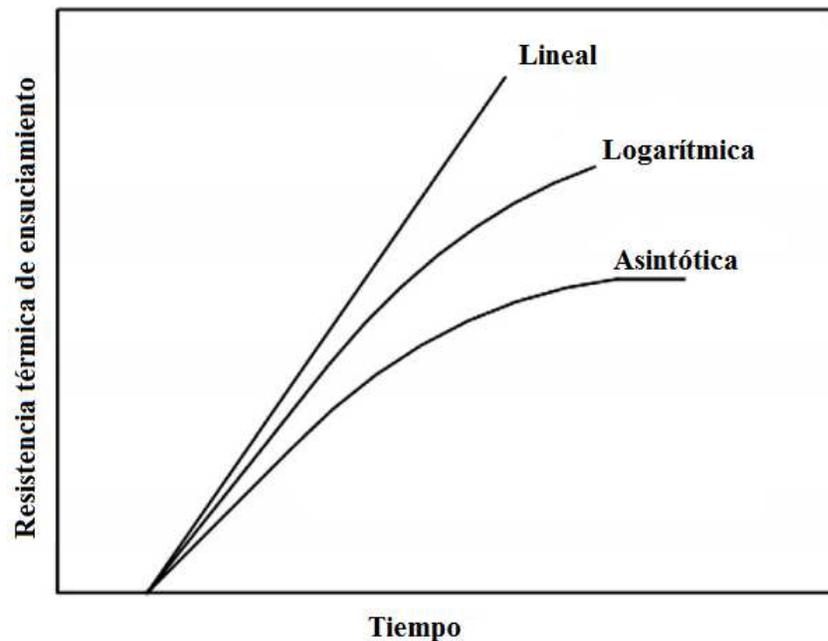


Figura 2.6: Modelos de ensuciamiento Tomado de Bilal y Zubair [30]

Bilal y Zubair (2013) [31] realizaron un estudio experimental sobre la naturaleza de los efectos del ensuciamiento del condensador sobre las características de rendimiento y propiedades de un sistema simple de compresión de vapor. En el desarrollo experimental se bloquea gradualmente el paso de aire del condensador midiendo el cambio en la presión en este componente, la temperatura de sobrecalentamiento en la salida del compresor, el consumo de energía del compresor y el COP . Teniendo como resultado un cambio en las propiedades con una tendencia logarítmica cuando la temperatura ambiente permanece constante.

Bilal y Zubair (2014) [30] presentaron un modelo para predecir las propiedades y los parámetros de rendimiento de los sistemas de refrigeración en condiciones de suciedad, basado en el hecho de que la mayor cantidad de flujo de calor en estos sistemas ocurre en la región de cambio de fase. Al aplicar el teorema π de Buckingham establecieron mediante el uso del ciclo de Curzon-Ahlborn invertido, que se puede predecir el efecto del ensuciamiento sobre las propiedades termodinámicas y los parámetros de rendimiento.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

«Siempre he dicho que cuanto mejor eres, más responsabilidad tienes de ayudar a los demás».

Carlos Slim.

En el presente capítulo se llevará a cabo el desarrollo de la metodología que se implementará en la elaboración de las pruebas experimentales para la evaluación e identificación de las pérdidas energéticas existentes en los refrigeradores domésticos, identificando las condiciones necesarias para la medición de cada uno de los parámetros que influyen en el consumo de energía, como la instrumentación y equipo necesario para cada prueba. Además de esto, se desarrolla el procedimiento teórico para realizar los respectivos cálculos numéricos.

La elaboración de la metodología de las pruebas experimentales para la cuantificación del inventario de pérdidas está basada en la norma oficial mexicana NOM-015-ENER-2012 [17] para la toma de datos, y ubicación de los instrumentos de medida.

Las condiciones establecidas para el desarrollo del trabajo toman con base las normas nacionales vigentes. Se trabajarán dos temperaturas ambiente, 25°C y 32°C , humedad relativa de $75\% \pm 5\%$; la posición de ajuste del termostato se trabajará para todas las pruebas programadas en posición media en ambos compartimentos. Previamente, se realiza la calibración de la cámara y la evaluación del comportamiento del equipo de prueba para garantizar su buen funcionamiento y la confiabilidad de los resultados bajo los criterios de evaluación establecidos.

3.1 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS

3.1.1 PRUEBA DE CALIBRACIÓN DE LA CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO.

Se realiza la prueba de calibración con el fin de garantizar un gradiente de temperatura mínimo en la cámara de ambiente controlado, aceptado según la norma oficial Mexicana NOM-015-ENER-2012 [17], que establece las condiciones de prueba en el inciso 9, con respecto a la temperatura ambiente, misma que establece que: “ El

gradiente vertical de temperatura en cualquier punto arriba de 2 pulgadas del piso, o de la plataforma de soporte, y hasta 1 pie arriba de la parte superior del gabinete no debe ser mayor de $0.9^{\circ}C$ por metro de distancia vertical ($0.5^{\circ}F$ por pie)". Además de esto, la velocidad al interior de la cámara no debe exceder de 0.254 m/s (50 ft/min).

Para garantizar estos datos se elaboró una red compuesta de 71 termopares separados a una distancia de 0.5 m verticalmente como se ilustra en la Figura 3.1. Los datos de la velocidad del aire se tomarán en los puntos cercanos a la masa de cada termopar para garantizar una mejor distribución en el interior de la cámara.



Figura 3.1: Distribución de los termopares en la cámara de ambiente controlado.

Con estos datos se busca garantizar la uniformidad de la temperatura y de la velocidad del aire dentro de la cámara de ambiente controlado, realizando un promedio global de todos los datos obtenidos.

Para el cálculo del error de medida en el flujo de calor a través de las paredes del equipo, se toman como referencia los datos en condiciones ideales respecto a la existencia de un gradiente de temperatura vertical en la cámara de ambiente controlado. Se realiza el análisis de transferencia de calor en paredes verticales tomado de Cen-

gel [32], mediante las siguientes ecuaciones que asocian los números adimensionales correspondientes a este fenómeno:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_{inf})L^3}{\nu^2} \quad (3.1)$$

$$Ra = GrPr \quad (3.2)$$

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (3.4)$$

$$Q = hA\Delta T \quad (3.5)$$

donde:

Gr : Número de Grashof.

g : Gravedad.

β : Coeficiente de expansión volumétrica.

T_s : Temperatura de la superficie.

T_{inf} : Temperatura ambiente.

ν : Viscosidad cinemática.

Nu : Número de Nusselt.

Pr : Número de Prandtl.

Ra : Número de Rayleigh.

k : Conductividad Térmica.

L : Longitud característica.

h : Coeficiente de convección.

Realizando la correlación existente entre el gradiente de temperatura con respecto al flujo de calor a través de las paredes del refrigerador, se nota que el gradiente de temperatura máximo dado en la norma se encuentra en el límite de cálculo cercano al error máximo permisible del 5 %.

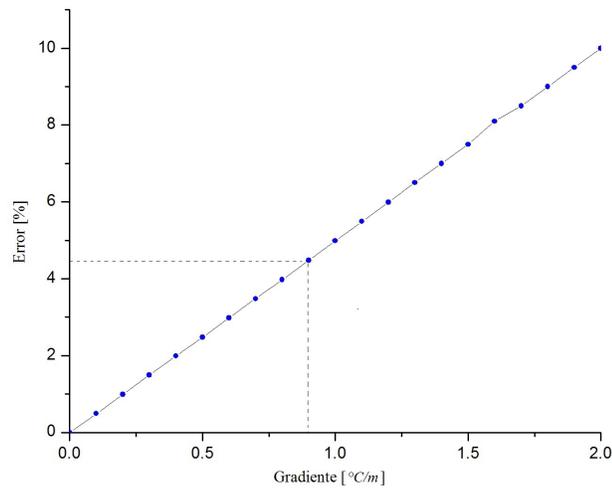


Figura 3.2: Cálculo del error de medida del flujo de calor en función del gradiente de temperatura.

El aumento del error de cálculo en el flujo de calor es lineal respecto a la variación del gradiente de temperatura, como se puede observar en la Figura 3.2.

$$Error = 5.0152 \frac{\partial T}{\partial y} \quad (3.6)$$

Para verificar esta medida, la cámara climática cuenta con cuatro estaciones para la adquisición de la temperatura. Cada estación cuenta con una capacidad de 24 termopares. Estos están conectados al sistema de adquisición de datos a través del hardware NI 9214 y un sistema embebido Compact RIO 9024, mediante la plataforma de programación de LabVIEW.

En la medida de la potencia eléctrica consumida por el refrigerador y por los instru-

mentos utilizados en la elaboración de las pruebas se admite una variación máxima en el rango de la medida de voltaje de $\pm 1V$, esto con el fin de no tener errores máximos del 1% en estos datos. Con esta oscilación de la alimentación de voltaje de $\pm 1V$ se tiene un error de 0.8% en el consumo eléctrico del equipo.

■ DESARROLLO DE PRUEBAS EXPERIMENTALES.

En la literatura se ha identificado el tipo de pérdidas energéticas existentes en los refrigeradores domésticos, y algunos procedimientos de pruebas que permiten calcular el efecto de cada una en el consumo total del equipo; entre ellas están las siguientes: pérdidas a través de las paredes del gabinete, infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas, infiltraciones debidas a la apertura de puertas, la migración de refrigerante del condensador hacia el evaporador, efectos de la carga de refrigerante, redistribución de carga, solubilidad del refrigerante en el lubricante, ensuciamiento en el condensador, entre otras; de las cuales se pretende en esta sección realizar y comprobar la metodología de evaluación para las siguientes pérdidas, las cuales tienen un mayor efecto en el consumo de energía: pérdidas a través de las paredes del gabinete, infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas, infiltraciones debidas a la apertura de puertas, y efectos de la carga de refrigerante.

Basados en los estudios realizados de la influencia de las condiciones de operación y el uso dado a el equipo, se plantean los métodos de análisis, considerando principalmente las variaciones de la temperatura y humedad relativa en el ambiente. Teniendo en cuenta esto, se realiza el planteamiento matemático que conlleve al cálculo de la fracción en el aumento del consumo energético de cada una de ellas. Después se realiza una evaluación general de la disminución en el rendimiento del equipo, de tal manera que se tenga una visión global para una posterior comparación del consumo energético del refrigerador doméstico en condiciones ideales, respecto a las condiciones de operación, teniendo en cuenta las pérdidas antes mencionadas.

Para este análisis, se cuantificará cada una de las pérdidas consideradas mediante

el desarrollo de pruebas experimentales y la instrumentación necesaria para la adquisición de las variables de operación, en base a la normativa nacional vigente. Se calculará el efecto individual de cada una de ellas sobre el consumo total de energía, planteando luego mediante los diferentes parámetros de operación el porcentaje total del consumo energético generado por estos factores.

Con esta evaluación se pretende dar a conocer un panorama global de las oportunidades de mejora que se pueden realizar a estos equipos con el fin de contribuir al aumento de la eficiencia del ciclo y por lo tanto, la reducción del consumo energético, creando un impacto positivo en la reducción de la huella de carbono generada por la operación de los equipos de refrigeración doméstica, en la cual es posible ahorrar con mejoras en el diseño y en la operación de los equipos.

3.1.2 PRUEBA INICIAL

Consumo de energía.

Objetivo: Verificar el correcto funcionamiento del refrigerador de prueba (temperaturas, presiones de operación y rendimiento), bajo diferentes condiciones de operación, para así verificar el consumo de placa y tener una referencia para los análisis posteriores.

En la elaboración de la prueba de consumo de energía, se realizará la instrumentación requerida al refrigerador basada en la norma oficial mexicana para la adquisición de datos de temperaturas, presiones y potencia eléctrica, teniendo en cuenta la resolución de los instrumentos de medida con respecto a la misma norma.

Para garantizar una mejor precisión en la toma de datos, se ubican cuatro termopares tanto en el condensador como en el evaporador (entrada, intermedio y salida), y tres termopares en la carcasa del compresor, lo anterior con el fin de analizar el comportamiento de la temperatura en los intercambiadores de calor y el compresor.

En la Figura 3.3 se representa la instrumentación del equipo y la cámara climática, basada en la norma nacional vigente.

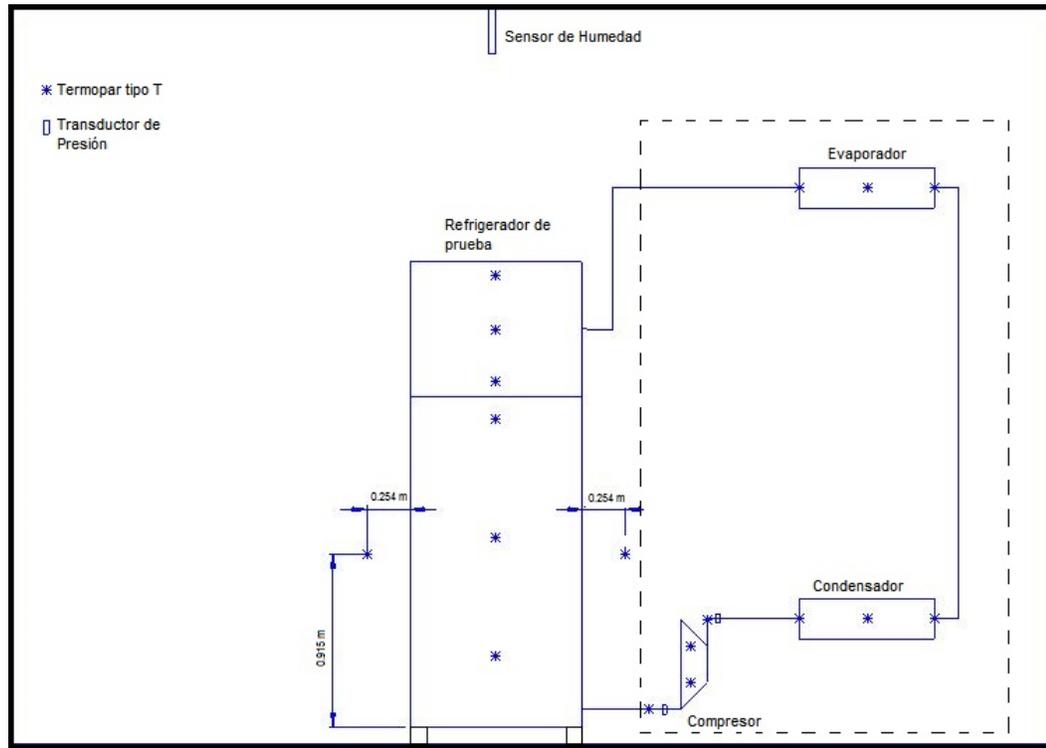


Figura 3.3: Instrumentación del equipo y cámara de ambiente controlado.

Condiciones de prueba:

- La velocidad del aire al interior de la cámara no debe exceder 0.254 m/s .
- Temperatura de la cámara: 32.2°C .
- Duración de la prueba: 6 horas

Ecuaciones de cálculo:

$$COP = \frac{Q_L}{W_{com}} \quad (3.7)$$

$$W_{com} = (h_2 - h_1)_{P_{in,out}, T_{in,out}} \quad (3.8)$$

Tabla 3.1: Instrumentación requerida para la prueba inicial

Variables a medir	Instrumentos	Cantidad
Temperatura en el compartimiento de alimentos frescos.	Termopar tipo T	3
Temperatura en el compartimiento de alimentos congelados.	Termopar tipo T	3
Temperatura en el evaporador.	Termopar tipo T	4
Temperatura en el condensador.	Termopar tipo T	4
Temperatura en la entrada y salida del compresor.	Termopar tipo T	2
Presión de succión	Transductor (0-200 <i>psi</i>)	1
Presión de descarga	Transductor (0-500 <i>psi</i>)	1
Consumo de energía.		
Cámara de ambiente controlado.		
Temperatura	Termopar tipo T	8
Humedad Relativa	Sensor de humedad	1
Velocidad del aire	Anemómetro	1

$$Q_L = (h_2 - h_1)_{P_{eva}, T_{eva}} \quad (3.9)$$

Q_L : Capacidad de evaporación.

W_{com} : Trabajo del compresor.

Q_L : Capacidad de evaporación.

h_1 : Entalpía de entrada al evaporador y compresor.

h_2 : Entalpía de salida del evaporador y compresor.

