



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

PROPUESTA DE UN ALGORITMO PARA LA EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN DE LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS EN LAS PyMEs

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
ING. OMAR RAFAEL RODRÍGUEZ GUADARRAMA

TUTOR PRINCIPAL
M. EN I. AUGUSTO SÁNCHEZ CIFUENTES, FACULTAD DE INGENIERÍA

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD.MX.

MAYO 2018

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. VICENTE y RODRÍGUEZ WILLIAM
Secretario: Dr. ROJAS MORIN ARMANDO
Vocal: M. en I. SÁNCHEZ CIFUENTES AUGUSTO
1 er. Suplente: Dr. GONZÁLEZ OROPEZA ROGELIO
2 do. Suplente: Dr. HERRERA TOLEDO RODOLFO A.

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

TUTOR DE TESIS:

M. en I. AUGUSTO SÁNCHEZ CIFUENTES

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

La elaboración de este trabajo estuvo bajo la dirección del Maestro en Ingeniería Augusto Sánchez Cifuentes, a quien agradezco sus valiosos comentarios y sugerencias, así como el apoyo en la parte experimental y desarrollo de la tesis.

A los miembros del jurado, por su invaluable aportación en experiencia y conocimientos para el desarrollo de esta tesis.

A Ricardo Aceves, por la confianza que depositó en mí y por ayudarme a hacer posible la elaboración de este trabajo de tesis.

Al restaurante *Primehouse*, por permitir el acceso a sus instalaciones y ser objeto de este estudio.

A CONACYT, por brindarme el apoyo económico y moral para tener un logro más en mi vida profesional.

A la UNAM, por la darme la oportunidad de crecer profesionalmente y por la excelente formación que me ha brindado.

DEDICATORIA

A Ángela a quien tanto amo y de quien he recibido amor, apoyo, compañía, paciencia, comprensión; ayuda valiosa e incondicional para alcanzar mis metas, como lo es la elaboración de este trabajo de tesis.

A Valeria

Gracias por ser la luz que guió mis pasos en estos dos años, que fueron los más difíciles en mi vida como estudiante. MUCHAS GRACIAS HIJA.

A ti madre por brindarme tu amor y apoyo en todo momento.

A mi padre (finado) por creer siempre en mí.

CONTENIDO

ÍNDICE DE FIGURAS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	vii
RESUMEN	1
INTRODUCCIÓN	3
1. Planteamiento del problema	5
2. Pregunta de investigación	6
3. Objetivo General	6
3.1 Objetivos Particulares	6
4. Justificación	6
5. Alcances y limitaciones	8
5.1 Alcances	8
5.2 Limitaciones	9
6. Estructura de la tesis.....	10
CAPÍTULO 1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	11
1.1 Métodos de conservación.....	11
1.1.1 Enfriamiento.....	12
1.1.2 Refrigeración.....	12
1.1.3 Congelación	12
1.1.4 Criogenia.....	12
1.2 Sistemas de refrigeración	13
1.2.1 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	13
1.2.2 Funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor	16
1.2.3 Sistemas de compresión simple	17
1.2.4 Sistemas de compresión múltiple	17
1.3 Consideraciones operativas en cámaras frigoríficas.....	17
1.3.1 Temperatura dentro del espacio refrigerado.....	18
1.3.2 Humedad relativa	18
1.3.3 Iluminación.....	18
1.3.4 Carga térmica.....	18
1.3.5 Producción de gases generados por actividad metabólica y otras contaminaciones gaseosas	19
CAPÍTULO 2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	20

2.1 El evaporador	20
2.1.1 Tipos de evaporadores.....	20
2.1.2 Características físicas y de operación de los evaporadores	21
2.2 La válvula de expansión termostática	22
2.2.1 Especificaciones básicas de las válvulas dadas por el fabricante.....	23
2.3 El condensador	24
2.3.1 Tipos de condensadores	25
2.3.2 Salto térmico de los condensadores.....	26
2.4 El compresor y especificaciones según fabricantes.....	26
2.4.1 Capacidad del compresor.....	26
2.4.2 Clasificación de los compresores	27
2.4.3 El compresor y el elemento expensor	28
2.5 Refrigerante.....	28
2.5.1 Características deseables de un refrigerante	29
2.5.2 Clasificación de los refrigerantes.....	30
CAPÍTULO 3 CÁLCULOS PRINCIPALES PARA EL MONITOREO DE LA ENERGÍA EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CÁMARAS FRIGORÍFICAS	32
3.1 Procesos termodinámicos	32
3.1.1 Proceso de evaporación.....	33
3.1.2 Proceso de expansión.....	35
3.1.3 Proceso de condensación	36
3.1.4 Proceso de compresión.....	38
3.1.5 Potencia teórica para la compresión	39
3.1.6 Potencia real para la compresión	40
3.2 Temperatura de evaporación.....	40
3.3 Temperatura de condensación	41
3.4 Coeficiente de operación COP (Coefficient of Performance)	41
3.5 Índice de Eficiencia de la Energía EER (Energy Efficiency Rating).....	41
CAPÍTULO 4 ALGORITMO PARA LA EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. UN CASO DE ESTUDIO	42
4.1 Algoritmo	42
4.1.1 Propósito.....	43
4.1.2 Desarrollo.....	43
4.2 Análisis de resultados.....	55
4.3 Recomendaciones.....	58

CONCLUSIONES	60
BIBLIOGRAFÍA.....	62

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo de refrigeración en el diagrama T-S	14
Figura 2. Diagrama presión-entalpía de un refrigerante.	15
Figura 3. Diagrama P-h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	33
Figura 4. Diagrama P-h del ciclo de refrigeración con refrigerante R-22	49
Figura 5. Diagrama del algoritmo para la evaluación de un sistema de refrigeración	54

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Refrigerantes sustitutos y sus principales servicios.	31
Tabla 2. Refrigerantes y principales campos de aplicación.	31
Tabla 3. Condiciones de operación de la cámara 2 del restaurante Primehouse.	43
Tabla 4. Condiciones de operación de cada elemento del sistema de refrigeración.....	44
Tabla 5.Elementos del sistema de refrigeración.....	45
Tabla 6. Condición de estado del refrigerante R-22.	49
Tabla 7. Condiciones de operación experimentales de los elementos del sistema de refrigeración.....	55
Tabla 8. Parámetros de operación del sistema de refrigeración.....	55
Tabla 9. Datos experimentales comparados con los del catálogo del fabricante.....	57

RESUMEN

El uso ineficiente de combustibles fósiles (petróleo, carbón y gas) y las nuevas disposiciones ambientales, hacen ver la necesidad de cambiar hábitos en el consumo de la energía. Por ello se trabaja de manera ardua, en establecer leyes y procesos que promuevan su uso racional y eficiente.

Siendo la refrigeración uno de los usos finales, que tiene la energía eléctrica dentro de las PyMEs y en donde, en algunos casos llega a representar el 30% del consumo eléctrico (Unidad de Capacitación y Asistencia Técnica en Eficiencia Energética [UCATEE], p.17), hace que los sistemas de refrigeración sean considerados en los instrumentos de política pública tales como: normas de eficiencia energética, asistencia técnica, etc., dirigidos al ahorro y uso eficiente de la energía.

En este contexto y teniendo en cuenta que en los sistemas de refrigeración se presentan oportunidades para ahorrar y utilizar racionalmente la energía eléctrica que demandan, se propone un algoritmo para evaluar un sistema de refrigeración, que sirva como marco de referencia metodológico y pueda ser considerado en la elaboración de los SGEN para las micro, pequeñas y medianas empresas que emplean equipos de refrigeración para la prestación de su producto o servicio, el cual sirva a los empresarios para monitorear de forma práctica y sencilla, las condiciones de operación de dicho sistema y de los elementos principales que lo integran, así como también, determinar el consumo de energía eléctrica en dichas condiciones, de manera que puedan identificar oportunidades de mejora en el desempeño del sistema de refrigeración y los requerimientos de mantenimiento o reparación de los elementos involucrados, así como evitar el pago excedente de esta.

El análisis presentado en este trabajo, es de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una cámara frigorífica del restaurante *Primehouse*, el cual se divide en las siguientes etapas: Levantamiento de las condiciones de operación de la cámara, levantamiento de las condiciones de funcionamiento de cada elemento del sistema de refrigeración, levantamiento de las características de los elementos del sistema con datos del fabricante e inspección visual, determinar parámetros de funcionamiento y condiciones

del refrigerante y cálculos, en esta última etapa se destacan los cálculos del coeficiente de operación (COP), el índice de eficiencia de la energía (EER). Los resultados obtenidos muestran que en este caso, el sistema de refrigeración opera dentro de las especificaciones del fabricante. Se detecta que el compresor está sobredimensionado en un 40% respecto al compresor teórico determinado en el cálculo.

Con base en estos resultados se determina que el compresor no trabaja a su capacidad nominal, lo que no implica que el consumo de energía eléctrica por dicho compresor sea menor; y que el costo inicial del equipo posiblemente fue mayor debido a la adquisición de un compresor más grande

A partir de lo observado y según los resultados obtenidos, se hacen propuestas que pueden ayudar a mejorar el desempeño del sistema de refrigeración de la cámara de conservación.

INTRODUCCIÓN

Los recursos energéticos¹ del país, los cuales pueden ser utilizados directamente o a través de un proceso de transformación por los consumidores finales (industrias, comercios, transportes, hogares), apoyan la industrialización y proporcionan bienestar a la sociedad. De esta manera, el sector energía en México toma un papel decisivo en la vida nacional: generar electricidad e hidrocarburos como insumos para la economía y la prestación de servicios públicos, lo que aporta importantes contribuciones a los ingresos fiscales y crea miles de empleos.

En otras palabras, la energía es un elemento imprescindible para producir cualquier bien de consumo, es el motor que mueve el desarrollo, pero también es la causa de algunos de los problemas ambientales más graves del planeta. Hoy en día, los temas de ahorro de energía y la protección del medioambiente han tomado mayor fuerza, debido a los altos costos de los energéticos y al cambio climático que se está haciendo presente en el planeta.

El uso racional de la energía se requiere en todos los sectores, desde la gran industria, hasta las pequeñas y medianas empresas, donde se da el caso por ejemplo de gente innovadora que inicia su empresa, la cual tendrá un consumo de energía, cuyo uso final seguramente será la iluminación, la cocción de alimentos, el calentamiento de agua, la refrigeración, o aquel proceso necesario para la prestación de su producto o servicio, por lo que se ha vuelto un asunto prioritario para las grandes compañías que requieren grandes cantidades de energía, establecer un Sistema de Gestión de Energía (SGEn) que les permita conocer los costos reales de la energía que consumen y vincularlos a los productos y servicios que ofrecen, con la finalidad de reducir su consumo energético para disminuir sus costos operativos y promover así la sostenibilidad económica, política y ambiental, lo que para las micro, pequeña y medianas empresas (PyMEs) se torna difícil de justificar, pues el interés de invertir en estos sistemas de gestión, está más centrado en obtener un ahorro directo (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía [CONUEE], 2009, p.5).

¹ De acuerdo con Sheinbaum, los recursos energéticos o fuentes de energía son aquellos recursos naturales que se utilizan para producir calor, electricidad y/o movimiento, p. 2.

Es por esto que la CONUEE en su plan anual de trabajo 2016, contempla apoyar a las PyMEs con la implementación de un sistema de gestión de la energía, que les permita aplicar en sus prácticas cotidianas, medidas de uso sustentable de la energía (CONUEE 1, 2016). En este caso, por ejemplo, muchos de los empresarios que requieren utilizar dentro de su empresa un sistema de refrigeración por compresión de vapor para la presentación de su producto o servicio, deben estar consientes en todo momento que la refrigeración, es uno de los sectores donde hay un importante consumo de energía en las PyMEs, representando incluso hasta el 30% del consumo de su energía eléctrica (UCATEE, p. 17). Incluso la compañía Emerson, señala que el consumo de energía de los equipos de refrigeración representa el 15% del consumo mundial de electricidad y que a menudo en los países desarrollados representa más de un 20% (Emerson, 2016, p. 2).

De esta manera, como parte del proyecto "Diseño, integración y puesta en marcha de una plataforma digital en línea para realizar auto-diagnósticos energéticos en PyMEs", de la Facultad de Ingeniería, de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), patrocinado por CONACYT (Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología), se propone un algoritmo para evaluar un sistema de refrigeración que sirva como marco de referencia metodológico y pueda ser considerado en la elaboración de los SGen² para las micro, pequeñas y medianas empresas, que emplean equipos de refrigeración para la presentación de su producto o servicio.

Con el propósito de que los empresarios, puedan llevar a cabo un análisis energético en los sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas de forma práctica y sencilla, el cual les permita: establecer un marco de referencia para determinar las condiciones de operación del sistema de refrigeración y de los elementos principales que lo integran, determinar el consumo de energía eléctrica en dichas condiciones, establecer oportunidades de mejora en el desempeño del sistema de refrigeración y los requerimientos de mantenimiento y/o reparación de los elementos involucrados, de manera que puedan evitar el pago excedente de energía eléctrica.

² Como parte de la metodología para diseñar e implementar un SGen, (CONUEE, 2016, p.20), se pueden identificar 8 etapas, en donde el algoritmo propuesto podría considerarse en la etapa 2, que corresponde a evaluar el desempeño energético de la organización.

1. Planteamiento del problema

Se ha señalado, que una de las razones por las cuales la refrigeración es contemplada en los programas que promueven el uso eficiente de la energía, es por el importante nivel de consumo que representan dentro de la micro, pequeña y mediana empresa, ya que estos sistemas consumen energía eléctrica a lo largo del día, al permanecer conectados a la línea de suministro eléctrico para mantenerlos en operación.

Por otro lado, se debe considerar que los requerimientos de energía eléctrica que demanda el sistema de refrigeración son distintos, dependiendo del producto que se vaya a conservar, de temperaturas, cantidades de producto, caudal de aire, tipo de instalación, entre otras variables, ya que no es lo mismo conservar vegetales a conservar carne, por lo que debería tomarse en consideración el abanico de posibilidades y configuraciones que se define para tal requerimiento de energía.

Si se toma en cuenta que por lo general, los pequeños y medianos empresarios, desconocen los conceptos que integran el cobro de la energía eléctrica y el funcionamiento de los sistemas tarifarios³, entonces también desconocen que su empresa opera de forma ineficiente y costosa. En el entendido que el sector dónde más pagan por la energía que consumen es en la refrigeración, es donde deberían tener una mejor administración.

En este contexto, se identifica que los empresarios de micro, pequeñas y medianas empresas rara vez se preocupan por analizar o monitorear la energía que consumen (CONUEE, 2009, p.6), quizá por desconocer las consecuencias desfavorables que resultan de no utilizarla adecuadamente, o simplemente porque hacerlo, les implica un costo extra. De modo, que al no llevarse a cabo un análisis energético en los sistemas de refrigeración y no contar con un marco de referencia, que permita determinar, cuáles son las condiciones de operación del sistema y cuánto se esta demandando de energía eléctrica en estas condiciones, la empresa continuará operando con un consumo inadecuado de energía, si es el caso, esto ocasionará a la empresa, un impacto en su economía y finalmente, en el medio ambiente.

³ Ver más en el anexo A de CONUEE, (2009), p. 20.

2. Pregunta de investigación

Considerando el escenario antes expuesto, se toma como pregunta de investigación, la siguiente:

¿De qué forma el sector de la micro, pequeña y mediana empresa puede llevar a cabo un monitoreo de energía en sus sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas, que de forma práctica y sencilla, le permita utilizar eficientemente la energía eléctrica para la conservación de sus productos, así como evitar el pago excedente de esta?

3. Objetivo General

Con la intención de resolver el cuestionamiento presentado anteriormente, se plantea como objetivo general de investigación, el siguiente:

- Desarrollar un algoritmo para evaluar el consumo de energía eléctrica de los sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas que operen en PyMEs, que sea fácil de aplicar y además económico.

