

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

“Diseño de un sistema de refrigeración con unidad condensadora y con compresores en paralelo para la determinación de las condiciones y conveniencias de uso.”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Juan José Arroba Franco

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

DEDICATORIA

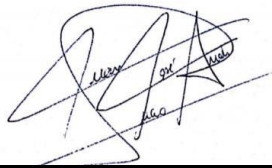
El presente proyecto lo dedico a todas las personas que me han acompañado a lo largo de mi vida universitaria, especialmente al Dr. Luis Fernando Arroba y la Dra. Lidia Franco, que siempre me han dado su apoyo incondicional, a Paul Zambrano, Félix Santana, Joel Ruiz, Raúl Avilés, Daniela Velarde y Simone Cañarte que han estado presentes en los momentos difíciles a lo largo de la carrera, a Fabián Brito y Joel Tomalá que han recorrido conmigo la vida universitaria y al Ing. Mario Burneo y la compañía MAFRICO, que me han enseñado sobre la refrigeración en Ecuador.

AGRADECIMIENTO

Mi más sincero agradecimiento al Ing. Mario Burneo, al Ing. Roberto Ruiz, al Ing. José Peralta y a Joel Ruiz que brindaron información imprescindible para la realización de este proyecto, al Ing. Jorge Duque que dio la oportunidad de que el proyecto se realice y tome forma, y a todas las personas que me han apoyado durante el tiempo dedicado al mismo.

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Yo *Juan José Arroba* doy mi consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Juan José Arroba Franco', is written over a horizontal line. The signature is stylized and somewhat obscured by the line.

Juan José Arroba Franco

EVALUADORES



.....
Angel Ramirez PhD.

PROFESOR DE LA MATERIA



.....
Jorge Duque MSc.

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

Los sistemas de refrigeración constituyen una parte fundamental en la industria alimentaria, pese a que los costos que genera su adquisición, instalación, uso y mantenimiento sean altos. Las empresas que se dedican al almacenamiento de productos en frío que se encuentran en proceso de crecimiento, tienen la opción de aumentar la cantidad de Unidades Condensadoras o comprar un Rack, el cual pudiera alimentar varias cámaras y genera un ahorro energético, sin embargo, el costo de adquisición es mucho mayor que la de una Unidad Condensadora. Por esta razón, es necesario comparar ambos sistemas, para conocer que en qué condiciones es preferible adquirir un Rack o aumentar la cantidad de Unidades Condensadoras.

Para responder esta pregunta, se diseñó un sistema de refrigeración convencional y uno utilizando un Rack para cámaras que almacenan camaron de diferentes cargas térmicas. El aumento del número de cámaras requería diseñar un Rack diferente en cada situación. Luego; se realizó un análisis energético, exergético y termoeconómico en cada caso, para calcular cuánto es el consumo energético anual, y la cantidad de exergía que se pierde en un ciclo de refrigeración y a su vez estimar cuáles son los costos que generan estos rubros, para poder compararlos.

Al obtener los equipos que cumplían las situaciones planteadas, se determinó que, pese a que las Unidades Condensadoras tenían un coeficiente de desempeño más alto que el de los Racks, su consumo energético era mayor anualmente. Los costos de operación exergoeconómicos no se reducían al utilizar el Rack. Finalmente se determinó que existe un número mínimo de cámaras para que el Rack sea económicamente viable.

Finalmente, se concluyó que, a partir de cierta cantidad de cámaras, adquirir un Rack es una mejor opción que tener varias Unidades Condensadoras y, que a medida que la capacidad de las cámaras aumenta, esta cantidad disminuye.

Palabras Clave: Rack, Unidad Condensadora, Consumo energético, Ahorro económico.

ABSTRACT

Refrigeration systems are an essential part of the food industry, despite the high costs of acquisition, installation, use and maintenance. The companies that are dedicated to the storage of cold products that are in process of growth, have the option to increase the amount of Condensing Units or to buy a Rack, which could feeds several chambers and generates an energy saving, however, its cost is much higher than a Condensing Unit. For this reason, it is necessary to compare both systems, to know the circumstances is better to acquire a Rack or increase the number of Condensing Units.

To answer this question, a conventional cooling system was designed, and one using a rack to store shrimp of different thermal loads. The increase in the number of cameras required designing a different Rack in each situation. Then; an energy, exergetic and thermoeconomic analysis was carried out in each case to calculate the annual energy consumption and how much exergy is used and destroyed on an refrigeration cycle, and at the same time estimate the costs generated by these items and compare them.

When obtaining the equipment that complied with the situations posed, it was determined that, despite of the fact that the Condensing Units had a higher coefficient of performance than the Racks, their energy consumption was higher annually. Exergonomic operating costs were not reduced by using the Rack. Finally, it was determined that there is a minimum number of chambers for the Rack to be economically viable.

Finally, it was concluded that, above a certain number of chambers, acquiring a Rack is more feasible than have a lot of Condensing Units and, as the capacity of the cameras increases, this number decreases.

Keywords: *Rack, Condensing Units, Energy Consumption, Economical saving.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE DE FIGURAS	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ABREVIATURAS.....	X
SIMBOLOGÍA.....	XI
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Antecedentes y contexto.....	1
1.2 Descripción del Problema	2
1.3 Justificación del proyecto	3
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo General	4
1.4.2 Objetivos Específicos.....	4
1.5 Marco Teórico	4
1.5.1 Refrigeración.....	4
1.5.2 Ciclo de Refrigeración	4
1.5.3 Componentes del ciclo de refrigeración y clasificación.	5
1.5.4 Información necesaria para el diseño de un sistema de refrigeración.	8
2. Metodología	10
2.1 Necesidades del cliente.	10
2.2 Atributos	11
2.2.1 Funciones.....	11
2.2.2 Restricciones.....	11
2.2.3 Objetivos de diseño.....	11
2.3 Objetivos de Diseño	11

2.3.1	Clasificación de los objetivos de diseño	12
2.3.2	Cálculo de peso de los objetivos de diseño	12
2.4	Alternativas de Solución.....	14
2.4.1	Sistema de Refrigeración – Unidad Condensadora con aire forzado.....	14
2.4.2	Sistema de Refrigeración – Rack de compresores y Condensador	15
2.5	Selección de alternativas de solución	17
2.6	Diseño de Concepto.....	17
2.6.1	Sistema con Unidad Condensadora.....	17
2.6.2	Sistema con rack de compresores y condensadores remotos.	18
2.7	Metodología de diseño	19
2.7.1	Selección de refrigerante.	19
2.7.2	Consideraciones iniciales.....	19
2.7.3	Sistema de refrigeración con unidad condensadora.	20
2.7.4	Selección de un sistema de refrigeración con Rack.....	21
2.7.5	Selección de válvulas de expansión.	22
2.8	Análisis Energético.....	23
2.9	Análisis Termoeconómico	23
2.10	Análisis de Costos.....	25
CAPÍTULO 3.....		27
3.	Resultados y Análisis	27
3.1	Equipos seleccionados del sistema Unidad Condensadora.....	27
3.1.1	Unidades Condensadoras y Evaporadores.....	27
3.1.2	Válvulas de Expansión	28
3.2	Equipos seleccionados del sistema con Rack de compresores	28
3.2.1	Detalles de los compresores del Rack	28
3.2.2	Detalles de los Condensadores Remotos	29
3.3	Análisis Energético.....	29

3.4	Análisis Exergético y Termoeconómico.....	35
3.5	Análisis de Costos.....	37
CAPÍTULO 4.....		40
4.	Conclusiones Y Recomendaciones.....	40
4.1	Conclusiones.....	40
4.2	Recomendaciones	41

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Ciclo de Refrigeración [Termodinámica de Cengel]	5
Figura 2.1: Esquema de sistema con Unidad Condensadora [Elab. propia]	14
Figura 2.2: Ejemplo de Unidad Condensadora [Elab. propia].....	15
Figura 2.3: Esquema de Sistema con Rack y Condensador [Elab. propia]	16
Figura 2.4: Rack de compresores [www.cuartosfrios.com].....	16
Figura 2.5: Condensador remoto de 10 ventiladores [www.thermocoil.com].....	16
Figura 2.6: Pasos para diseñar un sistema con UC [Elab, Propia].....	18
Figura 2.7: Pasos para diseñar un sistema con Rack [Elab. propia]	19
Figura 3.1: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 15,000 [BTU/h]	31
Figura 3.2: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 25,000 [BTU/h]	32
Figura 3.3 Consumo anual de los sistemas en cámaras de 50000 [BTU/h]	32
Figura 3.4: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 75,000 [BTU/h]	33
Figura 3.5: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 100,000 [BTU/h]	33
Figura 3.6: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 125,000 [BTU/h]	34
Figura 3.7: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 147,000 [BTU/h]	34
Figura A.1: Software para selección de compresores [Emerson PSS].....	50
Figura A.2: Programa para la selección de válvulas de expansión [SVD].....	51
Figura A.3: Diagrama de Flujo de selección de equipos [Elab Propia]	52
Figura A.4: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia]	66
Figura A.5: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia]	66
Figura A.6: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]	67
Figura A.7: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia]	67
Figura A.8: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia]	68
Figura A.9: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia]	68
Figura A.10: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia]	69
Figura A.11: CO para cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia].....	70
Figura A.12: COE para cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia]	70
Figura A.13: CO para cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia].....	71
Figura A.14: COE para cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia]	71
Figura A.15: CO para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia].....	72
Figura A.16: COE para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]	72
Figura A.17: CO para cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia].....	73

Figura A.18: COE para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]	73
Figura A.19: CO para cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia].....	74
Figura A.20: COE para cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia]	74
Figura A.21: CO para cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia].....	75
Figura A.22: COE para cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia]	75
Figura A.23: CO para cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia].....	76
Figura A.24: COE para cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia]	76
Figura A.25: Costos de refrigeración para cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia] ...	77
Figura A.26: Costos de refrigeración para cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia] ...	77
Figura A.27: Costos de refrigeración para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia] ...	78
Figura A.28: Costos de refrigeración para cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia] ...	78
Figura A.29: Costos de refrigeración para cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia] .	79
Figura A.30: Costos de refrigeración para cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia] .	79
Figura A.31: Costos de refrigeración para cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia] .	80
Figura A.32: Costos entre Racks y UC para cámaras de 15,000 [BTU/h][Elab propia] .	81
Figura A.33: Costos entre Racks y UC para cámaras de 25,000 [BTU/h][Elab propia] .	81
Figura A.34: Costos entre Racks y UC para cámaras de 50,000 [BTU/h][Elab propia] .	82
Figura A.35: Costos entre Racks y UC para cámaras de 75,000 [BTU/h][Elab propia] .	82
Figura A.36: Costos entre Racks y UC para cámaras de 100,000[BTU/h][Elab propia] .	83
Figura A.37: Costos entre Racks y UC para cámaras de 125,000[BTU/h][Elab propia] .	83
Figura A.38: Costos entre Racks y UC para cámaras de 147,000[BTU/h][Elab propia] .	84
Figura A.39: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 60% [RISK]....	85
Figura A.40: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 70% [RISK]....	85
Figura A.41: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 80% [RISK]....	85
Figura A.42: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 90% [RISK]....	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Clasificación de objetivos de diseño [Elab. propia].....	12
Tabla 2.2: Matriz de ponderación de objetivos de diseño [Elab. propia].....	13
Tabla 2.3: Matriz de ponderación de objetivos de desempeño [Elab. propia]	13
Tabla 2.4: Matriz de ponderación de objetivos de costos [Elab. propia].....	13
Tabla 2.5: Matriz de ponderación de objetivos de seguridad [Elab. propia]	13
Tabla 2.6: Matriz de Decisión de Pugh [Elab. propia].....	17
Tabla 2.7: División de carga para compresores [Elab. propia]	21
Tabla 3.1: Equipos del sistema de refrigeración seleccionados [Elab. propia]	27
Tabla 3.2: Válvulas de Expansión Seleccionadas [Elab. propia]	28
Tabla 3.3: COP promedio de los sistemas de refrigeración [Elab. propia]	29
Tabla 3.4: Propiedades del refrigerante en el sistema [Elab. propia]	35
Tabla 3.5: Eficiencia exergética de los sistemas de refrigeración [Elab. propia]	36
Tabla 3.6: Costos de Operación Exergética Anual para UC [Elab. propia].....	37
Tabla 3.7: Costos de Operación Exergética Anual para Racks [Elab. propia]	37
Tabla 3.8: Cantidad de cámaras para conseguir un ahorro. [Elab. Propia]	39
Tabla A.1: Diferenciales de temperatura recomendadas para Aire forzado [Bohn].....	47
Tabla A.2: Factor de corrección por altitud geográfica. [Manual Ingeniería Bohn]	47
Tabla A.3: Factor de corrección por caída de presión. [Manual Ingeniería Bohn]	48
Tabla A.4: Factor de Corrección por T. Líquido. [Manual Ingeniería Bohn].....	48
Tabla A.5: Sección de catálogo de Unidades Condensadoras [Bohn]	49
Tabla A.6: Sección de catálogos de evaporadores [Heatcraft]	49
Tabla A.7: Sección de catálogos de Condensadores Remotos [Bohn]	50
Tabla A.8: Compresores para cámaras de 15000 [BTU/h] [Elab propia].....	61
Tabla A.9: Compresores para cámaras de 25000 [BTU/h] [Elab propia].....	61
Tabla A.10: Compresores para cámaras de 50000 [BTU/h] [Elab propia].....	62
Tabla A.11: Compresores para cámaras de 75000 [BTU/h] [Elab propia].....	62
Tabla A.12: Compresores para cámaras de 100000 [BTU/h] [Elab propia].....	63
Tabla A.13: Compresores para cámaras de 125000 [BTU/h] [Elab propia].....	63
Tabla A.14: Compresores para cámaras de 147000 [BTU/h] [Elab propia].....	63
Tabla A.15: Condensadores para cámaras de 15000 [BTU/h] [Elab propia]	64
Tabla A.16: Condensadores para cámaras de 25000 [BTU/h] [Elab propia]	64
Tabla A.17: Condensadores para cámaras de 50000 [BTU/h] [Elab propia]	64

Tabla A.18: Condensadores para cámaras de 75000 [BTU/h] [Elab propia]	65
Tabla A.19: Condensadores para cámaras de 100000 [BTU/h] [Elab propia]	65
Tabla A.20: Condensadores para cámaras de 125000 [BTU/h] [Elab propia]	65
Tabla A.21: Condensadores para cámaras de 147000 [BTU/h] [Elab propia]	65

ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
UC	Unidad Condensadora
T	Temperatura
#	Número

SIMBOLOGÍA

[BTU/h]	BTU (Unidad Térmica Británica) por hora
[TR]	Toneladas de Refrigeración
[K]	Kelvin
[kW]	Kilowatts
[\$]	Dólares
$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	Kilojoules por kilogramo
$\left[\frac{kJ}{kg K}\right]$	Kilojoules por kilogramo Kelvin
$\left[\frac{\$}{kJ}\right]$	Dólares por kilojoules
$\left[\frac{\$}{h}\right]$	Dólares por hora
Q_{UC}	Capacidad frigorífica de la Unidad Condensadora [BTU/h]
Q_{catUC}	Capacidad frigorífica del catálogo de la Unidad Condensadora [BTU/h]
Q_{evap}	Capacidad frigorífica por el evaporador. [BTU/h]
Q_{catEv}	Capacidad frigorífica por el evaporador. [BTU/h]
Q_{CRO}	Calor rechazado por el condensador remoto de catálogo [BTU/h]
Q_{CRR}	Calor rechazado por el condensador remoto real [BTU/h]
Q_{ter}	Carga Térmica del sistema. [TR]
Q'_{ter}	Capacidad Térmica de la válvula. [TR]
Q_{VET}	Capacidad de la Válvula de expansión de catálogo [TR]
x	Fracción de la capacidad total de una válvula de expansión
f_T	Factor de corrección de catálogo de equipos por temperatura
f_{alte}	Factor por ubicación geográfica para el evaporador
f_{altc}	Factor por ubicación geográfica para el condensador
f_{amb}	Factor de corrección por ambiente
f_u	Factor de corrección para temperaturas de línea de líquido
$f_{\Delta p}$	Factor de corrección para caídas de presión.
DT_{real}	Diferencia real entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura interna de la cámara. [K]

$DT_{catálogo}$	Diferencia entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura interna de la cámara según para capacidades especificadas en el catálogo [K]
DT_o	Diferencia de temperatura entre refrigerante y ambiente de diseño [K]
N_{evap}	Cantidad de evaporadores
COP	Coeficiente de desempeño
\dot{E}_i	Exergía de estado o equipo. [kW]
η_ε	Eficiencia exergética
T_o	Temperatura de estado muerto [K]
T_{lr}	Temperatura de refrigerante a la entrada del condensador [K]
$T_{cámara}$	Temperatura de cámara [K]
h_i	Entalpía de estado $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
h_o	Entalpía de estado muerto $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
s_i	Entropía de estado $\left[\frac{kJ}{kg K}\right]$
s_o	Entropía de estado muerto $\left[\frac{kJ}{kg K}\right]$
k_i	Costo exergético unitario
c_i	Costo exergoeconómico unitario $\left[\frac{\$}{kJ}\right]$
\dot{F}	Exergía que entra al equipo o recursos [kW]
\dot{P}	Exergía que sale del equipo o productos [kW]
CO	Costos de operación exergético [kW]
COE	Costos de operación exergoeconómicos $\left[\frac{\$}{h}\right]$
\dot{W}	Potencia suministrada por el compresor al sistema [kW]
s	Desviación Estándar

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes y contexto

Los sistemas de refrigeración constituyen una parte fundamental en la industria alimentaria debido a la necesidad de frío para la producción y almacenamiento de productos como cárnicos, mariscos, frutas y vegetales. Los cuartos de baja temperatura son utilizados cuando los productos son obtenidos, extraídos, trasladados y almacenados en los procesos de producción y preservación del alimento. Dichos espacios influyen en la calidad de los productos almacenados, ya que, al estar a bajas temperaturas, la velocidad de crecimiento de las bacterias que producen el deterioro de los alimentos disminuye (Singh & Heldman, 2009).