Consumo de energía

En base a la norma oficial mexicana NOM-015-ENER-2012, inciso 9.15.1, para los aparatos con deshielo manual, semiautomático, parcialmente automático y automático, el cálculo del consumo energético se define por la ecuación 3.10

$$EC = \frac{1440(EP)(k)}{t} \quad (3.10)$$

donde:

EC: Consumo de energía durante un ciclo, en kWh/día.

EP: Consumo de energía durante el período de prueba, en kWh.

1440: Factor de conversión para ajustar el tiempo de prueba a un período de 24 horas.

k: Factor de corrección adimensional (0.70 para congeladores horizontales, 0.85 para congeladores verticales, 1.00 para refrigeradores electrodomésticos).

t: Tiempo total de la prueba en minutos.

3.1.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Objetivo: Calcular el coeficiente global de transferencia de calor (*U*) para cada uno de los compartimientos del equipo de prueba teniendo en cuenta la composición de las paredes del gabinete.

Para realizar el cálculo de la transferencia de calor del refrigerador u otras pérdidas generales, es necesaria la caracterización del equipo, según sus especificaciones de diseño.

En la elaboración de esta prueba es necesario conocer los parámetros geométricos y las propiedades físicas de los materiales que componen las paredes del refrigerador de prueba. El coeficiente global “*U*” se determinará mediante el método de pérdida de

calor inverso, en el cual se conserva la diferencia de temperaturas entre el ambiente y los compartimientos internos (congelador y refrigerador), durante en la operación normal del equipo y bajo las condiciones de prueba para la aplicación del método, para así conservar las mismas condiciones de transferencia de calor.

Las temperaturas de funcionamiento reales del equipo son de $6^{\circ}C$ para el refrigerador y $-17^{\circ}C$ para el congelador, por lo que se considera mantener una diferencia de temperatura cercana a una temperatura ambiente de $32^{\circ}C$.

Tabla 3.2: Temperaturas de prueba para el método de calor inverso

	Refrigerador		Congelador	
Temp. ambiente [$^{\circ}C$]	32	25	32	25
Temp. de operación [$^{\circ}C$]	4	4	-17	-17
Temp. de la cámara [$^{\circ}C$]	32	25	32	25
ΔT de operación [$^{\circ}C$]	18	18	33	33
Temp. del equipo [$^{\circ}C$]	50	43	65	58

Teniendo en cuenta las temperaturas de operación del refrigerador y la temperatura ambiente a la que se someterá, basado en el desarrollo del método antes dicho, se consideran los datos establecidos en la Tabla 3.2:

Las temperaturas al interior de cada compartimiento (refrigerador y congelador) se establecerán mediante resistencias eléctricas de $60 W$. La potencia de entrada para cada resistencia será controlada mediante relevadores de estado sólido para evitar fluctuaciones de la temperatura en el interior del equipo, y así lograr condiciones de estado estable en un menor tiempo. El consumo de energía de las resistencias será registrado mediante el sistema de adquisición de datos de la cámara climática, en cada compartimiento para sus posteriores cálculos. Además de esto, se utilizará un ventilador de $15 cm$ de diámetro en cada compartimiento con el fin de aumentar la convección en el interior y así lograr una mejor uniformidad de la temperatura.

Los datos de temperatura se tomarán mediante 5 termopares tipo T en cada compartimiento uniformemente distribuidos para así tener un promedio general del com-

portamiento de la temperatura al interior del equipo.

Tabla 3.3: Instrumentación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

VARIABLES A MEDIR	INSTRUMENTO	CANTIDAD
Refrigerador		
Temperatura en el compartimiento de alimentos frescos.	Termopar tipo T	5
Temperatura en el compartimiento de alimentos congelados.	Termopar tipo T	5
Potencia de las resistencias de calentamiento		
Cámara de Ambiente controlado.		
Temperatura	Termopar tipo T	8
Humedad Relativa	Sensor de Humedad	1
Velocidad del aire	Anemómetro	1

Condiciones de prueba:

- La velocidad del aire al interior de la cámara no debe exceder 0.254 m/s .
- Temperatura de la cámara: 5°C
- Duración de la prueba: 12 horas.

Para el tratamiento de los resultados se tomará como base el estudio realizado por Sim y Soo Ha [23], en el cual se plantea una función de optimización para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor \mathbf{U} .

En la aplicación de este modelo se toma en cuenta el consumo de las resistencias de calentamiento, y las temperaturas en el interior del equipo y el ambiente, quedando de la siguiente manera:

$$f(U_r, U_f, U_m) = (U_r \Delta T_r - U_m \Delta T_m - Q_r)^2 + (U_f \Delta T_f + U_m \Delta T_m - Q_f)^2 \quad (3.11)$$

donde:

Q_r : Entrada de calor en el lado del refrigerador.

Q_f : Entrada de calor en el lado del congelador.

U_r : Coeficiente de transferencia de calor del lado del refrigerador.

U_f : Coeficiente de transferencia de calor del lado del congelador.

U_m : Coeficiente de transferencia de calor del lado común entre el refrigerador y congelador.

T_m : Temperatura del parteluz.

T_r : Temperatura del compartimiento de alimentos frescos.

T_f : Temperatura del compartimiento de alimentos congelados.

Diferencia de la temperatura entre el refrigerador y la cámara.

$$\Delta T_r = T_r - T_o \quad (3.12)$$

Diferencia de la temperatura entre el congelador y la cámara.

$$\Delta T_f = T_f - T_o \quad (3.13)$$

Diferencia de la temperatura entre el refrigerador y el congelador.

$$\Delta T_m = T_f - T_r \quad (3.14)$$

Hay que tener en cuenta que los valores óptimos de los coeficientes de transferencia de calor se toman cuando la función de optimización obtiene un valor mínimo, lo cual esta representado por las ecuaciones 3.15 a 3.17:

$$\Delta U_r - \frac{\Delta T_m}{\Delta T_r} U_m = \frac{Q_r}{\Delta T_r} \quad (3.15)$$

$$\Delta U_r - \frac{\Delta T_m}{\Delta T_f} U_m = \frac{Q_f}{\Delta T_f} \quad (3.16)$$

$$-\frac{1}{2} \frac{\Delta T_r}{\Delta T_m} U_r + \frac{\Delta T_f}{\Delta T_m} U_f + U_m = \frac{1}{2} \frac{Q_f - Q_r}{\Delta T_m} \quad (3.17)$$

3.1.4 PÉRDIDAS A TRAVÉS DE LAS PAREDES DEL GABINETE

Objetivo: Cuantificar las pérdidas de calor a través de las paredes del gabinete y su relación con la variación de la temperatura ambiente.

Condiciones de prueba:

- La velocidad del aire al interior de la cámara no debe exceder 0.254 m/s .
- El suministro eléctrico debe ser de 60 Hz y la tensión de $115 \text{ V} \pm 1\text{V}$.
- Temperatura de la cámara: 25°C y 32°C
- Duración de la prueba: 12 horas

Con el valor calculado del coeficiente global de transferencia de calor se obtiene la pérdida de calor a través de las paredes del gabinete utilizando las ecuaciones 3.18 y 3.19.

$$Q_r = U_r \Delta T_r - U_m \Delta T_m \quad (3.18)$$

$$Q_f = U_f \Delta T_f + U_m \Delta T_m \quad (3.19)$$

Q_r : Pérdida de calor a través de las paredes del compartimiento de alimentos frescos.

Q_f : Pérdida de calor a través de las paredes del compartimiento de alimentos congelados.

La suma de Q_r y Q_f , es la pérdida de calor total a través del gabinete.

La pérdida de calor total a través de las paredes del gabinete $Q_{paredes}$, se calcula mediante la ecuación 3.20.

$$Q_{paredes} = U_r \Delta T_r - U_f \Delta T_f \quad (3.20)$$

U_r : Coeficiente global de transferencia de calor del compartimiento de alimentos frescos.

U_f : Coeficiente global de transferencia de calor del compartimiento de alimentos congelados.

ΔT_f : Diferencia de la temperatura entre el compartimiento de alimentos congelados y la temperatura ambiente.

ΔT_r : Diferencia de la temperatura entre el compartimiento de alimentos frescos y la temperatura ambiente.

3.1.5 APERTURA DE PUERTAS

Objetivo: Cuantificar el consumo debido a las infiltraciones de carga térmica en el refrigerador y congelador mediante la apertura de puertas.

Otra causa del aumento en el consumo de energía de los refrigeradores son las condiciones de uso. En este caso se analiza la influencia de la carga térmica que migra del ambiente hacia el interior del refrigerador, aumentando así la transferencia de humedad y la transferencia de calor por convección en cada apertura de puerta. Hay que considerar que estas variaciones son dependientes de la temperatura y humedad de los alrededores.

Se realizará el análisis del comportamiento del refrigerador en la variación de número de aperturas de puerta por hora, tomando constante el ángulo y el tiempo de apertura. En la Tabla 3.4 se muestra el número de pruebas con la variación de aperturas de puerta por hora.

Tabla 3.4: Número de pruebas de apertura de puertas.

#De Experimento	Aperturas de puerta/hora	Duración de la Prueba (<i>h</i>)
1	0	12
2	1	12
3	2	12
4	3	12

Tabla 3.5: Instrumentación para la prueba de apertura de puertas.

Variables a Medir	Instrumento	Cantidad
Refrigerador		
Temperatura en el compartimiento de alimentos frescos.	Termopar tipo T	3
Temperatura en el compartimiento de alimentos congelados.	Termopar tipo T	3
Temperatura en el evaporador	Termopar tipo T	4
Temperatura en el condensador	Termopar tipo T	4
Temperatura en la entrada y salida del compresor.	Termopar tipo T	2
Presión de succión del compresor	Transductor 0-200 <i>psi</i>	1
Presión de descarga del compresor	Transductor 0-500 <i>psi</i>	1
Consumo de energía		
Cámara de Ambiente controlado.		
Temperatura	Termopar tipo T	8
Humedad Relativa	Sensor de Humedad	1
Velocidad del aire	Anemómetro	1

Condiciones de prueba:

- La velocidad del aire al interior de la cámara no debe exceder 0.254 *m/s*.

- El suministro eléctrico debe ser de 60 Hz y la tensión de $115\text{ V} \pm 1\text{V}$.
- Temperatura de la cámara: 25°C , 32°C .
- Humedad relativa en la cámara: 70%
- Duración de la prueba: 12 horas

3.1.6 CONDICIONES DEL SELLO MAGNÉTICO DE PUERTAS

Objetivo: Cuantificar el consumo energético debido a las infiltraciones de la carga térmica del exterior hacia los compartimientos del equipo a través de los sellos magnéticos de las puertas.

La transferencia de calor desde el ambiente hacia el interior del refrigerador se debe principalmente a las infiltraciones a través de los sellos de las puertas. Estas infiltraciones de carga térmica son dependientes de las condiciones ambientales (temperatura y humedad), temperatura de operación del equipo y condiciones del sello.

Condiciones de prueba:

- La velocidad del aire al interior de la cámara no debe exceder 0.254 m/s .
- El suministro eléctrico debe ser de 60 Hz y la tensión de $115\text{ V} \pm 1\text{V}$.
- Temperatura de la cámara: 25°C
- Humedad relativa en la cámara: 90%
- Duración de la prueba: 12 horas

Medición de la variación de la humedad en el interior con respecto al tiempo. Mediante las ecuaciones de psicrometría se determina la humedad relativa en el refrigerador en estado inicial y el estado final.

Presión parcial:

$$P = P_v + P_a \quad (3.21)$$

P_v : Presión de vapor.

P_a : Presión del aire seco

Humedad específica del aire

$$w = 0.622 \frac{P}{P - P_v} \quad (3.22)$$

Humedad relativa

$$\phi = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.23)$$

ϕ : Humedad relativa.

m_v : Masa de vapor de aire.

m_a : Masa de aire seco.

Tabla 3.6: Instrumentación para la prueba del infiltraciones

Variables a Medir	Instrumento	Cantidad
Refrigerador		
Temperatura en el compartimiento de alimentos frescos.	Termopar tipo T	5
Temperatura en el compartimiento de alimentos congelados.	Termopar tipo T	5
Humedad en los compartimientos	Sensor de humedad	2
Cámara de Ambiente controlado.		
Temperatura	Termopar tipo T	8
Humedad Relativa	Sensor de Humedad	1
Velocidad del aire	Anemómetro	1

Con base en la literatura se realizó el proceso de selección de las pérdidas a evaluar

en este trabajo, teniendo en cuenta la aportación que tiene cada una de ellas en el consumo energético total del refrigerador doméstico. Según este criterio, se evaluaron las infiltraciones a través de los sellos magnéticos, la apertura de puertas, las pérdidas a través de las paredes y el efecto de la carga de refrigerante.

Las condiciones de operación seleccionadas para la elaboración de pruebas, la instrumentación requerida, o las tolerancias y los errores máximos permitidos en los instrumentos de medida se establecieron de forma consistente con la norma oficial mexicana NOM-015-ENER-2012 [17]. Mediante la toma de datos en el tiempo establecido de cada prueba se realiza la cuantificación del consumo de energía asociado a cada tipo de pérdida mediante su respectivo procedimiento de cálculo.

Con esta metodología se plantea un procedimiento para cuantificar las pérdidas en los refrigeradores domésticos de una manera práctica y confiable. Se pretende plantear métodos que ayuden a evaluar la efectividad de los esfuerzos que se hacen para reducir el consumo de energía de estos equipos.

3.1.7 EFECTO DE LA CARGA DE REFRIGERANTE.

Objetivo: Analizar el consumo energético debido al efecto de la cantidad de carga de refrigerante y la variación de la temperatura ambiente.

Uno de los parámetros importantes en el diseño de los equipos de refrigeración es la cantidad de refrigerante que se le debe agregar al sistema, teniendo en cuenta que pequeñas variaciones en la carga óptima del equipo pueden causar aumentos en el consumo de energía. En este caso se analizará el consumo energético a diferentes cargas de refrigerante y así obtener la curva de funcionamiento y la carga óptima de operación.

Basados en la carga de refrigerante recomendada por el fabricante se evaluarán cargas de 72 %, 79 %, 86 %, 93 %, 100 %, y 107 %.

Condiciones de prueba:

- La velocidad del aire al interior de la cámara no debe exceder 0.254 m/s .
- El suministro eléctrico debe ser de 60 Hz y la tensión de $115 \text{ V} \pm 1\text{V}$.
- Temperatura de la cámara: 25°C y 32°C
- Humedad relativa en la cámara: 75%
- Duración de la prueba: 12 horas

Tabla 3.7: Instrumentación para la prueba de carga de refrigerante.

Variables a Medir	Instrumento	Cantidad
Refrigerador		
Temperatura en el compartimiento de alimentos frescos.	Termopar tipo T	3
Temperatura en el compartimiento de alimentos congelados.	Termopar tipo T	3
Temperatura en el evaporador	Termopar tipo T	4
Temperatura en el condensador	Termopar tipo T	4
Temperatura en la entrada y salida del compresor.	Termopar tipo T	2
Presión de succión	Transductor 0-200 <i>psi</i>	1
Presión de descarga	Transductor 0-500 <i>psi</i>	1
Consumo de energía		
Cámara de Ambiente controlado.		
Temperatura	Termopar tipo T	8
Humedad Relativa	Sensor de Humedad	1
Velocidad del aire	Anemómetro	1

CAPÍTULO 4

INSTALACIÓN, INSTRUMENTACIÓN Y EQUIPOS UTILIZADOS.

«El científico encuentra su recompensa en lo que Henri Poincare llama el placer de la comprensión, y no en las posibilidades de aplicación que cualquier descubrimiento pueda conllevar.».

Albert Einstein.

En el presente capítulo se dará una breve descripción de las instalaciones, equipos e instrumentación requeridos para la realización de las pruebas. Se detallarán las características de los instrumentos y del equipo de adquisición de datos.

4.1 INSTALACIONES

4.1.1 CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO.

Las pruebas se llevaron a cabo en una cámara de ambiente controlado, que se encuentra ubicada la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME) de la Universidad Autónoma de Nuevo León, en el laboratorio de ambiente controlado de los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética LIITE.

Las medidas del exterior de la cámara son: 4 m de ancho, 3 m de altura y 3.5 m de profundidad.



Figura 4.1: Cámara de ambiente controlado.