3.1 Objetivos Particulares

De esta manera, el algoritmo propuesto, tienen como objetivos particulares:

- Evaluar el funcionamiento de un sistema de refrigeración en una cámara frigorífica, a partir de realizar un monitoreo de sus componentes, que permita determinar de forma práctica y sencilla sus condiciones de operación, así como el consumo de energía eléctrica en dichas condiciones.
- Identificar oportunidades de mejora en el desempeño del sistema de refrigeración y los requerimientos de mantenimiento o reparación de los elementos involucrados, así como evitar el pago excedente de energía eléctrica.

4. Justificación

Haciendo una reflexión sobre el modelo energético de México, se identifica que esta basado principalmente en un uso ineficiente de combustibles fósiles (petróleo, carbón y

gas) (UNAM, 2012), ya que según datos tomados del informe de Comisión Federal de Electricidad (CFE, 2015, p. 31), el 80.4 % de la generación de electricidad en México se obtiene con tecnología que requiere la quema de combustible como combustóleo, diesel, carbón y gas; siendo que en el 2015 la generación neta fue de 253,247.1 GWh a partir de sus diferentes tipos de tecnologías y productores independientes de energía, de los cuales 203,692.1 GWh se generaron con tecnologías que utilizan combustible para la generación de electricidad. Y de las emisiones contaminantes que estos producen, las cuales están afectando gravemente a la atmósfera y clima del planeta.

En este sentido, se hace necesaria la implementación de leyes y programas que contribuyan a la preservación y uso racional de los recursos energéticos no renovables, al incremento de la productividad de las empresas, a mitigar los efectos del cambio climático y a la mejora de las condiciones de vida de los mexicanos (Secretaria de Energía [SENER], 2014, p. 1).

Según la Encuesta Nacional sobre Productividad y Competitividad de la Micro, Pequeñas y Medianas Empresas (ENAPROCE, 2015) para el año 2015 se tuvieron registradas 4,048,543 de empresas, de las cuales el 97.6% son microempresas y concentran el 75.4% del personal ocupado total, el 2% corresponde a pequeñas empresas que tiene el 13.5% del personal ocupado y el 0.4% a medianas empresas con un poco más del 11% del personal ocupado (p.2). Siendo así su aportación del 52% del PIB del país (CONDUCEF). Aunado a esto y de acuerdo con la CONUEE 1 (2016), "el consumo eléctrico de las PyMEs es de alrededor del 37% del total nacional, en comparación con el 21.3% de la gran industria y de un total de 205,410 de usuarios".

De esta manera, la importancia que tienen las PyMEs para el desarrollo económico de México recae en su contribución al empleo, en su aportación al PIB y en su propia competitividad, es por esto que la CONUEE contempla apoyar a las PyMEs con la implementación de un sistema de gestión de la energía, que les permita conocer los costos reales de la energía que consumen y vincularlos a los productos y servicios que ofrecen, con la finalidad de reducir su consumo energético para disminuir sus costos operativos y promover así la sostenibilidad económica, política y ambiental. Siendo que la mayoría de las PyMEs en México, tienen costos de energía elevados y muy pocas llevan un registro del consumo y del costo de la misma (CONUEE, 2009, p. 6), posiblemente

porque no se tiene el conocimiento de los beneficios que se tienen al consumir racionalmente esta, por desconocer el impacto negativo que le implica al no utilizar la energía eléctrica adecuadamente dentro de la empresa⁴ o simplemente porque le implicará invertir tiempo y dinero. Y como parte del proyecto "Diseño, integración y puesta en marcha de una plataforma digital en línea para realizar auto-diagnósticos energéticos en PyMEs", de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, patrocinado por CONACYT, se propone un método para monitorear el consumo de la energía eléctrica de los sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas, que le permita a los gerentes de las empresas de manera sencilla y económica, conocer cómo y cuánto es el consumo de energía eléctrica de los sistemas de refrigeración instalados en las cámaras frigoríficas.

La implementación de este método de monitoreo es sencilla y económica porque no se requiere de una capacitación rigurosa o la contratación de gente especializada ya que el personal encargado del mantenimiento de la empresa puede proporcionar la información necesaria para llevarlo a cabo, no se requiere de la instalación de instrumentos o equipos extra. Este trabajo, facilitará a la empresa llevar un registro y control de las condiciones de operación de sus equipos, de manera que puedan identificar las condiciones óptimas de operación del sistema de refrigeración, logrando que la cámara frigorífica conserve los productos en buen estado al consumir sólo la cantidad de energía eléctrica necesaria, evitando así, el pago por el consumo extra de electricidad.

5. Alcances y limitaciones

5.1 Alcances

El alcance de este trabajo, es conocer las condiciones del funcionamiento de los sistemas de refrigeración, las cuales servirán para definir un estado de referencia, y con base en estas, se podrá determinar si el sistema funciona o no adecuadamente, de manera que se podrán identificar debilidades que constituyen áreas de oportunidad, para que los sistemas de refrigeración produzcan la potencia frigorífica requerida, al llevar a cabo,

⁴ El desconocer cómo utilizar racional y eficientemente la energía eléctrica dentro de la empresa, implica que el usuario desconoce los cargos económicos de los que se puede hacer acreedor por tal hecho. Por ejemplo, la compañía suministradora, a través del factor de potencia, determina qué porcentaje de la energía eléctrica es aprovechada por el usuario, de manera que si el factor de potencia es menor a 0.9, se aplicará en la factura un cargo por bajo factor de potencia. De la misma manera, si la demanda contratada por el usuario esta siendo excedida, tal vez por aumentar elementos o equipos que consumen energía eléctrica, que originalmente no estaban contemplados en el proyecto inicial o porque los equipos eléctricos existentes están consumiendo más energía eléctrica de lo normal por operar inadecuadamente, posiblemente por falta de mantenimiento, en este caso la compañía suministradora estaría aplicando un cargo por demanda máxima medida. Por lo tanto, si el usuario no regula o normaliza su demanda en los próximos dos meses, la compañía suministradora podría reclasificar la tarifa del usuario a la siguiente inmediata.

acciones pertinentes de operación y/o mantenimiento que conduzcan a que los sistemas de refrigeración operen solo con la cantidad de energía eléctrica necesaria, que es el objeto del método de análisis. No se pretende determinar las condiciones de diseño de las cámaras en estudio, ya que depende de muchos factores que el fabricante haya considerado para su diseño, tal como: los factores de seguridad, materiales aislantes, distribución de productos almacenados, etc. (por ejemplo hay quienes recomiendan incrementar un 10% la carga térmica obtenida en cálculos para definir la capacidad de la cámara, hay quien dice que el motor eléctrico debe ser de un 10 a un 20% mayor a la capacidad del compresor) pero se tienen presentes las especificaciones de fabricantes de los componentes para compararlos con los cálculos teóricos realizados y dar validez a los resultados obtenidos ya que durante la investigación no se encontró información específica como COP, EER de cámaras frigoríficas, en función de las capacidades frigoríficas.

5.2 Limitaciones

Debido a que el método de análisis, requiere información de la operación y funcionamiento de la cámara frigorífica que se va a monitorear, se necesita tener acceso a esta para tomar datos, observar hábitos y costumbres de trabajo de los empleados, condiciones de trabajo, etcétera; de manera que para la aplicación del método de monitoreo propuesto, no fue fácil conseguir el permiso requerido para el acceso a las instalaciones de algunas PyMEs. Sin embargo, se contó con el apoyo del Restaurante *Primehouse*, quien permitió el acceso a sus instalaciones para recopilar datos en torno a: las condiciones de operación y funcionamiento de la cámara frigorífica y de los elementos del sistema de refrigeración inmersos en la unidad condensadora (compresor y condensador) y en el evaporador (válvula de expansión y evaporador).

En cuanto a los datos necesarios de las condiciones de operación y funcionamiento de la cámara frigorífica, la fuente principal de información fue el *chef*, quien es el responsable de la cocina; debido a la falta de tiempo para consultar archivos de compras, fue él quien por su experiencia, proporcionó de forma aproximada las cantidades de los productos, la variedad de productos y el tiempo que permanecían estos en la cámara antes de ser utilizados en la cocina. Informando también que los productos almacenados en cuanto a cantidad y tipo, variaban dependiendo de las temporadas del año. De tal manera que esto

fue una limitante para determinar de forma exacta la carga térmica que representan los productos para el sistema de refrigeración. Por otro lado, por cuestiones de seguridad e higiene para los productos, no se permitió desmontar las guardas que dan acceso a las conexiones eléctricas de la unidad evaporadora. Por tal motivo, no se pudieron determinar las condiciones de funcionamiento y el consumo de energía eléctrica que tienen los ventiladores en el evaporador.

6. Estructura de la tesis

La presente tesis se desarrolla en cuatro capítulos, los cuales quedaron organizados de la siguiente forma:

- El primer capítulo se denomina: "Sistemas de refrigeración por compresión de vapor" y se presenta de manera general las necesidades operativas de los sistemas de refrigeración para cumplir con su cometido de conservar los productos almacenados en las cámaras frigoríficas, resaltando la importancia de las temperaturas requeridas.
- El segundo capítulo se denomina: "Características técnicas de los componentes del sistema de refrigeración." En este, se establecen las características técnicas de los elementos constituyentes de los sistemas de refrigeración, a fin de resaltar la importancia que tiene su buen funcionamiento para cumplir con sus cometidos que tienen dentro del sistema.
- El tercer capítulo se denomina: "Cálculos principales para el monitoreo de la energía en un sistema de refrigeración en cámaras frigoríficas"; donde se establecen los principios para determinar la potencia frigorífica de los elementos del ciclo, con el propósito de determinar las condiciones de operación de dichos elementos.
- El cuarto capítulo se denomina "Monitoreo de un sistema de refrigeración. Un caso de estudio"; se establece la estructura de un método de análisis, el cual contiene los parámetros, especificaciones y recomendaciones necesarias para su adecuada implementación.
- Finalmente se exponen las conclusiones y recomendaciones que surgen a partir de este trabajo de investigación.

CAPÍTULO 1

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En el presente capítulo se expone de forma general, las necesidades operativas de los sistemas de refrigeración para cumplir con su cometido de conservar los productos almacenados en las cámaras frigoríficas, resaltando la importancia de las temperaturas requeridas. Para ello, se inicia por identificar lo que son los métodos de conservación ya que estos se definen en función de la temperatura.

1.1 Métodos de conservación

Debido a las diferentes necesidades de conservar la calidad de los productos para poder ser usados en un futuro, existe un abanico de posibilidades y configuraciones en equipos de refrigeración en función de temperaturas, potencia, caudal de aire, tipo de instalación, volumen de control y otras más. La forma de conservar un producto al utilizar un sistema de refrigeración puede ser mediante: Enfriamiento, Refrigeración, Congelación y Criogenia, proceso que dependerá de las características del producto y del tiempo que se desea conservar.

Según García, L & Mejía, J. (2008), los métodos de conservación aplicables, en función de la temperatura requerida (p. 7), son:

- Enfriamiento, de 15°C a 2°C (0°C)
- Refrigeración, de 0°C a -18°C
- Congelación, de -18°C a -40°C
- Criogenia, con temperaturas menores a -153.15 °C

Para los intereses de la presente investigación, solo se considerará el sistema de refrigeración para la conservación de productos con temperaturas superiores a la de congelación, sin embargo es importante identificar a qué refiere cada uno.

1.1.1 Enfriamiento

El enfriamiento se utiliza para prolongar limitadamente la duración de ciertos productos, manteniéndolos frescos con temperaturas que van desde 15 °C a 2°C (min 0°C), el proceso de enfriamiento no evita el deterioro paulatino del producto pero si logra retardarlo, según los requerimientos del producto.

1.1.2 Refrigeración

La refrigeración puede ser el método para una conservación temporal un poco más prolongada que la conservación con enfriamiento, se obtiene con sistemas que producen temperaturas entre 0°C y - 18°C. Al no existir muerte celular, su actividad vital continua pero muy lentamente.

1.1.3 Congelación

En la congelación la actividad enzimática se encuentra inhibida, así como la multiplicación de bacterias, al reducir la temperatura de los productos por debajo de la temperatura de congelación que van de -18°C a -40°C, debido a que una fracción de agua contenida en los productos se solidifica formando cristales de hielo. La inmovilización del agua y el incremento en la concentración de solutos en el agua no congelada provoca la reducción de la actividad del agua del producto; de esta manera se puede conservar el producto tiempos más prolongados, ya que este método aprovecha la acción de las temperaturas bajas y la disminución de la actividad del agua.

1.1.4 Criogenia

Generalmente a las bajas temperaturas se les suele llamar temperaturas criogénicas. Sin embargo, de acuerdo con las recomendaciones aprobadas por la XIII Conferencia del Instituto Internacional del Frio (1971), se debe denominar temperatura criogénica a aquellas inferiores a los -153.15 °C (120 K). En la industria alimentaria la congelación rápida se aplica a una amplia gama de productos, entre los que destacan los panificados, las carnes, los pescados, los mariscos, los vegetales y las comidas preparadas y se lleva a cabo con los túneles criogénicos, que emplean nitrógeno líquido como fluido.

Sus ventajas frente a la congelación mecánica son muchas pero el elevado costo del tratamiento hace que no sea una de las técnicas más utilizadas para conservar alimentos. Se recomienda para procesos de congelación rápida y así evitar la alteración de las características del producto.

Una vez que se ha identificado las diferentes formas en que es posible la conservación de productos, se procede a describir lo que son los sistemas de refrigeración para la conservación por enfriamiento.

1.2 Sistemas de refrigeración

Los sistemas de refrigeración se diseñan y adecuan con el propósito de hacer descender la temperatura de un espacio con respecto a la temperatura ambiente y mantener dicha temperatura por un tiempo indefinido.

Dependiendo de la temperatura requerida, los sistemas de refrigeración generalmente trabajan bajo el principio de funcionamiento de los ciclos termodinámicos de refrigeración por compresión y por absorción⁵. En este trabajo sólo se abordarán los sistemas por compresión que proveen temperaturas de entre 15°C a 0°C utilizados para la conserva de algunos productos.

1.2.1 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El sistema de refrigeración funciona bajo el principio de operación de una modificación o desviación del Ciclo de Carnot (Cengel, 2008, p.619), representado en la Figura 1; según los siguientes procesos:

Procesos Termodinámicos

- 1-2. Compresión adiabática reversible
- 2-3. Rechazo de calor a presión constante reversible
- 3-4. Expansión irreversible
- 4-1. Absorción de calor a presión constante reversible

⁵ Este sistema de refrigeración queda fuera de estudio en este trabajo.

En la Figura 1, se considera que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor lo hace en condiciones de saturación (punto 1); y que el refrigerante que sale del condensador y entra a la válvula de expansión, lo hace como líquido saturado (punto 3).

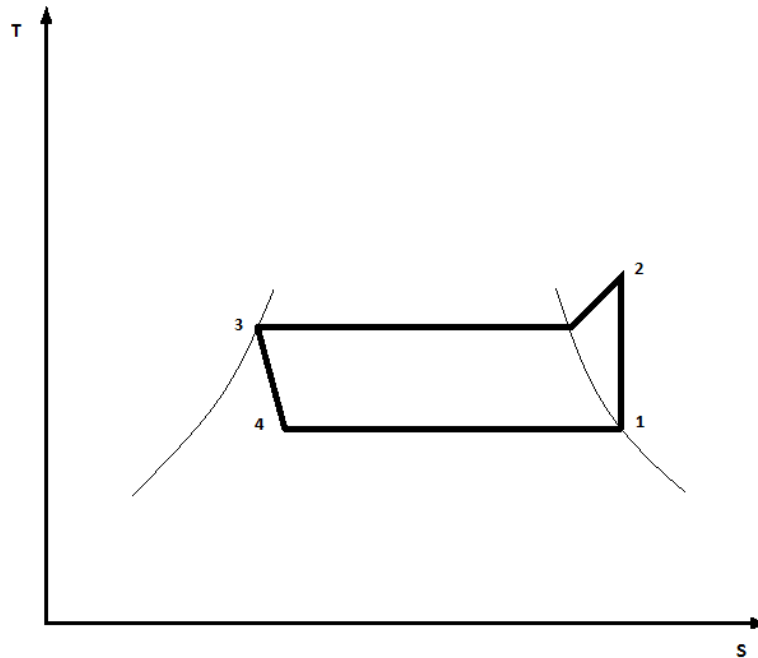


Figura 1. Ciclo de refrigeración en el diagrama T-S

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente en que:

- El proceso de compresión no se realiza adiabáticamente, ya que se presentan pérdidas de calor del refrigerante en el compresor.
- Los procesos de condensación y evaporación no son isobáricos debido a las pérdidas de carga por fricción.
- Existe normalmente un pequeño subenfriamiento del líquido que llega a la válvula de expansión y un sobrecalentamiento⁶ del vapor que llega al compresor.