En la industria alimentaria, la conservación de los productos en frío (sin contar los procesos de congelación) se puede realizar a través de diferentes métodos como:

- Enfriamiento por agua: Se rocía o sumerge el producto con agua fría.
- Enfriamiento por aire forzado: El producto es expuesto a aire refrigerado que circula por la cámara.
- Enfriamiento evaporativo: Se enfría el producto con agua pulverizada con una amplia superficie de contacto. (ASHRAE, 2010)

El método de enfriamiento para la conservación de los alimentos depende del producto a conservar y, en que parte de la cadena de frío esta se encuentra. Para el almacenamiento, se utilizan cámaras de baja temperatura, las cuales son cuartos refrigerados, donde se completan el proceso con enfriamiento por aire forzado para regular temperatura y humedad del ambiente en que se encuentran los alimentos (Aguilar, 2012). Es decir, el sistema utiliza uno o varios evaporadores de aire forzado, un sistema de compresión, un condensador, y una válvula de expansión por cada evaporador.

El diseño, fabricación, montaje, instalación y mantenimiento de los equipos son aspectos necesarios para que el rendimiento de un sistema de refrigeración sea eficaz y eficiente, y, por consiguiente, para que la temperatura de conservación de los alimentos sea estable (Aguilar, 2012). Los

costos de adquisición e instalación de un sistema de refrigeración convencional están entre los \$20,000 y \$50,000 dólares. Estos costos son importantes para las empresas de conservación en frío que recién se están constituyendo, puesto que significan del 10% al 25% de la inversión inicial (Ruíz, 2020)

Adicionalmente, se debe considerar el costo relacionado al consumo eléctrico de los equipos de refrigeración. Los sistemas de refrigeración consumen aproximadamente del 30 al 50% del consumo energético total de las industrias (Lugo-Leyte, Salazar-Pereyra, Ruíz-Ramirez, Zamora-Mata, & Torres-Gonzales, 2013). Un estudio que recoge el consumo energético de 21 países, analizando 259 cámaras frigoríficas con un volumen menor de 22,000 m³, arrojó que el consumo eléctrico en refrigeración es de 669.6 kWh/m³ al año en promedio, alcanzando un máximo de 3000 kWh/m³ (Evans, y otros, 2013). Lo que equivale decir, que, si una empresa de exportación de frutas posee 5 cámaras frigoríficas destinadas para conservar sus productos, con dimensiones de 12 m x 18 m x 6 m, y suponiendo que su consumo anual es de 500 kWh/m³; implicaría que la empresa utiliza 648,000 kWh anualmente. En el Ecuador el kWh cuesta \$0.0933, en consecuencia, la inversión anual en energía eléctrica es de \$60,458.40, valor que las empresas estarían dispuestas a reducir.

1.2 Descripción del Problema

Reducir costos de producción conduce a las empresas del sector alimentario a buscar diferentes alternativas para disminuir el consumo energético, lo que conlleva a mejorar los componentes o procesos que posee el sistema de refrigeración utilizado. Por ejemplo, utilizar compresores y ventiladores de condensación de velocidad variable, disponer de recuperadores de calor en los enfriadores de aceites, tener una secuencia y control del compresor y de los descongelamientos en el evaporador, utilizar varios compresores en paralelo en lugar de uno solo, entre otras (IAASE, 2016).

Las empresas que se dedican a la conservación de productos al momento de emprender comienzan con una o dos cámaras de frío pequeñas. Al momento de crecer, estas aumentan las dimensiones o el número de cámaras frías de la empresa, lo que conlleva, al aumento de equipos por cada cámara expandida o recientemente instalada. Adicionalmente, el consumo energético

y los costos de mantenimiento se incrementan proporcionalmente a la cantidad de equipos adquiridos (Burneo, 2020).

Un sistema de compresores en paralelo, o también llamado Rack, es un sistema de compresión donde varios compresores de igual o diferente capacidad se conectan y permite utilizar una cantidad de compresores determinada, o variar la velocidad de estos para la carga térmica que necesite el sistema. (ASHRAE, 2010).

El beneficio del sistema mencionado es brindar un mejor consumo energético en relación a su capacidad frigorífica (Lozano & Ruíz, 2015).

Un estudio realizado en cargas menores a 29 [TR] determinó que las ventajas en el consumo de energía de los sistemas de compresores múltiples con respecto a las unidades condensadoras son del 10.43%, 11.63%, 1.08% y 2.46% para R-404A, R507, R-152a y R-407C respectivamente. (Yalcin, Sogut, & Karakoc, 2018)

Por el contrario, el uso de un arreglo de compresores implica una alta inversión inicial, a diferencia de instalar varios equipos pequeños a medida que la empresa vaya creciendo. No obstante, al tener varias unidades pequeñas, representan un mayor consumo eléctrico y más tiempo invertido en mantenimiento de los equipos, en comparación con el Rack (Burneo, 2020).

En consecuencia, es necesario comparar el uso de Unidades Condensadoras y el Rack, utilizando un análisis energético y exergético, ya que el funcionamiento de los sistemas de refrigeración dependen de la temperatura del refrigerante, la cual está limitada por condiciones ambientales y del lugar refrigerado, lo que manifiesta una variación del coeficiente de desempeño y los costos de operación exergético y exergoeconómicos por las irreversibilidades que el proceso conlleva. (Lugo-Leyte, Salazar-Pereyra, Ruíz-Ramirez, Zamora-Mata, & Torres-Gonzales, 2013)

1.3 Justificación del proyecto

El desarrollo de este proyecto es necesario, porque permite la determinación de las condiciones y en consecuencia la conveniencia o no de seleccionar varios sistemas de unidades condensadoras o un sistema de compresores en paralelo.

Uno de los beneficios de esta propuesta es la optimización de recursos económicos y materiales. Esto quiere decir, las personas están en condiciones de conocer las condiciones en las que es apropiado invertir más en la adquisición de equipos o en invertir más en disminuir el consumo de energía eléctrica.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de refrigeración con Unidad Condensadora y uno con compresores en paralelo para la determinación de las condiciones y conveniencias de uso de un sistema u otro en empresas que se encuentran en proceso de crecimiento.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Diseñar sistemas de refrigeración con Unidad Condensadora y con arreglos de compresores en paralelo para la comparación del consumo energético de cada uno de ellos, en diferentes circunstancias.
- Analizar los resultados de costos energético, y económico de los dos sistemas para la identificación de las condiciones apropiadas para la adquisición de los equipos o inversión en energía eléctrica y como los costos de operación exergoeconómicos afectan en la inversión energética.

1.5 Marco Teórico

1.5.1 Refrigeración

La refrigeración es un proceso que permite trasladar calor de un lugar a otro utilizando refrigerante en ciclo cerrado. (ASHRAE, 2010).

1.5.2 Ciclo de Refrigeración

Un ciclo de refrigeración está conformado por 4 componentes esenciales: Compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

En un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el fluido refrigerante entra al compresor como vapor saturado y se comprime hasta la presión del condensador aumentando su temperatura, después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado debido al rechazo de calor hacia el exterior. Luego el refrigerante se estrangula hasta la presión del evaporador a través de una válvula de expansión bajando su temperatura. Luego este entra al evaporador como vapor húmedo y se evapora por completo absorbiendo el calor del espacio

refrigerado entrando nuevamente al compresor (Cengel, 2009). El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se esquematiza en la Figura 1.1.

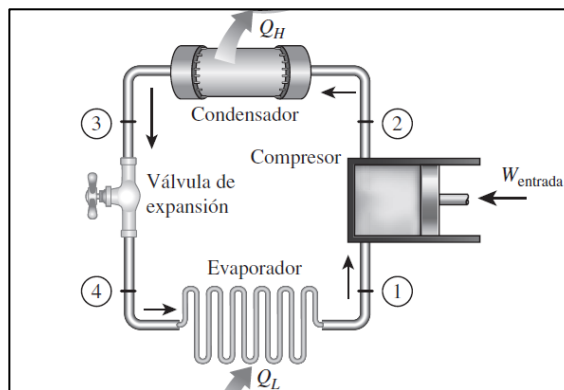


Figura 1.1: Ciclo de Refrigeración
[Termodinámica de Cengel]

1.5.3 Componentes del ciclo de refrigeración y clasificación.

1.5.3.1 Compresor

El compresor circula refrigerante a través del sistema usando energía mecánica y crea una diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador. (ASHRAE, 2012).

Los tipos de compresores que hay son:

- **Compresores Reciprocantes:** Tienen un pistón en su interior que se conecta con un cigüeñal a través de una biela. El pistón se encuentra en un cilindro, donde se admite gas refrigerante el cual es comprimido por el desplazamiento del émbolo, debido a que este es empujado por una biela la cual se mueve por la rotación del cigüeñal. Ejemplo de estos son los compresores tipo herméticos, semi-herméticos o discos. Se utilizan para cargas pequeñas o medianas.
- **Compresores Scroll:** Compresor que consta de espirales. Uno fijo y uno móvil. Estos comprimen el refrigerante desde la parte externa trasladando el refrigerante hacia su centro descargando el fluido. Estos compresores son de alta eficiencia. Se utilizan para cargas pequeñas o medianas
- **Compresores Rotativos:** Emplean émbolos giratorios para comprimir el refrigerante en forma gaseosa. Ejemplo de ellos son los compresores tipo tornillo. (Danahé, 2016). Estos equipos se utilizan para cargas grandes.

Los compresores también se pueden dividir según el rango de operación:

- **Baja Temperatura:** El compresor permite el ingreso de vapor a temperaturas desde -40°C hasta -18°C .
- **Media Temperatura:** El compresor permite el ingreso de vapor a temperaturas desde -18°C hasta 4.5°C .
- **Alta Temperatura:** El compresor permite el ingreso de vapor a temperaturas desde 4.5°C hasta 16°C . (ASHRAE, 2010)

A partir de los 16°C el compresor pertenece a un equipo de aire acondicionado y no de refrigeración.

1.5.3.1.1 Rack de Compresores

La unión de dos o más compresores en paralelo, es llamado rack de compresores, compartiendo el manejo de aceite, y con un condensador muy grande. Este equipo se conecta con el condensador, pero el refrigerante retorna, pero luego conectarse con los evaporadores. (ASHRAE, 2010)

1.5.3.2 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor, que expulsa calor del sistema que resulta de la suma del calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, más el trabajo producido por el compresor, el cual que calienta el refrigerante. (ASHRAE, 2012).

Los condensadores se dividen en:

- **Condensador por agua:** Agua fría remueve el calor del refrigerante. Este tipo de intercambiador de calor puede ser tubo y coraza, tubo en tubo, serpentín y coraza, intercambiador por placas.
- **Condensador por aire:** Remueve el calor del refrigerante usando el aire del ambiente. Estos pueden ser de placas con aletas, serpentín con aletas, o con micro canales.
- **Condensador Evaporativo:** El calor es removido y disipado por agua que se pulveriza y una corriente de aire pasa a través de ellas ya sea forzada o natural, quitando el calor del sistema. Estas se las conocen como torres de enfriamiento. (ASHRAE, 2012)

1.5.3.2.1 Unidad Condensadora

Cuando el condensador está ensamblado con el compresor, se le llama unidad condensadora. Su fabricación consiste en un compresor, un serpentín de condensación, controles eléctricos en un panel, un receptor, válvulas, interruptores. Este equipo se interconecta con las líneas de refrigerante y el evaporador. (ASHRAE, 2012)

1.5.3.3 *Evaporador.*

El evaporador es el equipo que transfiere el calor del ambiente a refrigerar o producto a enfriar hacia el gas refrigerante a baja temperatura provocando que el refrigerante en vapor húmedo cambie a vapor seco a baja presión. (Cengel, 2009)

- **Evaporadores de tubo y aletas:** Aire entra en el intercambiador de tubos mediante un ventilador o de manera natural enfriándose.
- **Evaporadores de Tubo y Coraza:** El líquido por enfriar circula por la coraza del intercambiador, mientras el refrigerante circula por los tubos.
- **Evaporadores de inmersión:** El tubo por donde fluye el refrigerante se sumerge en el líquido a refrigerar.
- **Evaporadores de placas:** El refrigerante circula entre dos placas y el fluido a refrigerar circula entre las dos placas laterales en contra corriente. (Ortolá, Fito, Castro, & Tomas, 2013)

1.5.3.4 *Válvula de Expansión.*

La válvula de expansión controla el flujo de líquido refrigerante de expansión en el evaporador, manteniendo constante el recalentamiento del vapor a la salida del intercambiador de calor. Evita el regreso de refrigerante líquido al compresor, además de provocar una diferencia de presión entre el condensador y el evaporador. (Estados Unidos Patente nº 4,646,532, 1978)

1.5.3.5 *Línea de Líquido*

“Tubería que carga refrigerante líquido el condensador o receptor del sistema de refrigeración hasta el dispositivo de reducción de presión” (ASHRAE, 2020).

1.5.3.6 Subenfriamiento.

“Es la cantidad de grados que un líquido presurizado está por debajo de su temperatura de saturación a esa presión” (ASHRAE, 2020).

1.5.3.7 Línea de Descarga

“Línea donde vapor refrigerante fluye desde el compresor hasta el condensador” (ASHRAE , 2020).

1.5.3.8 Línea de Succión

“Tubería que carga el refrigerante vapor desde el evaporador hasta la entrada del compresor” (ASHRAE, 2020).

1.5.3.9 Sobrecalentamiento.

“Es la diferencia entre la temperatura de saturación correspondiente a la presión del refrigerante en el evaporador, con la temperatura del vapor refrigerante a la salida del intercambiador de calor” (ASHRAE, 2020)

1.5.4 Información necesaria para el diseño de un sistema de refrigeración.

Para la selección de los equipos de un sistema de refrigeración es necesarios conocer los siguientes parámetros:

1.5.4.1 Carga Térmica

La carga térmica es la cantidad de calor que se necesita retirar de un sitio por refrigerar para poder mantener o disminuir una temperatura requerida. (Nieto, 2012). La carga total de refrigeración incluye: Carga por paredes, carga de producto, cargas internas que producen calor (por ejemplo, luces, motores, personas, etc.), infiltraciones de aire, y la carga producida por los equipos. (ASHRAE, 2010)

1.5.4.2 Humedad y Temperatura requerida

El proceso de refrigeración mediante equipos de refrigeración naturalmente implica un proceso de deshumidificación. Los efectos de la humedad se deben minimizar con la selección correcta de la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el ambiente. (Frigus Bohn, 2005)

1.5.4.3 Condiciones externas.

Es necesario conocer la altitud y temperatura de la ciudad donde se va a construir la cámara y los alrededores del equipo de condensación y evaporación, ya que esto afecta en la selección de equipos. Al aumentar la altitud sobre el nivel del mar, la densidad del aire disminuye, y los

equipos mantienen el caudal constante, lo que afectará la capacidad de funcionamiento del equipo. (Frigus Bohn, 2005).

1.5.4.4 *Análisis Energético y Exergético*

El Análisis energético cuantifica la transformación de energía en el sistema de refrigeración y el exergético la calidad de la energía que se utiliza en cada uno de los procesos. (Lugo-Leyte, Salazar-Pereyra, Ruíz-Ramirez, Zamora-Mata, & Torres-Gonzales, 2013)

1.5.4.5 *Termoeconomía*

Es un método que permite evaluar los costos de operación exergético y los costos de operación exergoeconómicos utilizando eficiencias energéticas de los equipos, por medio de irreversibilidades (Lugo-Leyte, Salazar-Pereyra, Ruíz-Ramirez, Zamora-Mata, & Torres-Gonzales, 2013).

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

Para realizar el diseño del sistema de refrigeración, se sigue los pasos del *Proceso de Diseño Ingenieril* el cual toma las necesidades del cliente, las traduce como objetivos, funciones y restricciones para tener alternativas de diseño, pesarlás y escoger la mejor. (Budynass & Nisbett, 2008)

2.1 Necesidades del cliente.

Entre las necesidades comunes de una empresa que se dedica a la conservación de alimentos en Guayaquil se puede destacar (Peralta, 2020)

- Las cámaras deben conservar y almacenar productos alimenticios como cárnicos, mariscos, frutas o lácteos.
- El sistema de refrigeración no debe congelar los productos, solo mantener la temperatura de conservación estable.
- El cuarto debe tener una temperatura interna de -40° hasta 5°C dependiendo del producto a almacenar.
- El sistema debe permitir un aumento en el número de cámaras frigoríficas dentro de la empresa a medida que vaya creciendo.
- Las cámaras deben ser instaladas en condiciones subtropicales.
- Los equipos deben ser seguros para el operador y las personas que trabajan alrededor de la cámara.
- El acceso a los equipos debe ser sencillo y seguro.
- Los productos deben alcanzar su temperatura en 24 horas.
- Bajo costo de equipos e instalación.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Bajo consumo energético.
- Utilizar la mínima cantidad de equipos necesaria.
- El espacio que los equipos ocupen debe ser el mínimo.
- Mantener la emisión de gases contaminantes baja
- Mantener la emisión de ruido baja
- Fácil instalación.
- Fácil mantenimiento.

2.2 Atributos

Según las especificaciones generales dadas en el literal anterior, estos se clasifican en:

2.2.1 Funciones

- Mantener la temperatura de las cámaras de almacenamiento estable dependiendo del producto.
- Bajar la temperatura de los alimentos hasta alcanzar una temperatura menor que su temperatura de conservación.