La cámara de ambiente controlado permite mantener temperaturas en un rango de 4°C hasta 45°C , y hasta un máximo de humedad relativa de 95 %. Para la adquisición de datos esta cámara cuenta con 4 módulos para 96 termopares, 4 canales de RTD (Resistance Temperature Detector) para la medición de la temperatura de la cámara, 4 canales para la medición de corriente, 4 canales para la medición de voltaje y dos canales para la medición de presión.

4.1.2 CALORÍMETRO TIPO TÚNEL DE VIENTO.

El túnel de viento tiene la capacidad de controlar la temperatura en un rango de -15°C a 40°C , humedad relativa de 30 % a 95 %, velocidad de aire de 0.5 m/s a 3 m/s . Este equipo se utilizó en la calibración de los sensores de humedad mediante la toma de datos de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo a diferentes rangos de valores de humedad.



Figura 4.2: Calorímetro tipo túnel de viento.

4.2 INSTRUMENTACIÓN

En esta sección se realiza una descripción general de la instrumentación requerida para el registro de datos del refrigerador de prueba, identificando todos los componentes utilizados en la adquisición de las señales para la obtención de la temperatura, presión, humedad relativa, corriente y voltaje, para su posterior procesamiento mediante los códigos elaborados en la plataforma LabVIEW. Mediante esta plataforma se adquieren datos para el cálculo de los valores promedio de las variables como la temperatura, corriente y voltaje, que se registran en periodos de 30 segundos, y los datos de presión y humedad relativa que se registran en periodos de 5 segundos.

En la Figura 4.3 se muestra la interfaz gráfica del control de la cámara climática. Se observa la adquisición de la temperatura presentando mínimas fluctuaciones que están dentro de los valores permitidos por la norma.

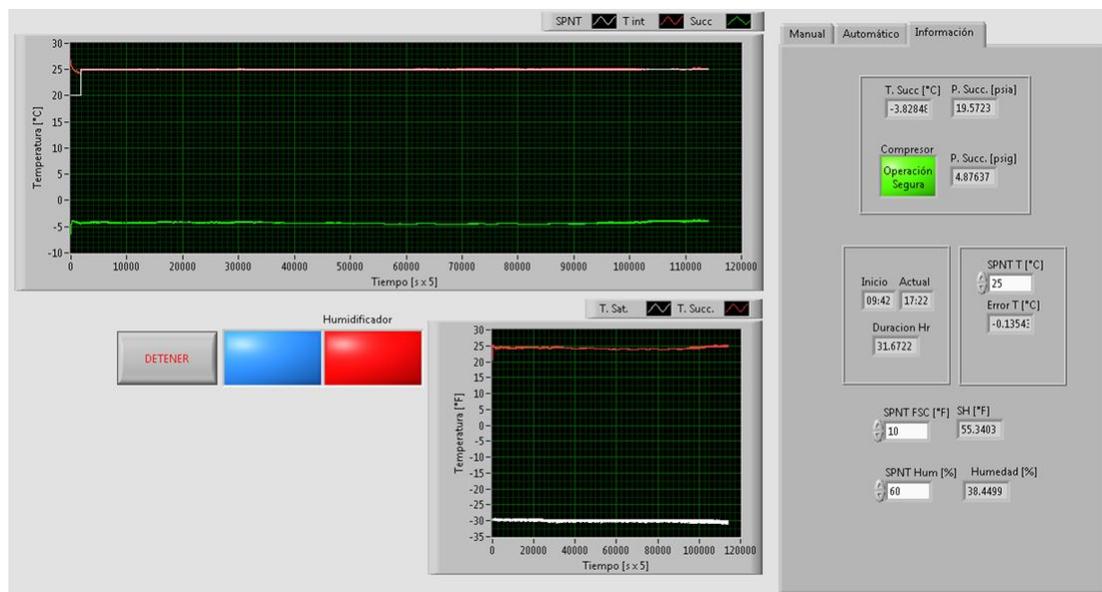


Figura 4.3: Interfaz gráfica del control de la cámara de ambiente controlado.

Los siguientes componentes fueron utilizados en la adquisición de datos:



Figura 4.4: Sistema de control embebido cRIO 9024



Figura 4.5: Módulo de adquisición de temperatura NI 9214



Figura 4.6: Módulo de adquisición NI 9216

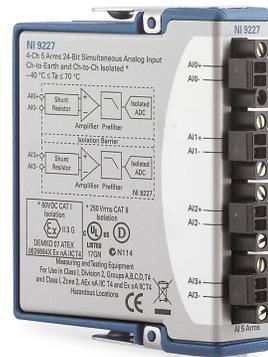


Figura 4.7: Módulo de adquisición de voltaje NI 9227 C Series.

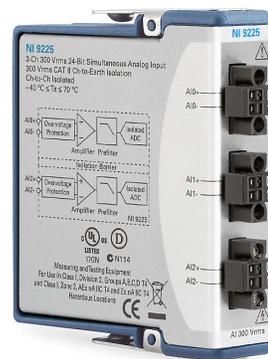


Figura 4.8: Módulo de adquisición de corriente NI 9225 C Series.



Figura 4.9: Compact FieldPoint 2200.

4.2.1 TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.

La medida de presión en el sistema de refrigeración se realizó mediante dos transductores de presión marca Danfoss, los cuales tienen un rango de operación de 0 – 500 *psig* para la medida en el lado de alta presión, y de 0 – 200 *psig* para la medida en el lado de baja presión. El voltaje de alimentación de los transductores es de 9 - 30 *V*, y la señal de salida se encuentra entre 1 - 5 *VDC*



Figura 4.10: Transductor de presión.

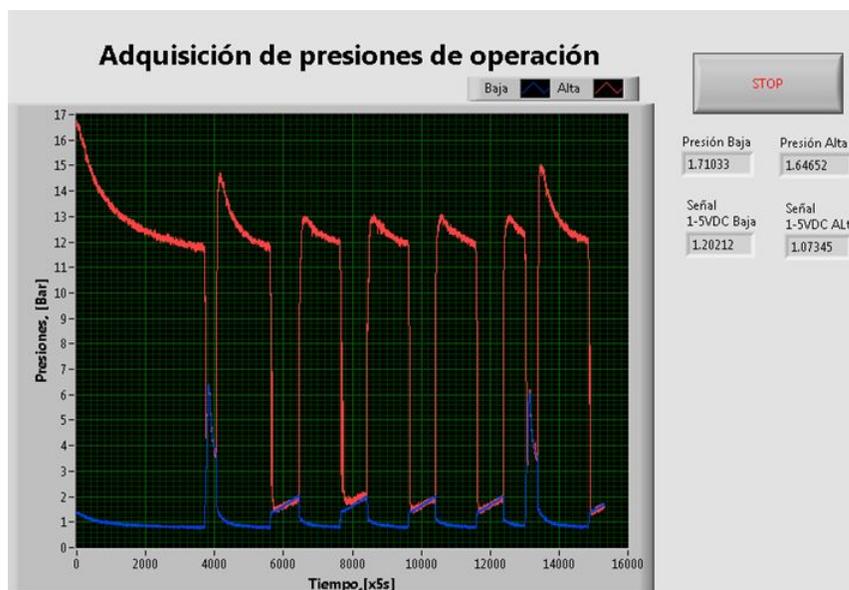


Figura 4.11: Adquisición de las presiones de operación.

La señal de los transductores de presión es recibida a través del modulo NI 9201 para ser luego tratado mediante un código elaborado en la plataforma LabVIEW.

En la Figura 4.11 se observa la interfaz gráfica creada para la adquisición en tiempo real de las presiones de trabajo durante la operación del refrigerador.

4.2.2 MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA

El registro de las temperaturas se realizó mediante termopares tipo T, los cuales tienen una incertidumbre de medida de $\pm 0.5^{\circ}C$, con el fin de conocer las temperaturas dentro de los espacios refrigerados (Refrigerador y congelador), y la temperatura en la cámara climática. Esta instrumentación se hizo basada en la Norma oficial mexicana NOM-015-ENER-2012 [17]. En la Figura 4.5 se observa la interfaz gráfica para la adquisición de las temperaturas de operación, las cuales se toman de 19 termopares tipo T distribuidos en los componentes del equipo.

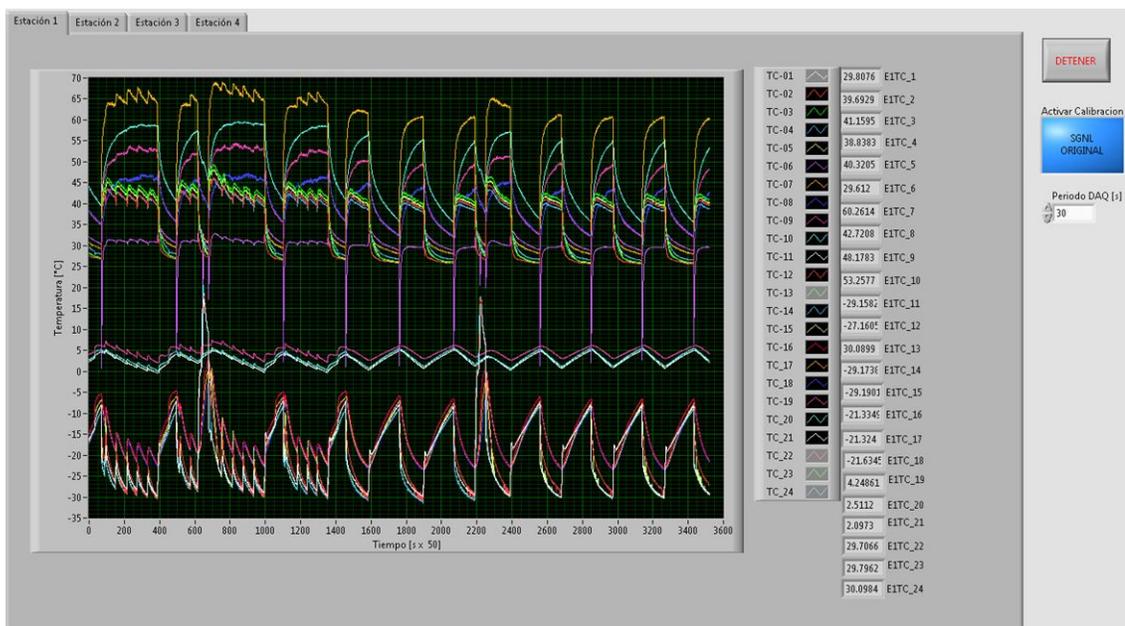


Figura 4.12: Interfaz gráfica de la adquisición de temperatura.

La adquisición de datos es realizada a través del hardware NI 9214, y un sistema embebido Compact RIO 9024, en el cual se registran las señales de los módulos de la cámara mediante la plataforma de LabVIEW.

4.2.3 MEDICIÓN DE LA HUMEDAD RELATIVA.

La medición de la humedad relativa se realiza mediante los sensores de humedad modelo HX85A, el cual tiene un rango de medida de 5 % a 95 % de Humedad relativa con un error de medida de $\pm 1\%$, y un señal de voltaje entre 0 y 10 *VDC*. Estos se utilizan para la adquisición de la medida de humedad al interior de la cámara y los compartimientos del equipo a evaluar.



Figura 4.13: Sensor de humedad HX80A.

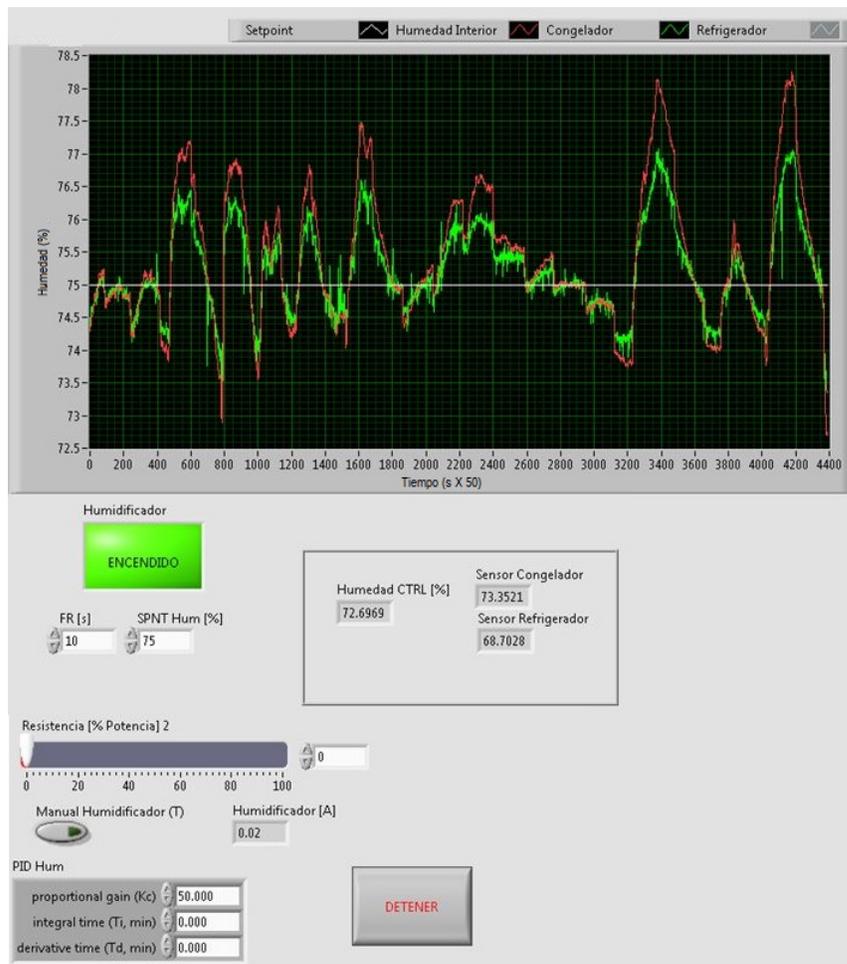


Figura 4.14: Interfaz gráfica del registro de humedad relativa.

La adquisición de datos de humedad relativa se realiza mediante el modulo NI 9216 en el sistema embebido CompactRIO 9024. En la Figura 4.14 se muestra la interfaz gráfica para la adquisición de los datos de humedad relativa de la cámara de ambiente controlado, y de los compartimientos del equipo de prueba mediante el código elaborado en la plataforma LabVIEW.

4.2.4 MEDICIÓN DEL CONSUMO ELÉCTRICO.

Para evaluar el consumo eléctrico se necesita conocer la corriente y voltaje que se suministra al refrigerador, y el suministro a las resistencias de calentamiento. El consumo energético del refrigerador se toma mediante la adquisición de estos datos en tiempo real a través de los módulos NI 9227 y NI 9225; la medida del consumo de las resistencias de calentamiento se realiza mediante el módulo NI 9265 en el sistema embebido CompactRIO 9024.

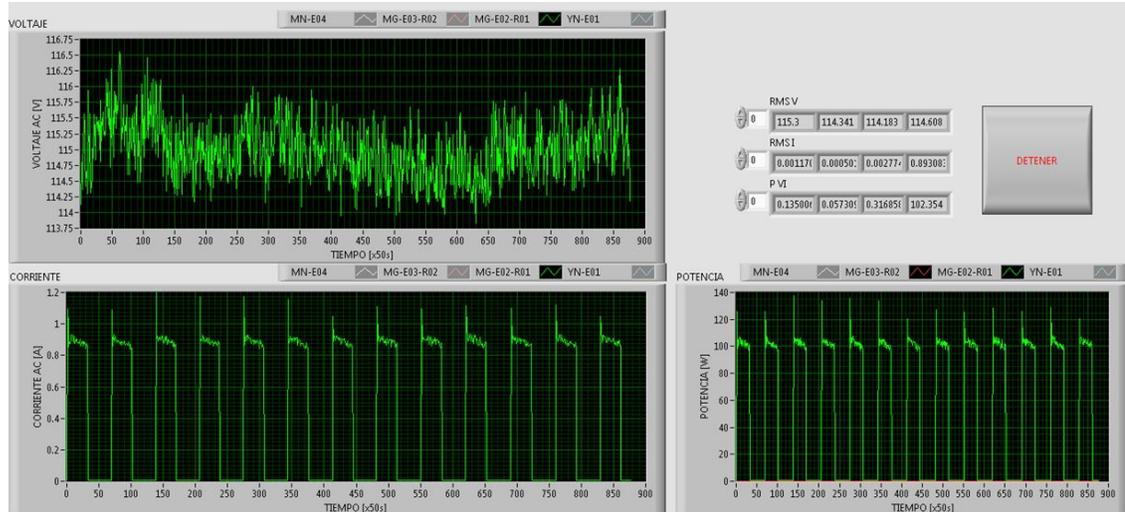


Figura 4.15: Interfaz gráfica de la adquisición de corriente y voltaje.