⁶ Los vapores son llamados sobrecalentados cuando la temperatura es superior a la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

Sin embargo, para realizar el monitoreo del sistema de refrigeración es necesario hacer algunas consideraciones para facilitar el estudio del sistema, como las siguientes:

- Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo, pueden analizarse como procesos de flujo estacionario, de manera que, los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante, suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto según Cengel, Y. (2008) pueden depreciarse (p. 622). Entonces, el análisis de las energías para cada uno de los procesos, muestra que las cantidades que intervienen solo están representadas por las entalpías. Por esta razón el diagrama utilizado en este trabajo es el diagrama P-h, como el que se muestra en la Figura 2.
- El condensador y evaporador no implican ningún trabajo.
- El compresor se determina como adiabático.
- Las presiones permanecen constantes durante los procesos de condensación y evaporación.
-

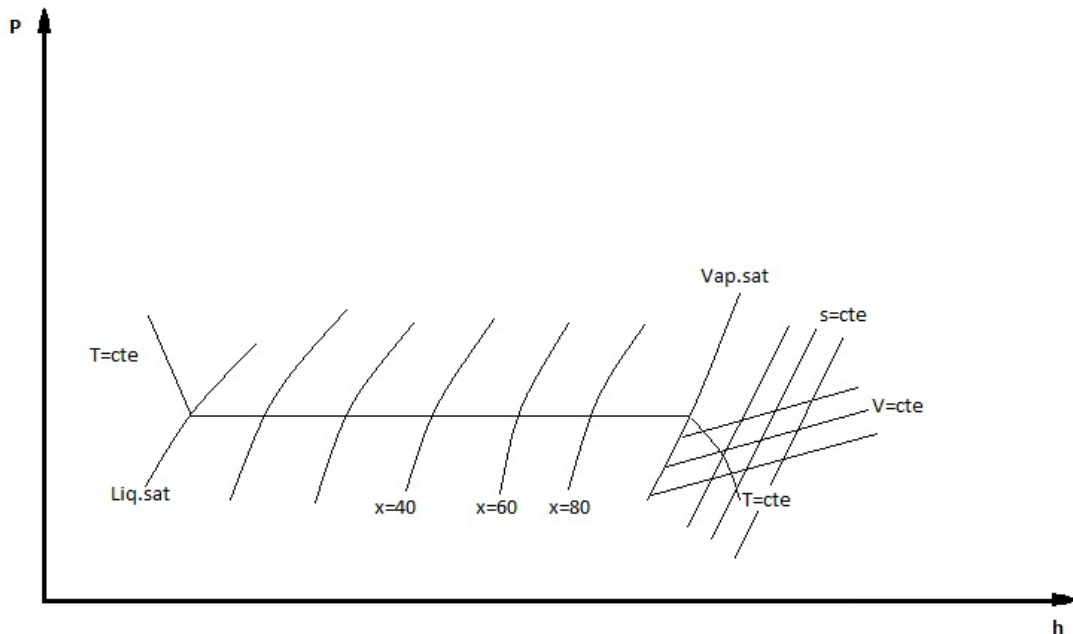


Figura 2. Diagrama presión-entalpía de un refrigerante.

1.2.2 Funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor

Mediante este sistema de refrigeración, se transfiere energía térmica de una región de menor temperatura hacia una de mayor temperatura. Este cometido se lleva a cabo forzando la circulación de un fluido refrigerante a través de todo el circuito cerrado constituido por tuberías, accesorios, intercambiadores y compresor. La circulación del fluido refrigerante se logra por el incremento de presión dentro del circuito, debido a la compresión del refrigerante.

Un equipo de refrigeración por compresión consta principalmente por un intercambiador de calor llamado evaporador, un elemento expansor, otro intercambiador de calor de mayor tamaño que el primero, llamado condensador, un fluido refrigerante y un compresor, que al estar unidos mediante tubos y accesorios, forman un sistema cerrado que funciona como se describe a continuación:

El fluido refrigerante que está en el interior del evaporador, en estado líquido, es el encargado de absorber el calor del espacio a enfriar o refrigerar, al absorber este calor, el refrigerante líquido comienza su cambio de fase líquida a gaseosa a medida que va circulando a través del evaporador, de manera que a la salida del evaporador, el refrigerante sale en estado gaseoso y en condiciones para entrar al compresor.

Una vez el refrigerante en el compresor, se comprime y sale de él a mayor presión y temperatura hacia el condensador. El refrigerante que está a mayor temperatura que la ambiente, al entrar al condensador, comenzará a descender su temperatura, originando su cambio de fase, es decir, de fase gaseosa a fase líquida, hasta salir de condensador como líquido subenfriado. La presión de este líquido subenfriado es muy alta todavía para ingresarlo directamente al evaporador, así que el refrigerante en estado líquido se hace circular a través del elemento expansor, el cual provoca una caída de presión del refrigerante hasta llegar a la presión de entrada del compresor.

Durante esta expansión, una parte del refrigerante se evapora, de manera que a la salida del elemento expansor se tiene una mezcla líquido vapor de refrigerante. En estas condiciones de igualdad de presiones, la mezcla líquido vapor de refrigerante entra al evaporador, en donde la porción líquida se evaporará para comenzar nuevamente de

forma cíclica. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor se pueden clasificar de la forma que se describe en los siguientes apartados.

1.2.3 Sistemas de compresión simple

En los sistemas de compresión simple se puede aumentar la presión del fluido mediante una sola carrera de compresión. Mediante estos sistemas se pueden obtener bajas temperaturas que favorecen la transferencia de calor de grandes cargas térmicas. Se aplica en refrigeradores domésticos, vitrinas frigoríficas comerciales, equipos de aire acondicionado.

1.2.4 Sistemas de compresión múltiple

En los sistemas de compresión múltiple se pueden obtener temperaturas mucho más bajas que en el sistema anterior, debido a las altas relaciones de compresión que estos sistemas pueden alcanzar.

El sistema en cascada consiste en dos circuitos de refrigeración por compresión de una etapa " semiindependientes y con distintos refrigerantes, alcanzan temperaturas cercanas a los -80°C .

Estos sistemas quedan fuera del propósito de este trabajo de investigación así como los sistemas que utilizan temperaturas criogénicas.

1.3 Consideraciones operativas en cámaras frigoríficas

Para reducir o retardar la descomposición natural de los productos, a través de los sistemas de refrigeración, es necesario tomar en cuenta condiciones de almacenamiento tales como: Temperatura dentro del espacio refrigerado, humedad relativa, iluminación, carga térmica y producción de gases generados por actividad metabólica. A continuación se desarrolla brevemente cada uno de estos.

1.3.1 Temperatura dentro del espacio refrigerado

Los cambios de apariencia, de sabor y olor que sufren los productos almacenados son consecuencia del ataque de microorganismos-tales como bacterias y hongos-, y de los procesos químicos y bioquímicos presentes en el proceso natural de descomposición. La velocidad de reacción de estos procesos y el crecimiento de los microorganismos dependerá de las condiciones favorables que se les presenten a una temperatura dada.

1.3.2 Humedad relativa

La pérdida de agua a través de los tejidos vivos de los alimentos en conservación se debe a que la presión del vapor de agua en el espacio refrigerado es menor que la presión del vapor de agua en la superficie del alimento. La evaporación del agua trae como consecuencia la pérdida de peso, contracción de la superficie, su aspecto se torna amarillo claro y fibroso, con pérdida de sabor y olor específicos. La pérdida de peso por evaporación disminuye a medida que la humedad relativa del aire aumenta en el almacén. Cuanto más seco sea el aire dentro del espacio de almacenamiento, más rápida será la pérdida de agua por parte de los productos almacenados. La humedad relativa óptima, para el almacenamiento de la mayoría de las cosechas hortícolas, se encuentran entre el 85 y el 100 por ciento (Hardenburg, R., 1988, p. 26).

1.3.3 Iluminación

La iluminación del área o espacio refrigerado toma suma importancia cuando en algunos productos pueden favorecer a reacciones de oxidación, crecimiento de hongos, enrarecimiento de ácidos grasos.

1.3.4 Carga térmica

La cantidad de calor que se necesita retirar del espacio a refrigerar dependerá del producto almacenado, de la cantidad almacenada, características directamente relacionadas con su almacenamiento.

1.3.5 Producción de gases generados por actividad metabólica y otras contaminaciones gaseosas

Cuando los productos se almacenan en espacios relativamente herméticos, se producen acumulaciones de gases productos del mismo metabolismo, donde el etileno es uno de los gases contaminantes más frecuentes. Cuando especies productoras y sensibles al etileno son almacenadas con otras dentro de un mismo ambiente, en estas últimas se producen reacciones no deseables tales como aumento de la respiración, de la maduración y consecuentemente cambios físicos indeseables en el producto.

Otro tipo de contaminación gaseosa es a través de los olores. Al igual que la contaminación por etileno, se produce cuando se utiliza el mismo espacio para almacenar especies productoras y receptoras de olores.

CAPÍTULO 2

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En este segundo capítulo, se establecen las características técnicas de los elementos constituyentes de los sistemas de refrigeración, a fin de resaltar la importancia que tienen en su buen funcionamiento para cumplir con sus cometidos dentro de este sistema.

2.1 El evaporador

En los sistemas de refrigeración el dispositivo encargado de absorber la carga térmica del espacio a refrigerar es un intercambiador de calor conocido como evaporador por cuyo interior circula un fluido refrigerante que cambia su estado de líquido a vapor. La energía que requiere el refrigerante para cambiar de estado líquido a vapor, es proporcionada por los productos a refrigerar y de los alrededores del evaporador, cumpliéndose así el efecto de refrigeración.

Debido a que el evaporador puede ser cualquier superficie empleada como medio para transferir el calor del espacio o producto refrigerado hacia el fluido refrigerante, los evaporadores se diseñan en una gran variedad de tipos, capacidades y tamaños que pueden clasificarse de diferentes maneras.

2.1.1 Tipos de evaporadores

Según la alimentación del refrigerante

- De expansión directa o expansión seca
- Inundados
- Sobrealimentados

Según el tipo de construcción

- Tubo liso
- De placas
- Con aletas

Los evaporadores empleados en cámaras frigoríficas pequeñas y medianas para el almacenamiento de mercancías o en cuartos fríos, son tipo paquete, es decir, los fabricantes de evaporadores ofrecen evaporadores listos para ser incorporados al sistema de refrigeración y dependiendo de las necesidades del espacio a refrigerar se selecciona el correspondiente al sistema de refrigeración.

2.1.2 Características físicas y de operación de los evaporadores

Para hacer una selección adecuada del evaporador, el fabricante proporciona características físicas y de operación tales como:

- Capacidad frigorífica que corresponde a la cantidad de calor que puede extraer del espacio a refrigerar por hora de trabajo.
- Salto térmico ΔT que corresponde a la diferencia de temperatura que existe entre la temperatura del aire que entra al evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante.
- Temperatura de evaporación es la temperatura a la cual el refrigerante se evapora al circular a través del evaporador.
- Datos de ventiladores, es necesario incorporar ventiladores para tener mayor circulación y distribución de aire a través del evaporador, dentro del espacio refrigerado y entre el producto almacenado. Esta circulación de aire se realiza de dos maneras: por convección forzada por ventiladores (centrífugos o axiales) y por convección natural (por diferencia de densidades del aire). De esta manera, cuando es el caso, se especifica el número de ventiladores que trae el evaporador, el flujo volumétrico de aire, diámetro y la distancia que alcanza el flujo de aire.
- Número de aletas por pulgada indica el número de aletas contenidas en pulgada. Se le añaden placas metálicas (aletas) para aumentar así la superficie de transmisión. La separación de la aleta varía entre 1 hasta 14 aletas por pulgada, dependiendo principalmente de la temperatura de operación del evaporador. A

menos temperatura, mayor separación entre aletas; esta distancia entre las aletas es de elemental relevancia frente a la formación de escarcha debido a que esta puede obstruir parcial o totalmente la circulación del aire y disminuir el rendimiento del evaporador.

Cada fabricante de evaporadores tiene bien determinado el salto térmico, ΔT , que se puede obtener con cada uno de sus evaporadores según sus condiciones de diseño y operación.

Esta diferencia de temperaturas es importante para producir las condiciones de temperatura y humedad relativa requeridas por el producto a conservar, ya que de acuerdo con las propiedades del aire en un diagrama psicrométrico, cuanto más frío está el aire, menos cantidad de vapor de agua puede contener.

Las cámaras destinadas a almacenar productos que requieren un alto grado de humedad en el ambiente como frutas y verduras, carnes sin embasar, etc., necesitan estar equipados con evaporadores que trabajen con un ΔT pequeño (Barreiro, 2016, p. 155), lo que implica que el área de transferencia del evaporador sea mayor para poder satisfacer la transferencia de calor dada por la ley de Newton del enfriamiento.

Por otro lado, debemos tener en cuenta que para determinar la temperatura a la cual debe estar el evaporador y tener una transferencia de calor a una tasa razonable, de acuerdo con Cengel, Y (2008), se debe mantener una diferencia de temperatura de 5 a 10 °C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor (p. 628).

La presión del refrigerante correspondiente a esa temperatura debe ser superior a la local para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración.

2.2 La válvula de expansión termostática

La mayoría de los sistemas de refrigeración para la conservación están equipados con una válvula de expansión termostática. Como se mencionó anteriormente, la válvula de expansión es el dispositivo en el sistema de refrigeración encargado de suministrar al evaporador la cantidad de refrigerante suficiente y necesaria para que tenga su mayor

rendimiento, pero también debe garantizar que a la salida de evaporador el refrigerante este completamente evaporado, inclusive con un pequeño sobrecalentamiento. Esto implica que una parte del evaporador se utiliza para sobrecalentar el gas refrigerante.

2.2.1 Especificaciones básicas de las válvulas dadas por el fabricante

Los fabricantes de válvulas las clasifican con base a normas determinadas por el Instituto de Refrigeración y Aire Acondicionado (ARI), o por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE). Esta clasificación es nominal y viene grabada en la placa y en la caja de la válvula.

Todos los fabricantes de válvulas de termo-expansión clasifican sus válvulas y proporcionan las condiciones de operación en sus respectivos catálogos⁷. Cada fabricante tiene una carta de capacidad extendida donde se muestra condiciones específicas de operación para cada válvula. Para usar estas cartas, es necesario determinar los siguientes datos básicos, además del refrigerante que utiliza el sistema:

a) Capacidad frigorífica del sistema de refrigeración.

La capacidad frigorífica del sistema de refrigeración en donde se utilizará la válvula, por lo general viene dada en kcal/h o toneladas de refrigeración.

b) Temperatura del líquido que entra a la válvula.

La temperatura del líquido que ingresa a la válvula es la temperatura en la tubería medida con un termómetro, si la temperatura del líquido medida, es mayor o menor a 37.8°C (100 °F) se debe consultar la carta de capacidades extendidas del fabricante para considerar los factores de corrección para que funcione correctamente.

⁷ Según Emerson-Manual Técnico, todos los fabricantes de válvulas termo expansión clasifican las válvulas de acuerdo a la norma 750 ARI. (p. 75)

c) Temperatura de saturación del evaporador.

La temperatura de saturación del evaporador determinará la capacidad de la válvula de expansión ya que a menor temperatura de evaporación, se reduce el calor latente absorbido por kg de refrigerante líquido, como consecuencia se reduce el efecto de refrigeración. La temperatura en el evaporador generalmente está entre 3 a 8°C por debajo de la temperatura requerida en el espacio a refrigerar⁸.

d) Caída de presión a través de la válvula

La caída de presión a través de la válvula, es la diferencia entre la presión de entrada y la presión de salida de la válvula. La presión a la salida de la válvula será más alta que la presión de succión indicada en el compresor, debido a pérdidas por fricción a través del distribuidor, de los tubos del evaporador, conexiones, válvulas y filtros. Estas pérdidas se deben considerar para seleccionar la válvula correcta.