2.2.2 Restricciones

- La temperatura de las cámaras puede llegar a tener como máximo la temperatura de conservación de los alimentos
- El tiempo de enfriamiento del producto debe ser máximo 24h.
- Las cámaras deben funcionar cuando el exterior tenga una temperatura máxima de 32°C.
- No existe reservorios de agua tratada disponible.

2.2.3 Objetivos de diseño

- Abastecer la cantidad de cámaras en la empresa, la cual variaría a lo largo del tiempo
- Fácil mantenimiento
- Fácil Instalación.
- Bajo costos de equipos.
- Bajo costos por consumo eléctrico.
- Bajo costos de mantenimiento.
- Los componentes del sistema de refrigeración no atentar con la salud de usuarios o trabajadores.
- Acceso seguro a los equipos para su mantenimiento e instalación.
- Baja emisión de gases contaminantes.
- Baja emisión de ruido
- Equipos pueden alimentar una o varias cámaras

Por lo que en la Tabla 2.1 se especifica la clasificación de los objetivos de diseño de acuerdo con las necesidades del cliente.

2.3 Objetivos de Diseño

2.3.1 Clasificación de los objetivos de diseño

De los atributos requeridos para el diseño de los sistemas de refrigeración se clasifican en tres grupos, representados en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Clasificación de objetivos de diseño [Elab. propia]

<p>1. Costos</p> <p>1.1. Baja inversión de equipos.</p> <p>1.2. Bajo costos por consumo eléctrico.</p> <p>1.3. Bajos costos de mantenimiento.</p>
<p>2. Desempeño</p> <p>2.1. Fácil mantenimiento</p> <p>2.2. Fácil Instalación.</p> <p>2.3. Abastecer la cantidad de cámaras en la empresa, que aumentará a lo largo del tiempo</p>
<p>3. Seguridad</p> <p>3.1. El sistema de refrigeración no debe atender con la salud de usuarios o trabajadores si falla.</p> <p>3.2. Acceso seguro a los equipos para su mantenimiento e instalación.</p> <p>3.3. Baja emisión de gases contaminantes.</p> <p>3.4. Baja emisión de ruido.</p>

2.3.2 Cálculo de peso de los objetivos de diseño

La realización de un diseño de un sistema de refrigeración de acuerdo con las necesidades del cliente requiere ponderar cada uno de los objetivos descritos en la Tabla 2.1.

Para el cálculo de peso de los objetivos de diseño se utilizará como escala:

- 1.0: Igualmente Importante
- 5.0: Importante
- 10.0: Muy Importante
- 0.2: No tan importante
- 0.1: Mucho menos importante

El peso de los criterios de diseño para un sistema de refrigeración se presenta en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2: Matriz de ponderación de objetivos de diseño [Elab. propia]

Criterio	1	2	3	Total	Peso
1	1.000	3.000	5.000	9.000	0.538
2	0.333	1.000	5.000	6.333	0.378
3	0.200	0.200	1.000	1.400	0.084
				16.733	1.000

Finalmente, el peso de cada uno de los objetivos de diseño se presenta en las Tablas 2.3, 2.4 y 2.5:

Tabla 2.3: Matriz de ponderación de objetivos de desempeño [Elab. propia]

Criterio	1.1	1.2	1.3	Total	Peso	P. Total
1.1	1.000	1.000	5.000	7.000	0.455	0.172
1.2	1.000	1.000	5.000	7.000	0.455	0.172
1.3	0.200	0.200	1.000	1.400	0.091	0.034
				15.400	1.000	0.378

Tabla 2.4: Matriz de ponderación de objetivos de costos [Elab. propia]

Criterio	2.1	2.2	2.3	Total	Peso	P. Total
2.1	1.000	1.000	3.000	5.000	0.439	0.166
2.2	1.000	1.000	3.000	5.000	0.439	0.166
2.3	0.200	0.200	1.000	1.400	0.123	0.046
				11.400	1.000	0.378

Tabla 2.5: Matriz de ponderación de objetivos de seguridad [Elab. propia]

Criterio	3.1	3.2	3.3	3.4	Total	Peso	P. Total
3.1	1.000	5.000	8.000	8.000	22.000	0.581	0.049
3.2	0.200	1.000	5.000	5.000	11.200	0.296	0.025
3.3	0.125	0.200	1.000	1.000	2.325	0.061	0.005
3.4	0.125	0.200	1.000	1.000	2.325	0.061	0.005
					37.850	1.000	0.084

2.4 Alternativas de Solución

El sistema de refrigeración debe almacenar productos, y mantener una temperatura estable en las cámaras, por consiguiente, al considerar las recomendaciones de la industria de alimentos (Aguilar, 2012) el sistema debe utilizar evaporadores de aire forzado.

El uso de condensadores por agua y evaporativos se descarta debido a que no existe un reservorio de agua tratada disponible para las empresas. Por lo que las alternativas de solución deben utilizar condensadores por aire.

El uso de compresores rotativos queda descartado debido a que las empresas a analizar se encuentran en proceso de crecimiento y no congelan productos, por lo que la carga térmica, corresponde a compresores tipo scroll o reciprocantes.

2.4.1 Sistema de Refrigeración – Unidad Condensadora con aire forzado

El sistema está formado por: Un evaporador (que pueden ser varios) y una unidad condensadora como se observa en la Figura 2.1. Estos, se conectan por tuberías de cobre junto a algunos accesorios como válvulas, visores, filtros.

El costo de los equipos es bajo y su mantenimiento es fácil de realizar, al ser equipos relativamente pequeños, se pueden colocar en el techo de las cámaras o en una base al costado de ella. La capacidad máxima va desde los 100,000 a 200,000 BTU/h en baja temperatura utilizando compresores reciprocantes o scroll.

Estos equipos no son recomendables para distancias muy largas entre ellos. El consumo energético es un poco elevado. Además de que estos equipos deben situarse bajo techo para que el equipo trabaje con su máxima eficiencia. La Figura 2.2 muestra una Unidad Condensadora

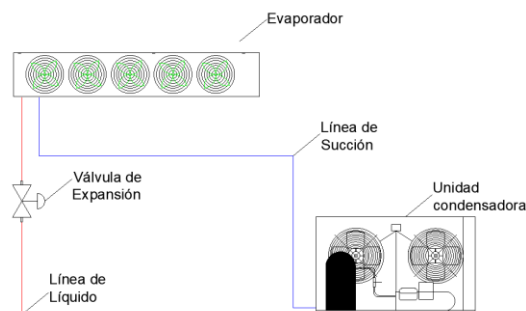


Figura 2.1: Esquema de sistema con Unidad Condensadora [Elab. propia]



Figura 2.2: Ejemplo de Unidad Condensadora [Elab. propia]

2.4.2 Sistema de Refrigeración – Rack de compresores y Condensador

Un sistema de refrigeración con rack consta de: varios evaporadores, el rack de compresores (el cual contiene un reservorio de líquido refrigerante), y un condensador remoto. Al igual que con la Unidad Condensadora, se conectan con tuberías de cobre, junto a algunos accesorios como válvulas, visores, filtros. Este sistema, se utiliza para cámaras de gran tamaño, o para alimentar varias cámaras. En la Figura 2.3 se puede observar cómo se distribuyen y conectan los equipos. Un Rack consta de compresores de diferentes capacidades los que se van encendiendo en cascada a medida que los evaporadores exijan un mayor flujo de refrigerante (Utilizando el sobrecalentamiento como referencia). Este funcionamiento permite utilizar la menor cantidad de compresores posible para bajar la temperatura, a pesar de que los equipos hayan sido seleccionados para las situaciones más críticas, lo que permite obtener un ahorro significativo de energía.

Un sistema de refrigeración con un arreglo de compresores en paralelo puede ser costoso debido a la cantidad de compresores que pudiera tener, y el tamaño del condensador. Además, al ser de gran tamaño, requieren un lugar específico de instalación, lo que permite un fácil acceso al mantenimiento e instalación.

Estos equipos, utilizan cualquier tipo de refrigerante y estos permiten distancias grandes entre el condensador y el evaporador. En las Figuras 2.4 y 2.5 se muestra un rack de compresores y un condensador remoto respectivamente.

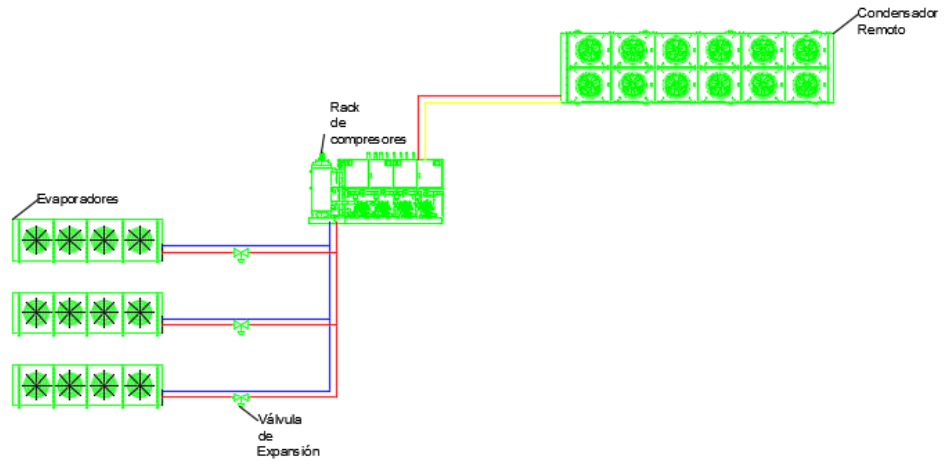


Figura 2.3: Esquema de Sistema con Rack y Condensador [Elab. propia]



Figura 2.4: Rack de compresores [www.cuartosfrios.com]



Figura 2.5: Condensador remoto de 10 ventiladores [www.thermocoil.com]

2.5 Selección de alternativas de solución

Para la selección de la mejor alternativa de solución de problema, se utilizó como base la matriz de decisiones de Pugh mostrado en la Tabla 2.6

Tabla 2.6: Matriz de Decisión de Pugh [Elab. propia]

Objetivo	Peso	S.R. Unidad Condensadora	S.R. Rack de compresores
Baja inversión de equipos	0.172	1	0
Bajo costos por consumo eléctrico.	0.158	0	1
Fácil mantenimiento	0.156	1	1
Fácil instalación	0.066	1	0
El sistema de refrigeración no debe atender con la salud de usuarios o trabajadores si falla.	0.064	0	0
Abastecer la cantidad de cámaras en la empresa, la cual variaría a lo largo del tiempo	0.036	0	1
Acceso seguro a los equipos para su mantenimiento e instalación	0.033	0	1
Bajos costos de mantenimiento	0.032	1	1
Baja emisión de gases contaminantes	0.007	0	0
Baja emisión de ruido	0.007	1	0
Total		0.627	0.623

La Tabla 2.6 muestra que el peso de ambas opciones, esto debido al problema de averiguar bajo qué circunstancias la alternativa del RACK es mejor que la de varios equipos de unidades condensadoras, por lo que el diseño se realizará para las dos opciones.

2.6 Diseño de Concepto

El proceso de diseño de los sistemas de refrigeración, como se ha descrito se realiza para las dos alternativas.

2.6.1 Sistema con Unidad Condensadora.

Para el diseño de un sistema de refrigeración con unidad condensadora se debe seleccionar equipos en base a la carga térmica, la capacidad frigorífica del equipo que se menciona en el catálogo se iguala la capacidad con la del evaporador o los evaporadores.

Teniendo los equipos, se realiza la selección de la válvula de expansión utilizando como base la diferencia de presión de alta y de baja. La Figura 2.6 muestra el proceso de diseño de un sistema de refrigeración con unidad condensadora.

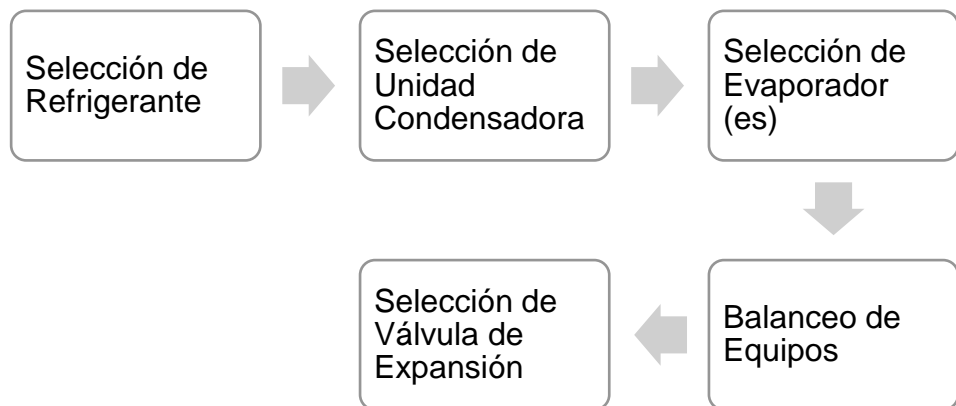


Figura 2.6: Pasos para diseñar un sistema con UC [Elab, Propia]

2.6.2 Sistema con rack de compresores y condensadores remotos.

Para la selección de equipos en un sistema con rack de compresores, la carga térmica total se debe dividir, a criterio del diseñador. Luego dependiendo de esta división se reparte la carga frigorífica entre la cantidad de compresores a utilizar, para seleccionar los evaporadores.

Conociendo la capacidad frigorífica y potencia requerida total; se selecciona el condensador. Posteriormente, se realiza la selección de válvulas de expansión de la misma manera que en el sistema de unidad condensadora. En la Figura 2.7 se muestra el proceso de diseño utilizando el arreglo de compresores.

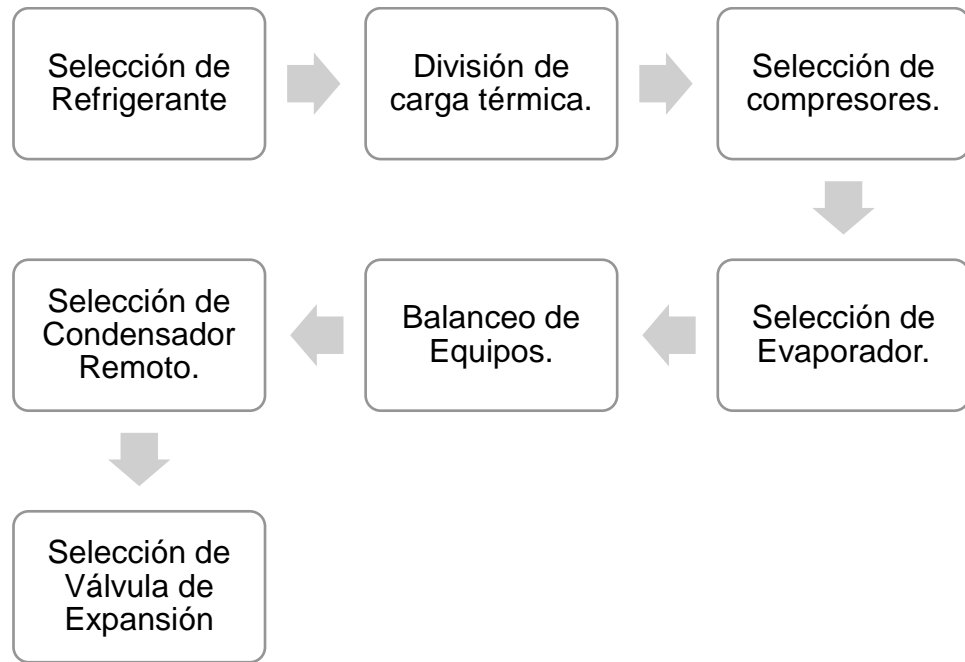


Figura 2.7: Pasos para diseñar un sistema con Rack [Elab. propia]

2.7 Metodología de diseño

2.7.1 Selección de refrigerante.

El refrigerante que se utiliza es el R-507, que posee propiedades térmicas similares a las del R-404a, el cual es comúnmente utilizado en la industria de conservación de alimentos para la cadena de frío, y tiene un mejor impacto ambiental. (Burneo, 2020)

2.7.2 Consideraciones iniciales

Para la selección de equipos en un sistema de refrigeración se considera: La carga térmica, la temperatura interna y externa de la cámara, evaporación y condensación del refrigerante, la humedad relativa deseada, la ubicación geográfica. (ASHRAE, 2012)

La temperatura de condensación del vapor debe ser de 5K a 10K mayor a la temperatura ambiente (ASHRAE, 2012). En Guayaquil la temperatura máxima de bulbo seco es de 32°C. El subenfriamiento se recomienda que sea 3K menor a la temperatura de condensación del refrigerante y el sobrecalentamiento de 3K a 5K mayor a la temperatura de evaporación del refrigerante. (ASHRAE, 2010). La temperatura de evaporación del refrigerante debe ser menor a la interna de la cámara, esta diferencia se recomienda no sea mayor a 12K, ya que produce mucha deshumidificación,

lo que provoca una gran cantidad de escarcha en los serpentines del evaporador, bloqueando el flujo de aire; y el delta no debe ser menor a 5K para una buena transferencia de calor entre el aire y el refrigerante (Burneo, 2020). Las temperaturas de cámara dependen de la temperatura de conservación del alimento, para este proyecto se consideró como producto a almacenar el camarón, el cual es uno de los productos más exportados en el Ecuador y con mayores requerimientos la cadena de frío (Ekos Negocios, s.f.). La temperatura de conservación del camarón es de -18°C a humedades relativas entre 85 y 90% (ASHRAE, 2011)

2.7.3 Sistema de refrigeración con unidad condensadora.

Luego de considerar estos parámetros, para diseñar un sistema de refrigeración se debe seleccionar una unidad condensadora con uno o varios evaporadores, para esto se utiliza la ecuación (2.1), tomada del Manual de Ingeniería de BOHN, sin embargo esta ecuación es utilizada para la selección de equipos de refrigeración sin importar la marca de los mismos.

$$Q_{UC} \cong Q_{ev} * f_T * N_{evap}; \quad f_T = \frac{DT_{real}}{DT_{catálogo}} \quad (2.1)$$

No obstante, la capacidad frigorífica del evaporador y el condensador se ve alterada por la temperatura ambiente y la altitud del lugar donde se vayan a instalar los cuales se describen en las ecuaciones (2.2) y (2.3) tomada también del Manual de Ingeniería de BOHN

$$Q_{UC} = Q_{catUC} * f_{amb} * f_{altc} \quad (2.2)$$

$$Q_{ev} = Q_{catEv} * f_{alte} \quad (2.3)$$

Debido a que el producto a refrigerar es camarón, para la selección de los equipos, se debe determinar un DT_{real} que permita cumplir los requerimientos de humedad entre 80 y 90%. Las tablas y especificaciones de los efectos del ambiente y ubicación geográfica se encuentran en el Apéndice A.