En la Figura 4.15 se muestra la interfaz gráfica para la adquisición de los datos de consumo energético del refrigerador (corriente, voltaje y potencia eléctrica). Se puede observar que el voltaje oscila entre el rango permitido por la norma de $\pm 1V$.

4.2.5 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DEL AIRE.

La medición de la velocidad del aire se realiza con un anemómetro digital de la marca TSI modelo VELOCICALC 9565, con una resolución de 0.01 m/s .



Figura 4.16: Anemómetro TSI modelo VelociCalc 9565.

4.3 EQUIPOS

4.3.1 REFRIGERADOR DE PRUEBA.

Para el presente estudio se utilizó un refrigerador de prueba marca Whirlpool, modelo WRT511SZD. Trabaja con un compresor hermético recíprocante modelo EM3Z60HLT de la marca Embraco, el cual utiliza 150 ml de aceite lubricante (Ester), un evaporador de tubos y aletas y el condensador de alambre y tubos de convección natural. Como fluido de trabajo el ciclo de refrigeración emplea refrigerante HFC-134a.

las características del refrigerador de prueba se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 4.1: Características técnicas del refrigerador de prueba.

Especificaciones Técnicas	
Marca	Whirlpool
Modelo	WRT511SZD
Capacidad total	469.78 <i>L</i>
Capacidad del congelador	116.31 <i>L</i>
Capacidad del refrigerador	352.90 <i>L</i>
Voltaje	115 -127 <i>V</i>
Frecuencia	60 <i>Hz</i>
Refrigerante	R-134a (139 <i>gr</i>)
Número de puertas	2
Área de puertas	Congelador: 0.46 <i>m</i> ²
	Refrigerador: 0.847 <i>m</i> ²
Longitud del sello de puertas	Congelador: 2.59 <i>m</i>
	Refrigerador: 3.54 <i>m</i>



Figura 4.17: Sensores de presión en la succión y descarga del compresor.



Figura 4.18: Instrumentación del refrigerador de prueba.

En la Figura 4.17 se observa la instrumentación del compresor mediante la instalación de los transductores de presión y termopares en la succión y descarga del compresor. Además de esto, también se toman las medidas de temperatura en varios puntos de la carcasa del compresor. En la Figura 4.18 se tiene el equipo de prueba instrumentado en el interior en base a los parámetros establecidos en la norma oficial mexicana NOM-015-ENER-2012.

CAPÍTULO 5

ENSAYOS EXPERIMENTALES

«La felicidad es el significado y propósito de la vida, el objetivo y fin de la existencia humana.».

Aristóteles.

En este capítulo se dará una descripción del desarrollo de cada una de las pruebas realizadas para llevar a cabo la presente investigación, la cual consta de una serie de ensayos experimentales en los equipos del laboratorio de ambiente controlado mediante la adquisición de las variables físicas como presión, temperatura y humedad, para su posterior procesamiento y obtención de los resultados esperados.

5.1 CALIBRACIÓN DE LOS SENSORES DE HUMEDAD

En la elaboración de pruebas es necesario el control de la humedad en la cámara climática y dentro de los compartimientos del refrigerador para realizar el cálculo de las infiltraciones a través de los sellos de los magnéticos de las puertas. Para esto se utiliza los sensores de humedad modelo HX85A, modelo que tiene un rango de medida de 5% a 95% de humedad relativa. La calibración de estos instrumentos se realiza bajo la norma ASTM E-337; para esto se realiza un montaje experimental como se muestra en la Figura 5.1.

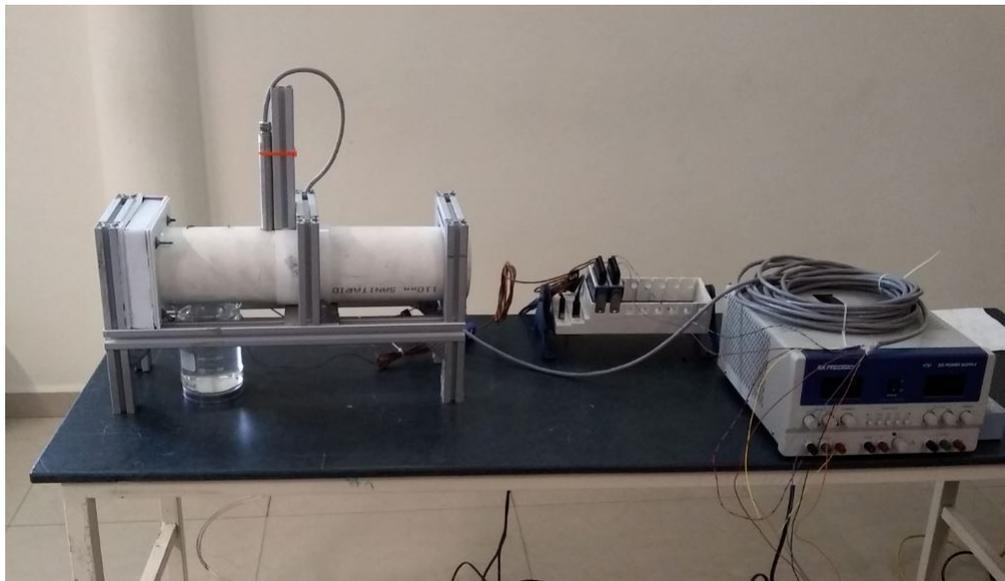


Figura 5.1: Montaje para la calibración del sensor de humedad.

Para mantener las condiciones necesarias para la calibración se coloca este montaje dentro del calorímetro tipo túnel de viento del laboratorio de ambiente controlado,

variando así los valores de humedad desde el 70 %, hasta el valor máximo alcanzado por el túnel de 90 % en incrementos graduales de 5 %. Con los valores obtenidos de voltaje y los cálculos de la humedad mediante la medida de la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo se obtiene la curva de calibración del sensor.

5.2 ESTABILIZACIÓN DE LA CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO

5.2.1 VELOCIDAD DEL AIRE EN EL INTERIOR DE LA CÁMARA

Para cumplir con los valores establecidos por la norma oficial mexicana NOM-015-ENER-2012, se realiza la medida de la velocidad del aire en 72 puntos (cerca a la ubicación de las masas de los termopares) para así obtener un promedio global y verificar el cumplimiento del estándar.

En la toma de la medida de la velocidad del aire se utiliza un anemómetro digital TSI modelo VELOCICALC 9565, con una resolución de 0.01 m/s .

5.2.2 CONTROL DE TEMPERATURA.

Mediante la prueba en vacío de la cámara se realiza el cálculo del gradiente de temperatura y el tiempo de estabilización. Se realizan dos pruebas durante un tiempo de 36 horas a temperaturas de $25^{\circ}C$ y $32^{\circ}C$, se mide la temperatura al interior de la cámara a través de 72 termopares distribuidos uniformemente conectados al sistema de adquisición de datos y mediante el entorno de programación de LabVIEW.

Se realiza el cálculo de la temperatura media tomada cada 0.5 m de altura; se obtienen los valores representados en las Figuras 5.2 y 5.3.

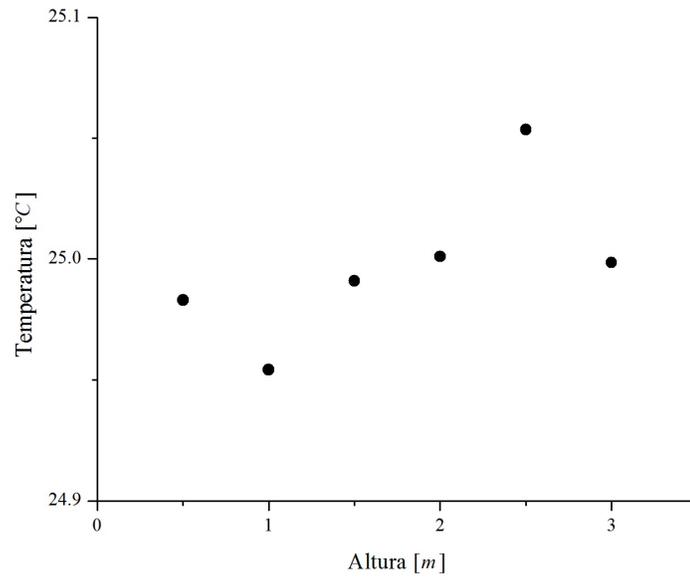


Figura 5.2: Temperatura dentro de la cámara climática en puntos ubicados a distintas alturas ($25^{\circ}C$).

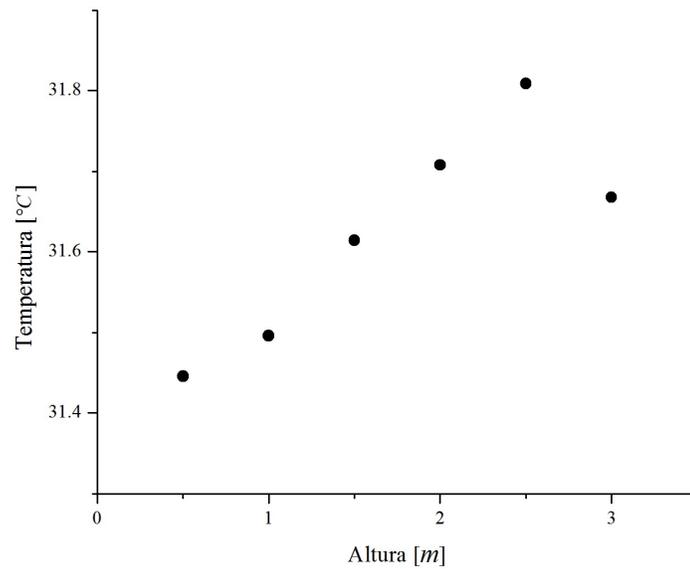


Figura 5.3: Temperatura dentro de la cámara climática en puntos ubicados a distintas alturas ($32^{\circ}C$).

Con esto se obtienen los valores de los gradientes máximos de $0.18^{\circ}\text{C}/\text{m}$ y $0.06^{\circ}\text{C}/\text{m}$ a temperaturas de 32°C y 25°C , respectivamente.

5.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor " U " se realiza mediante la prueba de pérdida de calor inverso, en la cual se somete el equipo a una temperatura mayor en el lado del congelador y refrigerador con respecto a la temperatura ambiente. Esta diferencia de temperatura se toma en base a las temperaturas de operación reales del refrigerador doméstico para así considerar las mismas variaciones de diferencia y conservar las mismas características de transferencia de calor.

La prueba se realiza en la cámara de ambiente controlado, la cual se mantiene a una temperatura de 25°C . El compartimiento del refrigerador y del congelador se someten a temperaturas de 43°C y 58°C , respectivamente.

Las temperaturas en el interior del refrigerador se registraron mediante tres termopares tipo T, distribuidos en cada compartimiento, para obtener una temperatura media espacial uniforme. Los datos para el cálculo se toman cuando la temperatura interior ha alcanzado su estado estable durante un periodo de 12 horas, obteniendo también el consumo necesario de las resistencias de calentamiento para mantener la temperatura de consigna dentro del equipo. En las Figuras 5.4 y 5.5 se observa el comportamiento de la temperatura en ambos compartimientos del equipo de prueba, y la potencia requerida por las resistencias de calentamiento para mantener el estado estable.

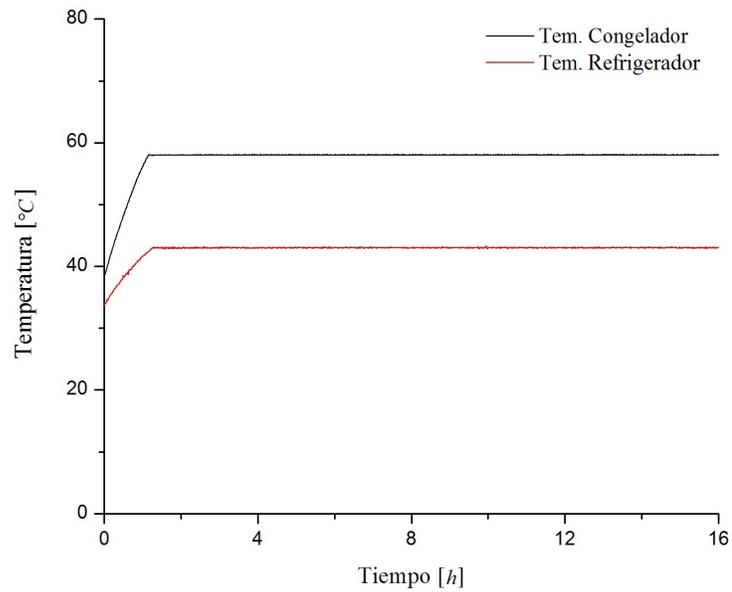


Figura 5.4: Promedio espacial de la temperatura en el interior del equipo de prueba.

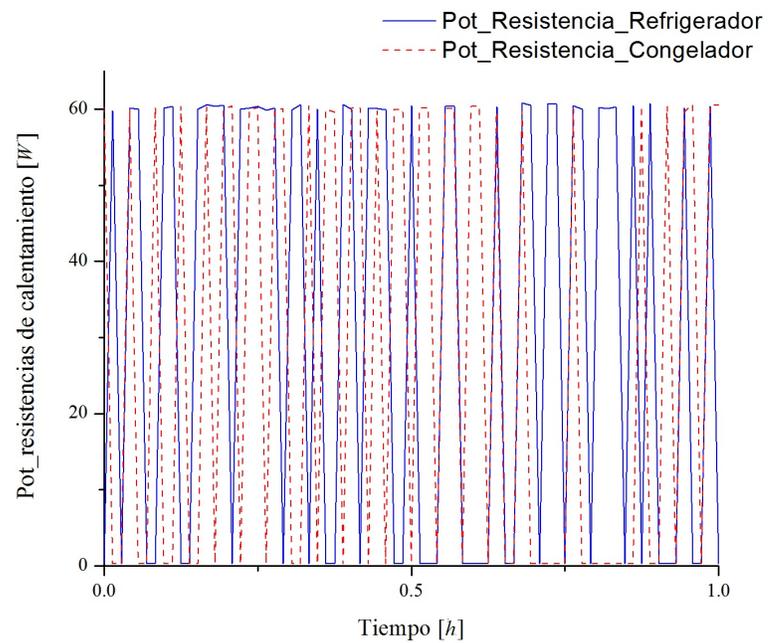


Figura 5.5: Consumo de potencia de las resistencias de calentamiento.

5.4 APERTURA DE PUERTAS

En la evaluación del efecto de la apertura de puertas se realizan los experimentos a dos condiciones ambientales diferentes, en las cuales se analizan los cambios en la operación del ciclo, teniendo en cuenta que se mantienen constantes el ángulo de apertura de puerta y el tiempo de apertura. La humedad relativa del ambiente se mantiene en un valor de $75\% \pm 5\%$, para ambas temperaturas ambientales.

Se realiza el análisis del aumento en el consumo energético asociado a cada apertura y la variación de la temperatura ambiente.

En las Figuras 5.6 y 5.7 se observa la variación en el consumo energético, la operación del compresor, y el cambio en el comportamiento de la temperatura en el interior de los compartimientos. Se observan ciclos de encendido más prolongados para un mayor número de apertura de puertas.

En las Figuras 5.6 y 5.7 se observa el consumo de potencia y el aumento del ciclo de encendido del compresor con el aumento en el número de apertura de puertas por hora (APH). El abatimiento de carga térmica aumenta el consumo del compresor a mayores temperaturas ambiente, debido a la mayor ganancia de calor que se tiene por este efecto, y por el incremento en la humedad contenida en el ambiente a mayores temperaturas.