Generalmente, los fabricantes proporcionan las válvulas del tipo ajustable, con un ajuste de sobrecalentamiento de fábrica de entre 3° y 6°C⁹.

2.3 El condensador

El condensador es un intercambiador de calor y como su nombre lo indica, es el encargado de condensar al fluido refrigerante, es decir, es el responsable del cambio de estado físico del refrigerante, al cambiar de estado gaseoso a líquido.

Para provocar el cambio de estado físico del refrigerante, el condensador debe transferir el calor que el refrigerante absorbe durante los procesos de evaporación y compresión hacia un medio de menor temperatura que generalmente es a la atmósfera pero puede ser cualquier otro medio o proceso que sirva como sumidero. El refrigerante gaseoso que está a mayor temperatura que la ambiente, al entrar al condensador, comenzará a descender su temperatura debido a esta transferencia de calor, originando su cambio de fase hasta salir de condensador como líquido.

⁸ Según Emerson-Manual Técnico, (p. 76).

⁹ Según Emerson-Manual Técnico, (p. 80)

2.3.1 Tipos de condensadores

Los tipos de condensadores más utilizados en instalaciones frigoríficas son de tres tipos:

a) Condensadores enfriados por agua.

Los equipos enfriados por agua se presentan en diversas formas:

- Los de serpentines concéntricos con un tubo dentro de otro.
- Los de tipo recipiente con el serpentín de agua en su interior, siendo estos los más usados.

Existe una relación entre la condensación del refrigerante y el agua empleada en la condensación del refrigerante. Normalmente la temperatura de condensación es de 6°C mayor que la del agua a la salida del condensador (Whitman, W. & Jhonson, W. ,1998, p. 328). Esta temperatura puede tomarse como referencia para conocer la presión de descarga del condensador. Una válvula automática de agua regula el paso de la misma para mantener una presión de descarga constante del condensador.

b) Condensadores evaporativos.

El condensador evaporativo es diferente a los anteriores ya que el condensador del refrigerante se encuentra localizado en el interior de la torre, es decir, los tubos del condensador se encuentran en el interior de la torre, en lugar de hallarse en el interior de un recipiente.

c) Condensadores enfriados por aire.

Los condensadores enfriados por aire tienen una relación con el aire que pasa sobre ellos, igual que ocurre con los evaporadores. Esta relación según Whitman, W. & Jhonson, W. (1998) se establece como sigue: el refrigerante que se encuentra en el interior del serpentín se condensará a una temperatura de 20°C más alta que la temperatura del aire que pasa a través del condensador. Esto es válido para condensadores con eficiencia normal (p. 327).

2.3.2 Salto térmico de los condensadores

El condensador perfecto condensaría el refrigerante a la misma temperatura ambiente, pero tendría que ser tan dimensionado que no resultaría práctico en modo alguno. De acuerdo con Whitman, W. & Johnson, W. (1998), un condensador de alta eficiencia puede condensar el refrigerante a unos 8°C sobre la temperatura ambiente (p.328). La presión de descarga del compresor que trabaja con este tipo de condensador será menor que uno que trabaja con un condensador con eficiencia normal. Esta reducción de la presión de descarga significa que el sistema es más eficiente, ya que se consume menos energía para obtener la misma cantidad de refrigeración. En algunas instalaciones se emplean diferencias de temperaturas con la ambiente del orden de 6°C, de manera particular en instalaciones de muy baja temperatura.

La temperatura y la presión del refrigerante en el lado del condensador dependen del medio que sirve como sumidero. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador si el refrigerante se enfría con agua en lugar de aire, sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene una justificación económica, salvo en grandes sistemas de refrigeración industrial.

Cabe mencionar, que se tiene otra manera de condensar el refrigerante, aplicada principalmente en los refrigeradores, minibares, freezers y otros aparatos domésticos llamada condensación estática (proceso de convección natural).

2.4 El compresor y especificaciones según fabricantes

Una vez que el refrigerante sale del evaporador en estado gaseoso, se comprime en el compresor, en donde se incrementa la presión y temperatura del fluido para ser posteriormente descargado hacia el condensador.

2.4.1 Capacidad del compresor

Los fabricantes de compresores proporcionan las capacidades de los compresores con relación a las temperaturas de evaporación y de condensación. Anteriormente, se indicaban los tamaños de compresor en HP (CV), pero esta unidad de medida no

representaba una definición clara de las características de refrigeración, así que ahora se especifica el tamaño del compresor con la capacidad de refrigeración en unidad de tiempo (Btu/h) o en Watt (W).

El tipo de compresores considerados en este trabajo son reciprocantes, sabiendo que prácticamente todos los compresores son impulsados por motores eléctricos y cuyas eficiencias según De la Oliva (2009) se encuentran aproximadamente entre 70 por ciento y más de 95 por ciento. La energía eléctrica que demanda el motor eléctrico para una potencia de salida especificada es inversamente proporcional a su eficiencia.

2.4.2 Clasificación de los compresores

Los compresores herméticos se diseñan para ser empleados en ciclos de refrigeración por compresión de vapor y se clasifican de acuerdo con la presión correspondiente a la gama de temperaturas de evaporación en la cual el compresor funciona, dentro de la categoría de aplicación de alta, media y baja presión.

Es importante recordar que la clasificación y nomenclatura depende de cada fabricante de compresores, y una manera de clasificarlos es según su aplicación:

- LBP - *Low Back Pressure* (baja presión de retorno)- se utilizan cuando la temperatura de evaporación es baja (-35°C a -10°C).
- MBP - *Medium Back Pressure* (media presión de retorno)- se utilizan cuando la temperatura de evaporación es media (-35°C a -5°C).
- HBP - *High Back Pressure* (alta presión de retorno)- se utilizan cuando la temperatura de evaporación es alta (-5°C a 15°C).

Tanto los compresores alternativos como los centrífugos se encuentran en el mercado formando equipos herméticos que incluyen el motor. Estos motores cerrados son de un tipo distinto al convencional porque están enfriados por el mismo líquido o vapor refrigerante, a temperaturas mucho más bajas que el aire empleado para enfriar los motores abiertos. Estos motores pueden trabajar con mayores temperaturas de régimen pero sin llegar a superar la máxima temperatura admitida a las condiciones de diseño.

Como el trabajo de estos motores cerrados (frecuentes paradas y puestas en marcha) es distinto al normal, no suelen clasificarse por su potencia de régimen permanente, sino por las intensidades de arranque y de plena carga. El significado de esta clasificación se observa con claridad en el momento de seleccionar los equipos.

2.4.3 El compresor y el elemento expansor

Otra cuestión a considerar en la operación del compresor es el elemento expansor que se utiliza en el sistema de refrigeración. En circuitos provistos con tubo capilar, las presiones en los lados de succión y descarga se igualan durante la parada del compresor en este caso el compresor requiere de un motor de bajo par de arranque.

Cuando se tiene un circuito con válvula termostática las presiones de succión y la descarga no se igualan debido a que el refrigerante pasa por la válvula mientras el compresor esta encendido. En este caso, el compresor requiere de un motor con alto par de arranque.

Los motores de compresores apropiados para estos dos sistemas son denominados:

- LST *-Low Starting Torque-* bajo par de arranque. Se emplea en sistemas que trabajan con tubo capilar.
- HST *-High Starting Torque-* alto par de arranque. Se utiliza en sistemas con válvulas de expansión.

2.5 Refrigerante

Como hemos mencionado anteriormente el fluido de trabajo que circula en el sistema cerrado de refrigeración, es un gas refrigerante, y en la descripción del sistema realizada en el apartado anterior, hemos conocido que este fluido absorbe o cede calor en las diferentes etapas y equipos por donde va circulando y transformándose.

La cantidad de refrigerante que necesita circular a través del evaporador para absorber la carga térmica será la misma que circula por todo el sistema de refrigeración y dependerá de la temperatura requerida en el evaporador, de la carga térmica a absorber, del

refrigerante utilizado. Entonces, un gas refrigerante no es más que una sustancia que tiene la capacidad de transportar e intercambiar calor con el medio ambiente, cediendo calor a alta temperatura y absorbiéndolo a baja temperatura.

2.5.1 Características deseables de un refrigerante

Un buen refrigerante debe cumplir múltiples cualidades, que por desgracia no todas pueden ser satisfechas a la vez. Hasta hoy no se ha logrado un refrigerante "ideal".

Se hace evidente que en la medida que la naturaleza del refrigerante sea tal que las P - T de condensación se aproximen a las del ambiente, necesitaremos menos energía para comprimirlo y para enfriarlo, y con ello el indicador de consumo por unidad frigorífica también será menor. A la vez, si coincidiera que su diferencia en calor latente (respecto al ambiente) fuese lo suficientemente alto para realizar la transferencia de calor, requeriríamos menos cantidad de refrigerante para ejecutar el trabajo y con ello menos compresión. Ambas cualidades son primordiales en el consumo de energía. Se suman otras propias de la naturaleza química del refrigerante, las que proporcionarán poder realizar el trabajo de refrigeración con mayor o menor eficiencia.

Por otro lado, las cualidades que debe cumplir un buen refrigerante (Domínguez, 2012, p. 6) son:

- a) No debe degradar la atmósfera al escaparse. Debe ser inerte sobre la reducción de la capa de ozono y no incrementar el potencial efecto invernadero.
- b) Ser químicamente inerte, no inflamable, no explosivo, tanto en su estado puro como en las mezclas.
- c) Inerte a los materiales con los que se pone en contacto, tuberías, sellos, juntas, etc.
- d) No reaccionar desfavorablemente con los aceites lubricantes y presentar una satisfactoria solubilidad en él.
- e) No intoxicar el ambiente por escapes y ser nocivo a la salud de las personas.
- f) La relación P_{baja}/P_{alta} debe cumplir con la eficiencia del consumo energético.
- g) Poseer un elevado coeficiente de transferencia de calor por conducción.
- h) Cumplirse que la relación presión - temperatura en el evaporador sea superior a la atmosférica, para evitar la entrada de humedad o aire al sistema.

- i) Que su punto de congelación sea menor que la menor temperatura de trabajo de sistema de refrigeración
- j) Fácil detección en fugas.
- k) Bajo precio y fácil disponibilidad.

Un propósito que se persigue y aún no se cuenta con su solución, es contar con un aceite lubricante que funcione con todos los tipos de refrigerantes orgánicos e inorgánicos.

2.5.2 Clasificación de los refrigerantes

- Los orgánicos o que provienen de los hidrocarburos halogenados.
- Los inorgánicos.

Dentro de los orgánicos se conocen tres familias:

a) CFC (Flúor, Carbono, Cloro). Clorofluorcarbono. Son los primeros causantes del deterioro de la capa de ozono e internacionalmente ya se ha prohibido su fabricación y empleo. Contienen hidrógeno y flúor en su molécula y estos lo hacen muy estable en la atmósfera por largos periodos de tiempo. En esta familia encontramos los R11, R12, R115.

b) HCFC (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro). También afectan la capa de ozono pero en menor cuantía y su desaparición está prevista para el 2015. El R22 es el componente principal de la familia.

c) HFC (Hidrógeno, Flúor, Carbono). Son los nuevos refrigerantes. No presentan potencial destructor de la capa de ozono. En este grupo clasifican el R134 y él R404.

Los nuevos refrigerantes HFC, tienden a sustituir a los CFC y los HCFC. A continuación se presenta en la Tabla 1, los diferentes tipos de refrigerantes HFC sustitutos y sus para los principales servicios:

Tabla 1. Refrigerantes sustitutos y sus principales servicios.

Servicios	CFC/HCFC	HFC
Limpieza del sistema	R11	R1414b
Baja temperatura	R502	R404/R408
Media temperatura	R12	R134a/ R409/ R600
Aire acondicionado o Alta temperatura	R22	R407c

Fuente: Tomado de Domínguez, R. © Derechos Reservados Ingeniería Energética General.

De esta manera, como se mencionó anteriormente en el Capítulo 1, existe un abanico de posibilidades y configuraciones de equipos de refrigeración cuyo refrigerante dependerá de la temperatura y aplicación requerida. En la Tabla 2, se muestran algunas aplicaciones de los métodos de conservación, según el refrigerante empleado en el sistema de refrigeración.

Tabla 2. Refrigerantes y principales campos de aplicación.

Aplicaciones	Descripción	Refrigerantes empleados
Refrigeración doméstica	Unidades domésticas	R600a , R134a
Refrigeración comercial	Muebles y exhibidores refrigerados	R-134a, R-404A, R-507
Procesamiento de alimentos y almacenamiento	Cámaras refrigeradas, frigorífico	R-134a, R-404a, R-507, R-717
Refrigeración Industrial	Procesos químicos, líneas de producción de derivados, lácteos, bebidas, farmacéutica, etc.	R-134a, R-407c, R-410a
Transporte refrigerado	Cámaras refrigeradas	R-134a, R-404a, R-507
Enfriamiento electrónico	Enfriamiento para procesadores y componentes de hardware	R-134a, R-404a, R-507
Refrigeración - Medicina	Salones de cirugía, Salas Intensivas, medios de diagnósticos	R-134a, R-404a, R-507
Refrigeración criogénica	No aplica	Ethylene Helium

Fuente: Tomado de Domínguez, R.© Derechos Reservados Ingeniería Energética General.

Dos parámetros importantes que tienen que considerarse para seleccionar un refrigerante son: la temperaturas del espacio que se desea refrigerar y la temperatura del ambiente.

CAPÍTULO 3

CÁLCULOS PRINCIPALES PARA EL MONITOREO DE LA ENERGÍA EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CÁMARAS FRIGORÍFICAS

Para asegurar una mejor eficiencia del sistema de refrigeración se debe revisar el funcionamiento de sus principales componentes, para verificar que cumplan con las exigencias de la carga y evitar el consumo de energía excesivo en dicho sistema. De esta manera, una vez que se ha realizado una descripción del funcionamiento del sistema de refrigeración, de sus necesidades, así como de las consideraciones que se deben tener para su buen funcionamiento, en el presente capítulo se procede a exponer una forma de cuantificar la energía térmica en los componentes de los sistemas de refrigeración, de acuerdo a sus condiciones de operación, lo que permite identificar el consumo de energía eléctrica del compresor.

A continuación, los cálculos principales que se sugiere emplear en cada proceso del ciclo de refrigeración.

3.1 Procesos termodinámicos

El ciclo de refrigeración representado en el diagrama P-h, de la Figura 3, muestra los procesos termodinámicos y las consideraciones realizadas para determinar la potencia térmica en cada uno de los procesos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para el caso de estudio.

Los procesos termodinámicos considerados son:

1-2 Compresión isentrópica del vapor refrigerante

2-5 Condensación isobárica del refrigerante en las siguientes etapas:

2-3 Rechazo de calor en la tubería de descarga del compresor

3-4 Rechazo de calor en el condensador

4-5 Rechazo de calor en la tubería entre el condensador y válvula de expansión

5-6 Expansión isentálpica del refrigerante

6-7 Evaporación isobárica del refrigerante

7-1 Sobrecalentamiento del refrigerante en la tubería de succión

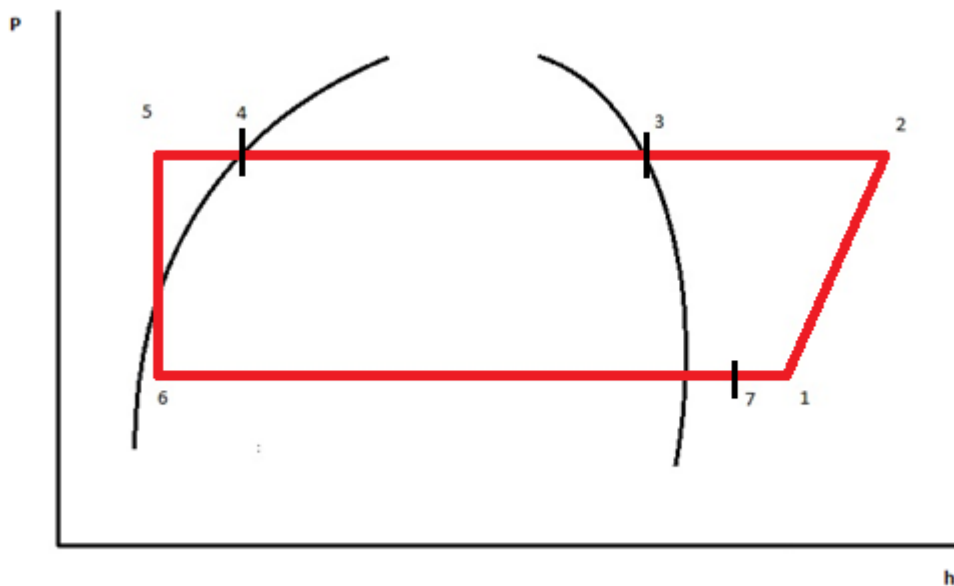


Figura 3. Diagrama P-h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

3.1.1 Proceso de evaporación

Durante el proceso de evaporación se considerará que la presión correspondiente a la temperatura de evaporación se mantiene constante.