Luego, se despeja la capacidad frigorífica de las ecuaciones (2.2) y (2.3) para encontrar la capacidad frigorífica inicial, de acuerdo con los catálogos de evaporadores y Unidades Condensadoras, utilizando la temperatura de condensación y evaporación del refrigerante. Ejemplos de las tablas de

selección se las encuentran en el APENDICE B, las cuales son tomadas de los catálogos de la empresa Frigus Bohn y Heatcraft.

Luego de seleccionar la Unidad Condensadora y los evaporadores, se utiliza la ecuación (2.1), para encontrar el DT_{real} , iterando. En el Apéndice C se encuentra diagrama de flujo que presenta el proceso de selección de Unidades Condensadoras y evaporadores, que detalla los pasos a seguir para realizar la correcta selección de equipos. Después de obtener el valor de capacidad frigorífica real, se calcula la potencia que el motor consume. El proceso de selección de los equipos se realizó en EXCEL, modelando este procedimiento en Visual Basic. Los códigos para la selección de unidad condensadora, evaporadores y determinación del DT_{real} se adjuntan en el Apéndice C.

2.7.4 Selección de un sistema de refrigeración con Rack

Para seleccionar los compresores y evaporadores del sistema se realiza el mismo procedimiento que en la sección 2.7.3, pero en lugar de utilizar la capacidad frigorífica de las Unidades Condensadoras, se utiliza la capacidad frigorífica total de los compresores que se decida a utilizar en el Rack.

Como ya fue mencionado, la división de los compresores queda a criterio del diseñador. En este proyecto se utilizó una división de carga, descrita en la tabla 7.

Tabla 2.7: División de carga para compresores [Elab. propia]

Cantidad de compresores	Comp. 1	Comp. 2	Comp. 3	Comp. 4	Comp. 5	Comp. 6	Comp. 7
3	20%	30%	50%				
4	10%	20%	30%	40%			
5	20%	20%	20%	20%	20%		
6	15%	15%	15%	15%	20%	20%	
7	10%	15%	15%	15%	15%	15%	15%

Para el proceso de selección de compresores se utilizó el software Emerson Product Selection Software, el cual presenta toda la información necesaria para la selección de compresores marca Copeland. Ver Apéndice B

2.7.4.1 Selección de condensador remoto.

Luego de seleccionar los compresores y evaporadores, se selecciona el condensador, cuyo proceso de selección depende del procedimiento recomendado por el fabricante descrito en los catálogos. En este caso particular se utilizó los catálogos de la marca BOHN, el cual describe el proceso de selección utilizando la ecuación (2.4).

$$Q_{CRo} = \frac{Q_{ev} * COP * f_{alt}}{1000 * DT_o} \quad (2.4)$$

El calor Q_{CRo} permite seleccionar el condensador necesario para el sistema, sin embargo, es necesario utilizar la ecuación (2.5) para verificar que se cumpla las consideraciones de temperatura descritas en la sección 2.7.2

$$DT_{real} = \frac{Q_{CRR}}{Q_{CRo}} = \frac{Q_{ev} * COP}{Q_{CRo}} \quad (2.5)$$

Ejemplos de las tablas de selección se las encuentran en el APENDICE B, las cuales son sacadas de los catálogos de la empresa Frigus Bohn.

2.7.5 Selección de válvulas de expansión.

Para la selección de válvulas de expansión se utilizó válvulas termostáticas. El criterio de selección parte en escoger una válvula entre el 60 y el 90% de su capacidad (Burneo, 2020). Para el proceso de selección se utiliza el proceso de selección recomendado por el fabricante. En este caso, la compañía SPORLAN recomienda que para la selección de sus productos se utilice la ecuación (2.6)

$$Q'_{ter} = x Q_{VET} \quad (2.6)$$

La capacidad térmica de la válvula es igual a la carga térmica del sistema, sin embargo, debido a la influencia del subenfriamiento y de la caída de presión, la capacidad puede variar. Lo que lleva a un cálculo de la capacidad térmica de la válvula, el cual se describe en la ecuación (2.7). Los factores de subenfriamiento y caída de presión se encuentran en el Apéndice A:

$$Q'_{ter} = \frac{Q_{ter}}{f_u * f_{\Delta p}} \quad (2.7)$$

Para la selección de las válvulas de expansión se utilizó el software SVD de la compañía SPORLAN. Ver Apéndice B

2.8 Análisis Energético

En la evaluación energética del ciclo de refrigeración se utiliza como indicador el coeficiente de desempeño del sistema, el cual relaciona la cantidad de calor que se extrae del sistema, con el trabajo invertido. (Cengel, 2009). El catálogo de los equipos, y el programa de selección de compresores entregan datos de consumo energético y el calor que estos absorben y rechazan. El cálculo del Coeficiente de desempeño se lo obtiene utilizando la ecuación (2.8).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}} \quad (2.8)$$

Luego se realiza un cálculo del consumo energético anual de los equipos, considerando las posibles variaciones de carga térmica suponiendo que los compresores trabajan las 24 horas del día.

Como la carga térmica puede variar de manera aleatoria de manera aleatoria durante el día, se realizó una simulación Montecarlo para modelar como cambia la carga térmica a lo largo del día, utilizando una curva Binomial. Esta simulación se al realizó utilizando el programa RISK 6.0.1 el cual trabaja como pestaña de EXCEL.

2.9 Análisis Termoeconómico

Luego de obtener los equipos seleccionados con su respectiva potencia y capacidad frigorífica, se realiza el cálculo de la exergía en cada uno de los procesos del ciclo de refrigeración. Para esto se utiliza la ecuación (2.9), (2.10), (2.11), (2.12) y (2.13). (Lugo-Leyte, Salazar-Pereyra, Ruíz-Ramirez, Zamora-Mata, & Torres-Gonzales, 2013)

La tasa de transferencia de exergía por masa:

$$\dot{E}_i = \dot{m}(h_i - h_0) + T_o(s_i - s_0) \quad (2.9)$$

La tasa de exergía que ingresa al compresor:

$$\dot{E}_{comp} = \dot{W} \quad (2.10)$$

La tasa de exergía que sale del condensador:

$$\dot{E}_{cond} = \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_o}{T_{lr}}\right) \quad (2.11)$$

La tasa de exergía que ingresa al evaporador:

$$\dot{E}_{evap} = \dot{Q}_{ev} \left(\frac{T_o}{T_{cámara}} - 1\right) \quad (2.12)$$

La eficiencia exergética del sistema:

$$\eta_{\varepsilon} = \frac{\dot{E}_{evap}}{\dot{E}_{comp}} \quad (2.13)$$

Las propiedades termodinámicas del refrigerante se las obtiene mediante tablas, no obstante, en este proyecto se utilizó Emerson Product Service Software para obtener las propiedades del refrigerante necesarias, considerando despreciables las pérdidas de presión por tuberías.

En el análisis de costos exergéticos, se realiza un sistema de ecuaciones con la (2.14), (2.15), (2.16), (2.17) que representan las pérdidas de exergía de cada componente. Se considera el trabajo del compresor y la entrada de calor al evaporador como recursos de exergía, por lo que su costo exergético unitarios es 1.

Costos exergéticos en el compresor:

$$k_{comp}\dot{E}_{comp} = k_2\dot{E}_2 - k_1\dot{E}_1 \wedge k_{comp} = 1 \quad (2.14)$$

Costos exergéticos en el condensador:

$$k_2\dot{E}_2 = k_{cond}\dot{E}_{cond} + k_3\dot{E}_3 \wedge k_{cond} = k_3 \quad (2.15)$$

Costos exergéticos en la válvula de expansión:

$$k_3\dot{E}_3 = k_4\dot{E}_4 \quad (2.16)$$

Costos exergéticos en el evaporador:

$$k_{ev}\dot{E}_{ev} = k_1\dot{E}_1 - k_4\dot{E}_4 \wedge k_{evap} = 1 \quad (2.17)$$

En el análisis de los costos exergoeconómicos, al igual que en los exergéticos, se utilizan las ecuaciones (2.18), (2.19), (2.20), (2.21). Donde el costo de exergoeconómico unitario proviene del costo de la energía eléctrica en Ecuador \$0.09/kW-h, para poder obtener el valor, se utilizó trabajos de análisis termoeconómicos dando referencias al costo por kJ producido, donde se obtiene que el valor en el Ecuador es de \$0.0000249277 por cada kJ utilizado. (Lugo-Leyte, Salazar-Pereyra, Ruíz-Ramirez, Zamora-Mata, & Torres-Gonzales, 2013). El costo exergoeconómico unitario en el evaporador es 0, debido a que este no produce ningún costo monetario.

Costos exergoeconómicos en el compresor:

$$c_{comp}\dot{E}_{comp} = c_2\dot{E}_2 - c_1\dot{E}_1 \wedge c_{evap} = 2.4977 \times 10^{-5} \quad (2.18)$$

Costos exergoeconómicos en el condensador:

$$c_2\dot{E}_2 = c_{cond}\dot{E}_{cond} + c_3\dot{E}_3 \wedge c_{cond} = c_3 \quad (2.19)$$

Costos exergoeconómicos en la válvula de expansión:

$$c_3\dot{E}_3 = c_4\dot{E}_4 \quad (2.20)$$

Costos exergoeconómicos en el evaporador:

$$c_{ev}\dot{E}_{ev} = c_1\dot{E}_1 - c_4\dot{E}_4 \wedge c_{evap} = 0 \quad (2.21)$$

Las irreversibilidades de un sistema representan la exergía destruida en todos sus procesos (Cengel, 2009). La exergía destruida en el proceso para realizar una operación se denomina costo de operación exergético, y el valor económico que esta representa, es el costo de operación exergoeconómico cuyos valores son calculados con la ecuación (2.23) y (2.24).

Las irreversibilidades son la diferencia los recursos y productos:

$$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} \quad (2.22)$$

Los costos de operación exergéticos:

$$CO = k_{equipo}\dot{I} \quad (2.23)$$

Los costos de operación exergoeconómicos:

$$COE = c_{equipo}\dot{I} \quad (2.24)$$

La suma de cada uno de los costos de operación de cada equipo representa el costo de operación del sistema.

2.10 Análisis de Costos

Los costos que generan la adquisición y uso de un sistema de refrigeración dependen de los equipos seleccionados, su instalación, mantenimiento y consumo energético de cada equipo.

Con el fin de comparar las dos alternativas para ver en que situaciones conviene una sobre la otra, el proceso descrito en la sección 2.7, 2.8 y 2.9 se realizó para diferentes circunstancias, donde asumió que a medida que la empresa crece, la empresa aumenta máximo 10 cámaras, de la misma capacidad que con la que comenzó.

En este proyecto se realizó una proyección a 10 años de los costos ya mencionados (la mitad del tiempo de vida de los compresores) para comparar que equipo resulta más conveniente, en los diversos escenarios. donde la capacidad de cada cámara varía y el número de cámaras de la misma capacidad aumenta. Este tiempo representa la mitad del promedio de vida de un compresor, según los fabricantes de los equipos seleccionados en la sección 2.7.

Es necesario resaltar, que los costos de operación exergoeconómicos obtenidos en la sección 2.9 describen en que situaciones el dinero invertido en el funcionamiento del equipo se destina a energía no utilizable, valores que ya están incluidos en los costos energéticos del sistema.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Equipos seleccionados del sistema Unidad Condensadora.

3.1.1 Unidades Condensadoras y Evaporadores

Las cámaras analizadas poseen una carga térmica de 15,000[BTU/h] que representa el promedio mínimo de una cámara pequeña de congelamiento (Burneo, 2020), y las demás representan todas las capacidades posibles que tiene una Unidad Condensadora para que la cámara alcance la temperatura de -18°C.

En este caso se seleccionó una Unidad Condensadora para cada situación posible, con sus respectivos evaporadores y temperatura de evaporación, descritos en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Equipos del sistema seleccionados [Elab. propia]

Carga Térmica [BTU/h]	Unidad Condensadora	N	Evaporador	N	Capacidad [BTU/h]	Temp. de Evap.
15000	MBZX0350L6C	1	FLA048	1	15,430.11	-24.09
25000	MBZX0600L6C	1	FLA086	1	26,363.71	-23.91
50000	MBZX1300L6C	1	FLA086	2	53,576.54	-24.00
75000	MBZX2000L6C	1	FLA129	2	85,428.02	-24.38
100000	MBDX2200L6C	1	FLA114	3	104,946.67	-23.81
125000	MBDX2700L6C	1	FLA129	3	129,306.86	-24.38
147000	MBDX3000L6C	1	BHL1440	1	149,867.39	-23.72

Las Unidades Condensadoras son marca Bohn, ensamblados con compresores marca Copeland trifásicos 230V. Las unidades MBZX y MBDX utilizan compresores tipo scroll y discus respectivamente.

Los evaporadores FLA son de la marca Heatcraft con un alcance de 9m, monofásicos 110V y los BHL son marca Bohn, con un alcance de 20m trifásicos 230V. Ambos modelos con deshielo eléctrico.

En la tabla 8 se puede observar que la temperatura del refrigerante en todas las situaciones es alrededor de -24°C, debido a que se utilizan los mismos evaporadores y lo que se cambia es la Unidad Condensadora por el

sistema de compresores múltiples, consecuencia, el DT_{real} es 6K cumpliendo los requerimientos de humedad relativa.

La capacidad frigorífica máxima que una Unidad Condensadora es de 147,000 [BTU/h] utilizando compresores recíprocos a diferencia de los scroll que pueden extraer menos de 100,000 [BTU/h] cuando el refrigerante alcanza -24°C .

Es necesario aclarar que, al aumentar el número de cámaras con la misma carga térmica, se utiliza el mismo modelo de equipo para alimentar las demás.

3.1.2 Válvulas de Expansión

Tabla 3.2: Válvulas de Expansión Seleccionadas [Elab. propia]

Carga Térmica [BTU/h]	Válvula de Expansión	No	Porcentaje de Capacidad
15000	ERSE-2-Z	1	86%
25000	ERSE-4-Z	1	88%
50000	ERSE-4-Z	2	89%
75000	EBSSE-6Z	2	81%
100000	EBSSE-6Z	3	66%
125000	EBSSE-6Z	3	82%
147000	MSE-15-Z	1	85%

Las válvulas de expansión son de tipo termostáticas de marca SPORLAN, con ecualizador externo, que mejora la efectividad del estrangulamiento.

3.2 Equipos seleccionados del sistema con Rack de compresores

Los equipos seleccionados para el Rack de compresores se muestran en el Apéndice D. Los evaporadores y válvulas de expansión son los mismos que los utilizados para las Unidades Condensadoras debido a que ambos sistemas alimentarán las mismas cámaras, lo que significa que la temperatura de evaporación se mantiene en -24°C .

3.2.1 Detalles de los compresores del Rack

Todos los compresores seleccionados son de marca Copeland, trifásicos 230V. Los compresores tipo ZF y #D son compresores scroll y discus respectivamente.

Como se pueden apreciar en las tablas de compresores seleccionados. Un Rack puede alimentar a cámaras de máximo 622,500 [BTU/h] con compresores scroll o reciprocantes cuando la temperatura de evaporación es de -24°C. Por motivos importación, los racks solo pueden tener máximo 7 compresores (Burneo, 2020), por lo que no se pueden aumentar otro compresor para aumentar la capacidad.

Por esta razón, para las cámaras de 75,000 [BTU/h] un rack puede alimentar máximo 8 cámaras, para las de 100,000 [BTU/h] máximo 6 cámaras, y para 125,000 y 147,000 [BTU/h] máximo 4 cámaras. El uso de compresores discus, es debido a que alcanzan una mayor capacidad frigorífica que los scroll.

3.2.2 Detalles de los Condensadores Remotos

Todos los condensadores son de la marca Bohn, trifásicos 230V con moduladores de velocidad, el cual dependiendo de la necesidad de rechazo los condensadores se encienden o apagan. Los condensadores tipo S, y D son de una y doble hilera respectivamente.

3.3 Análisis Energético

El coeficiente de desempeño promedio de los equipos que se utilizaron para alimentar una o varias cámaras frigoríficas, se muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3: COP promedio de los sistemas de refrigeración [Elab. propia]

Tipo de cámaras	Unidades Condensadoras		Racks	
	\overline{COP}	s_{COP}	\overline{COP}	s_{COP}
15000	1.68	0	1.50	0.17
25000	1.71	0	1.47	0.20
50000	1.76	0	1.50	0.23
75000	1.71	0	1.46	0.20
100000	1.82	0	1.41	0.19
125000	1.84	0	1.33	0.16
147000	1.70	0	1.44	0.17

Se puede observar que el coeficiente de desempeño de las Unidades Condensadoras es ligeramente mayor al de los Racks, debido a que un arreglo de compresores en paralelo se diseña escogiendo compresores con diferentes capacidades; los cuales, para determinada carga, pueden ser

menos eficientes que otros produciendo una disminución en el coeficiente de desempeño del sistema.

Sin embargo, es importante resaltar que esta variación del coeficiente de desempeño no es menor a 15%, debido a que ambos sistemas poseen compresores fabricados por la misma empresa.