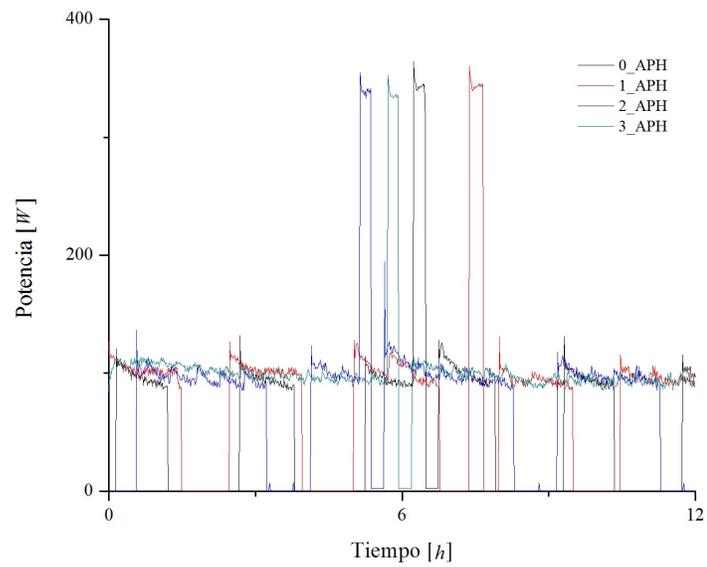


Figura 5.6: Consumo energético con la variación del número de aperturas de puertas por hora, APH (temperatura ambiente 25°C).

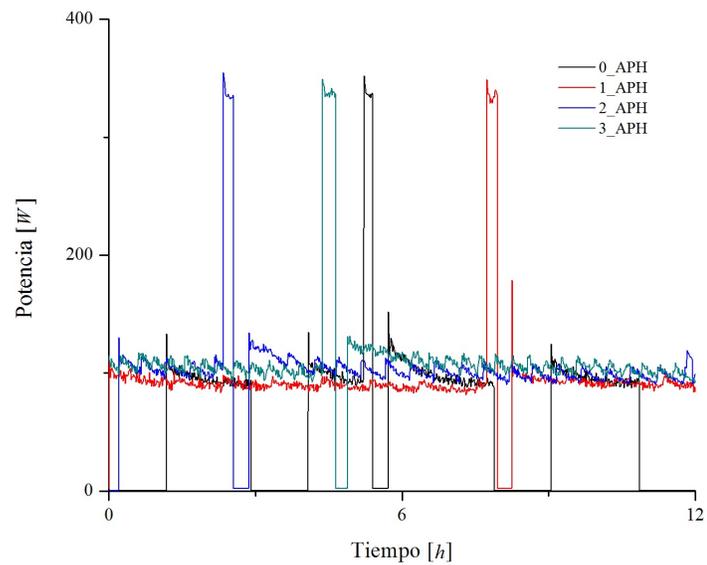


Figura 5.7: Consumo energético con la variación del número de aperturas de puertas por hora APH (temperatura ambiente 32°C).

En las Figuras 5.8 y 5.9 se observa el efecto del número de apertura de la puerta por hora (APH) en el ciclo de encendido/apagado del compresor del refrigerador, variando desde 6 ciclos hasta 2 ciclos en un periodo de 12 horas. La amplitud del ciclo de encendido depende del número de aperturas realizadas; en este experimento se estudió el comportamiento del equipo con una variación desde 12 hasta 36 aperturas en el tiempo de prueba. Debido a la ganancia de calor sensible y latente que se tiene en cada apertura la operación del compresor se prolonga para así abatir esta carga térmica aumentando el consumo energético del equipo.

La ganancia térmica del equipo se ve reflejada en el aumento de los picos de presión que se observan en cada ciclo de encendido del compresor.

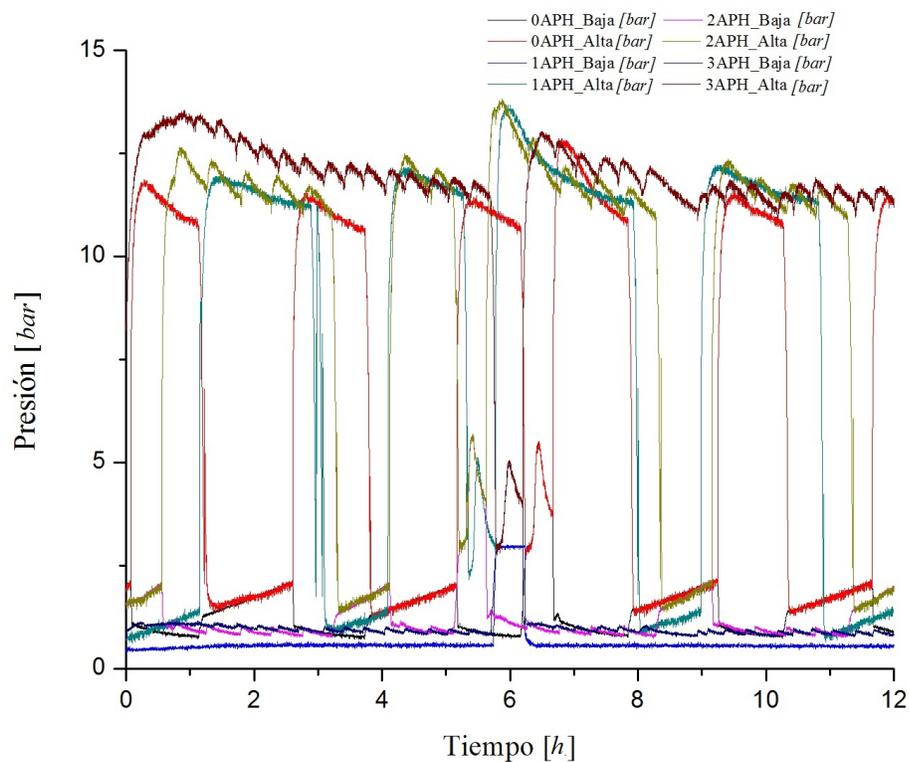


Figura 5.8: Presión de succión (Baja) y presión de descarga (Alta) del compresor con la variación del número de aperturas de puertas por hora APH (temperatura ambiente 25°C).

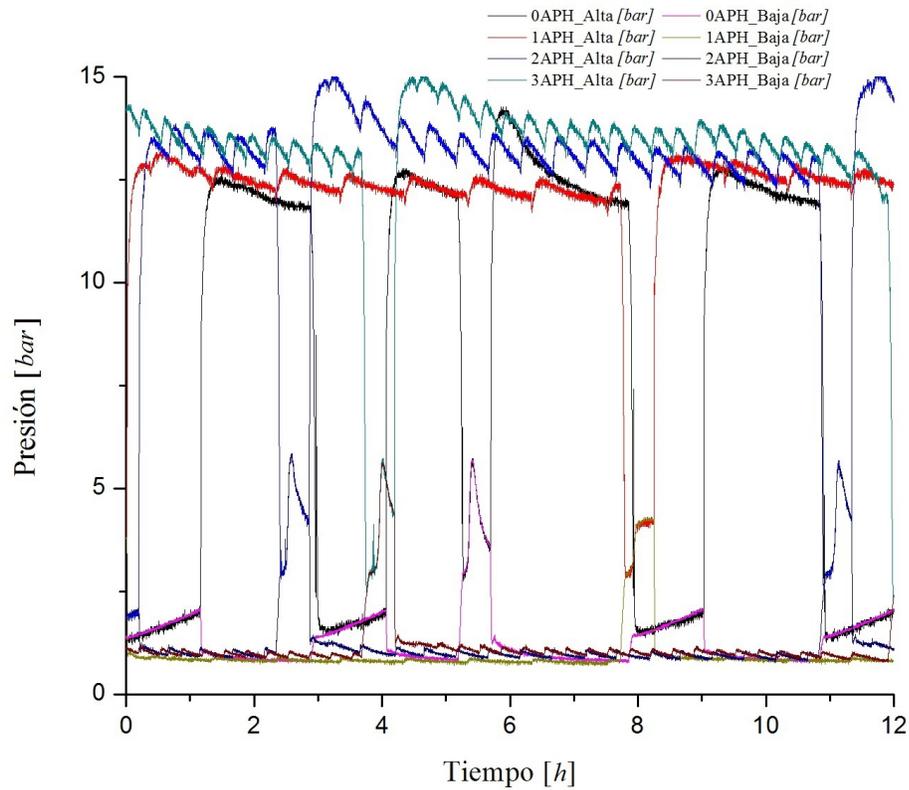


Figura 5.9: Presión de succión (Baja) y presión de descarga (Alta) del compresor con la variación del número de aperturas de puertas por hora APH (temperatura ambiente $32^{\circ}C$).

En las Figuras 5.10 y 5.11 se observa que el número de apertura de puertas por hora (APH) afecta las oscilaciones de temperatura en el interior del refrigerador, aumentando así la temperatura mínima alcanzada por el equipo en un valor máximo de $4^{\circ}C$ para el refrigerador y $3^{\circ}C$ para el congelador. Estos aumentos de temperatura y el aumento en las oscilaciones tienden a dañar la calidad de los alimentos, según el estudio realizado por Blond y Le Meste [33], en el cual encontraron que estos cambios de temperatura producen efectos adversos y acumulativos en la calidad de los alimentos almacenados y conservados a bajas temperaturas.

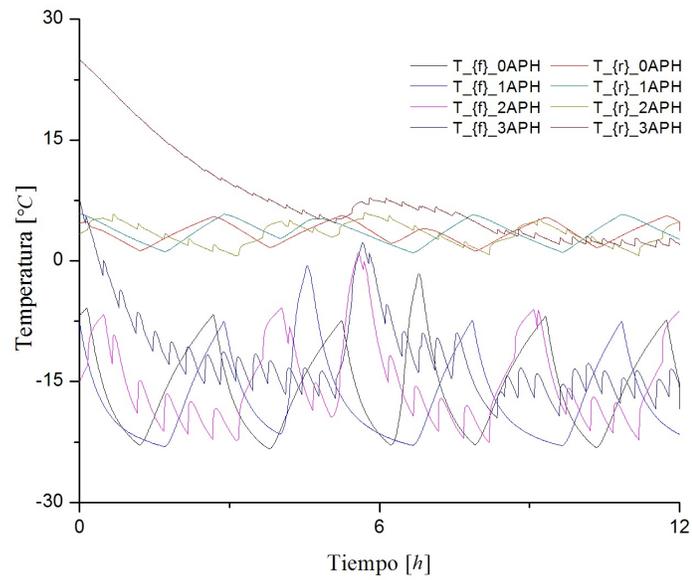


Figura 5.10: Temperatura del refrigerador T_r y del congelador T_f con la variación del número de aperturas de puerta por hora APH ($T_{amb} 25^\circ\text{C}$).

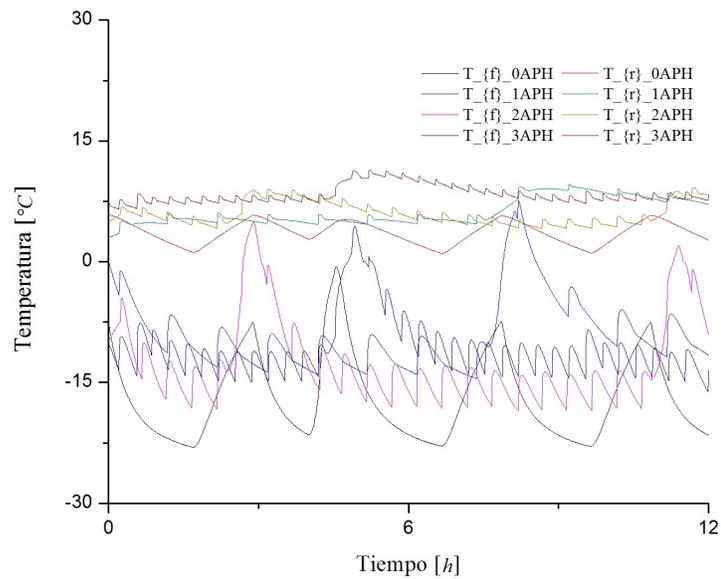


Figura 5.11: Temperatura del refrigerador T_r y del congelador T_f con la variación del número de aperturas de puerta por hora APH ($T_{amb} 32^\circ\text{C}$).

5.5 INFILTRACIONES A TRAVÉS DEL SELLO MAGNÉTICO DE LAS PUERTAS

En esta prueba se somete el refrigerador con las puertas abiertas a una temperatura ambiente de 25°C y a una humedad relativa mínima posible en el ambiente hasta alcanzar una uniformidad tanto de la temperatura como de la humedad en su interior. Entonces se cierra la puerta del refrigerador y la cámara de ambiente controlado se ajusta a la misma temperatura y a una humedad superior, en este caso de 95 % para así garantizar que la cantidad de calor infiltrada sea solo por efecto de la humedad.

Mediante la toma de datos en el equipo de prueba (humedad y temperatura) por un periodo de 12 horas se registra el aumento de la humedad relativa en el interior del equipo. Esta ganancia se ve reflejada en un aumento de carga que debe ser removida por el sistema de refrigeración, estos datos se toman mediante dos sensores de humedad ubicados en cada compartimiento, conectados al sistema de almacenamiento de datos y mediante la plataforma de programación de LabVIEW.

en la Figura 5.12 se observa el comportamiento de la humedad relativa del congelador (HR-Congelador) y refrigerador (HR-Refrigerador) en el periodo de prueba, la humedad relativa en la cámara climática (HR-Cámara) se mantuvo en un rango de $95\% \pm 5\%$. En el periodo de prueba se observa un comportamiento casi lineal de la ganancia desde el estado inicial establecido hasta la culminación de la prueba. Entonces determina la razón de incremento de la humedad.

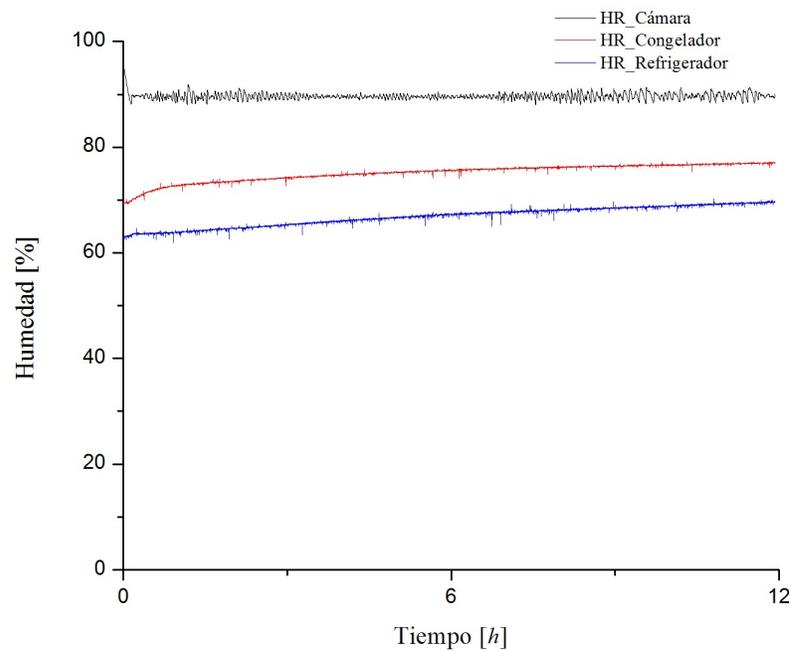


Figura 5.12: Ganancia de humedad en el congelador (HR Congelador) y refrigerador (HR Refrigerador) por infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas.

Las variaciones presentes en los valores de humedad del congelador (HR Congelador) y del refrigerador (HR Refrigerador), se deben a la calibración de los sensores; esto no afecta en el resultado debido a que solo se toma la medida de la ganancia de humedad desde el estado inicial al estado final.

5.6 EFECTO DE LA CARGA DE REFRIGERANTE.

La carga de refrigerante en el sistema es un tema de gran importancia en el diseño de los equipos de refrigeración, en este caso se evalúa el efecto que se tiene al cargar el sistema con diferentes masas de refrigerante, tomando como referencia la cantidad de masa de refrigerante recomendada por el fabricante. Se analizará el comportamiento del ciclo para las siguientes cargas de refrigerante R134a: 72%,

79 %, 86 %, 93 %, 100 % y 107 %, de su carga nominal. [6]

Con el fin de analizar los efectos de la temperatura ambiente, estas pruebas se realizarán a temperaturas de $25^{\circ}C$ y $32^{\circ}C$, tomando medidas de las presiones y temperaturas de operación del equipo para observar las variaciones según la carga de refrigerante del equipo.[6]

En la elaboración de la prueba se realiza una carga inicial de 100 gramos de refrigerante, siendo esta la cantidad mínima a evaluar, se realiza la toma de datos (presión y temperatura de operación) en un periodo de 12 horas, procediendo luego a aumentar la carga gradualmente 10 gramos, realizando la toma de datos para cada aumento hasta llegar al valor máximo de 150 gramos de refrigerante.