3.1.1.1 Potencia frigorífica neta de la cámara (evaporador)

La potencia frigorífica de la cámara corresponde a la cantidad de calor que puede extraer el evaporador del espacio a refrigerar.

La **potencia frigorífica neta** estará dada por:

$$\dot{Q}_a = \dot{m} * Q_a \text{ [kW]} \quad (1)$$

Donde

\dot{Q}_a ; potencia frigorífica neta de la cámara en [kW].

\dot{m} ; flujo másico de refrigerante en [kg/s].

Q_a ; cantidad de calor absorbido neto por el evaporador [kJ/kg].

La cantidad de **calor absorbido neto** por el evaporador será con respecto a la Figura 3:

$$Q_a = (h_7 - h_5) \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

Donde:

h_7 ; Entalpía del refrigerante a T_7

h_5 ; Entalpía del refrigerante a T_5

Para conocer h_7 en [kJ/kg]

Con la Temperatura medida en la tubería a la salida del evaporador (a nivel del bulbo), T_7 en °C y la presión de aspiración se traza el punto 7 sobre el diagrama P-h del refrigerante, en la región de vapor sobre calentado (según P_{baja} y T_7) y se obtiene el valor de la entalpía h_7 , leído sobre el eje horizontal superior o inferior del diagrama, perpendicular al punto 7.

Para conocer h_5 en [kJ/kg]

Con la Temperatura medida en la tubería a la entrada de la válvula de expansión, T_5 en °C, y la presión de descarga se traza el punto 5 sobre el diagrama P-h en la región de líquido sub-enfriado (según P_{alta} y T_5) y se obtiene el valor de la entalpía h_5 , leído sobre el eje horizontal superior o inferior del diagrama, perpendicular al punto 5; considerando que el refrigerante al pasar por la válvula lo hace isoentálpicamente y sin trabajo realizado, se tendrá que h_5 es igual a h_6 .

3.1.1.2 Potencia frigorífica absorbida en la tubería de aspiración

Es importante determinar la potencia absorbida que lleva al sobrecalentamiento del gas refrigerante a través de la tubería de aspiración ya que este sobrecalentamiento hace que la potencia frigorífica total sea mayor, provocando que el compresor consuma más energía eléctrica.

$$\dot{Q}_{tubería} = \dot{m} * (h_1 - h_7) \text{ [kW]} \quad (3)$$

Donde:

\dot{Q}_{perd} , potencia frigorífica absorbida en la tubería de aspiración

\dot{m} , flujo másico de refrigerante

h_1 , entalpía del gas refrigerante a T_1 y presión de aspiración¹⁰

h_7 , entalpía del gas refrigerante a la salida del evaporador (a nivel del bulbo), T_7

3.1.1.3 Potencia frigorífica total del sistema de refrigeración

La producción frigorífica total del sistema de refrigeración será la producción frigorífica neta del evaporador más la producida a lo largo de la línea de aspiración.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_a + \dot{Q}_{tubería}$$

Sustituyendo \dot{Q}_a (ecuación 2) y $\dot{Q}_{tubería}$ (ecuación 3), respectivamente

$$\dot{Q}_T = \dot{m} (h_1 - h_5) \text{ [kJ/kg]} \quad (4)$$

(Si son varios evaporadores se deberá hacer lo mismo para cada uno de ellos, de manera que se pueda determinar su capacidad.)

3.1.2 Proceso de expansión

Se considera que durante este proceso del sistema, no se realiza trabajo alguno sobre el sistema, así como tampoco se entrega trabajo, que el cambio de energía cinética y potencial son muy pequeños en comparación con el trabajo del compresor, que la

¹⁰ Tablas de propiedades del refrigerante

transferencia de calor es nula por la velocidad del proceso de expansión, de manera que la expansión del refrigerante a través de la válvula se comporta isoentálpicamente.

3.1.2.1 Sobrecalentamiento útil

Como se mencionó anteriormente, la válvula de expansión es el dispositivo en el sistema de refrigeración encargado de suministrar al evaporador la cantidad de refrigerante suficiente y necesaria para que tenga su mayor rendimiento, pero también debe garantizar que a la salida de evaporador el refrigerante este completamente evaporado, inclusive con un pequeño sobrecalentamiento. Esto implica que una parte del evaporador se utiliza para sobrecalentar el gas refrigerante.

El valor de este sobrecalentamiento (sobrecalentamiento útil) esta especificado por cada fabricante de válvulas y para la marca y tipo de válvula que se utiliza en los equipos de refrigeración presentados en este trabajo está entre 5°C y 10°C (Emerson Climate Technologies, 2011). El sobrecalentamiento del gas refrigerante que se obtiene debido a la carga térmica y a la dosificación del gas a través de la válvula se determina como:

$$\text{Sobrecalentamiento} = T_7 - T_{sat@Pbaja} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5)$$

Donde:

T_7 , es la temperatura a la salida del evaporador medida en la tubería a nivel del bulbo

$T_{sat@Pbaja}$, es la temperatura de saturación del refrigerante correspondiente a la presión de aspiración.

3.1.3 Proceso de condensación

Para nuestro estudio se debe tener en cuenta que no todo el calor rechazado se desecha en el condensador ya que el refrigerante al salir del compresor también perderá calor durante su recorrido a través de la tubería de entrada y salida de la unidad condensadora.

Una vez que el refrigerante llega al intercambiador de calor llamado condensador, el refrigerante durante su recorrido por el condensador pasa por tres procesos: uno de des-sobrecalentamiento, otro de condensación y por último uno de subenfriamiento, es decir,

el refrigerante sobrecalentado que sale del compresor, se dice que se des-sobrecalienta al enfriarse hasta alcanzar la temperatura de condensación, al continuar su recorrido el refrigerante comienza a condensarse hasta llegar a su estado líquido. De esta manera, el refrigerante líquido continúa su recorrido hacia la salida del condensador cediendo calor hasta subenfriarse.

Debido a la dificultad de identificar el punto exacto donde comienzan y terminan estos procesos dentro del condensador se considerará que el des-sobrecalentamiento del refrigerante se presentará en el tramo de tubería que une al compresor con el condensador, la condensación propiamente en el condensador y el subenfriamiento se llevará a cabo en el tramo de tubería que une al condensador con la válvula de expansión.

De esta manera, la cantidad de calor que se pierde en la tubería que une la salida del compresor con la entrada del condensador estará dada por, \dot{Q}_{ds}

$$\dot{Q}_{ds} = \dot{m} * (h_2 - h_3) \text{ [kW]} \quad (6)$$

Donde:

h_3 , es la entalpía a la entrada del condensador a presión de descarga y temperatura a la entrada del condensador.

h_2 , es la entalpía a la salida del compresor a presión de descarga y temperatura en la tubería a la salida del compresor.

Se puede presentar una caída de presión en este tramo de tubería de 0.1 a 0.3 bar (Cabeza F., 2014).

De esta manera, la energía por unidad de tiempo que cede el refrigerante a través del condensador será:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} * (h_3 - h_4) \text{ [kW]} \quad (7)$$

Donde:

h_3 , es la entalpía de entrada al condensador, a presión de descarga y temperatura del tubo a la entrada del condensador

h_4 , es la entalpía a la salida del condensador, a temperatura del tubo a la salida del condensador.

Así también, se tendrá en cuenta que, en el tramo de tubería, entre la salida del condensador y la entrada de la válvula de expansión, también se sigue subenfriando el refrigerante, siendo \dot{Q}_{se} , la cantidad de calor rechazada durante el subenfriamiento, de manera que:

$$\dot{Q}_{se} = \dot{m} * (h_4 - h_5) \text{ [kW]} \quad (8)$$

El condensador debe ser capaz de eliminar el calor que capta el refrigerante en el evaporador, en el compresor y tener también suficiente potencia para eliminar parte del calor de subenfriamiento del líquido.

3.1.4 Proceso de compresión

3.1.4.1 Sobrecalentamiento a la entrada del compresor (total)

El calor que el refrigerante absorbe a lo largo de la tubería de aspiración no pertenece a la carga térmica que se desea eliminar del espacio refrigerado, lo que se significa una *pérdida de potencia frigorífica* del sistema de refrigeración. Por esta razón se dice que el refrigerante sufre un sobrecalentamiento antes de entrar al compresor.

$$\text{Sobrecalentamiento} = T_1 - T_{sat @ P_{baja}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (9)$$

3.1.4.2 Rendimiento Volumétrico del compresor

Se admite que un compresor de pistones nuevo tiene un rendimiento volumétrico muy próximo al dado por la relación empírica (Cabeza, 2014, p. 136) dada por η_v , siendo $\frac{P_{alta}}{P_{baja}}$ la relación de compresión.

$$\eta_v = 1 - 0.05 * \frac{P_{alta}}{P_{baja}} \quad (10)$$

Donde:

P_{alta} ; Presión absoluta a la descarga del compresor

P_{baja} ; Presión absoluta a la entrada del compresor

3.1.4.3 Volumen aspirado por el compresor

Se tiene que el volumen aspirado por el compresor, \dot{V}_a , es:

$$\dot{V}_a = \dot{m} * v \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (11)$$

Donde:

\dot{m} ; flujo másico de refrigerante en [kg/s]

v ; volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor en [m³/kg]

3.1.4.4 Volumen desplazado por el compresor

El volumen de refrigerante que desplaza el compresor estará dado como:

$$\dot{V}_d = \dot{V}_a / \eta_v \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (12)$$

Donde:

\dot{V}_a ; volumen aspirado por el compresor en [m³/s]

η_v ; rendimiento volumétrico del compresor

Dado que el rendimiento volumétrico nunca es del 100%, para hacer circular un \dot{V}_a en el sistema de refrigeración, el compresor debe tener la capacidad de mover un $\dot{V}_d \geq \dot{V}_a$.

3.1.5 Potencia teórica para la compresión

$$W_{tc} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad [\text{kW}] \quad (13)$$

Donde:

W_{tc} ; la potencia teórica para la compresión

\dot{m} ; es el gasto másico del refrigerante en [kg/s].

h_2 ; es la entalpía del refrigerante a la salida del compresor en [kJ/kg].

h_1 ; es la entalpía del refrigerante a la entrada del compresor en [kJ/kg].

Para obtener h_2

Con la presión a la salida del compresor (presión de alta, P_{alta}) y temperatura medida en la tubería a la salida del compresor, T_2 , se consulta las tablas de propiedades del refrigerante sobrecalentado y se obtiene el valor de la entalpía del refrigerante saliendo del compresor.

Para obtener h_1

Con la presión a la entrada del compresor (presión de baja, P_{baja}) y la temperatura medida en la tubería a la entrada del compresor, T_1 , se consulta las tablas de propiedades del refrigerante sobrecalentado y se obtiene el valor de la entalpía del refrigerante saliendo del compresor.

3.1.6 Potencia real para la compresión

Dado que el rendimiento indicado es sensiblemente igual al rendimiento volumétrico (Cabeza, 2014, p. 209) y conociendo la potencia teórica para la compresión, la potencia real para la compresión será:

$$W_{rc} = \frac{W_{tc}}{\eta_i} \quad (14)$$

Conociendo las pérdidas mecánicas y eléctricas dadas por el fabricante se puede determinar la potencia que demandará el compresor del sistema de refrigeración.

$$W_{dc} = \frac{W_{rc}}{\eta_m * \eta_e} \quad (15)$$

El motor eléctrico debe tener una potencia de al menos 10 a 20% superior a la solicitada por el compresor (Cabeza, 2014, p. 422).

3.2 Temperatura de evaporación

La temperatura de evaporación es la temperatura correspondiente a la presión de baja presión a la cual el refrigerante debe estar en el evaporador para tener una transferencia de calor a una tasa razonable y absorber la carga térmica del espacio refrigerado, de

acuerdo con Cengel, (2008), se debe mantener una diferencia de temperatura de 5 a 10 °C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor (p. 628).

Con el dato del salto térmico ΔT , proporcionado en el catalogo del fabricante del evaporador y conociendo la temperatura mínima requerida en la cámara, se determina la temperatura de evaporación como:

$$T_{\text{evaporación@Pbaja}} = T_{\text{ent}} - \Delta T \quad (16)$$

3.3 Temperatura de condensación

La temperatura a la cual debe condensar el refrigerante se le conoce como temperatura de condensación, y su valor depende de la temperatura ambiente con el que inter actúa. Para condensadores enfriados por aire se obtiene empíricamente al incrementar de 15 a 20°C la temperatura ambiente promedio que más se presenta en todo el año (Whitman & Jhonson, 1998, p. 327).

$$T_{\text{condensación@Palta}} = 15 \text{ a } 20^{\circ}\text{C} + T_{\text{amb promedio}} \quad (17)$$

3.4 Coeficiente de operación COP (Coefficient of Performance)

El coeficiente de operación de un sistema de refrigeración es la manera de cuantificar la potencia térmica que el sistema extrae del espacio a refrigerar dada en watts por cada Watt de potencia eléctrica consumida por el compresor para lograrlo; es decir:

$$COP = \frac{\text{energía retirada del espacio a refrigerar}}{\text{energía suministrada}} \quad (18)$$

3.5 Índice de Eficiencia de la Energía EER (Energy Efficiency Rating)

Es la cantidad de calor eliminado del espacio refrigerado dada en Btu por 1Wh de energía eléctrica suministrada, sabiendo que la relación entre EER y COP es:

$$EER = \frac{\frac{Btu}{h}}{W} \quad (19)$$

CAPÍTULO 4

ALGORITMO PARA LA EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. UN CASO DE ESTUDIO

Una vez que se establecieron los cálculos que se emplearán para determinar las condiciones en las cuales están funcionando los componentes principales que conforman al sistema de refrigeración, se procede en este capítulo a establecer la aplicación del algoritmo, para evaluar el sistema de refrigeración, el cual contendrá los parámetros, especificaciones y recomendaciones necesarias para su adecuada implementación, tomando como escenario el restaurante *Primehouse*.

Considerando que los objetivos de investigación planteados son evaluar el sistema de refrigeración de una cámara frigorífica de una PyME, se estuvo en busca de algún establecimiento donde se pudiera llevar a cabo dicho monitoreo; Bodega Aurrera, Tienda UNAM y restaurantes como La Vicenta y *Primehouse* fueron algunos de los lugares visitados, pero fue este último donde se permitió el acceso a sus instalaciones, ubicadas en Av. Santa Fe 482 local 2, en la Colonia Cruz Manca de la delegación Cuajimalpa de Morelos, C.P. 05349, aunque dicho acceso fue de forma limitada en tiempo y atención de los usuarios de su cámara frigorífica.