El coeficiente de desempeño de estos sistemas de refrigeración es bajo, debido a que el refrigerante evapora a -24°C y, el sistema de refrigeración utiliza un modelo de Rankine invertido simple sin procesos adicionales que ayuden a mejorar el COP.

No obstante, el ahorro energético que propone el Rack se basa en la premisa de que los sistemas de refrigeración se diseñan para la carga térmica más alta que las cámaras pueden tener, pero esta carga varía con el tiempo. Por consiguiente, se realizó variaciones de la carga térmica en cada cámara desde el 90 hasta el 60%. Los resultados se pueden observar en las gráficas que se encuentran en el Apéndice E.

Cuando un Rack está funcionando al 100% de su capacidad, el consumo energético es mayor que el de la Unidad Condensadora, debido a que el coeficiente de desempeño del arreglo de compresores es menor; sin embargo; a medida que la carga térmica disminuye, el consumo energético del rack también, esto debido a que el rack tiene la capacidad de encender y apagar compresores de acuerdo con la necesidad de la cámara. No obstante, el ahorro energético no se comporta de igual manera para todos los tipos de cámaras.

Como puntos en común en las gráficas se observa que, dependiendo de las configuraciones de carga asignada a cada compresor, el comportamiento de las curvas varía. Así bien, a medida que aumenta el número de cámaras (y por consiguiente la carga térmica) la curva de los racks puede aumentar su pendiente o disminuirla; esto a causa de los compresores escogidos para el Rack. Si son muy grandes en comparación a la carga térmica; su capacidad y consumo energético aumentarán. Si estos son cercanos a la carga térmica, la pendiente se aproximará o será menor a la de las Unidades Condensadoras. En consecuencia, esto determinaría si existe o no un ahorro económico, y su magnitud.

En el diseño de los racks, se tomó como referencia aumentar el número de compresores si la capacidad del compresor más grande no era suficiente. Por este motivo, en sistemas con capacidades altas pudo ser necesario aumentar otro compresor, o cambiar la distribución de carga en los compresores. Finalmente, para poder afirmar en que situaciones un Rack representa un ahorro energético significativo según la distribución de carga térmica con la que se diseñaron, se realizó la simulación Montecarlo para aproximar la fracción del día en que la carga térmica disminuye a un porcentaje específico. Los resultados de la simulación se encuentran en el Apéndice H. Luego de esto, se realizó el cálculo del consumo energético anual de cada equipo, cuyos resultados se plasman en las Figuras 3.1 a 3.7.

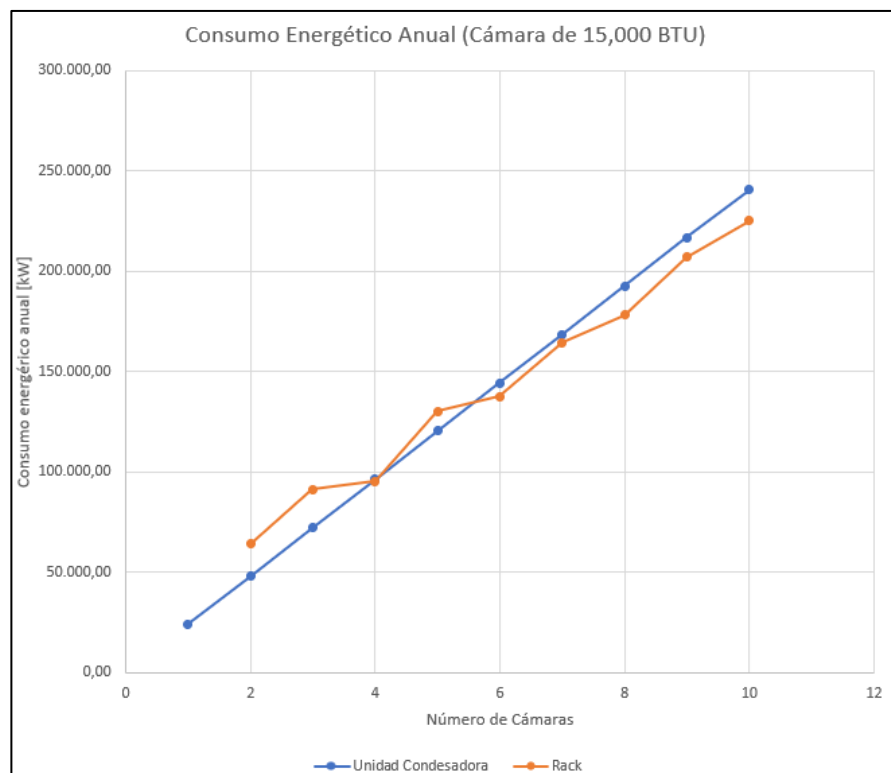


Figura 3.1: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 15,000 [BTU/h]

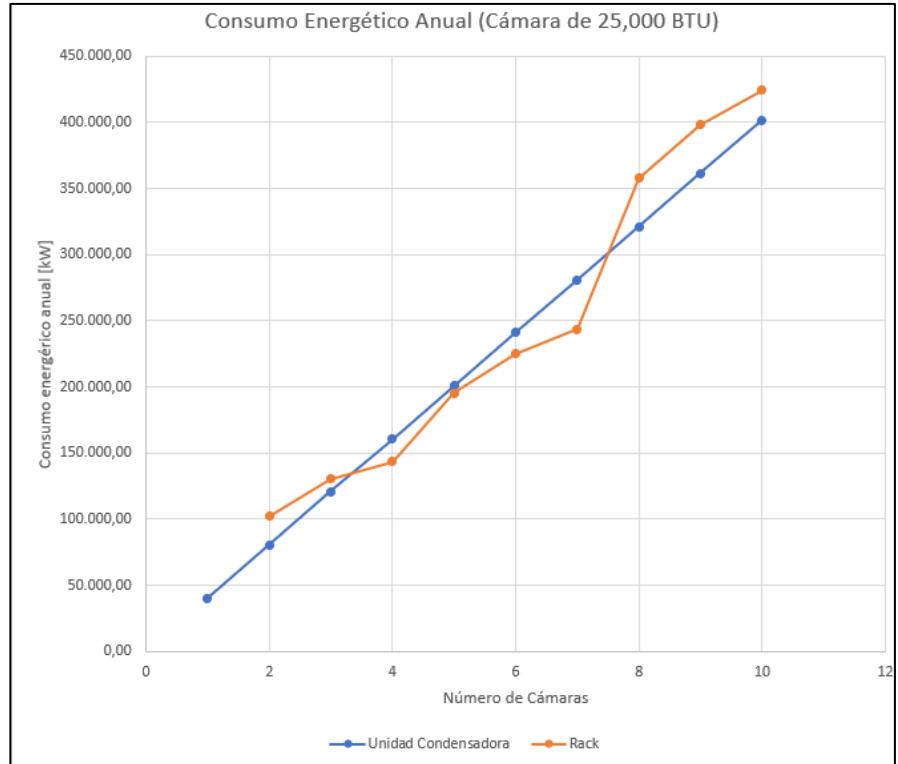


Figura 3.2: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 25,000 [BTU/h]

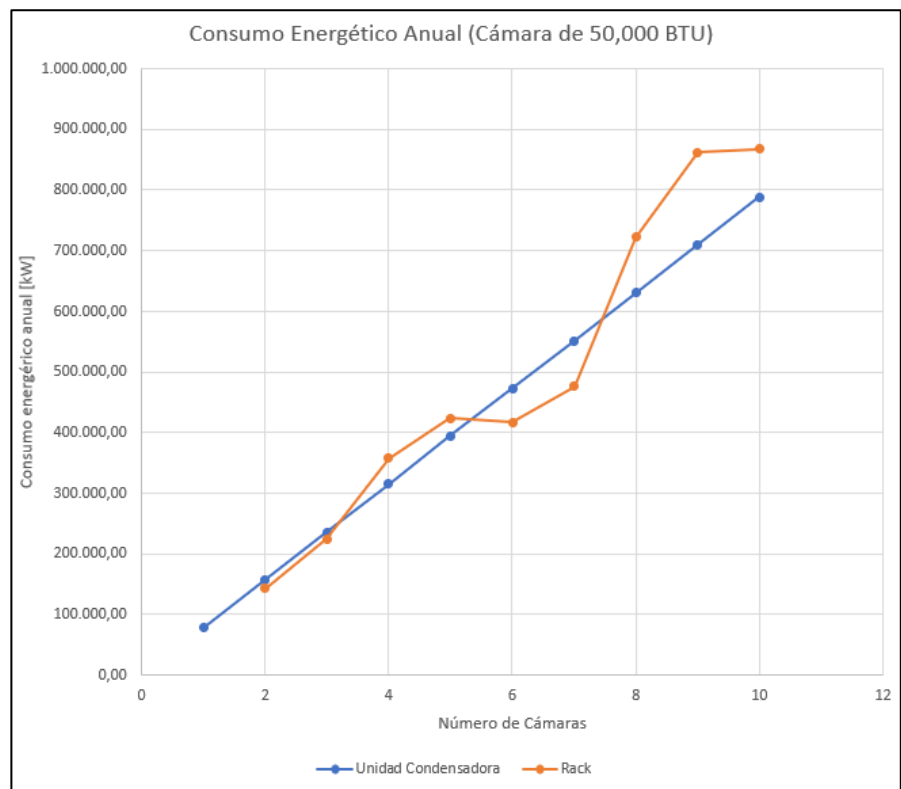


Figura 3.3 Consumo anual de los sistemas en cámaras de 50000 [BTU/h]

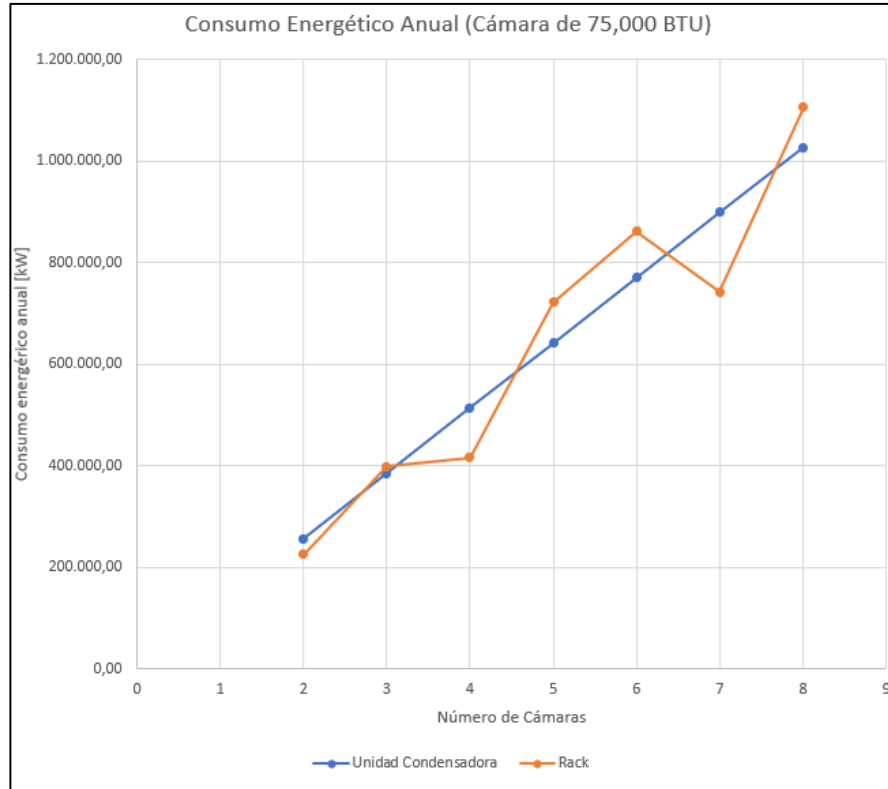


Figura 3.4: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 75,000 [BTU/h]

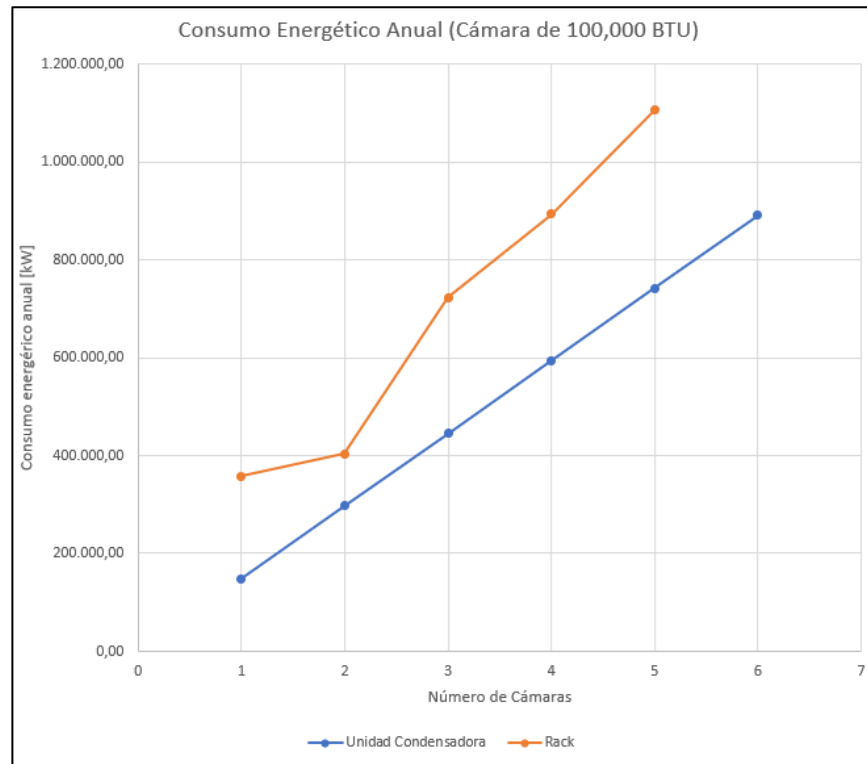


Figura 3.5: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 100,000 [BTU/h]

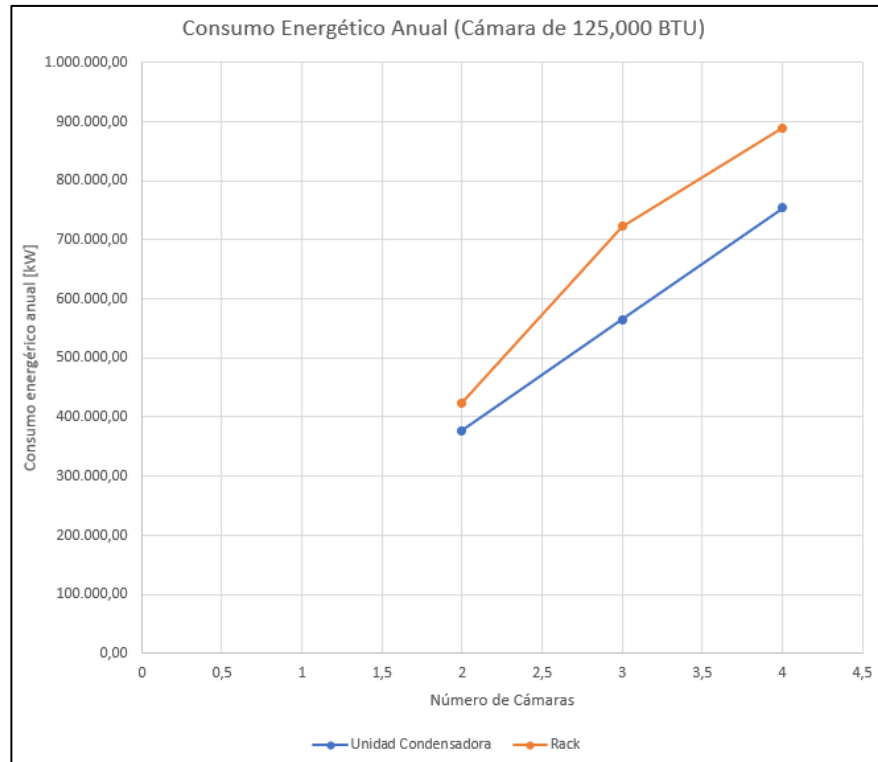


Figura 3.6: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 125,000 [BTU/h]

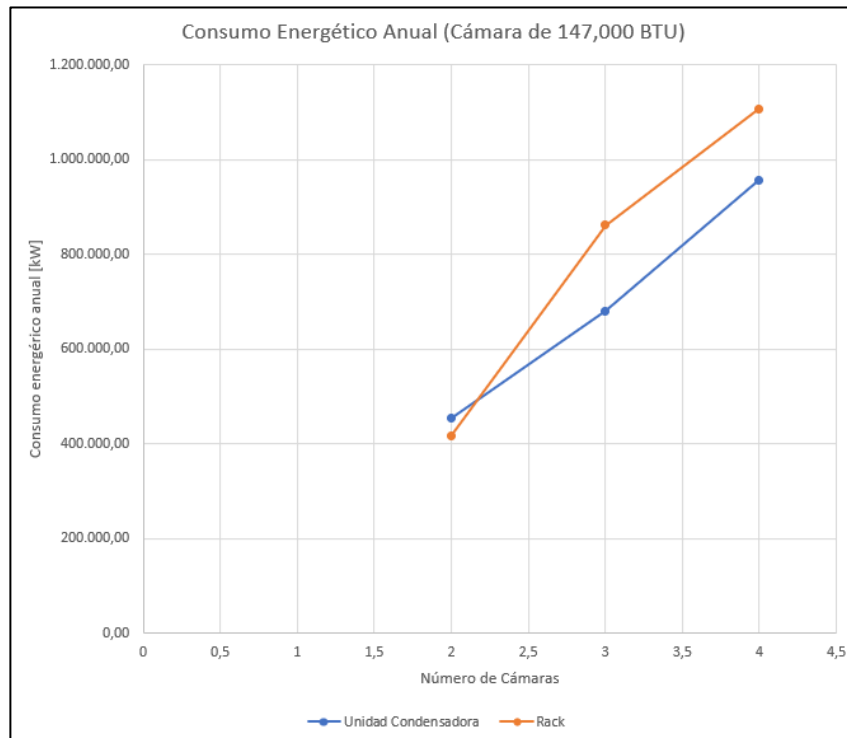


Figura 3.7: Consumo anual de los sistemas en cámaras de 147,000 [BTU/h]

De estas gráficas se obtiene que: para cámaras de 15,000 [BTU/h] existe un ahorro energético a partir de la sexta cámara, para las de 25,000 [BTU/h] el Rack debe alimentar de cuatro a siete cuartos. En el caso de las de 50,000 [BTU/h], se puede afirmar que existe un consumo energético mayor utilizando Unidades Condensadoras al tener 6 y 7 cámaras. Sin embargo, pese a que los puntos del segundo y tercer cuarto estén por debajo de la línea azul, no se puede afirmar que estos casos representan un consumo energético menor, puesto que están muy próximos a la curva, al igual que cuando se utiliza dos cámaras en el caso de las de 75,000 [BTU/h], cuya cantidad de cámaras necesarias es de cuatro y siete.