Tabla 5.1: Carga de refrigerante.

Temperatura ambiente [$^{\circ}C$]	
25	32
Carga de refrigerante [% de la carga nominal]	
	72
	79
	86
	93
	100
	107

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

«Cuando más grande es la dificultad, más gloria hay en superarla.».

Epicuro.

En este capítulo se plasman los resultados obtenidos del análisis de los datos recolectados para cada experimento. Este análisis se basa en la comparación del comportamiento y el aumento en el consumo energético del equipo debido a la transferencia de calor por las paredes, las infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas, el efecto de apertura de puertas y el efecto de la carga refrigerante. Estos son los factores que se tienen en cuenta en este trabajo experimental para evaluar el efecto de cada uno de ellos en el consumo energético total.

Estos parámetros se evalúan a dos temperaturas ambientales diferentes, las cuales se controlan en la cámara climática, logrando así obtener el efecto que se tiene según las condiciones de operación a las que éste sometido el equipo.

Como resultado final se obtendrá una relación en la que se involucren todos los factores que afectan el consumo energético del refrigerador doméstico.

6.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Mediante las ecuaciones 6.1, 6.2 y 6.3 que calculan los coeficientes globales de transferencia de calor de cada parte del equipo, respecto a los posibles caminos de flujo de calor (Refrigerador-Ambiente, Congelador-Ambiente y Refrigerador-Congelador), y se realiza la caracterización del equipo. Estas ecuaciones son tomadas de la referencia [23], en las cuales se tiene en cuenta la diferencia de temperaturas y la cantidad de calor aportada por las resistencias.

$$U_r - \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{\Delta T_m}{\Delta T_r} \right)_k U_m = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{Q_r}{\Delta T_r} \right)_k \quad (6.1)$$

$$U_f - \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{\Delta T_m}{\Delta T_f} \right)_k U_m = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{Q_f}{\Delta T_f} \right)_k \quad (6.2)$$

$$-\frac{1}{2n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{\Delta T_r}{\Delta T_m} \right)_k U_r + \frac{1}{2n} \sum_{k=1}^n \left(\frac{\Delta T_f}{\Delta T_m} \right)_k U_f + U_m = \frac{1}{2n} \sum_{k=1}^n ((Q_f - Q_r) \Delta T_m)_k \quad (6.3)$$

Tomando en cuenta el análisis de los datos por un tiempo de 12 horas, se obtiene las ecuaciones 6.4, 6.5 y 6.6:

$$U_r - 0.83394U_m = 1.5948 \quad (6.4)$$

$$U_f - 0.45471U_m = 0.764953 \quad (6.5)$$

$$-0.59956U_f + 1.099602U_f + U_m = -0.1568 \quad (6.6)$$

Planteando el sistema de ecuaciones se obtienen los valores de los coeficientes de transferencia de calor.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -0.83394 \\ 0 & 1 & 0.45471 \\ -0.59956 & 1.099602 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_r \\ U_f \\ U_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.43573 \\ 0.764953 \\ -0.1568 \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

$$U_r = 1.56 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_f = 0.746 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_m = 0.0417 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Mediante el método de pérdida de calor inverso se evalúa el flujo de calor a través del material aislante utilizado en la elaboración de las paredes del refrigerador.

Los valores obtenidos para los coeficientes globales de transferencia de calor para cada compartimiento del refrigerador, presentan una mínima variación comparados

con los valores obtenidos por Sim y Soo Ha [23] y Rubas y Bullard (1993) [26] en sus investigaciones. Esta comparativa se puede observar en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1: Comparación de resultados del coeficiente global de transferencia de calor.

Coeficiente global de transferencia de calor U	Sim y So Ha	Rubas y Bullard (1993)	Presente Investigación	% Dif
U_r [$W/(m^2 \cdot K)$]	1.4266	1.616	1.56	9
U_f [$(W/m^2 \cdot K)$]	0.8740	0.954	0.746	14
U_m [$(W/m^2 \cdot K)$]	0.0432		0.0417	3

Comparando con los valores obtenidos por Sim y So Ha, presentan una variación de 9%, 14% y 3% para U_r , U_f y U_m , respectivamente.

6.2 PÉRDIDA DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PAREDES DEL GABINETE.

Las pérdidas de calor a través de las paredes del gabinete debido a las diferencias de temperatura existentes se cuantifican mediante las ecuaciones 6.8 y 6.9, teniendo en cuenta los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor estimados anteriormente. Además de esto, se tiene en cuenta el área de flujo correspondiente a cada coeficiente, tomadas del equipo de prueba.

$$Q_r = U_r A_r \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \Delta T_r - U_m A_m \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \Delta T_m \quad (6.8)$$

$$Q_f = U_f A_f \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \Delta T_f + U_m A_m \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \Delta T_m \quad (6.9)$$

En la Figura 6.1 se observa que la pérdida de calor en el congelador (Q_f) y el refrigerador Q_r incrementa linealmente con el aumento en la diferencia de temperatura entre los compartimientos del refrigerador y el ambiente.

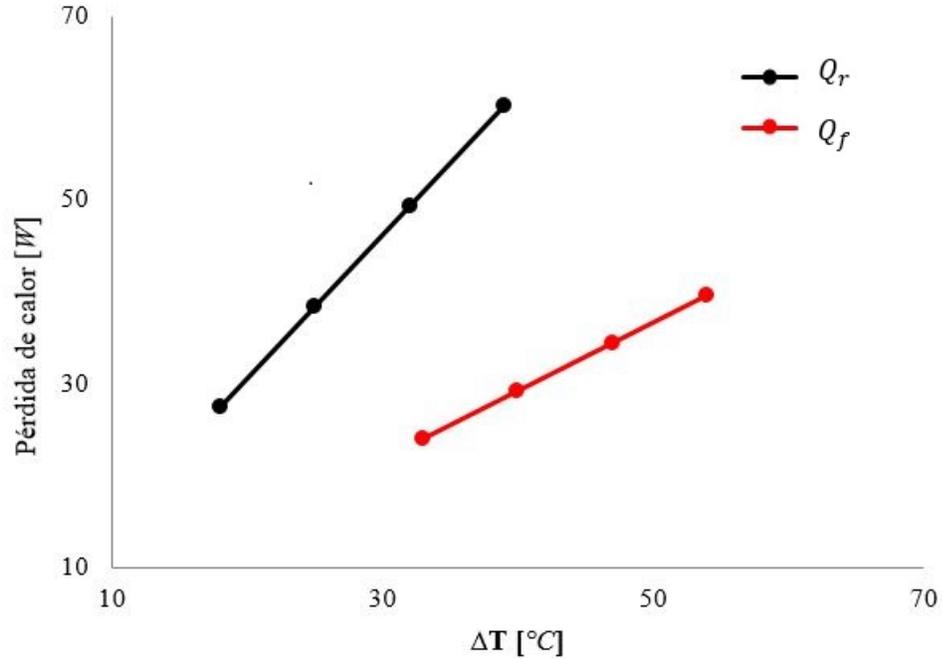


Figura 6.1: Pérdida de calor a través de las paredes del refrigerador Q_r y congelador Q_f con la variación de la temperatura ambiente.

Es conveniente tener en consideración los datos reportados en la literatura, donde los valores típicos para Q_f están entre 5 y 20 W, y para Q_r entre 35 y 55 W [26], para temperaturas de operación entre 20°C y 35°C. Staley et al. [34], por su parte, calculan el flujo de calor a través de las paredes; para Q_r obtienen valores de 22 a 29 W, y para Q_f obtienen valores de 52 a 63 W para un ΔT de 33°C.

Para el análisis de los resultados se realiza el cálculo de los errores residuales correspondientes al flujo de calor del lado del refrigerador y congelador, estos se estiman con las ecuaciones 6.10 y 6.11:

$$error(Q_r) = \left| \frac{U_r \Delta T_r - U_m \Delta T_m - Q_r}{Q_r} \right| \quad (6.10)$$

$$error(Q_f) = \left| \frac{U_f \Delta T_f + U_m \Delta T_m - Q_f}{Q_f} \right| \quad (6.11)$$

Los errores residuales son de 0.57 % y 0.635 % del lado del refrigerador y del congelador, respectivamente, basados en la entrada de calor de las resistencias de calentamiento ubicadas dentro del equipo.

En el presente trabajo, a una temperatura de operación de $32^\circ C$ se obtiene una pérdida de calor de 50 W y 28 W para el compartimiento del refrigerador y congelador, respectivamente. Esto implica una pérdida total a través de las paredes del gabinete de 78 Wh, representa un 13 % del consumo total del equipo.

6.3 APERTURA DE PUERTAS.

El desempeño del refrigerador es directamente afectado por las temperaturas a las cuales se encuentra operando, teniendo como causa principal el aumento en el consumo energético con el aumento de la temperatura ambiente. Este análisis se basa en dos temperaturas, que se seleccionan con base a lo establecido en la norma NOM-015-ENER-2012, y en las temperaturas promedio de operación.

El consumo a una temperatura de $25^\circ C$ se ve afectado con la variación de aperturas de puerta desde 1 APH hasta 3 APH con un aumento en el consumo de energía, respecto al caso sin apertura de puertas, desde 22 % hasta un 47 %; y con respecto a la temperatura ambiente de $32^\circ C$ aumenta desde 34 % a 48 %, conservando siempre un mayor incremento en las condiciones de operación a la temperatura más alta.

En la Figura 6.2 se observa el aumento en el consumo energético del refrigerador como función del número de aperturas de puerta. En el primer caso donde no hay aperturas de puerta el consumo energético es de 1.275 kWh/día y 1.4656 kWh/día para una temperatura ambiente de $25^\circ C$ y $32^\circ C$, respectivamente. Se puede observar que a temperaturas de trabajo mayores hay un consumo energético más alto, esto

debido al aumento de la carga térmica latente.

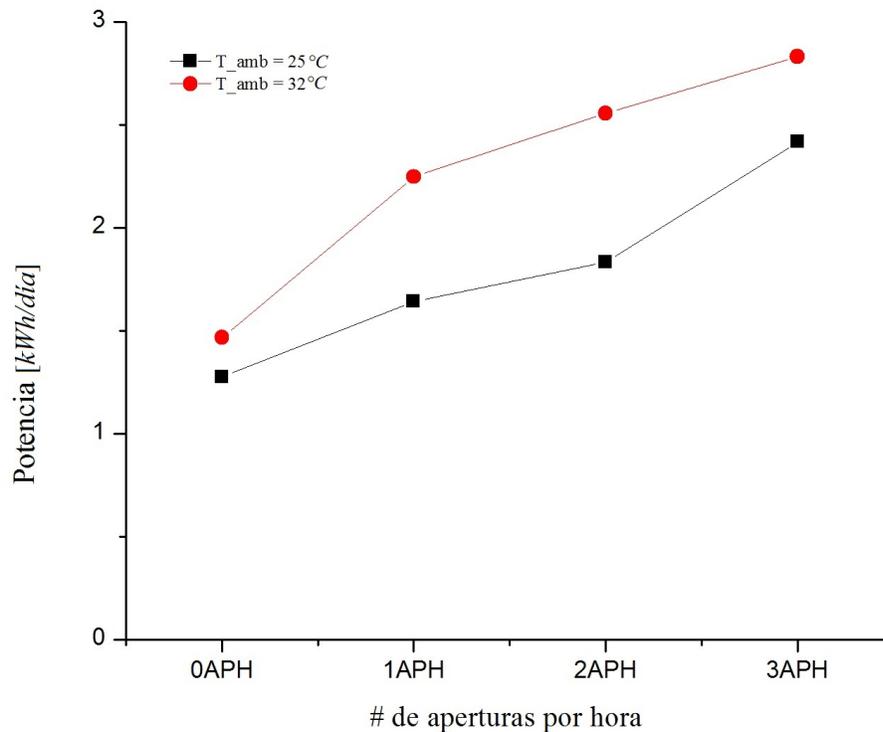


Figura 6.2: Efecto de la temperatura ambiente en el consumo energético del refrigerador.

Con el aumento de la temperatura ambiente se refleja un aumento promedio en el consumo de 25 % con el incremento en el número de apertura de puertas.

Otro efecto ocasionado por la apertura de puertas es el aumento en la temperatura del interior del equipo. En las Figuras 6.3 y 6.4 se observa un aumento en la temperatura tanto del refrigerador como del congelador. Estos aumentos en las temperaturas de operación, y las oscilaciones excesivas tienden a dañar las características de los alimentos almacenados. La apertura de puertas es la causa principal de la alteración de la temperatura del equipo. Estas variaciones mostraron un máximo de $6.9^{\circ}C$ para el lado del refrigerador y $2.2^{\circ}C$ para el congelador.

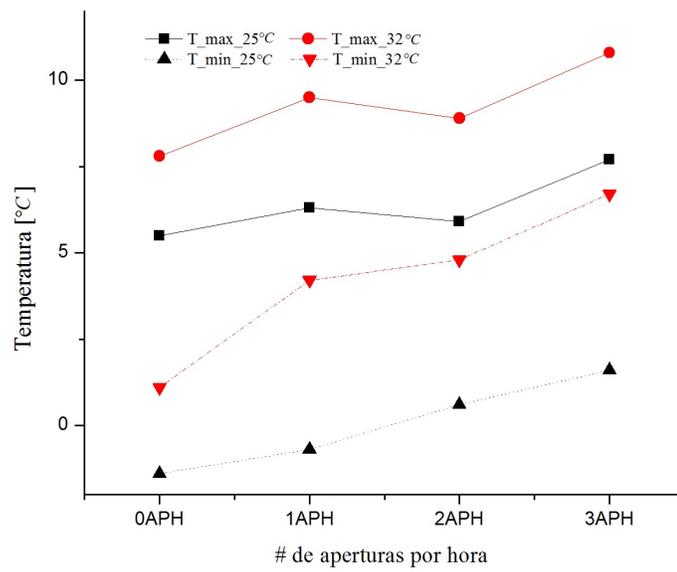


Figura 6.3: Temperatura máxima y mínima en el interior del refrigerador como función del número de aperturas y la temperatura del medio ambiente.

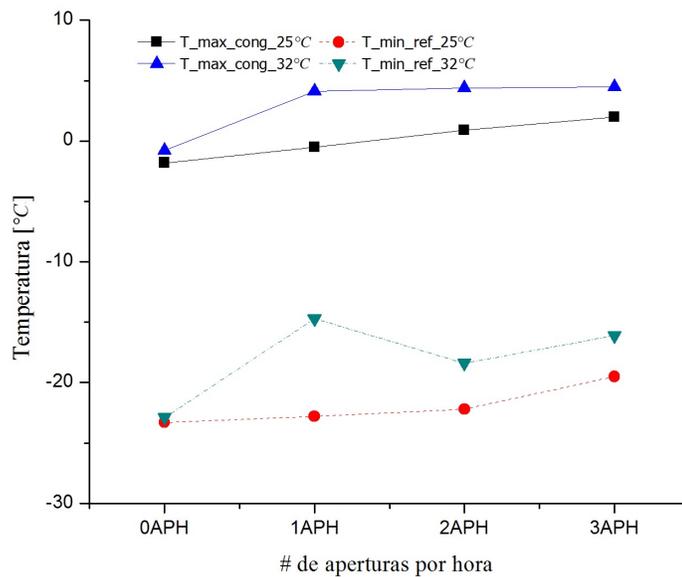


Figura 6.4: Temperatura máxima y mínima en el interior del refrigerador como función del número de aperturas y la temperatura del medio ambiente.

6.4 INFILTRACIONES A TRAVÉS DE LOS SELLOS MAGNÉTICOS DE LAS PUERTAS

Para el cálculo de la ganancia de calor del refrigerador a través de los sellos magnéticos, se realiza un análisis de la cantidad de masa de agua presente en el interior del equipo, desde su estado inicial hasta su estado final mediante las ecuaciones de psicrometría, con una temperatura ambiente de $25^{\circ}C$ como punto de partida.

Mediante las pruebas realizadas se observó que la ganancia de humedad en los compartimientos del refrigerador tienen un comportamiento casi lineal con respecto al tiempo de ejecución de la prueba. Por medio de las ecuaciones de psicrometría se realizará el cálculo de la cantidad de masa de infiltración y el calor asociado a estas infiltraciones.