4.1 Algoritmo

El algoritmo que se desarrolla a continuación, posibilita el monitoreo del consumo eléctrico que tienen los sistemas de refrigeración de las cámaras frigoríficas, el cual permitirá que las PyMEs puedan llevar un control de la energía que consumen sus cámaras frigoríficas de forma práctica y sencilla, establecer las oportunidades de mejora en el desempeño energético de este sistema, los requerimientos de mantenimiento o reparación de sus componentes, así como determinar el COP, el EER del sistema y la pérdida de potencia frigorífica con su consecuente aumento en el consumo de energía al incrementarse la temperatura de aspiración en el compresor. Para ello, el algoritmo propuesto se basa en identificar los procesos termodinámicos del ciclo de refrigeración en el diagrama P-h, para

el refrigerante que utiliza el sistema de refrigeración a monitorear, lo que permite determinar la energía que tiene el refrigerante en los puntos de interés.

4.1.1 Propósito

El algoritmo propuesto tiene como propósito: "Evaluar el funcionamiento de un sistema de refrigeración en una cámara frigorífica, a partir de realizar un monitoreo de sus componentes que permita determinar de forma práctica y sencilla sus condiciones de operación, así como el consumo de energía eléctrica en dichas condiciones" Poder realizar la evaluación de un sistema de refrigeración, según se indica en el objetivo anterior, traerá como consecuencia, identificar oportunidades de mejora en el desempeño del sistema de refrigeración y los requerimientos de mantenimiento o reparación de los elementos involucrados, así como evitar el pago excedente de esta.

4.1.2 Desarrollo

A continuación, se describe el algoritmo propuesto para evaluar el sistema de refrigeración elegido como caso de estudio:

1.- Se hace el levantamiento de las condiciones de funcionamiento de la cámara de conservación del restaurante *Primehouse* registrados en la Tabla 3.

Tabla 3. Condiciones de operación de la cámara 2 del restaurante Primehouse.

Parámetro	Datos
Temperatura requerida en cámara	2 a 4 °C
Humedad relativa ¹¹	50 a 60 %
Producto	Varios
Capacidad de refrigeración	10400 BTU/H (3.04 kW)
Refrigerante	R-22
Hora en que se retira el candado para abrir puerta	8 am
Hora en que se coloca candado para cerrar la puerta	2 am

Fuente: Personal encargado del mantenimiento y de cocina (Chef); así como datos de placa de los equipos y catálogos del fabricante.

¹¹ La humedad relativa en el interior de la cámara se midió con higrómetro ya que la cámara no cuenta con control de humedad.

La información de la Tabla 3 nos indica que la cámara de conservación del restaurante *Primehouse* tiene una capacidad de 10400 Btu/h, con una temperatura en su interior de 2 a 4 °C y 40 a 60 % de humedad relativa; que conserva varios productos y que el sistema trabaja con refrigerante R-22 de 8 am a 2 am.

2.- Posteriormente se realiza el levantamiento de las condiciones de funcionamiento de los elementos principales del sistema de refrigeración, como se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4. Condiciones de operación de cada elemento del sistema de refrigeración.


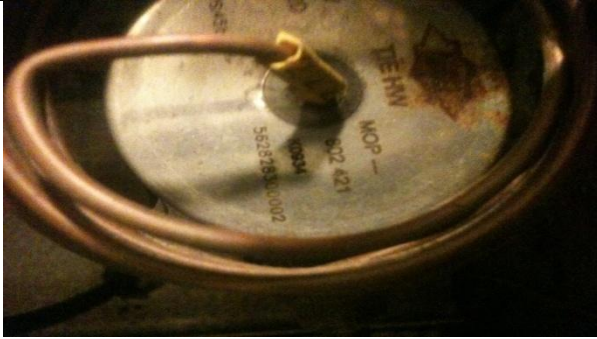


Equipo	Parámetro	Datos
Evaporador	Temp. En tubería a la entrada (de la v)	20 °C
	Temp. En tubería a la salida (bulbo)	2 °C
Válvula de expansión	Temp. En tubería a la entrada	20 °C
	Temp. En tubería a la salida	-3 °C
Condensador	Temp. En tubo a la entrada	65 °C
	Temp. En tubo a la salida	35 °C
	Temperatura ambiente	23 °C
Compresor	Voltaje promedio entre fases	223 V
	Corriente	2.15 A
	Temp. En tubo de succión	18 °C
	Temp. En tubo de descarga	72 °C

Fuente: Datos obtenidos experimentalmente.

La Tabla 4, muestra las temperaturas registradas sobre las tuberías a la entrada y salida de cada elemento principal del sistema de refrigeración, así como también el voltaje y corriente consumida por el compresor.

3.- Paralelamente a la toma de temperaturas, se hace el levantamiento de los datos de placa del evaporador, válvula de expansión, de la unidad condensadora y del compresor, para posteriormente cotejarlo con los catálogos del fabricante y obtener los datos faltantes, como se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Elementos del sistema de refrigeración.

Evaporador		
Modelo	ADT104BKS	
Marca	BOHN	
Salto térmico ΔT	6 °C	
Válvula de expansión		
Modelo	TIEHW	
Marca	ALCO	
Temperatura de evaporación °C	-45 a 20	
Sobrecalentamiento °C	5 a 10	
Condensador		
Modelo ¹²	SJH0101M2CE	
Marca	BOHN	
Temperatura de condensación °C	38	
Capacidad BTU/H (kcal/h)	10380 (2615)	
Compresor		
Modelo	RS70C1-TFC-252	
Marca	COPELAND	
Temperatura de condensación °C	48.8	
Temperatura de evaporación °C	-6.66	
Capacidad BTU/H	7280 a 12300	
Potencia consumida W	1040 a 1400	
Desplazamiento CFH	175	

Fuente: Placas de datos de cada elemento del sistema y catálogo del fabricante (Bohn, 2011), (Emerson, 2010), (Bohn, 2012).

¹² El compresor especificado en el modelo de la unidad condensadora no corresponde al instalado físicamente, es decir, el compresor existente es el modelo RS70C1-TFC-252

La comparación que se hace respecto a los datos del fabricante, es con la intención de mostrar que los cálculos realizados, son confiables y que se pueden utilizar para fijar una condición de operación del sistema de refrigeración, que sirva como referencia para evaluar el funcionamiento del sistema, ya que como lo muestran los datos, están dentro del rango establecidos por el fabricante.

4.- Durante el levantamiento de los datos e información de la cámara de refrigeración se realiza una inspección visual de las condiciones de funcionamiento, registrando cualquier anomalía en el sistema de refrigeración.

En este caso se observaron aspectos importantes de las condiciones de funcionamiento y que son consideradas en el análisis. Las condiciones de operación son:

- Los productos almacenados son varios y el tiempo de permanencia es de 1 a 3 días como máximo.
- No existe instrumento que indique la humedad relativa en el interior de la cámara, así como tampoco se tiene un control de la misma.
- La manija de la puerta que da acceso a la cámara esta en mal estado, así como empaques de la misma.
- La unidad condensadora se encuentra instalada arriba de la cámara en un lugar cerrado con ventilación suficiente, en este lugar se acumula mucho polvo.
- La temperatura ambiente donde se encuentran la unidad condensadora fue de 23 °C.
- La apertura y cierre de la puerta es continuo.

Una vez consultados los catálogos de los fabricantes se procede a determinar parámetros de funcionamiento y condiciones del refrigerante dentro del ciclo de refrigeración, según temperaturas y presiones requeridas, como se muestra en los pasos 5 a 9.

5.-. Determinación de la temperatura de evaporación.

Con el dato del salto térmico ΔT , proporcionado en el catálogo del fabricante del evaporador y conociendo la temperatura mínima requerida en la cámara, se aplica la ecuación (16) del capítulo anterior.

$$T_{\text{evaporación}@Pbaja} = 2\text{ °C} - 6\text{ °C}$$

$$T_{\text{evaporación}@Pbaja} = -4\text{ °C}$$

6.-. Determinación de la temperatura de condensación.

Debido a que en el catalogo existen varias unidades condensadoras con diferentes capacidades y condiciones de trabajo, se debe tener en cuenta que en esta investigación no se pretende determinar las condiciones de diseño, sin embargo sí se requiere de los criterios que se toman en cuenta para la selección de la unidad condensadora, a fin de identificar la unidad condensadora en cuestión y obtener del catálogo los datos de esta, como se muestra en la Tabla 5.

Los criterios considerados para tomar los datos de referencia de las condensadoras indicadas en los catálogos del fabricante son:

- Que a mayor temperatura de condensación el compresor requerido será de mayor capacidad y por lo tanto consumirá más energía eléctrica.
- Que la temperatura de condensación, para condensadores enfriados por aire se obtiene empíricamente al incrementar de 15 a 20°C la temperatura ambiente promedio que más se presenta en todo el año.
- Que la capacidad de la unidad condensadora sea mínimo a la del evaporador.
- Que la temperatura de saturación correspondiente a la presión de descarga sea de 15 a 20°C mayor que la temperatura ambiente donde se ubica la unidad condensadora e igual a la temperatura de condensación determinada empíricamente.

De tal manera que la temperatura de condensación empírica de referencia incluye la temperatura ambiente promedio que más se presenta en todo el año; así que de acuerdo con la CONAGUA (2016) la temperatura media para el año 2016 en la Cd. de México fue de 17.9 °C. La temperatura de condensación de referencia es:

$$. T_c = 15^\circ\text{C} + 17.9^\circ\text{C}$$

$$T_c = 32.9^\circ\text{C}$$

Y considerando el otro límite de la temperatura empírica, resulta que la temperatura de condensación es:

$$T_c = 20^\circ\text{C} + 17.9^\circ\text{C}$$

$$T_c = 37.9^\circ\text{C}$$

Para este análisis se considera un incremento de 15°C y una temperatura ambiente de 23 °C registrada el día de datos experimentales. Aplicando la ecuación 17, del capítulo anterior, se obtiene una temperatura de condensación de 38°C, que coincide con la temperatura de condensación determinada como referencia para seleccionar la unidad condensadora que trabajará a una temperatura ambiente de 17.9°C. Como se muestra:

$$T_c = 15^\circ\text{C} + 23^\circ\text{C}$$

$$T_c = 38^\circ\text{C}$$

7.- Consultando las tablas de propiedades del refrigerante R-22, se obtiene la presión absoluta de succión en el compresor de 4.36 bar, que le corresponde cuando se tiene una temperatura de evaporación de -4°C. De la misma manera, se obtiene la presión absoluta de descarga del compresor que es de 14.62 bar correspondiente a la temperatura de condensación de 38°C.

8.- Conociendo las temperaturas de evaporación, de condensación, la presión de succión, la presión de descarga y la información obtenida de los catálogos del fabricante, se procede a trazar el ciclo de refrigeración sobre un diagrama P- h correspondiente al refrigerante de trabajo, que en este caso es para el refrigerante R-22 (Figura 4).

Para realizar el trazo de los procesos del ciclo de refrigeración como se muestra en la Figura 4, es necesario suponer que la presión de descarga y la presión de succión de compresor correspondientes a la temperatura de condensación y a la temperatura de evaporación respectivamente, permanecen constantes; haciendo que sean dos líneas rectas las que describan los procesos de condensación y evaporación.

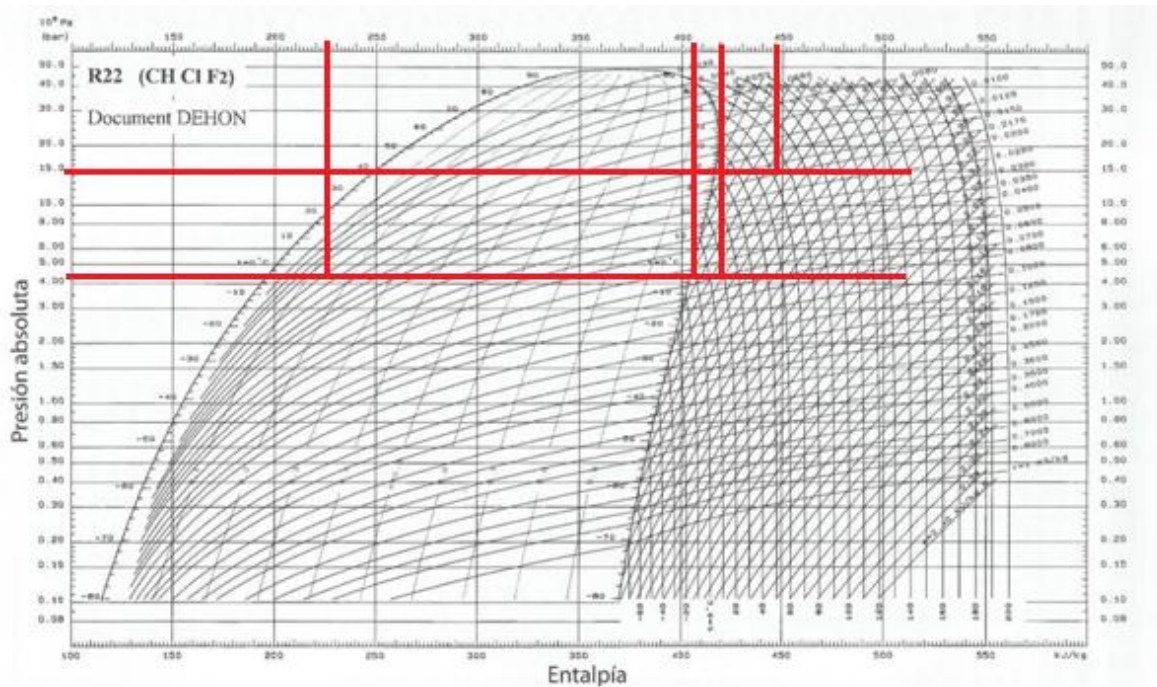


Figura 4. Diagrama P-h del ciclo de refrigeración con refrigerante R-22

Fuente: Diagrama de Mollier tomado de Cabeza (2014).

9.- De acuerdo con el diagrama P-h del refrigerante R-22, Figura 4, se obtienen las condiciones del refrigerante teóricas-prácticas en cada uno de los procesos de ciclo de refrigeración, como lo muestra la Tabla 6.

Tabla 6. Condición de estado del refrigerante R-22.

	Punto de medición	Presión [bar] P	Temperatura [°C] T	Entalpia [kJ/kg] h	Vol esp [m ³ /kg] v
1	Entrada compresor	4.36	18	418	v= 0.06
2	Salida compresor	14.62	72	446	No aplica
3	Tubería de entrada del condensador	14.62	65	439	No aplica
4	Tubería de salida del condensador	14.62	35	244	No aplica
5	Entrada a la válvula de expansión	14.62	20	224	No aplica
6	Tubería de entrada del evaporador	4.36	20	224	No aplica
7	Tubería de salida del evaporador	4.36	2	406	No aplica

Tabla 6. Datos obtenidos del diagrama P-h para el refrigerante R-22.

Después de determinar las condiciones de estado del refrigerante a la entrada y salida de los elementos principales del sistema de refrigeración, se aplicarán las ecuaciones descritas hasta aquí, resultando los cálculos mostrados de los pasos 10 al 21.