En las cámaras de 100,000, 125,000 y 147,000 [BTU/h], no se puede observar un ahorro energético significativo debido a la que la capacidad de los compresores seleccionados no se acerca a la capacidad de la Unidad Condensadora a reemplazar.

3.4 Análisis Exergético y Termoeconómico.

En todos los sistemas de refrigeración, las propiedades termodinámicas del refrigerante son similares debido a que los sistemas alimentan cámaras con las mismas características térmicas. Las propiedades termodinámicas del sistema se describen en la Tabla 3.4. Las propiedades del refrigerante consideraran las temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento, pero no las pérdidas de presión por tuberías (Ver figura 1).

Tabla 3.4: Propiedades del refrigerante en el sistema [Elab. propia]

Estados	T [°C]	P [psi]	h $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	s $\left[\frac{kJ}{kg K}\right]$
1	-21	24.48	204.742428	0.824004
2	60	269.5	253.690075	0.852307
3	39	269.5	110.879024	0.401556
4	-24	24.48	110.879024	0.447324

Luego de realizar todos los cálculos necesarios, tomando en cuenta que el estado muerto se lo consideró a las condiciones de diseño de Guayaquil, la eficiencia exergética promedio de los equipos que se utilizarán para alimentar una o varias cámaras frigoríficas, se muestran en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: Eficiencia exergética de los sistemas de refrigeración [Elab. propia]

Tipo de cámaras	Unidades Condensadoras		Racks	
	$\bar{\eta}_\varepsilon$	s_{η_ε}	$\bar{\eta}_\varepsilon$	s_{η_ε}
15000	0.377	0.000	0.337	0.037
25000	0.384	0.000	0.331	0.045
50000	0.395	0.000	0.337	0.051
75000	0.386	0.000	0.328	0.044
10000	0.410	0.000	0.317	0.043
125000	0.414	0.000	0.300	0.036
147000	0.383	0.000	0.323	0.038

En este caso, al igual que en el análisis energético, la eficiencia de las Unidades Condensadoras es mayor que la de los Racks, debido a que ambas se encuentran con las mismas condiciones ambientales, y enfriando la misma cámara frigorífica. No obstante, los resultados nos indican que alrededor del 30% de la exergía que un compresor genera, se utiliza para la extracción de calor en las cámaras.

Los costos de operación exergética y exergoeconómica del sistema se muestran en las gráficas que se encuentran en el Apéndice F.

En las figuras se observa que a medida que la carga térmica disminuye en los sistemas con Racks, la exergía destruida disminuye pese a utilizar el mismo equipo. Además, los costos de operación tanto exergéticos como exergoeconómicos del sistema de refrigeración tienen las mismas tendencias que las curvas energéticas, debido a que provienen de la energía consumida por el sistema. Sin embargo, se observa que las pendientes de las curvas son más pronunciadas gracias a que el análisis termoeconómico se basa en la cantidad de irreversibilidades del sistema, a diferencia del análisis energético que incluye toda la energía invertida.

Utilizando la simulación Montecarlo los costos de operación exergoeconómicos anuales se reflejan en la Tabla 3.6 y 3.7.

Se observa, además, que los costos de operación exergéticos, son cercanos al valor de la exergía entregada por el compresor. Esto debido a que la mitad de los procesos del ciclo de refrigeración son destinados a la transferencia de calor. Esto afirma los resultados de eficiencia exergética.

Tabla 3.6: Costos de Operación Exergética Anual para UC [Elab. propia]

Capacidad de la cámara/ No Cámaras	15.000 [BTU/h]	25.000 [BTU/h]	50.000 [BTU/h]	75.000 [BTU/h]	100.000 [BTU/h]	125.000 [BTU/h]	147.000 [BTU/h]
2	\$ 0,60	\$ 0,98	\$ 1,85	\$ 3,13	\$ 3,29	\$ 4,11	\$ 5,59
3	\$ 0,89	\$ 1,47	\$ 2,78	\$ 4,70	\$ 4,94	\$ 6,16	\$ 8,38
4	\$ 1,19	\$ 1,96	\$ 3,70	\$ 6,26	\$ 6,59	\$ 8,21	\$ 11,18
5	\$ 1,49	\$ 2,45	\$ 4,63	\$ 7,83	\$ 8,23		
6	\$ 1,79	\$ 2,94	\$ 5,55	\$ 9,39	\$ 9,88		
7	\$ 2,09	\$ 3,43	\$ 6,48	\$ 10,96			
8	\$ 2,39	\$ 3,92	\$ 7,40	\$ 12,52			
9	\$ 2,68	\$ 4,41	\$ 8,33				
10	\$ 2,98	\$ 4,90	\$ 9,25				

Tabla 3.7: Costos de Operación Exergética Anual para Racks [Elab. propia]

Capacidad de la cámara / No Cámaras	15.000 [BTU/h]	25.000 [BTU/h]	50.000 [BTU/h]	75.000 [BTU/h]	100.000 [BTU/h]	125.000 [BTU/h]	147.000 [BTU/h]
2	\$ 0,84	\$ 1,43	\$ 1,05	\$ 2,18	\$ 4,52	\$ 5,36	\$ 3,77
3	\$ 1,25	\$ 1,62	\$ 2,18	\$ 5,24	\$ 2,84	\$ 10,71	\$ 12,90
4	\$ 0,97	\$ 1,05	\$ 4,52	\$ 3,61	\$ 10,02	\$ 10,74	\$ 15,22
5	\$ 1,62	\$ 1,95	\$ 5,36	\$ 10,71	\$ 11,73		
6	\$ 1,44	\$ 2,18	\$ 3,61	\$ 12,66	\$ 14,89		
7	\$ 1,56	\$ 2,06	\$ 4,09	\$ 6,59			
8	\$ 1,57	\$ 4,52	\$ 10,02	\$ 14,89			
9	\$ 2,03	\$ 5,24	\$ 12,66				
10	\$ 2,18	\$ 5,36	\$ 10,98				

3.5 Análisis de Costos

Como se describió en la sección 2.4; la inversión inicial en una Unidad Condensadora es baja en comparación a la de un Rack; no obstante, un arreglo de compresores en paralelo consume menos energía en comparación a una Unidad Condensadora, aunque no siempre suceda esto como se muestra en la sección 3.3. Además, como el arreglo de compresores alimenta varias cámaras, el costo de mantenimiento permanece constante, a diferencia de tener una Unidad Condensadora para cada cámara, donde los precios de mantenimiento incrementan. Estas ventajas y desventajas en costos de ambos equipos obligó a proyectarlos a 10 años.

No obstante, ya que el ahorro de energía del Rack depende netamente de las variaciones de carga térmica, se realizó una proyección de consumo

energético anual, donde los compresores trabajan las 24 horas del día con variaciones de cargas térmicas (ya definidas anteriormente). Los resultados se encuentran en el Apéndice G.1.

Las pendientes de las curvas de los Racks se mantienen de igual manera que en análisis energético, pero se han elevado respecto a la curva que corresponde a la Unidad Condensadora, debido al costo inicial del equipo. Además, la inclinación de la curva de la UC aumentó debido a los aumentos progresivos en los costos de mantenimiento.

De igual manera que en el análisis energético, para poder afirmar cual es el momento en que la empresa debería comprar un Rack en lugar de varias Unidades Condensadoras, se utilizó los resultados de la simulación Montecarlo para estimar los beneficios económicos que el arreglo de compresores puede brindar. No obstante, estos valores pueden cambiar de acuerdo con el tiempo real en que los compresores permanezcan encendidos a lo largo del día. Los resultados de esta aproximación se muestran en el Apéndice G.2

En la Tabla 3.8 se presenta la cantidad de cámaras que un Rack debe alimentar para economizar el proceso de refrigeración donde queda en evidencia el valor del ahorro.

A partir de estos resultados se puede observar que a medida que el número de cámaras crece, la cantidad de dinero ahorrada será mayor, además se puede observar que a medida que las cámaras aumentan su capacidad, la cantidad de cámaras por alimentar para que un Rack sea económicamente viable, es menor. Estos valores incluyen los costos de operación exergoeconómicos, por lo que parte del dinero destinado al uso de un sistema de refrigeración representa un gasto, que, aunque sea mínimo, no representa una inversión monetaria.

Tabla 3.8: Cantidad de cámaras para conseguir un ahorro. [Elab. Propia]

Capacidad de Cámara [BTU/h]	Cantidad de Cámaras	Ahorro Mínimo [\$]	Ahorro Máximo [\$]
15,000	7	\$ 3.818,89	\$ 4.314,30
	8	\$ 23.126,12	\$ 26.631,90
	9	\$ 32.446,25	\$ 34.479,61
	10	\$ 49.730,99	\$ 53.440,78
25,000	4	\$ 8.334,79	\$ 12.889,59
	5	\$ 22.347,68	\$ 23.179,11
	6	\$ 51.073,61	\$ 54.839,71
	7	\$ 87.069,90	\$ 97.181,96
	8	\$ 63.136,78	\$ 50.839,48
	9	\$ 81.884,52	\$ 69.328,08
	10	\$ 112.670,92	\$ 104.239,68
50,000	6	\$ 47.380,60	\$ 62.331,90
	7	\$ 81.619,05	\$ 102.113,45
75,000	4	\$ 75.566,07	\$ 102.595,10
	6	\$ 42.330,80	\$ 11.778,20
	7	\$ 230.023,41	\$ 273.204,74
	8	\$ 120.314,73	\$ 92.366,10

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La adquisición y uso de un sistema de refrigeración para la conservación de alimentos comprende un rubro económico importante para las empresas en proceso de crecimiento, no solo porque la inversión en los equipos es alta, si no que su utilización eleva los costos periódicos en energía eléctrica y mantenimiento en la empresa. Por consiguiente, escoger un sistema que permita disminuir gastos es primordial para esta industria.
- Luego de obtener los resultados del comportamiento de los sistemas que utilizan un Rack, se estableció como otro criterio importante para la selección de compresores, la determinación de la cantidad y distribución óptima de la carga que permita que la capacidad total sea cercana a la de las Unidades Condensadoras, para asegurar un ahorro energético. Un mal reparto de la carga térmica puede provocar un consumo energético mayor que las Unidades Condensadoras como se observa en las Figuras 14, 15 y 16. Esto significa que la máxima capacidad de un Rack con una temperatura de evaporación de -24°C sin que consuma más energía que las Unidades Condensadoras es menor a 622,550 [BTU/h] y que el número máximo de cámaras que un Rack puede alimentar disminuye en las cámaras de 50,000; 100,000; 125,000 y 147,000 [BTU/h].
- A pesar de que el método utilizado para la selección de compresores no fue óptimo, ya que la capacidad total de los compresores es mucho mayor que la del total de las Unidades Condensadoras, se observa que para cierto número de cámaras alimentadas por un Rack existe un ahorro de energía debido a las variaciones de carga térmica que pueden presentarse. En consecuencia, se concluye que, aunque el coeficiente de desempeño del Rack es menor que el de una Unidad Condensadora, su consumo energético en ciertas circunstancias es menor.

- Otra variable que se consideró fue los costos exergéticos y exergoeconómicos de los sistemas. El uso de un análisis exergético para un ciclo de refrigeración reveló que la mayor parte de la exergía que se invierte en un sistema de refrigeración se destruye durante todo el proceso, esto se ve reflejado en los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos, bajando la eficiencia exergética. Sin embargo, el funcionamiento del arreglo de compresores permite que los valores disminuyan proporcionalmente al consumo de energía. Además, los costos de operación exergoeconómicos son bajos, y en comparación a los energéticos, su valor es casi despreciable, dando razón a la poca utilización de este análisis en ciclos de refrigeración.
- Pese a que un Rack consume menos energía y los costos de mantenimiento son constantes a diferencia de una Unidad Condensadora, los costos de adquisición e instalación son mayores, lo que indica que no en todas las situaciones, esta opción es viable económicamente como se presentó en la Tabla 3.8. En consecuencia, se concluye que un Rack conformado por compresores que acerquen su capacidad total, a la de las Unidades Condensadoras, sí representaría un ahorro económico significativo para las empresas, pero este depende del número de Unidades Condensadoras que reemplazaría. Por esta razón, no se pudo determinar una carga térmica específica para seleccionar un Rack antes que varias Unidades Condensadoras.
- Finalmente, de los resultados obtenidos acerca del beneficio económico que un Rack puede generar, se infiere que a medida que la carga térmica de las cámaras aumenta, la cantidad mínima a alimentar por un arreglo de compresores disminuye.

4.2 Recomendaciones

- Para una correcta selección de compresores en el diseño de un Rack, se debe realizar algunas propuestas, cambiando la distribución de carga en los compresores, para establecer cuál es la más cercana a la capacidad frigorífica de las Unidades Condensadoras y asegurar un ahorro energético. No obstante, este proceso es largo, por lo que las

empresas dedicadas al diseño de estos sistemas de refrigeración deberían realizar estudios sobre la mejor distribución de carga térmica en los compresores que venden para poder estandarizarlos, debido a que los estudios existentes han sido realizados por otras empresas y no han sido aprobadas por la academia.

- Para determinar la cantidad de dinero exacta que un Rack pueda ahorrar, es necesario un estudio del tiempo que un compresor permanece encendido, y el comportamiento que las variaciones de carga térmica pueden tener al día en diferentes situaciones. La simulación Montecarlo fue una herramienta importante para la determinación de resultados específicos, sin embargo, la variación de carga térmica puede diferir en cada una de las situaciones planteadas. Además, se debería considerar un estudio de la distancia promedio que las tuberías recorren y la cantidad de fugas que suceden en cada caso, ya que este valor afecta la inversión inicial y el valor de los mantenimientos respectivamente.
- Pese a que un análisis exergético y termoeconómico es muy poco utilizado en ciclos de refrigeración, debido a que los costos económicos que representan son bajos en comparación a los energéticos, mantener la cadena de frío en la industria de alimentos no solo representa una inversión para las empresas, sino que parte del dinero utilizado es un gasto como se presentó en este proyecto. En consecuencia, el costo que las irreversibilidades produce debería ser considerado como un rubro fuera del consumo energético para las consideraciones del precio final del producto.
- Se recomienda realizar el mismo estudio para diferentes productos y marcas de compresores, puesto que los diversos alimentos que necesitan mantener la cadena de frío no requieren la misma temperatura para su conservación, y no todas las Unidades Condensadora o compresores tienen el mismo coeficiente de desempeño, en consecuencia, el consumo energético de los equipos que se utilicen variará y, por consiguiente, las circunstancias en el cual un Rack puede producir un ahorro económico. Sin embargo, se espera que, a partir de un cierto número de cámaras, el Rack produzca un

ahorro monetario y que la cantidad disminuya a medida que la carga térmica de las cámaras aumente.

BIBLIOGRAFÍA

Aguilar, J. (2012). La conservación de alimentos. En J. Aguilar, *Métodos de conservación de alimentos* (1 ed., págs. 50-60). Viveros de la Loma, Tlalneantla, México: Red Tercer Milenio. Recuperado el 12 de Agosto de 2020, de http://www.aliat.org.mx/BibliotecasDigitales/economico_administrativo/Metodos_de_conservacion_de_alimentos.pdf

ASHRAE. (2020). *ASHRAE Terminology*. Obtenido de <https://xp20.ashrae.org/terminology/index.php?term=Discharge+line&submit=Search>

ASHRAE. (2010). Métodos de enfriamiento de alimentos. En ASHRAE, *ASHRAE Handbook-Refrigeration*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2010). Refrigerated-Facility Load. En ASHRAE, *Refrigeration*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2010). Retail Food Store Refrigeration and Equipment. En ASHRAE, *Refrigeration*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2010). Sistemas de Refrigeración Halocarbonados. En ASHRAE, *Refrigeración*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2011). Commodity Storage Requirement. En ASHRAE, *Refrigeration*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2012). Compressors. En ASHRAE, *HVAC Systems and Equipments*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2012). Condensers. En ASHRAE, *HVAC Systems*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2020). *ASHRAE Terminology*. Obtenido de <https://xp20.ashrae.org/terminology/index.php?term=subcooling&submit=Search>

ASHRAE. (2020). *ASHRAE Terminology*. Obtenido de <https://xp20.ashrae.org/terminology/index.php?term=suction+line&submit=Search>

ASHRAE. (2020). *ASHRAE Terminology*. Obtenido de <https://xp20.ashrae.org/terminology/index.php?term=superheat&submit=Search>

ASHRAE. (2020). *ASHRAE Thermonology*. Obtenido de [ASHRAE Thermonology: https://xp20.ashrae.org/terminology/index.php?term=liquid+line&submit=Search](https://xp20.ashrae.org/terminology/index.php?term=liquid+line&submit=Search)

Budynass, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). Introducción al diseño de ingeniería mecánica. En R. G. Budynass, & J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (págs. 2-13). Santa Fe: McGraw Hill.