Teniendo en cuenta que las pruebas se realizaron a una temperatura de $25^{\circ}C$, con ayuda de las tablas termodinámicas [14] se obtienen los valores de las presiones de vapor para el análisis de los resultados.

Constante del aire	$R_a = 0.287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Calor específico del aire	$C_{p_{aire}} = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Constante del vapor de agua	$R_v = 0.4615 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Presión del vapor de agua a $25^{\circ}C$	$P_{v@25^{\circ}C} = 3.1698 \text{ kPa}$
Entalpía de saturación a $25^{\circ}C$	$h_{g@25^{\circ}C} = 2546.5 \text{ kJ}/\text{kg}$

Tomando la presión local de 96 kPa en el laboratorio de prueba, se tiene que la presión parcial del aire es de:

$$P_a = P - P_v \tag{6.12}$$

$$P_a = 92.8302 \text{ kPa}$$

La presión de vapor se estima con la ecuación 6.13 para el estado inicial y final de la prueba.

$$P_v = \phi P_{sat} \quad (6.13)$$

Las ecuaciones de la 6.14 a la 6.18 se utilizarán para el cálculo de la carga térmica asociada al flujo de masa de vapor de agua desde el ambiente hacia el interior del equipo. Estos cálculos se realizan teniendo en cuenta la entalpía de vaporización del agua a la temperatura de trabajo y el volumen interno de cada compartimiento, teniendo como base un gradiente de humedad entre el ambiente y el equipo de aproximadamente 25 %. Los datos de cálculo se resumen en la Tabla 6.2, donde se muestra la ganancia térmica total del equipo.

$$\omega = 0.622 \frac{P_a}{P - P_a} \quad (6.14)$$

$$h = h_a + \omega h_g \quad (6.15)$$

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} \quad (6.16)$$

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} \quad (6.17)$$

$$m_v = \omega m_a \quad (6.18)$$

donde:

ω : Humedad específica.

P_a : Presión parcial del aire.

P_v : Presión parcial del vapor de agua.

h_a : Entalpía del aire seco.

h_g : Entalpía de saturación.

m_a : Masa de aire seco.

m_v : Masa de vapor de agua.

V_a : Volumen de aire seco.

V_v : Volumen de vapor de agua.

R_a : Constante del aire.

R_v : Constante del vapor de agua.

T : Temperatura.

Tabla 6.2: Cálculo de la cantidad de calor debido a las infiltraciones a través de los sellos magnéticos.

	Refrigerador		Congelador	
	E. Inicial	E. Final	E. Inicial	E. Final
Humedad Relativa (%)	62.96	69.68	69.35	77.05
Temperatura ($^{\circ}C$)	25	25	25	25
Presión de vapor (kPa)	3.1698	3.1698	3.1698	3.1698
Volumen interior (m^3)	0.37	0.37	0.18	0.18
Presión atmosférica (kPa)	96	96	96	96
C_{p_aire} ($kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$)	1.005	1.005	1.005	1.005
R_{aire} ($(kPa \cdot m^3)/(kg \cdot ^{\circ}C)$)	0.287	0.287	0.287	0.287
R_{vapor} ($(kPa \cdot m^3)/(kg \cdot ^{\circ}C)$)	0.4615	0.4615	0.4615	0.4615
Presión de vapor (kPa)	1.996	2.209	2.198	2.442
Presión del aire (kPa)	92.83	92.83	92.83	92.83
w ($kg H_2O/kg_{aireseco}$)	0.0132	0.0146	0.0146	0.0162
$h_{g@25^{\circ}C}$ (kJ/kg)	2546.5	2546.5	2546.5	2546.5
h_{aire} ($kJ/kg_{aireseco}$)	58.752	62.426	62.245	66.474
Masa de aire (kg)	0.402	0.402	0.195	0.195
Masa de vapor (kg)	0.00537	0.00595	0.00288	0.00320
Entalpía (aire seco) (kJ/kg)	58.752	62.425	62.245	66.474
<i>Ganancia de calor (W)</i>	24.8		13.3	

La carga térmica asociada a las infiltraciones es de $24.8 W$ y $13.3 W$ para el compartimiento del refrigerador y congelador, respectivamente.

El consumo total de energía asociado a las infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas es de $0.0762 kWh/día$, lo que equivale al 7% del consumo total del refrigerador.

6.5 EFECTO DE LA CARGA DE REFRIGERANTE.

En el análisis del consumo energético del refrigerador doméstico como función de la carga de refrigerante, se evaluaron 6 cargas diferentes. Estos valores se eligieron en base a la carga recomendada por el fabricante.

Para cada carga se obtiene el consumo energético, presiones y temperaturas de operación. Entonces se realiza el análisis del comportamiento de cada uno de los parámetros con respecto a cada carga de refrigerante.

En las siguientes gráficas se observa el consumo energético para tres diferentes cargas de refrigerante evaluadas en este trabajo: carga mínima ($100 g$), carga óptima ($140 g$) y carga máxima ($150 g$).

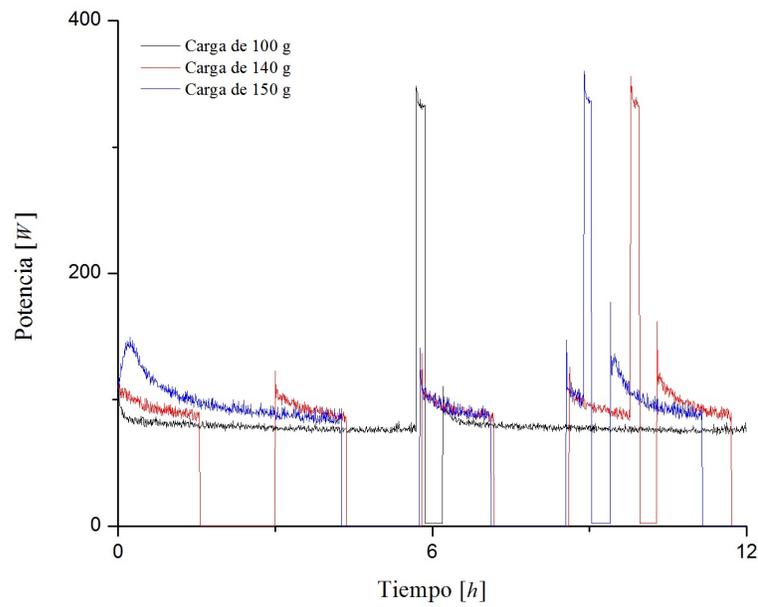


Figura 6.5: Consumo de potencia con diferentes cargas de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).

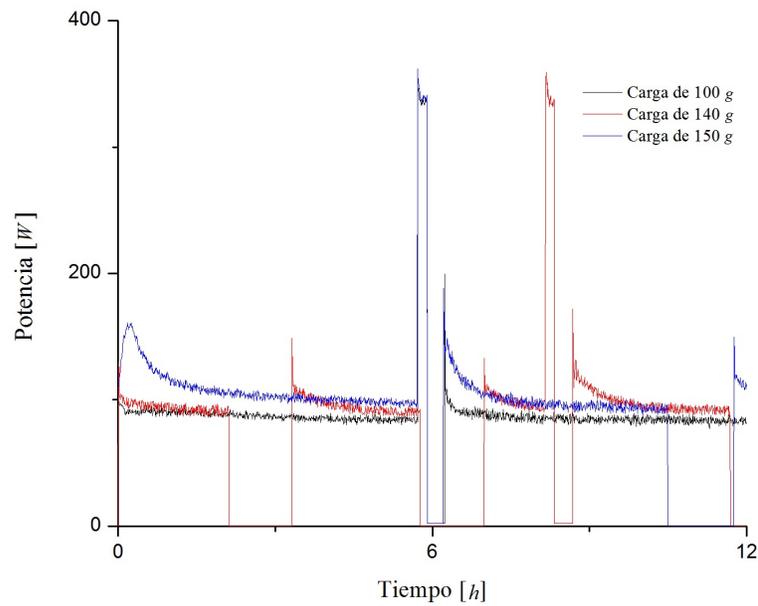


Figura 6.6: Consumo de potencia con diferentes cargas de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).

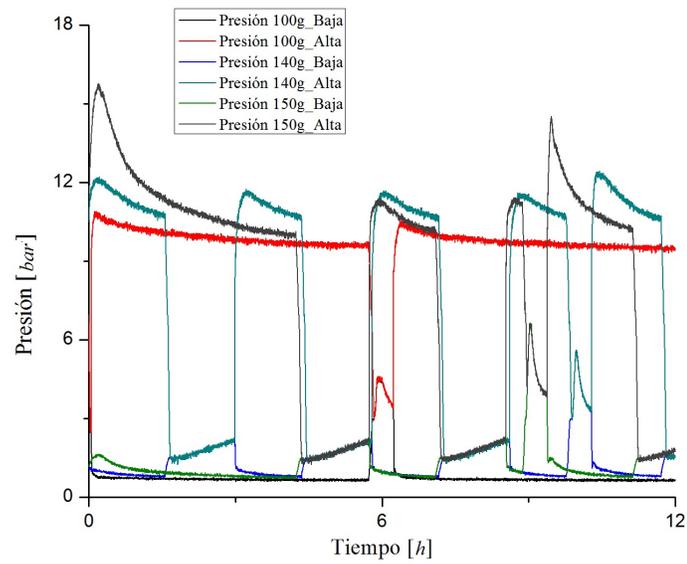


Figura 6.7: Presión de operación en la succión y descarga del compresor con la variación de carga de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).

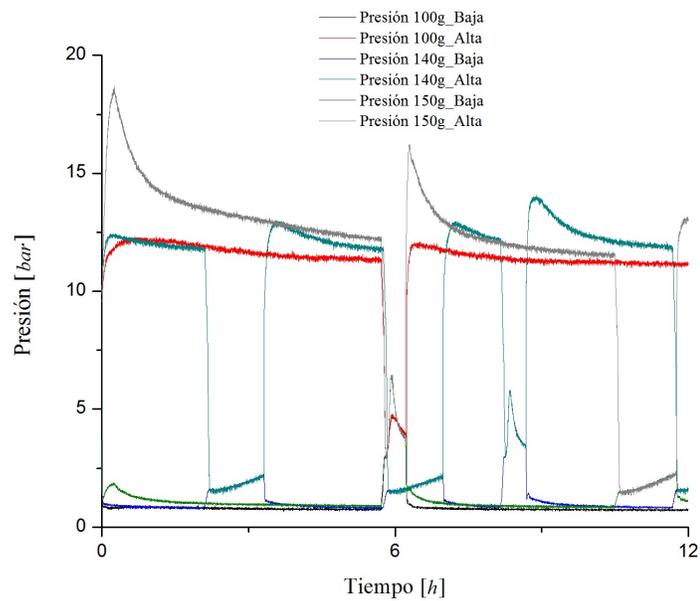


Figura 6.8: Presión de operación en la succión y descarga del compresor con la variación de carga de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).

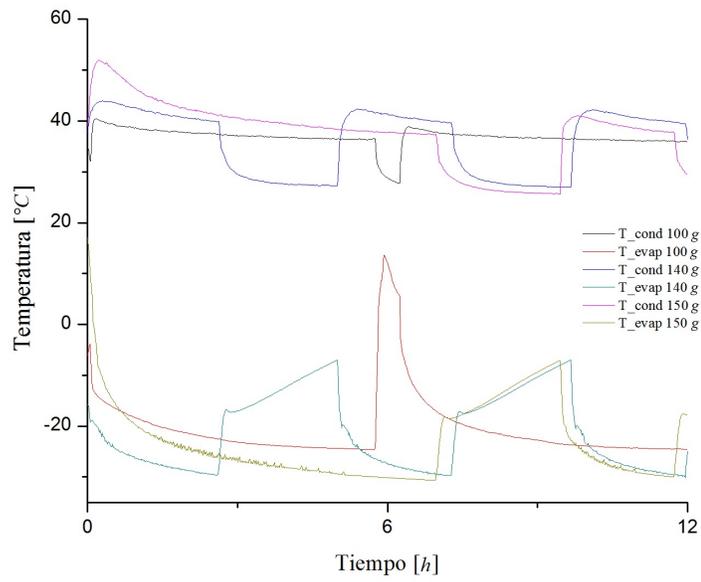


Figura 6.9: Temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).

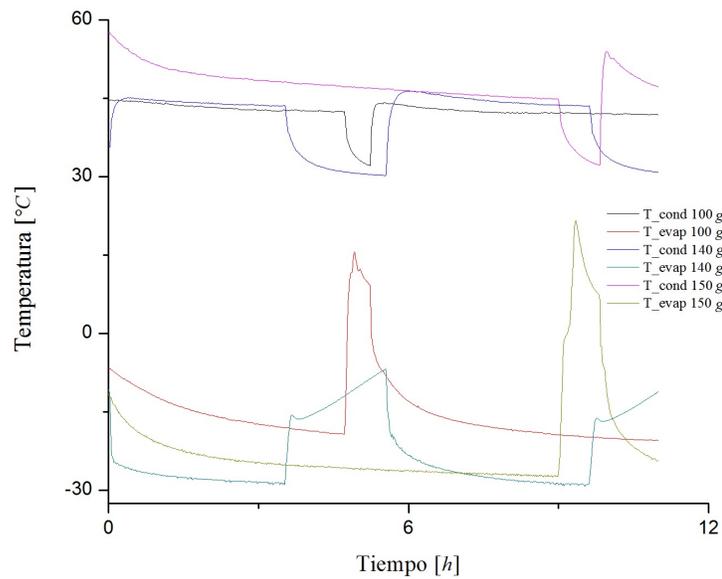


Figura 6.10: Temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).

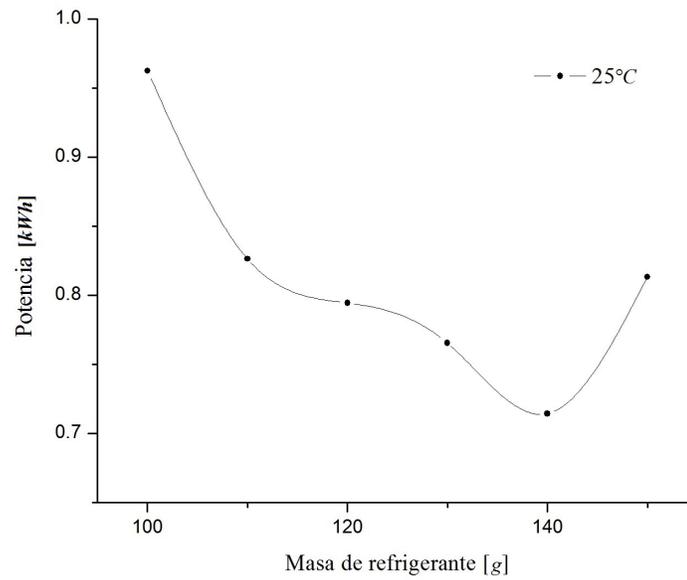


Figura 6.11: Curva de consumo de potencia con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 25^{\circ}C$).

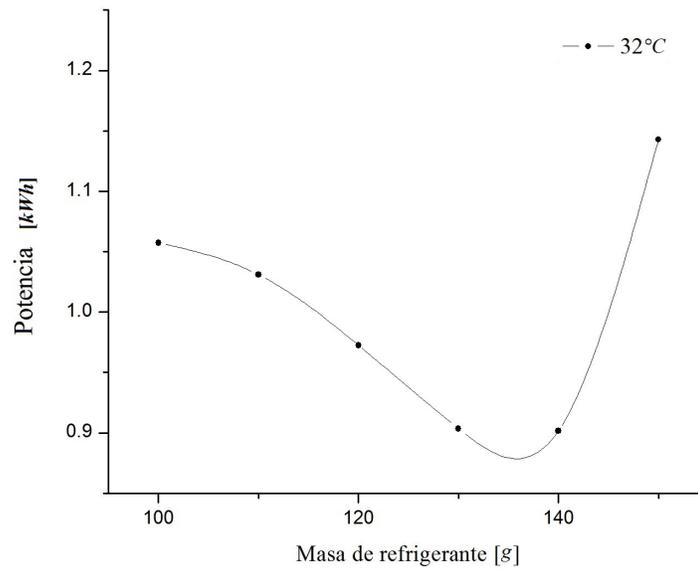


Figura 6.12: Curva de consumo de potencia con la variación de la carga de refrigerante ($T_{amb} = 32^{\circ}C$).