10.- Cálculo de la producción frigorífica específica neta

Siendo, la producción frigorífica específica neta, la cantidad de calor absorbido neto por el evaporador, Q_a dada por la ecuación 2, se determina como:

$$Q_a = (h_7 - h_5) \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_a = (406 - 224) \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_a = 182 \text{ [kJ/kg]}$$

11.- Cálculo del flujo de refrigerante

Conociendo la potencia frigorífica de la cámara¹³ (o del evaporador) se determina el flujo másico de refrigerante \dot{m} , que debe circular en el evaporador para retirar la carga térmica dentro de la cámara, es decir, de la ecuación 1

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_a}{Q_a} \text{ [kg/s]} \quad (20)$$

$$\dot{m} = \frac{3.04 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{182 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m} = 0.0167 \text{ [kg/s]}$$

12.- Cálculo del rendimiento volumétrico

Posteriormente se debe determinar el rendimiento volumétrico empírico del compresor dado por la ecuación 10.

$$\eta_v = 1 - 0.05 * \frac{P_{alta}}{P_{baja}}$$

$$\eta_v = 1 - 0.05 * \frac{14.62}{4.36} \text{ [bar}_{abs}/\text{bar}_{abs}]$$

$$\eta_v = 0.832$$

13.- Cálculo del volumen aspirado por el compresor

¹³ En esta potencia se incluye el sobrecalentamiento útil

Se tiene que, el volumen aspirado por el compresor, dado por la ecuación 11, es:

$$\begin{aligned}\dot{V}_a &= \dot{m} * v \quad [\text{m}^3/\text{s}] \\ \dot{V}_a &= 0.0167 * 0.06 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \\ \dot{V}_a &= 0.0010 \quad [\text{m}^3/\text{s}]\end{aligned}$$

14.- Cálculo del volumen desplazado por el compresor

El volumen de refrigerante que desplaza el compresor dado por la ecuación 12, como:

$$\begin{aligned}\dot{V}_d &= \frac{\dot{V}_a}{\eta_v} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \\ \dot{V}_d &= \frac{0.0010}{0.832} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \\ \dot{V}_d &= 0.0012 \quad [\text{m}^3/\text{s}]\end{aligned}$$

15.- Cálculo de la potencia teórica para la compresión con ecuación 13

$$\begin{aligned}W_{tc} &= \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad [\text{kW}] \\ W_{tc} &= 0.0167 * (446 - 418) \quad [\text{kW}] \\ W_{tc} &= 0.468 \quad [\text{kW}]\end{aligned}$$

16.- Cálculo de la potencia real para la compresión con la ecuación 14

$$\begin{aligned}W_{rc} &= \frac{W_{tc}}{\eta_i} \quad [\text{kW}] \\ W_{rc} &= \frac{0.468}{0.832} \quad [\text{kW}] \\ W_{rc} &= 0.563 \quad [\text{kW}]\end{aligned}$$

Considerando que el rendimiento indicado es aproximadamente igual al rendimiento volumétrico, $\eta_i \approx \eta_v$ (Cabeza , 2014, p. 209).

17.- Cálculo de la potencia demandada por el motor eléctrico con la ecuación 15

$$\begin{aligned}W_{dc} &= \frac{W_{rc}}{\eta_m * \eta_e} \quad [\text{kW}] \\ W_{dc} &= \frac{0.563}{0.9 * 0.9} \quad [\text{kW}] \\ W_{dc} &= 0.70 \quad [\text{kW}]\end{aligned}$$

Donde las eficiencias mecánica y eléctrica sólo son conocidas por el fabricante, se considerarán entre 0.8 a 0.95 según De la Oliva (2009).

18.- Cálculo de la potencia demandada por el motor eléctrico en un 20% más de su capacidad para selección en catálogo.

$$W_{c20\%} = W_{dc} + 0.2 * W_{dc} \quad [\text{kW}]$$

$$W_{c20\%} = 0.7 + 0.2 * 0.7 \quad [\text{kW}]$$

$$W_{c20\%} = 0.84 \quad [\text{kW}]$$

19.- Cálculo de la potencia real demandada por el compresor

$$W_{dr} = \frac{\sqrt{3} * V * I * f_p}{1000} \quad [\text{kW}]$$

$$W_{dr} = \frac{\sqrt{3} * 223 * 2.15 * 0.8964}{1000} \quad [\text{kW}]$$

$$W_{dr} = 0.744 \quad [\text{kW}]$$

Donde $f_p = 0.8964$ es el factor de potencia con el que estaba operando el equipo; dato tomado del recibo de luz del restaurante.

20.- Coeficiente de operación COP

El coeficiente de operación es la manera de cuantificar y se determina con la ecuación número 18

$$COP = \frac{\text{energía retirada del espacio a refrigerar}}{\text{energía suministrada}}$$

$$COP = \frac{3.248}{0.744} \quad [\text{kW/kW}]$$

$$COP = 4.36$$

21.- Índice de Eficiencia de la Energía EER (Energy Efficiency Rating)

Es la cantidad de calor eliminado del espacio refrigerado dada en Btu por 1Wh de energía eléctrica suministrada, de manera que el EER es:

$$EER = \frac{\text{Btu}}{\text{Wh}} \quad [\text{Btu/Wh}]$$
$$EER = \frac{11082.64}{744} \quad [\text{Btu/Wh}]$$
$$EER = 14.89 \quad [\text{Btu/Wh}]$$

En la Figura 5 se muestra el diagrama del algoritmo hasta aquí desarrollado, con la finalidad de visualizarlo de forma esquemática, lo que permite un mejor entendimiento del mismo.

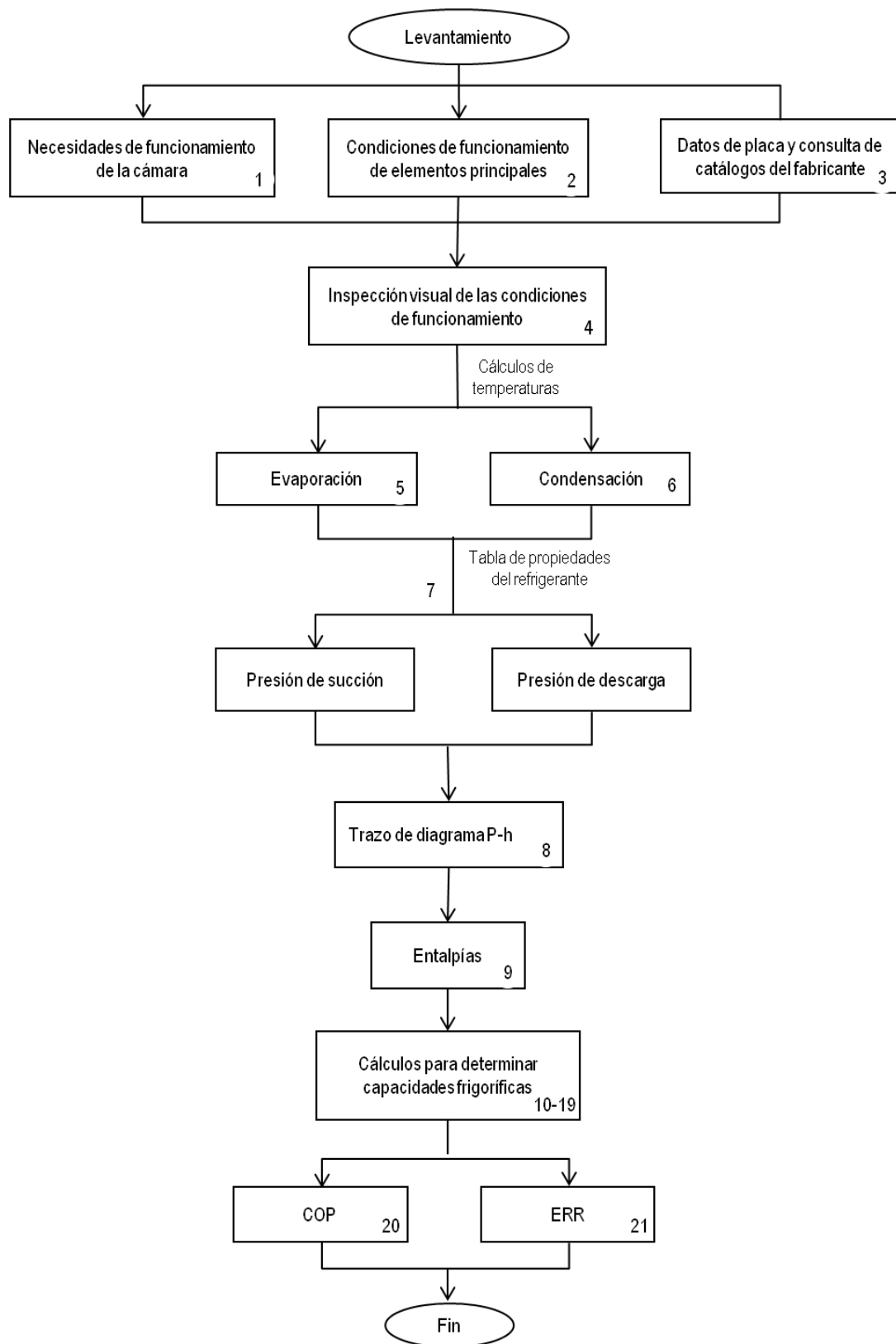


Figura 5. Diagrama del algoritmo para la evaluación de un sistema de refrigeración

Fuente: Elaboración propia.

4.2 Análisis de resultados

Los resultados obtenidos durante los cálculos descritos en el apartado 4.1.2, se muestran concentrados en la Tabla 7.

Tabla 7. Condiciones de operación experimentales de los elementos del sistema de refrigeración.

Equipo	Parámetro							
Evaporador	Flujo de refrigerante [kg/s]	Temperatura de evaporación a Pbaja [°C]		Q neto [kJ/kg]	Potencia neta [kW]	Potencia en tubería succión [kW]	Potencia total [kW]	
	0.0167	-4		182	3.047	0.201	3.248	
Compresor	Sobrecalentamiento total [°C]	Rendimiento volumétrico [%]	Volumen aspirado [m ³ /s]	Potencia teórica [kW]	Potencia real [kW]	Potencia teórica demandada por motor eléctrico [kW]	Potencia real demandada por motor eléctrico [kW]	Potencia para la selección 20% [kW]
	22	83.2	0.001	0.468	0.563	0.7	0.744	0.84
Condensador	Temperatura de condensación [°C]		Potencia en la tubería de entrada [kW]	Potencia del condensador [kW]		Potencia en la tubería de salida [kW]	Potencia total rechazada [kW]	
	37.9		0.117	3.265		0.335	3.717	
Válvula de expansión	Sobrecalentamiento útil							
	6							

Fuente: Elaboración propia.

Con base en los resultados que se muestran en la tabla 7, se obtiene los parámetros de operación del sistema de refrigeración, recopilados en la tabla 8.

Tabla 8. Parámetros de operación del sistema de refrigeración.

Parámetro	Datos
COP	4.36
EER	14.89

Fuente: Elaboración propia

Los resultados muestran que:

- En la tubería que conecta al evaporador con el compresor se absorbe una potencia de 0.201 kW, que no corresponde al espacio refrigerado, ocasionando que el refrigerante incremente su temperatura y se sobrecaliente 22°C, respecto a la temperatura de evaporación (sobrecalentamiento total). Resultando que el sistema de refrigeración de la cámara tiene una capacidad frigorífica de 3.248 kW.
- La potencia teórica demandada por el compresor es de 0.7 kW, para seleccionar el compresor se acostumbra considerar un 20% más de la potencia teórica debido a que en el arranque el motor eléctrico demanda más energía eléctrica, de este modo la potencia máxima que debe demandar el compresor instalado es de 0.84 kW.
- La potencia que se rechazó al ambiente durante el proceso de condensación a temperatura de 38°C fue de 3.717 kW, considerando lo que se disipa a través de las tuberías que conectan a la unidad condensadora con el compresor y evaporador.
- La válvula de expansión restringe la cantidad de refrigerante que entra al evaporador de tal manera que a la salida del evaporador el refrigerante sea un vapor sobrecalentado con 6°C arriba de la temperatura de evaporación, evitando que el refrigerante llegue en estado líquido al compresor, por eso se dice que es un sobrecalentamiento útil.
- El coeficiente de operación del sistema de refrigeración resultante nos indica que se extrae 4.36 kW de potencia térmica del interior de la cámara frigorífica por 1kW de potencia eléctrica entregado al compresor que es equivalente a decir que se retira 14.89 Btu del espacio refrigerado al suministrar 1 Wh de energía eléctrica al compresor, siendo el EER de 14.89.

Después de realizar los cálculos anteriores se presenta la información de los catálogos del fabricante, en donde se puede comparar los resultados obtenidos en la tabla 9.

Tabla 9. Datos experimentales comparados con los del catálogo del fabricante¹⁴.

Equipo	Datos experimentales	Datos del catálogo
Evaporador	Potencia frigorífica [kW]	
	3.248	3.04
Válvula de expansión	Sobrecalentamiento [°C]	
	6	5 a 10
Condensador	Calor rechazado [kW]	
	3.717	3.04
	Calor rechazado en tubería de alimentación [kW]	
	0.117	No aplica
	Calor rechazado en condensador [kW]	
	3.265	No aplica
Compresor	Calor rechazado en tubería a la salida	
	0.335	No aplica
	Potencia teórica demandada [kW]	Potencia demandada de catalogo [kW]
	0.7	1.040 - 1.400
	Potencia real demandada [kW]	
	0.744	
Capacidad frigorífica experimental [kW]	Capacidad frigorífica catalogo BTU/H[kW]	
3.35	7280 [2.13] - 12300 [3.6]	

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con el catalogo del fabricante, el evaporador tiene una capacidad de 3.04 kW (2620 kcal/h) y con los datos obtenidos experimentalmente resultó que el sistema trabajó con una capacidad de 3.248 kW. Lo que nos indica que el sistema trabaja en condiciones normales, como lo dice el fabricante.

Se puede comprobar que la válvula de expansión opera dentro de las especificaciones del fabricante al funcionar con un sobrecalentamiento de 6°C.

¹⁴ Para mayor información, se puede consultar EMERSON 2010, 2011 y 2016, el Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado, así como los catálogos BOHN 2011, 2012 y 2016.

La unidad condensadora tiene la capacidad de disipar, según el fabricante, 3.04 kW estando la unidad condensadora expuesta a una temperatura ambiente de 38 °C y la potencia experimental fue de 3.265 kW expuesta a una temperatura ambiente de 23°C, ahora si consideramos que a través de la tubería de entrada y salida se disipa 0.117 kW y 0.335 kW, respectivamente, la potencia total disipada en el proceso de condensación es de 3.717 kW. Este resultado es razonable ya que a menor temperatura ambiente el condensador disipará el calor en menor tiempo resultando mayor potencia disipada.

Respecto al compresor, la potencia que demanda el compresor operando en condiciones especificadas por el fabricante a máxima carga es de 1.04 kW, de esta manera se puede ver que el compresor esta sobrado para la potencia demandada real de 0.744 kW en un 40 % más grande, cuando el compresor debería ser máximo de 0.84 kW, que corresponde a un 20% más grande que la potencia teórica calculada, según Cabeza (2014, p. 422).

Para fines de tener un parámetro de referencia con respecto al EER del sistema de refrigeración analizado se consulta la NOM-023-ENER¹⁵ donde se estipula que el EER debe ser mayor o igual a 9.3 para equipos split con capacidad de enfriamiento de 3413 hasta 65001 Btu/h (p. 6), de manera el sistema analizado funciona dentro del rango estipulado en la norma, al tener una capacidad de 10400 Btu/h y un EER de 14.89.

4.3 Recomendaciones

Considerando que a partir de la evaluación realizada a un sistema de refrigeración con base en este algoritmo, es posible identificar oportunidades de mejora en el desempeño de este o recomendaciones para los requerimientos de mantenimiento o reparación de los elementos involucrados, en este caso se identificó lo siguiente:

a) Al identificar que el compresor es de mayor capacidad, solo se determina que el costo inicial de equipo, posiblemente fue mayor, debido a la adquisición de un compresor más grande, ya que el compresor al trabajar al 72% aproximadamente de su capacidad nominal no implica que la energía consumida disminuya en esta proporción.

¹⁵ Se consulta la norma para obtener un parámetro de referencia que sirva como criterio en la evaluación del sistema analizado ya que dicho sistema es de tipo split con capacidad de enfriamiento dentro del rango estipulado en la norma. Cabe aclarar que solo se utilizó el EER de la norma mas no el método de prueba.

De manera que, cuando se requiera sustituir al compresor por cuestiones de mantenimiento, se recomienda hacerlo por un compresor que demande 0.84 kW.

b) El mal estado de los elementos en las puertas, que evitan que selle adecuadamente esta, tales como empaques y manija, permiten que el aire caliente del exterior entre a la cámara, lo que provocará que el compresor trabaje más tiempo para lograr que el sistema de refrigeración alcance la temperatura que se requiere en el interior de la cámara (2°C), así también, al entrar el aire caliente, la temperatura en el interior de la cámara se incrementa más rápido y al llegar a 4°C el compresor comienza a trabajar demandando energía eléctrica para hacer que la temperatura descienda nuevamente a 2°C. Estos ciclos de trabajo frecuentes son los que hacen que la energía eléctrica no se utilice adecuadamente, es decir, lo deseable es que la cámara y los productos se conserven el mayor tiempo posible fríos, frescos sin que el sistema de refrigeración trabaje, por tal motivo se recomienda sustituir empaques de la puerta y reparación de la manija.

c) La acumulación de polvo en el condensador evita que se disipe la energía térmica que adquirió el refrigerante en el evaporador hacia en medio ambiente provocando que el sistema funcione en situaciones no deseables tales como:

- Aumento de temperatura en el condensador
- Se incrementa la temperatura en el evaporador debido a la falta de refrigerante por no condensarse.
- Se incrementa la presión, siendo esta mayor a la que la válvula puede controlar.