Burneo, M. (13 de Agosto de 2020). Implementación de Racks en la industria alimentaria. (J. Arroba, Entrevistador) Guayaquil.

Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. Carolina del Norte: McGrawHill.

Danahé, S. J. (12 de Enero de 2016). *Cero Grados Celcius*. Obtenido de Características y Operaciones de los compresores Herméticos: <https://0grados.com.mx/caracteristicas-y-operacion-de-los-compresores-hermeticos-reciprocantes/>

Ekos Negocios. (s.f.). *Ekos*. Obtenido de <https://www.ekosnegocios.com/articulo/10-principales-productos-de-exportacion-del-ecuador>

Evans, J., Huet, J.-M., Reinholdt, L., Fikiin, K., Zilio, C., Houska, M., . . . van Sambeek, T. (2013). Cold Store Energy Performance. *2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. 42, págs. 3-12. París: International Institute of Refrigeration. Obtenido de https://www.researchgate.net/publication/293821021_Rendimiento_energetico_del_almacenamiento_en_frio_Cold_store_energy_performance

Frigus Bohn. (2005). *Manual de Ingeniería*. México D.F.: Grupo Frigus The RME.

Heatcraft Brasil. (2005). *Manual de Instalación*. São José dos Campos.

IAASE. (2016). IAASE. Obtenido de <http://iaase.com.mx/mejorar-la-eficiencia-de-los-sistemas-de-refrigeracion-en-las-industrias/>

IES ESTELAS DE CANTABRIA. (29 de Abril de 2013). *Configuración de Instalaciones Frigoríficas y Climatización*. Obtenido de issuu: https://issuu.com/mines23catapun/docs/apuntes_configuraci_n_seleccion_del_evaporador_y_

Lozano, D., & Ruíz, L. (2015). *Mundo HVAC&R*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/2010/11/racks-sistemas-de-refrigeracion-ideales-en-autoservicios/>

Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Ruíz-Ramirez, O., Zamora-Mata, J., & Torres-Gonzales, E. (2013). Análisis de costos de operación exergoeconómica a un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 12(2), 361-370. Recuperado el 12 de Agosto de 2020, de <http://www.scielo.org.mx/pdf/rmiq/v12n2/v12n2a16.pdf>

Nieto, A. (Junio de 2012). *Mundo HVAC&R*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/2012/06/carga-termica/>

Nose, T. (3 de Marzo de 1978). *Estados Unidos Patente nº 4,646,532*. Recuperado el 15 de Agosto de 2020, de <https://patentimages.storage.googleapis.com/4b/28/a8/fccc1d01a35e6c/US4646532.pdf>

Ortolá, M., Fito, P., Castro, M., & Tomas, J. (2013). *Evaporadores en un circuito de refrigeración mecánica*. Universidad Politécnica de Valencia, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Agronómica y del Medio Natural, Valencia.

Peralta, J. (15 de Junio de 2020). Proceso de Conservación de Camarones. (J. Arroba, Entrevistador)

Ruíz, R. (2020). Contabilidad en una empresa de producción de alimentos. (J. Arroba, Entrevistador)

Singh, R. P., & Heldman, D. R. (2009). Refrigeración. En R. P. Singh, & D. R. Heldman, *Introducción a la Ingeniería de Alimentos* (págs. 455-457). Mason: Elsevier.

Unifrió México. (Junio de 2020). *Unifrió*. Obtenido de <https://unifrio.com.mx/refrigeracion-industrial-la-importancia-del-frio-en-la-industria/>

Yalcin, E., Sogut, M. Z., & Karakoc, T. H. (2018). Assessment of Energy and Enviroment Perfomance of Low-Charge Multiplex Refrigeration System. En S. Nizetic, & A. Papadopoulos, *The Role of Exergy in Energy and the Enviroment* (Vol. 1, págs. 139-152). Cham, Switzerland: Soringer International Publishing AG. Recuperado el 17 de Agosto de 2020, de <https://books.google.com.ec/books?id=yuJmDwAAQBAJ&pg=PA140&lpg=PA140&dq=%22multiplex+systems%22++exergy+analysis&source=bl&ots=2QWg5Esoj5&sig=ACfU3U1XpQXcZ58qTfxPwMwn1DLrdrKtaw&hl=es&sa=X&ved=2ahUKEwjn3ODA0aPrAhVPRjABHRIZBVQQ6AEwD3oECAkQAQ#v=onepage&q=%22>

APÉNDICES

APÉNDICE A

FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO DE LOS EQUIPOS

Humedad relativa para diferentes DT

Tabla A.1: Diferenciales de temperatura recomendadas para Aire forzado [Bohn]

Diferencial de Temperatura DT [R]	Humedad relativa aproximada H.R. [%]
7-9	90%
10-12	80-85%
12-16	65-80%
17-22	50-65%

Factor de reducción por Altitud f_{altc} y f_{alte}

Tabla A.2: Factor de corrección por altitud geográfica. [Manual Ingeniería Bohn]

Altitud [p.s.n.m]	Factor de Corrección	
	Evaporador	Condensador
-1,000	1.030	1.005
-500	1.020	1.002
0	1.000	1.000
500	0.980	0.995
1,000	0.970	0.998
2,000	0.940	0.985
3,000	0.910	0.980
4,000	0.875	0.975
5,000	0.850	0.969
6,000	0.820	0.960
7,000	0.790	0.955
8,000	0.760	0.946
9,000	0.730	0.939
10,000	0.710	0.930
12,000	0.660	0.910
14,000	0.610	0.880

Factor de reducción por Ambiente f_{amb}

El ambiente que rodea una unidad condensadora es el que importa para la selección de equipos que por lo general es de 90° a 95°F. Sin embargo, los catálogos, no necesariamente cubren las posibles temperaturas ambientes, por lo que.

- La unidad condensadora disminuye su capacidad en un 6% cada vez que la temperatura ambiente aumente en 10°F

- La unidad condensadora aumenta su capacidad en un 6% cada vez que la temperatura ambiente disminuya en 10°F

Factor de Corrección por caída de presión. $f_{\Delta p}$:

Tabla A.3: Factor de corrección por caída de presión. [Manual Ingeniería Bohn]

Temp Evap. °C	Caída de Presión a través de la VET, [psi]										
	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
Factor de Corrección por caída de Presión											
0, -5	0.71	0.87	1.00	1.12	1.22	1.32	1.41	1.50	1.58	1.66	1.73
-10	0.63	0.77	0.89	1.00	1.10	1.18	1.26	1.34	1.41	1.48	1.55
-20	0.58	0.71	0.82	0.91	1.00	1.08	1.15	1.22	1.29	1.35	1.41
-30,-40	0.53	0.65	0.76	0.85	0.93	1.00	1.07	1.13	1.20	1.25	1.31

Factor de Corrección por caída de presión. f_U :

Tabla A.4: Factor de Corrección por T. Líquido. [Manual Ingeniería Bohn]

Refrigerante	Temperatura de línea de líquido [°C]								
	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60
Factor de Corrección por Línea de líquido									
507	2.14	1.94	1.76	1.57	1.38	1.20	1.00	0.79	0.53

APÉNDICE B

CATÁLOGOS Y PROGRAMAS UTILIZADAS PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS

Tabla A.5: Sección de catálogo de Unidades Condensadoras [Bohn]

Modelo	Compresor	H.P	TSC	TSE % C=Capacidad Btu's/h P=Potencia watts A=Corriente Amps.												
				-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	
				C												
MBDX0500M6C	2DC3R53KE-TFC	5	130	C	13,574	15,661	18,004	20,615	23,506	26,688	30,174	33,975	38,102	42,568	47,384	52,562
				P	3,241	3,461	3,692	3,931	4,174	4,416	4,653	4,881	5,096	5,295	5,472	5,624
				A	12.1	12.5	13.0	13.5	14.0	14.6	15.1	15.7	16.2	16.7	17.1	17.5
			120	C	15,666	18,026	20,687	23,661	26,959	30,595	34,578	38,921	43,636	48,735	54,229	60,130
				P	3,195	3,400	3,614	3,833	4,052	4,267	4,474	4,670	4,849	5,008	5,143	5,250
				A	12.0	12.4	12.8	13.3	13.8	14.3	14.7	15.2	15.6	16.0	16.3	16.6
			110	C	17,785	20,430	23,422	26,771	30,490	34,591	39,085	43,984	49,299	55,044	61,228	67,865
				P	3,125	3,315	3,510	3,707	3,900	4,087	4,263	4,424	4,566	4,684	4,775	4,835
				A	11.9	12.2	12.6	13.0	13.5	13.9	14.3	14.6	15.0	15.3	15.5	15.6
			100	C	19,923	22,866	26,201	29,939	34,091	38,670	43,687	49,155	55,084	61,487	68,375	75,760
				P	3,031	3,203	3,378	3,551	3,717	3,874	4,017	4,142	4,244	4,321	4,366	4,377
				A	11.7	12.0	12.4	12.7	13.1	13.4	13.8	14.0	14.3	14.5	14.6	14.6
MBDX0650M6C	2DD3R63KE-TFC	6.5	130	C	17,446	19,693	22,318	25,323	28,707	32,470	36,611	41,130	46,027	51,302	56,955	62,985
				P	3,955	4,176	4,420	4,681	4,952	5,229	5,504	5,773	6,030	6,268	6,482	6,666
				A	13.6	14.1	14.6	15.2	15.8	16.5	17.1	17.8	18.4	19.0	19.5	20.0
			120	C	19,700	22,356	25,432	28,928	32,845	37,181	41,937	47,113	52,707	58,721	65,153	72,003
				P	3,856	4,069	4,299	4,542	4,791	5,040	5,284	5,516	5,732	5,924	6,087	6,216
				A	13.4	13.8	14.3	14.9	15.4	16.0	16.5	17.1	17.6	18.1	18.5	18.8
			110	C	22,021	25,064	28,569	32,536	36,963	41,852	47,201	53,011	59,282	66,012	73,202	80,852
				P	3,728	3,929	4,144	4,365	4,589	4,808	5,017	5,210	5,381	5,524	5,633	5,704
				A	13.1	13.5	14.0	14.4	14.9	15.4	15.9	16.3	16.7	17.1	17.3	17.5
			100	C	24,447	27,857	31,769	36,184	41,101	46,520	52,441	58,864	65,788	73,213	81,140	89,567
				P	3,580	3,767	3,962	4,160	4,355	4,541	4,712	4,862	4,986	5,077	5,130	5,139
				A	12.8	13.2	13.6	14.0	14.4	14.8	15.2	15.5	15.8	16.0	16.2	16.2

Tabla A.6: Sección de catálogos de evaporadores [Heatcraft]

DT	Capacidades Kcal/h-DT = 6°C											Datos dos Ventiladores/ Datos de los Ventiladores			
	Temperatura de Evaporação/ Temperatura de Evaporación											Vazão/ Caudal (m³/h)	Ventiladores	Diámetro Diámetro (mm)	Flecha de ar Flecha de aire (m)
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C				
FMA108 FME108	4.034	3.833	3.632	3.179	3.070	2.951	2.843	2.757	2.681	2.454	2.184	4107	1	400	20
FMA178 FME178	5.937	5.764	5.479	5.243	5.060	4.876	4.692	4.552	4.422	4.043	3.600	8546	2	400	20
FMA238 FME238	7.909	7.513	7.116	6.995	6.746	6.508	6.260	6.076	5.892	5.395	4.800	8215	2	400	20
FMA270 FME270	9.307	8.841	8.375	7.946	7.665	7.395	7.114	6.898	6.703	6.130	5.449	12819	3	400	20
FMA356 FME356	11.776	11.192	10.608	10.487	10.119	9.752	9.395	9.114	8.844	8.087	7.189	12322	3	400	20
FMA400 FME400	13.966	13.267	12.568	11.752	11.352	10.941	10.530	10.217	9.914	9.071	8.065	16039	4	400	20
FMA475 FME475	15.829	15.035	14.241	13.979	13.492	13.006	12.519	12.152	11.784	10.790	9.589	15025	4	400	20
FMA572 FME572	19.377	18.408	17.438	16.844	16.249	15.666	15.082	14.628	14.195	12.995	11.546	17930	5	400	20

Tabla A.7: Sección de catálogos de Condensadores Remotos [Bohn]

Modelo	R22								R2-404A							
	8 APP		10 APP		12 APP		14 APP		8 APP		10 APP		12 APP		14 APP	
	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH	Kcal/hr	BTUH
BNH-S01 -A007	1613	6400	1840	7300	2016	8000	2167	8600	1588	6300	1815	7200	1991	7900	2142	8500
BNH-S01 -A009	1966	7800	2193	8700	2394	9500	2520	10000	1915	7600	2167	8600	2344	9300	2470	9800
BNH-S02-A011	2419	9600	2697	10700	2949	11700	3125	12400	2369	9400	2646	10500	2898	11500	3049	12100
BNH-S02-A015	3301	13100	3654	14500	3931	15600	4108	16300	3226	12800	3579	14200	3856	15300	4032	16000
BNH-S02-A017	3957	15700	4309	17100	4561	18100	4839	19200	3856	15300	4209	16700	4461	17700	4738	18800
BNH-S03-A022	4965	19700	5494	21800	5897	23400	6174	24500	4864	19300	5393	21400	5771	22900	6048	24000
BNH-S03-A026	5922	23500	6477	25700	6830	27100	7535	29900	5822	23100	6351	25200	6704	26600	7384	29300
BNH-S04-A029	6603	26200	7334	29100	7863	31200	8216	32600	6477	25700	7182	28500	7686	30500	8065	32000
BNH-S04-A034	7913	31400	8619	34200	9098	36100	9652	38300	7737	30700	8443	33500	8921	35400	9476	37600
BNH-S05-A037	8468	33600	9350	37100	9904	39300	10408	41300	8291	32900	9173	36400	9703	38500	10207	40500
BNH-S05-A044	10207	40500	11089	44000	11618	46100	12248	48600	10005	39700	10862	43100	11366	45100	11996	47600
BNH-S06-A053	12248	48600	13306	52800	13936	55300	14693	58300	12021	47700	13029	51700	13634	54100	14390	57100
BNH-S07-A061	13962	55400	15373	61000	16305	64700	17011	67500	13684	54300	15071	59800	16003	63500	16683	66200
BNH-D04-A021	4839	19200	5393	21400	5897	23400	6250	24800	4738	18800	5292	21000	5771	22900	6124	24300
BNH-D04-A029	6603	26200	7334	29100	7863	31200	8216	32600	6477	25700	7182	28500	7712	30600	8065	32000
BNH-D04-A034	7913	31400	8619	34200	9098	36100	9652	38300	7737	30700	8443	33500	8921	35400	9476	37600
BNH-D06-A044	9929	39400	10988	43600	11769	46700	12324	48900	9728	38600	10786	42800	11542	45800	12072	47900
BNH-D06-A051	1845	47000	12928	51300	13659	54200	15071	59800	11618	46100	12676	50300	13382	53100	14793	58700
BNH-D08-A058	13231	52500	14667	58200	15701	62300	16457	65300	12954	51400	14365	57000	15398	61100	16104	63900
BNH-D08-A068	15801	62700	17238	68400	18221	72300	19330	76700	15499	61500	16910	67100	17843	70800	18926	75100
BNH-D10-A074	16910	67100	18700	74200	19783	78500	20817	82600	16557	65700	18322	72700	19380	76900	20388	80900
BNH-D10-A088	20413	81000	22177	88000	23211	92100	24496	97200	20010	79400	21724	86200	22732	90200	23992	95200
BNH-D12-A106	24496	97200	26613	105600	27848	110500	29385	116600	24017	95300	26084	103500	27293	108300	28780	114200
BNH-D14-A122	27923	110800	30721	121900	32636	129500	34022	135000	27369	108600	30116	119500	31981	126900	33367	132400

Figura A.1: Software para selección de compresores [Emerson PSS]

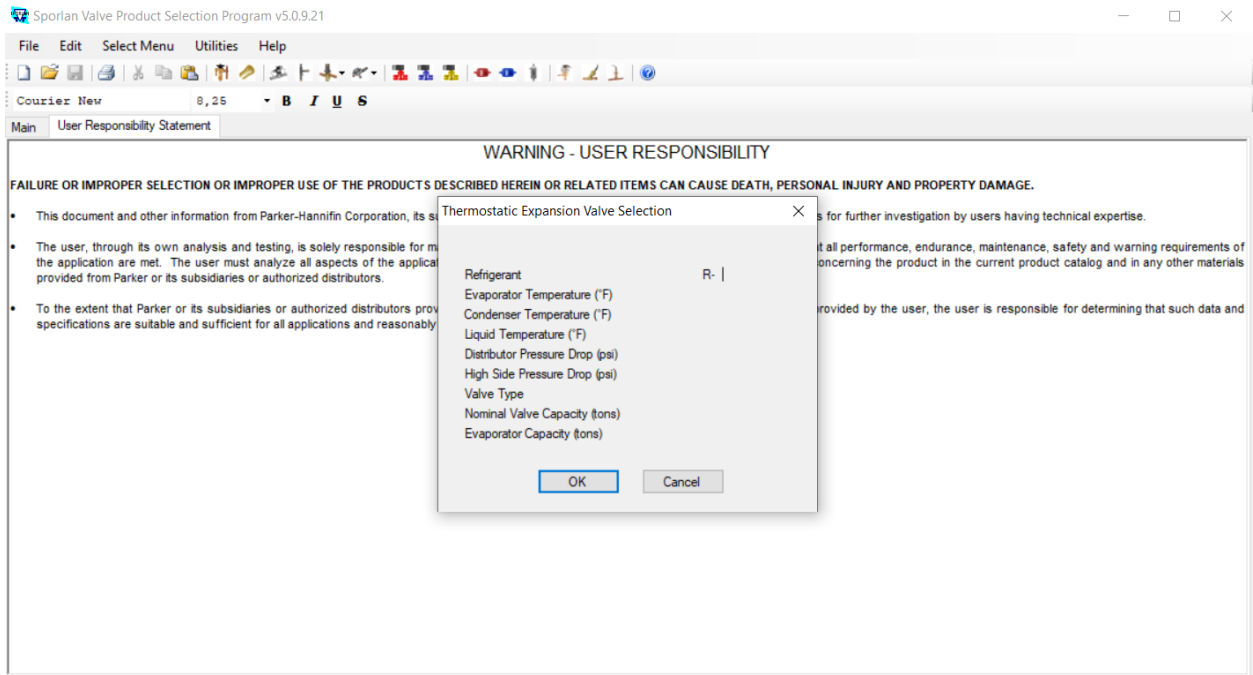


Figura A.2: Programa para la selección de válvulas de expansión [SVD]

APÉNDICE C

PROCESO DE SELECCIÓN DE EQUIPOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR AIRE FORZADO.