En las gráficas anteriores se observa el comportamiento del consumo de potencia (Figuras 6.5 y 6.6), las presiones de operación (Figuras 6.7 y 6.8) y las temperaturas de condensación y evaporación (Figuras 6.9 y 6.10). Todo esto se analizó para dos temperaturas ambiente diferentes.

Como se puede observar, a una baja carga de refrigerante en el sistema la presión de operación disminuye, ya que el compresor no puede lograr la presión óptima de operación debido al poco flujo másico existente. Además de esto, la temperatura en la salida del condensador es más que la temperatura de saturación a la presión de operación, causando que el refrigerante esté en estado de gas o con un mayor porcentaje de vapor, luego al fluir por el tubo capilar se aumenta la temperatura del refrigerante, causando un sobrecalentamiento que lleva el refrigerante a una temperatura un poco más alta que la temperatura de saturación a la presión de evaporación, disminuyendo así la capacidad de enfriamiento debido al alto contenido de vapor. Se genera un ciclo de operación del compresor más prolongado y paros de menor tiempo, como se observa en la Figura 6.5 y la Figura 6.6.

Para cargas de refrigerante mayores a la carga óptima se observa un aumento en la presión de evaporación y condensación. Al tener un mayor flujo másico de refrigerante se genera en el condensador un mayor contenido de líquido, obteniendo a la salida de éste una temperatura menor que la temperatura de saturación a la presión de condensación. Se genera un mayor rechazo de calor al ambiente, pero debido a las altas presiones de operación, se generan aumentos en el consumo de energía y ciclos más prolongados de operación del compresor.

Debido a las sobrecargas en el sistema se pueden generar esfuerzos en la operación del compresor acortando la vida útil del equipo.

Otro de los efectos observados en esta prueba es el incremento en el consumo de energía debido al aumento de la temperatura que rodea al sistema de refrigeración, lo cual genera aumentos entre el 10 % y 20 %, para las diferentes cargas de refrigerante.

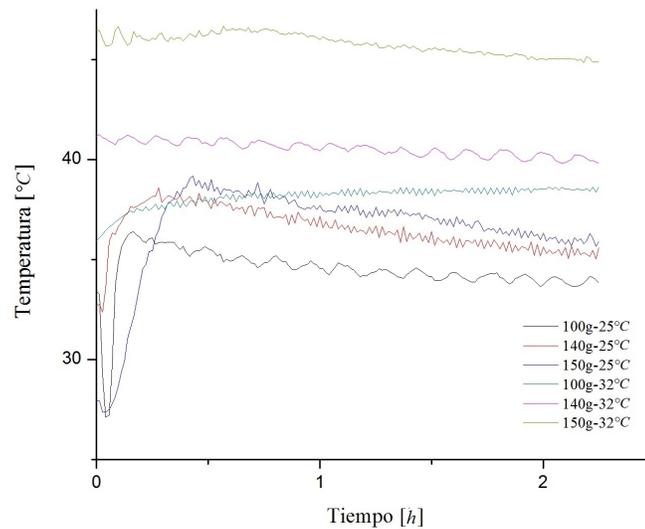


Figura 6.13: Temperatura de la carcasa del compresor con la variación de la carga de refrigerante.

La temperatura de la carcasa del compresor también se ve afectada por la carga de refrigerante y la temperatura ambiente. En la Figura 6.13 se observa que a mayor temperatura ambiente y mayor carga de refrigerante, la temperatura de operación del compresor aumenta.

Los efectos generados en el compresor debido a las altas temperaturas son el aumento en la fricción de los componentes debido a la reducción en la capacidad de lubricación del aceite a altas temperaturas, y el aumento de la temperatura del bobinado del motor, generando desgaste en este componente, y por lo tanto se genera un aumento en el amperaje del compresor, lo que finalmente conlleva a un aumento en el consumo de energía del refrigerador.

El aumento en el consumo de energía como función de la carga de refrigerante, y el aumento del número de apertura de puertas se puede observar en las Tablas 6.3 y 6.4, respectivamente.

Tabla 6.3: Aumento en el consumo de energía del refrigerador con la variación de la carga de refrigerante.

Carga de refrigerante [%]	25°C	32°C	25°C	32°C
	Consumo de energía [kWh]	Aumento en el consumo de energía [%]		
72	0.963	1.057	34.7	17.4
79	0.826	1.031	15.7	14.4
86	0.795	0.972	11.2	7.9
93	0.765	0.916	7.2	3.6
100	0.714	0.901	—	—
107	0.813	1.143	13.8	26.8

Tabla 6.4: Aumento en el consumo de energía del refrigerador con la variación del número de aperturas de puerta.

# de apertura de puertas	25°C	32°C	25°C	32°C
	Consumo de energía [kWh]	Aumento en el consumo de energía [%]		
0_APH	0.6375	0.7328	—	—
1_APH	0.8206	1.1237	28.7	53.3
2_APH	0.9150	1.2773	43.5	74.3
3_APH	1.2082	1.3155	89.5	79.5

Se analiza un caso particular a una temperatura ambiente de 25°C con una variación de la carga de refrigerante de ± 10 gramos, y se toma el número de apertura de puertas mínima (1 APH) para la misma condición de temperatura. Bajo estas condiciones se tiene que estos factores impactan en el consumo de energía final en un 61.5%, y para una temperatura ambiente de 32°C y las mismas condiciones mencionadas anteriormente se genera un impacto en el consumo total de 125.3%; esto respecto a las condiciones nominales de operación del refrigerador.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

«No es fin de una etapa de la vida, es el comienzo de un nuevo camino, y tampoco será una despedida, será la oportunidad de descubrir el verdadero sentimiento, .».

.

7.1 CONCLUSIONES.

Mediante el desarrollo de pruebas experimentales se cuantificó cada una de las fuentes de pérdidas de energía consideradas en este trabajo (pérdida de calor a través de las paredes del gabinete, infiltraciones a través de los sellos magnéticos de las puertas, aperturas de puertas y efecto de la carga de refrigerante), analizando el efecto que causan en el consumo de energético del refrigerador.

Se realizó la caracterización del equipo a través de la prueba de pérdida de calor inverso para obtener los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor. Con esto se logra obtener los valores de $1.56 W/(m^2 \cdot K)$ y $0.746 W/(m^2 \cdot K)$ para el lado del refrigerador y congelador respectivamente, con errores residuales menores del 1%. Con estos valores se obtiene la cantidad de calor transferida a través de las paredes del gabinete, de $50 W$ para el lado del refrigerador y $24 W$ para el congelador, para una temperatura de $32^\circ C$. También se observó que la variación del flujo de calor a través de las paredes depende del ΔT entre el refrigerador y la temperatura ambiente. La pérdida de calor en el compartimiento del congelador es menor, debido a que el área de transferencia de calor es menor y además hay un flujo de calor entre los dos compartimientos, que va desde el congelador hacia el refrigerador.

Teniendo en cuenta los efectos de la apertura de puerta en el consumo energético de un refrigerador doméstico, se observa el aumento en comparación con las condiciones de puerta cerrada. Con la variación del número de apertura de puertas desde una hasta tres aperturas por hora, hay un incremento aproximado de 22 - 47% para una temperatura ambiente de $25^\circ C$, y de 34 - 48% para una temperatura de $32^\circ C$. Como consecuencia directa de la apertura de puerta se tiene el aumento del tiempo de ciclo del compresor y un leve aumento en las presiones de operación, lo cual afecta directamente al consumo energético del equipo en un 2.2% por cada apertura de puerta a una temperatura de $25^\circ C$, y en un 3.3% por cada apertura a una

temperatura de $32^{\circ}C$.

El resultado de la prueba también demostró que tanto la fluctuación de temperatura, como la temperatura mínima dentro de los compartimentos del equipo, incrementan con el aumento del número de aperturas de puertas. Esta variación afecta la calidad de los alimentos.

Las infiltraciones a través de los sellos magnéticos representan una cantidad de 38.1 *Wh* para ambos compartimientos. La cantidad de infiltraciones es menor en el congelador, esto es debido a la menor longitud de sello en el perímetro de la puerta y al menor volumen interno (comparado con el compartimiento del refrigerador). Estas infiltraciones representan el 7 % del consumo energético total del compresor.

En la evaluación de la carga de refrigerante se obtuvo la cantidad de masa óptima para la operación del equipo, en la cual se obtiene el consumo mínimo con respecto a las demás. Para una carga de 140 gramos de refrigerante se obtiene un consumo de 1.4 *kWh/día* y 1.8 *kWh/día* para temperaturas de $25^{\circ}C$ y $32^{\circ}C$, respectivamente, presentando incrementos en el consumo de energía entre 13 % y 34 % para las variaciones de cargas entre 100 y 150 gramos.

Se observó que los aumentos en la temperatura ambiente también generan incrementos en el consumo de energía de hasta 25 % para un cambio de temperatura de $7^{\circ}C$. Esto es debido al incremento en la temperatura de condensación y por lo tanto a las presiones de operación, y al aumento de aproximadamente de $8^{\circ}C$ la temperatura de la carcasa del compresor.

7.2 TRABAJOS FUTUROS.

Con respecto a esta investigación se pueden realizar algunas actividades que fortalezcan o complementen este trabajo.

Debido a que las pérdidas energéticas en los refrigeradores domésticos no fueron

evaluadas en su totalidad, en este trabajo solo se tuvieron en cuenta cuatro factores que afectan el consumo energético los cuales son: la pérdida de calor por las paredes del gabinete, la apertura de puertas, las infiltraciones a través del sello magnético de las puertas y el efecto de la masa contenida en el refrigerador. Se recomienda analizar otros factores existentes como la migración de refrigerante, la distribución de carga, la solubilidad del refrigerante en el lubricante del compresor y el efecto de la eficiencia de cada componente secundario del sistema. Analizando estos factores se complementa el estudio, por lo que se podría plantear un modelo que involucre todos estos factores para así tenerlo como base para la evaluación energética de los refrigeradores domésticos.

Otro factor a analizar es cómo afectan los cambios de humedad relativa del ambiente, ya que para el presente estudio solo se trabajó a una humedad relativa de $70\% \pm 5\%$.

También se recomienda el desarrollo de un software en el cual se puedan evaluar todas las pérdidas del equipo, teniendo en cuenta los materiales y factores de diseño del refrigerador doméstico, mismo que sea validado con los resultados obtenidos mediante el desarrollo de pruebas experimentales.

REFERENCIAS

- [1] INEGI. Censo de población y vivienda 2000-2010. <http://www.inegi.org.mx/>, 2017.
- [2] Juan Roberto Jiménez. Iluminet. <http://www.iluminet.com/como-consumimos-la-electricidad-en-mexico/>, 2017.
- [3] Samuel A Martínez-Montejo and Claudia Sheinbaum-Pardo. The impact of energy efficiency standards on residential electricity consumption in mexico. *Energy for Sustainable Development*, 32:50–61, 2016.
- [4] Centro Nacional de Población y Vivienda. Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI). Volumen y valor de producción por clase de actividad y producto. fabricación de aparatos eléctricos de uso doméstico. <http://www.inegi.org.mx/>, 2012.
- [5] SENER. Secretaria de energía. <https://www.gob.mx/sener>, 2017.
- [6] World Economic Forum. Global energy production and consumption. <https://www.weforum.org/>, 2017.
- [7] Claudia Beatriz Espinoza Inostroza. Protocolo de montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono y ley 20.096: análisis de la incorporación del protocolo en la legislación chilena. 2011.
- [8] P.E George C. Briley. A history of refrigeration. *ASHRAE Journal*, pages S33–S34, November 2004.

- [9] P. C. Koelet and T. B. Gray. *Principles of Refrigeration*, pages 1–21. Macmillan Education UK, London, 1992.
- [10] Roberto Rodríguez Ramírez. Historia de la refrigeración. *Refrigeración y aire Acondicionado*, Agosto 2008.
- [11] Bath G.D. Jacob Perkins. His inventions, his times, his contemporaries, philadelphia, pa: The historical society of pennsylvania. pages 64–65, Wisconsin 1943.
- [12] Hyung Seok Kim, Jae Seong Sim, and Ji Soo Ha. A study on the heat transfer characteristics near the magnetic door gasket of a refrigerator. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(9):1226–1231, 2011.
- [13] JM Belman-Flores, JM Barroso-Maldonado, AP Rodríguez-Muñoz, and G Camacho-Vázquez. Enhancements in domestic refrigeration, approaching a sustainable refrigerator—a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51:955–968, 2015.
- [14] Yunus A Cengel and Michael A Boles. *Termodinámica (7a.* McGraw Hill Mexico, 2011.
- [15] PK Bansal. Developing new test procedures for domestic refrigerators: harmonisation issues and future r&d needs—a review. *International Journal of Refrigeration*, 26(7):735–748, 2003.
- [16] Christian JL Hermes, Cláudio Melo, and Fernando T Knabben. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. *Applied Thermal Engineering*, 50(1):1029–1034, 2013.
- [17] Diario Oficial de la Federación. Norma oficial mexicana nom-015-ener-2012, eficiencia energética de refrigeradores y congeladores electrodomésticos. límites, métodos de prueba y etiquetado, 2012.

- [18] Clito Afonso and Manuel Castro. Air infiltration in domestic refrigerators: The influence of the magnetic seals conservation. *international journal of refrigeration*, 33(4):856–867, 2010.
- [19] Hyung Seok Kim, Jae Seong Sim, and Ji Soo Ha. A study on the heat transfer characteristics near the magnetic door gasket of a refrigerator. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(9):1226–1231, 2011.
- [20] R Mastrullo, AW Mauro, L Menna, A Palma, and GP Vanoli. Transient model of a vertical freezer with door openings and defrost effects. *Applied Energy*, 121:38–50, 2014.
- [21] Md Imran Hossen Khan and Hasan MM Afroz. An experimental investigation of door opening effect on household refrigerator; the perspective in bangladesh. *Asian Journal of Applied Sciences*, 7(2):79–87, 2014.
- [22] R. Saidur M. Hasanuzzaman and H.H. Masjuki. Investigation of energy consumption and energy savings of refrigerator-freezer during open and closed door condition. *Journal of Applied Sciences*, 8:1822–1831, 2008.
- [23] Jae Seong Sim and Ji Soo Ha. Experimental study of heat transfer characteristics for a refrigerator by using reverse heat loss method. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(5):572–576, 2011.
- [24] William Herbert Coulter and Clark W Bullard. An experimental analysis of cycling losses in domestic refrigerator-freezers. Technical report, Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 1995.
- [25] Naer Vjacheslav, Andrey Rozhentsev, and Chi-Chuan Wang. Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines. *Energy Conversion and Management*, 42(18):2083–2095, 2001.
- [26] Paul Joseph Rubas and CW Bullard. Assessment of factors contributing to refrigerator cycling losses. Technical report, Air Conditioning and Refrigeration

- Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 1993.
- [27] VI Dmitriyev and VE Pisarenko. Determination of optimum refrigerant charge for domestic refrigerator units. *International Journal of Refrigeration*, 7(3):178–180, 1984.
- [28] Juan Manuel Belman-Flores, AP Rodriguez-Munoz, C Gutiérrez Pérez-Reguera, and Adrián Mota-Babiloni. Experimental study of r1234yf as a drop-in replacement for r134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 81:1–11, 2017.
- [29] Erik Björk, Björn Palm, and Johan Nordenberg. A thermographic study of the on–off behavior of an all-refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 30(14–15):1974–1984, 2010.
- [30] Bilal Ahmed Qureshi and Syed M Zubair. Predicting the impact of heat exchanger fouling in refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 44:116–124, 2014.
- [31] Bilal A Qureshi and Syed M Zubair. The impact of fouling on the condenser of a vapor compression refrigeration system: an experimental observation. *International Journal of Refrigeration*, 38:260–266, 2014.
- [32] Yunus A Çengel and Afshin J Ghajar. *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill, 2011.
- [33] Genevieve Blond and Martine Le Meste. Principles of frozen storage. pages 33–61, 2004.
- [34] Dean Mitchell Staley, CW Bullard, and RR Crawford. Steady-state performance of a domestic refrigerator/freezer using r12 and r134a. Technical report, Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 1992.