Por lo que se recomienda realizar la limpieza del condensador con mayor frecuencia, especialmente en verano.

CONCLUSIONES

El desarrollo de la investigación presentada, permite tener las siguientes conclusiones:

Con el algoritmo propuesto producto de esta investigación, se pretenden analizar los sistemas de refrigeración implementados en las cámaras de conservación para realizar un diagnóstico que permita determinar la causa por la cual no se aprovecha adecuadamente la energía, ocasionando un costo extra debido al funcionamiento anormal del sistema que evita el uso racional de esta, de no ser así, la empresa continuará con un consumo inadecuado de energía que impactará en su economía.

Para ello, dicho algoritmo esta compuesto de 21 pasos integrados en las siguientes etapas: Levantamiento de las condiciones de operación de la cámara, levantamiento de las condiciones de funcionamiento de cada elemento del sistema de refrigeración, Levantamiento de las características de los elementos del sistema con datos del fabricante e inspección visual, Determinar parámetros de funcionamiento y condiciones del refrigerante y Cálculos.

A fin de tener primeros resultados sobre su aplicación, el caso de estudio tomado en el restaurante *Primehouse*, permitió identificar que:

a) Por medio de la evaluación realizada al evaporador, condensador, válvula de expansión y compresor se determinó que el sistema de refrigeración de la cámara frigorífica funciona dentro de las especificaciones del fabricante, sin representar alguno de estos elementos, un motivo por el cual se consuma más energía, para las condiciones dadas.

b) Durante el levantamiento de los datos de placa de los equipos se logra identificar que el compresor en operación no es el compresor que se especifica en la unidad condensadora, siendo este último un compresor de mayor capacidad, con base en los cálculos realizados se determina que el compresor con datos de placa de 1.04 kW esta sobrado en un 40% más grande, para la potencia demandada real que es de 0.744 kW, cuando el compresor debería ser máximo de 0.840 kW.

De manera que, cuando se requiera sustituir al compresor por cuestiones de mantenimiento, se recomienda hacerlo por un compresor que demande 0.840 kW.

c) El sistema analizado funciona satisfactoriamente ya que el EER de 14.89 nos indica que por cada Wh de energía eléctrica suministrada al compresor se retiran 14.89 Btu en la cámara frigorífica, tomando como referencia que los sistemas split con capacidades de 3413 hasta 65001 Btu/h deben tener un EER mayor o igual 9.3 según la norma NOM-023-ENER (p. 6).

Según lo anterior, es posible concluir que la implementación del algoritmo propuesto es sencilla y económica porque no se requiere de una capacitación rigurosa o la contratación de gente especializada ya que el personal encargado del mantenimiento de la empresa puede proporcionar la información necesaria para llevarlo a cabo, porque también, no se requiere de la instalación de instrumentos o equipos extra, con los que cuenta básicamente el personal de mantenimiento.

La contribución de este trabajo es que facilitará a la empresa a llevar un registro y control de las condiciones de operación de sus equipos de manera que puedan identificar las condiciones optimas de operación del sistema de refrigeración, logrando que la cámara frigorífica conserve los productos en buen estado al consumir solo la cantidad de energía eléctrica necesaria, evitando así el pago por el consumo extra de electricidad.

BIBLIOGRAFÍA

- Barreiro, J. & Sandoval, A. (2006). Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas. Recuperado el 12 de septiembre de 2016, de <https://books.google.com.co/books?id=r7y3XuFAB8UC&pg=PA155&lpg=PA155&dq=la+diferencia+de+temperaturas+para+tener+optima+transferencia+de+calor&source=bl&ots=VOVBSqyXiu&sig=vmDaLUf5e05otu3EL8xi2c1yLGo&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwi9w-68gszQAhUSzWMKHVQ4BEwQ6AEIUTAJ#v=onepage&q=la%20diferencia%20de%20temperaturas%20para%20tener%20optima%20transferencia%20de%20calor&f=false>
- BOHN (2011). Unidad Condensadora. Recuperado el 20 de febrero de 2017, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjF8P3x0qTSAhWLqFQKHxWFD3wQFggZMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.bohn.com.mx%2FArchivosPDF%2FBCT-009-573-1-Unidades-condensadoras-SJH.pdf&usg=AFQjCNHpjtPaVp-AA_wWMLzYdFztwNwFA&bvm=bv.147448319,d.cGw
- BOHN (2012). Evaporadores. Recuperado el 27 de marzo de 2017, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjt2_GOlvfSAhVqsVQKHx1qC7sQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.bohn.com.mx%2FArchivosPDF%2FBCT-005-306-Evaporadores-para%2520Camaras-Frigorificas-de-Bajo-Perfil-ADT-LLE-HGT.pdf&usg=AFQjCNHtNR9gS5r_HeWumRbSh-8qC5vL4Q
- BOHN (2016). Catálogos de productos. Recuperado el 20 de febrero de 2017, de <http://www.bohn.com.mx/ArchivosPDF/BCT-001-CT-1-Catalogo-Condensado%20Bohn-Tecnico.pdf>
- Cabeza, F.. (2014) . Las bases del frío. (5a Edición). Madrid España: Ediciones AMV.
- Cengel, Y.. (2008). Termodinámica: McGraw-Hill.
- CFE (2015). Informe Anual 2015. Recuperado el 11 de noviembre de 2016, de <http://www.cfe.gob.mx/inversionistas/informacionareguladores/Documents/Informe%20Anual/Informe-Anual-2015-CFE-Acc.pdf>
- CONACYT Sistema de Centros Públicos de Investigación. Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío. Recuperado el 12 de abril de 2017, de <http://centrosconacyt.mx/objeto/laboratorio-nacional-de-investigacion-en-tecnologias-del-frio/>

CONAGUA (2016). Resúmenes mensuales de temperaturas y lluvias. Recuperado el 2 de febrero de 2017, de <https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwir6c-41qTSAhVjiFQKHff5DK4QFggZMAA&url=http%3A%2F%2Fsmn.cna.gob.mx%2Fes%2Fclimatologia%2Ftemperaturas-y-lluvias%2Fresumenes-mensuales-de-temperaturas-y-lluvias&usg=AFQjCNFuTGJNFOK75vk4j2mBY14T3s6v8w>

CONDUSEF. Proteja su dinero. Pymes. Recuperado el 19 de mayo de 2016, de <http://www.condusef.gob.mx/Revista/index.php/usuario-inteligente/educacion-financiera/492-pymes>

CONUEE (2013). Normas Oficiales Mexicanas en Eficiencia Energética Vigentes. Recuperado el 3 de junio de 2017, de <http://www.gob.mx/conuee/acciones-y-programas/normas-oficiales-mexicanas-en-eficiencia-energetica-vigentes>

CONUEE (2016). Manual para la Implementación de un Sistema de Gestión de la Energía. (2ª Edición). Recuperado el 7 de julio de 2017, de http://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/119159/Manual_SGE_n_Conuee_2da_Edicion.compressed.pdf

CONUEE (2009). Medición y registro de la energía en las en las pequeñas y medianas empresas. Recuperado el 10 de marzo de 2016 , de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwid8PPksdTUAhUCYiYKHUsECukQFgggtMAA&url=https%3A%2F%2Fwww.gob.mx%2Fcms%2Fuploads%2Fattachment%2Ffile%2F93864%2FMedicion_y_registro_02.pdf&usg=AFQjCNG6CfB3fLF9fKZ6pebUrX0ALsK0IA

CONUEE 1 (2016). Pequeñas y medianas empresas. La CONUEE pone a disposición de las PyMEs un conjunto de guías prácticas por tecnologías de uso final, que resultan de utilidad para detectar áreas de oportunidad y potenciales de ahorro energético y económico. Recuperado el 27 de junio de 2017, de <http://www.gob.mx/conuee/acciones-y-programas/pequenas-y-medianas-empresas-51457>

CONUEE Ahorarenergía. Ahorra dinero. Recuperado el 15 de mayo de 2016, de <https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjyYbBv57NAhUWXIIKHbCSA8sQFggdMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.conuee.gob.mx%2F&usg=AFQjCNGKi2ljlYpBkjcH42AcKHzw b2zkoQ>

De la Oliva, J. (2009). Guía Práctica: Selección de los elementos de una instalación frigorífica. Sector de Enseñanza de CSIF en Sevilla.

Diario Oficial, NOM-022-ENER/SCFI-2014. Eficiencia energética y requisitos de seguridad al usuario para aparatos de refrigeración comercial autocontenidos. Límites, métodos de prueba y etiquetado. Recuperado el 25 de junio de 2017, de https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/181664/NOM_022_ENER_SCFI_2014.pdf

Domínguez, R. (2011). Ingeniería Energética General. Sistemas de Refrigeración- Evaluación de la Eficiencia Integral. Recuperado el 10 de agosto de 2016, de http://www.energianow.com/Articulos/sistema_refrigeracion_eficiencia.pdf

Domínguez, R., (2012). Eficiencia Energética de los sistemas de refrigeración: Propiedades de los refrigerantes en tablas presión- temperatura. Recuperado el 10 de diciembre de 2016, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi7h8vD4tPPAhVkyoMKHcrGD8oQFggBMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.energianow.com%2FArticulos%2Fsistema_refrigeracion.pdf&usg=AFQjCNFNbfQG_J73cxRmQMPg_G8qUWtOVw

Emerson (2016). Refrigeración industrial. Recuperado el 10 de marzo de 2017, de <http://www.emersonindustrial.com/en-EN/documentcenter/Emerson%20IA%20Automation%20Solutions%20Documents/Brochures/Industrial-Refrigeration-ES.pdf>

Emerson (2010). *Online product information*. Recuperado el 22 de marzo de 2017, de <https://opi.emersonclimate.com/was.extension.opi.web/OPIInterfaceServlet>

Emerson (2011). *Date Sheet*. Recuperada el 27 de febrero de 2017, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwijiNjFvZ_UAhVnxVQKHYS PDAMQFggkMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.emersonclimate.com%2FEurope%2FProductDocuments%2FAlcoLiterature%2FEN_TI__35069_EN_R.pdf&usg=AFQjCNG_-GBe3YiffozGzcZdxGsryuYYNA

Emerson. Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado. Recuperado el 13 de septiembre de 2016, de https://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=books&cd=1&ved=0ahUKEwiNv4To6JrUAhVBwlQKHZ7YABwQFggBMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.emersonclimate.com%2Fes-LA%2FResources%2FDocuments%2FEmerson-ManualTecnico2013.pdf&usg=AFQjCNGSQX08R_qoPH2Jj-qlkwgq_Phj1w&cad=rja

ENAPROCE (2015). Se difunden estadísticas detalladas sobre las Micro, Pequeñas y Medianas Empresas del País. Recuperado el 20 de junio de 2017, de

http://www.inegi.org.mx/saladeprensa/boletines/2016/especiales/especiales2016_07_02.pdf

García, L. & Mejía, J. (2008). Diseño de una cámara frigorífica para la preservación de carne de res en la ciudad de Puebla, Puebla(tesis de pregrado). Instituto Politécnico Nacional. Puebla, México. Recuperado el 7 de octubre de 2016, de <http://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/2603/1/CARNE%20DE%20RES.pdf>

Grupo Cofrico, Cofrico frio. Recuperado el 18 de mayo de 2016, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjCiPWFwp7NAhUHVIIKHdSgDHgQFggdMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.cofrico.com%2F&usg=AFQjCNFRMYVSBK2pHmnVP6VVsyWQGu7_xQ

Hardenburg, R. (1988). Almacenamiento comercial de frutas, legumbres y existencias de floristerias y viveros. San José, Costa Rica. Recuperado el 28 de septiembre de 2016, de https://books.google.com.mx/books?id=O9m3fM-iQeQC&pg=PA26&lpg=PA26&dq=humedad+relativa+optima+cosechas+hort%C3%ADcolas&source=bl&ots=x49I54S-N6&sig=sZVZp-leGppV2WkW9Vszf4D_78k&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwieprHHzJrUAhUU8mMKHe7XAtQQ6AEIODAF

INEGI (2016). Boletín de Prensa. Se difunden estadísticas detalladas sobre las micro, pequeñas y medianas empresas del país. Recuperado el 18 de mayo de 2017, de http://www.inegi.org.mx/saladeprensa/boletines/2016/especiales/especiales2016_07_02.pdf

INEGI (2014). Censos Económicos. La industria restaurantera en México. Recuperado el 22 de mayo de 2017, de [http://www.canirac.org.mx/images/notas/files/Mono_Restaurantera\(1\).pdf](http://www.canirac.org.mx/images/notas/files/Mono_Restaurantera(1).pdf)

Mundo HVACR. Válvulas de Expansión Funcionamiento y Selección de la Adecuada. Recuperado el 7 de octubre de 2016, de <https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiW4oKQuMTPAhUK6YMKHbSQBhAQFgg0MAM&url=https%3A%2F%2Fwww.mundohvacr.com.mx%2Fmundo%2F2008%2F02%2Fvalvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adeuada%2F&usg=AFQjCNEvCp0h0qwx12jkOpkUfL7ww6MrYQ>

NORMA Oficial Mexicana, NOM-023-ENER-2010. Eficiencia energética en acondicionadores de aire tipo dividido, descarga libre y sin conductos de aire. Límites, método de prueba y etiquetado. Recuperado el 3 de junio de 2017, de

http://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/181662/NOM_023_ENER_2010.pdf

ProfeDaza. Refrigeración. Recuperado el 7 de octubre de 2016, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiW4oKQuMTPAhUK6YMKHbSQBhAQFggBMAA&url=https%3A%2F%2Fprofedaza.wordpress.com%2Fcomponentes-sistema-de-refrigeracion%2Fdispositivos-de-expansion%2F&usg=AFQjCNEgFO59g2to82VPhwm_D7P8H98YcQ

Revista Cero Grado Celsius (2014). Eficiencia energética en sistemas de refrigeración. Recuperado el 9 de mayo de 2017, de <https://www.0grados.com/eficiencia-energetica-en-sistemas-de-refrigeracion/>

SENER (2014). Programa Nacional para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía 2014-2018. Recuperado el 9 de junio de 2017, de <http://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/224/PRONASEpendt.pdf>

Sheinbaum, C. Guía para realizar balances energéticos estatales para la estimación de inventarios de gases de efecto invernadero. Instituto de Ingeniería UNAM., pag 2 Recuperado el 18 de octubre de 2016, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjz5ubY1prUAhUD6mMKHZk1CU8QFggmMAA&url=https%3A%2F%2Fwww.gob.mx%2Fcms%2Fuploads%2Fattachment%2Ffile%2F167890%2FGu_a_para_realizar_balances_energeticos.pdf&usg=AFQjCNGRM2u4uQNjGZgPm-dPjPIM9O-N_Q

UNAM (2012). Debe México vencer su dependencia a combustibles fósiles. Boletín UNAM-DGCS-586. Antigua Escuela de Medicina. Recuperado el 6 de octubre de 2016, de http://www.dgcs.unam.mx/boletin/bdboletin/2012_586.html

UCATEE. Manual de Eficiencia Energética para MYPES., pag 17 Recuperado el 7 de junio de 2017, de https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjIhbWVpM_UAhWT14MKHfHXCGcQFggjMAA&url=http%3A%2F%2Fportal.oas.org%2FLinkClick.aspx%3Ffileticket%3D2DEPeTJI68k%253D%26tabid%3D1887&usg=AFQjCNGP9xahGGXV9_bqYk8qgbDwdrAM3g&sig2=7SBORyzTW9al-rpryTvHfg

Whitman, W. & Jhonson, W. (1998). Tecnología de Refrigeración y Aire Acondicionado. Barcelona, Marcombo Boixareu editores, Tomo 2.

Zemanzky, Calor y Termodinámica. Ed Aguilar.