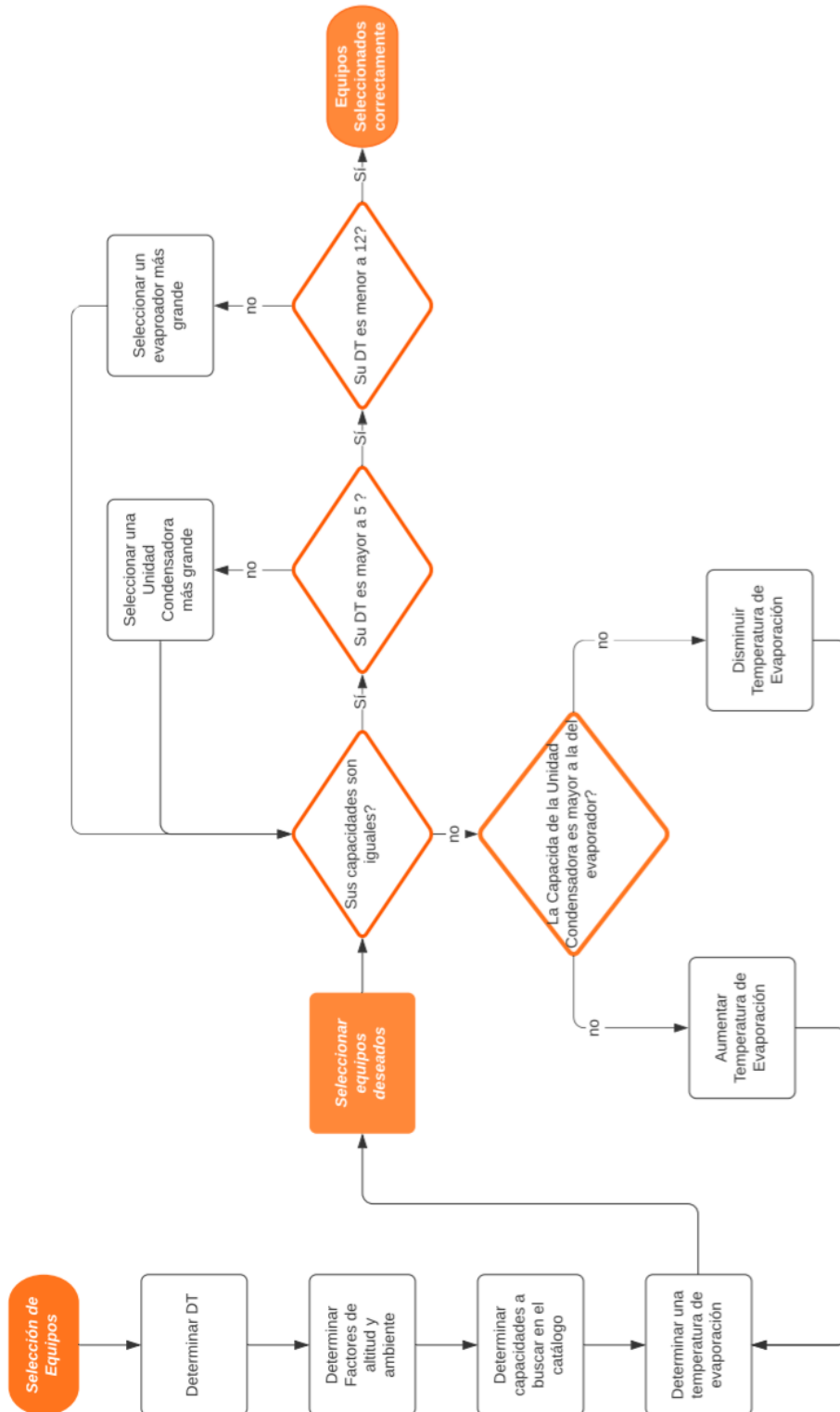


Figura A.3: Diagrama de Flujo de selección de equipos [Elab Propia]

Código VBA para selección de Unidad Condensadora

```
Sub SeleccionUC()  
'Variables para la seleccion  
Dim      PotenciaConsumida,      Cargafrigorifica,      ReferenciaPolaridad,  
ReferenciaTemperatura, ReferenciaTemperatura2, CantidadDeUC, DeltaCatalogo,  
DeltaReal, TempEvap As Double  
Cargafrigorifica = 0  
PotenciaConsumida = 0  
ReferenciaPolaridad = 0  
ReferenciaTemperatura = 0  
DeltaCatalogo = Cells(7, 3)  
DeltaReal = DeltaCatalogo  
TempEvap = Cells(6, 3) - DeltaReal  
  
Dim NombreUC As String  
'Variables para el balance de equipo  
  
DeltaTmax = 21.6  
DeltaTmin = 9  
  
Seleccion_Equipo:  
  
'Conocer si es Monofásico o trifásico  
For i = 0 To 2  
    If Cells(11, 3) = Sheet8.Cells(i + 3, 2) Then  
        ReferenciaPolaridad = i  
    End If  
Next i  
  
'Conocer si es de Alta o Baja temperatura  
If TempEvap < 0 Then  
    ReferenciaTemperatura = (16 * 3) 'El salto de todas las de alta temperatura  
End If  
a = ReferenciaPolaridad * (16) + ReferenciaTemperatura  
  
'Seleccionar Unidad Condensadora  
For y = 4 + a To 14 + a 'Iteración columnas  
    For x = 16 To 265 Step 3 'Iteración Filas y Búsqueda de Equipo  
  
        If Cells(5, 3) <= Cells(x, 2 + a) And Cells(5, 3) >= Cells(x + 3, 2 + a) Then  
            If TempEvap >= Cells(15, y) And TempEvap <= Cells(15, y + 1) Then  
                'Para Valores de 100 o menores  
                If Cells(5, 3) = 100 Then  
                    ValorPorTSC1 = Cells(x, y)  
                    ValorPorTSC2 = Cells(x, y + 1)  
                    PotenciaPorTSC1 = Cells(x + 1, y)  
                    PotenciaPorTSC2 = Cells(x + 1, y + 1)  
  
                Else
```

```

'Sacar Valores de Capacidad Frigorifica
ValorPorTSC1 = ((Cells(x + 3, y) - Cells(x, y)) / (Cells(x + 3, 2 + a) -
Cells(x, 2 + a))) * (Cells(5, 3) - Cells(x, 2 + a) + Cells(x, y)
ValorPorTSC2 = ((Cells(x + 3, y + 1) - Cells(x, y + 1)) / (Cells(x + 3,
2 + a) - Cells(x, 2 + a))) * (Cells(5, 3) - Cells(x, 2 + a) + Cells(x, y + 1)
'Sacar Valores de Potencia Consumida
PotenciaPorTSC1 = ((Cells(x + 4, y) - Cells(x + 1, y)) / (Cells(x + 3,
2 + a) - Cells(x, 2 + a))) * (Cells(5, 3) - Cells(x, 2 + a) + Cells(x + 1, y)
PotenciaPorTSC2 = ((Cells(x + 4, y + 1) - Cells(x + 1, y + 1)) / (Cells(x
+ 3, 2 + a) - Cells(x, 2 + a))) * (Cells(5, 3) - Cells(x, 2 + a) + Cells(x + 1, y + 1)
End If
Cargafrigorifica1 = (ValorPorTSC2 - ValorPorTSC1) / (Cells(15, y + 1)
- Cells(15, y)) * (TempEvap - Cells(15, y)) + ValorPorTSC1
PotenciaConsumida1 = (PotenciaPorTSC2 - PotenciaPorTSC1) /
(Cells(15, y + 1) - Cells(15, y)) * (TempEvap - Cells(15, y)) + PotenciaPorTSC1
'Debug.Print (CargaFrigorifica1)

End If
If Cargafrigorifica1 >= Cells(4, 3) Then
Cargafrigorifica = Cargafrigorifica1 'Carga de U.C
PotenciaConsumida = PotenciaConsumida1 'Potencia de U.C
NombreUC = Cells(x, 1 + ReferenciaPolaridad * (16 +
ReferenciaTemperatura2) + ReferenciaTemperatura) 'Nombre de U.C.
'Presentacion de Equipos Seleccionados
Cells(4, 6) = Cargafrigorifica
Cells(4, 5) = (NombreUC)
Cells(4, 8) = (PotenciaConsumida)
'Pasando datos de interpolacion para balance
'Carga
Sheet8.Cells(4, 9) = Cells(x, 2 + a)
Sheet8.Cells(4, 10) = Cells(x, y + 1)
Sheet8.Cells(4, 11) = Cells(x, y)
Sheet8.Cells(4, 12) = Cells(x, y - 1)
Sheet8.Cells(4, 13) = Cells(x, y - 2)
Sheet8.Cells(5, 9) = Cells(x + 3, 2 + a)
Sheet8.Cells(5, 10) = Cells(x + 3, y + 1)
Sheet8.Cells(5, 11) = Cells(x + 3, y)
Sheet8.Cells(5, 12) = Cells(x + 3, y - 1)
Sheet8.Cells(5, 13) = Cells(x + 3, y - 2)
'Potencia
Sheet8.Cells(7, 9) = Cells(x, 2 + a)
Sheet8.Cells(7, 10) = Cells(x + 1, y + 1)
Sheet8.Cells(7, 11) = Cells(x + 1, y)
Sheet8.Cells(7, 12) = Cells(x + 1, y - 1)
Sheet8.Cells(7, 13) = Cells(x + 1, y - 2)
Sheet8.Cells(8, 9) = Cells(x + 3, 2 + a)
Sheet8.Cells(8, 10) = Cells(x + 4, y + 1)
Sheet8.Cells(8, 11) = Cells(x + 4, y)
Sheet8.Cells(8, 12) = Cells(x + 4, y - 1)
Sheet8.Cells(8, 13) = Cells(x + 4, y - 2)

```



```
'Temperatrua
Sheet8.Cells(3, 10) = Cells(15, y + 1)
Sheet8.Cells(3, 11) = Cells(15, y)
Sheet8.Cells(3, 12) = Cells(15, y - 1)
Sheet8.Cells(3, 13) = Cells(15, y - 2)
```

```
GoTo end_of_for
```

```
End If
```

```
End If
```

```
Next x
```

```
Next y
```

```
end_of_for:
```

```
If Cargafrigorifica = 0 Then
```

```
Cells(4, 6) = 0
```

```
Cells(4, 8) = 0
```

```
End If
```

```
Debug.Print (Cargafrigorifica)
```

Código VBA para selección de Evaporador

```
Sub SeleccionarEvaporador()
```

```
Dim Cargafrigorifica, ReferenciaPerfil, CantidadDeEvaporadores,  
CapacidadUCCompAnterior, CapacidadEvapAnterior As Single
```

```
Cargafrigorifica = 0
```

```
ReferenciaPerfil = 0
```

```
CantidadDeEvaporadores = 1
```

```
CargaTermica = Cells(4, 3)
```

```
DeltaCatalogo = Cells(7, 3)
```

```
DeltaReal = DeltaCatalogo
```

```
CapacidadUCComp = Sheet6.Cells(4, 6) / 3.968
```

```
CapacidadUCCompAnterior = CapacidadUCComp
```

```
CapacidadEvapAnterior = 0
```

```
TempEvap = Cells(6, 3) - DeltaReal
```

```
TempCond = Sheet6.Cells(5, 3)
```

```
If CapacidadUCComp = 0 Then
```

```
Sheet7.Cells(4, 6) = 0
```

```
CargaTermica = 0
```

```
End If
```

```
Seleccion_Equipo1:
```

```
'Conocer si es de Alto Medio o Bajo Perfil
```

```
For i = 0 To 2
```



```

For j = 0 To 1
  If Cells(9, 3) = Sheet8.Cells(i + 3, j + 6) Then
    If j = 0 Then
      ReferenciaPerfil = 21 * i 'Va hacia modelos heatcraft en segunda columna
    ElseIf j = 1 Then
      ReferenciaPerfil = 21 * i + 21 * 2 'Va hacia modelos bohn en segunda
columna
    End If

    End If
  Next j
Next i

'Seleccionar Evaporador
For i = 1 To 3
  For x = 18 To 47 'Busqueda de Equipo
    For y = 3 + ReferenciaPerfil To 12 + ReferenciaPerfil 'Interpolación
columnas

      If TempEvap <= Cells(17, y) And TempEvap >= Cells(17, y + 1) Then
        Cargafrigorifica1 = ((Cells(x, y + 1) - Cells(x, y)) / (Cells(17, y + 1) -
Cells(17, y)) * (TempEvap - Cells(17, y)) + Cells(x, y))
        Cargafrigorifica1 = Cargafrigorifica1 * (DeltaReal / DeltaCatalogo)
      End If
      If Cargafrigorifica1 >= CargaTermica Then
        Cargafrigorifica = Cargafrigorifica1 * CantidadDeEvaporadores 'Carga
de Evaporador
        NombreEvaporador = Cells(x, 2 + ReferenciaPerfil)
        'Presentacion de Equipos Seleccionados

        Cells(4, 5) = (NombreEvaporador)
        Cells(4, 8) = (CantidadDeEvaporadores)
        'Pasando datos de interpolacion para balance
        Sheet8.Cells(10, 10) = Cells(17, y - 1)
        Sheet8.Cells(10, 11) = Cells(17, y)
        Sheet8.Cells(10, 12) = Cells(17, y + 1)
        Sheet8.Cells(10, 13) = Cells(17, y + 2)
        Sheet8.Cells(11, 10) = Cells(x, y - 1)
        Sheet8.Cells(11, 11) = Cells(x, y)
        Sheet8.Cells(11, 12) = Cells(x, y + 1)
        Sheet8.Cells(11, 13) = Cells(x, y + 2)

        GoTo end_of_for
      End If

    Next y
  Next x

'Seleccion de varios evaporadores
If Cargafrigorifica = 0 And CantidadDeEvaporadores < 3 Then
  CargaTermica = Cells(4, 3) / (i + 1)

```

```

        CantidadDeEvaporadores = CantidadDeEvaporadores + 1
        Cargafrigorifica1 = 0
    End If
Next i
end_of_for:

Debug.Print ("Capacidad de la UC: " & CapacidadUCComp)
Debug.Print ("Capacidad del Evaporador: " & Cargafrigorifica)
Debug.Print ("Capacidad de la UC Anterior: " & CapacidadUCCompAnterior)
Debug.Print ("Capacidad del EvaporadorAnterior: " & CapacidadEvapAnterior)

If Cargafrigorifica > (CapacidadUCComp) And DeltaReal < Sheet7.Cells(12, 3) And
Cargafrigorifica * 3.968 > Sheet3.Cells(2, 3) And CapacidadUCComp < (5 / 6) *
Cargafrigorifica And (CapacidadUCComp + CapacidadEvap) / 2 Then
    CapacidadUCCompAnterior = CapacidadUCComp
    CapacidadEvapAnterior = Cargafrigorifica
    DeltaReal = DeltaReal + 0.5
    Cargafrigorifica = 0
    Cargafrigorifica1 = 0
    TempEvap = Cells(6, 3) - DeltaReal
    TempEvapF = 9 * TempEvap / 5 + 32
    'Capacidad de UC nueva
    For y = 10 To 13 'Iteración columnas

        If TempEvapF <= Sheet8.Cells(3, y) And TempEvapF >= Sheet8.Cells(3, y +
1) Then

            'Sacar Valores de Capacidad Frigorifica
            ValorPorTSC1 = ((Sheet8.Cells(5, y) - Sheet8.Cells(4, y)) /
(Sheet8.Cells(5, 9) - Sheet8.Cells(4, 9))) * (TempCond - Sheet8.Cells(4, 9)) +
Sheet8.Cells(4, y)
            ValorPorTSC2 = ((Sheet8.Cells(5, y + 1) - Sheet8.Cells(4, y + 1)) /
(Sheet8.Cells(5, 9) - Sheet8.Cells(4, 9))) * (TempCond - Sheet8.Cells(4, 9)) +
Sheet8.Cells(4, y + 1)
            CapacidadUCComp = (ValorPorTSC2 - ValorPorTSC1) / (Sheet8.Cells(3,
y + 1) - Sheet8.Cells(3, y)) * (TempEvapF - Sheet8.Cells(3, y)) + ValorPorTSC1

            'Capacidad con Factores
            CapacidadUCComp = CapacidadUCComp * Sheet6.Cells(9, 3) *
Sheet6.Cells(10, 3) / 3.968

        End If

    Next y

    Debug.Print ("Nombre del Evaporador: " & NombreEvaporador)
    Debug.Print ("Cantidad de Evaporadores " & CantidadDeEvaporadores)
    Debug.Print ("-----")
    GoTo Seleccion_Equipo1

```

```

End If
Cargafrigorifica = Cargafrigorifica / (DeltaReal / DeltaCatalogo)
Cells(4, 6) = Cargafrigorifica
Debug.Print ("----- ")
Debug.Print ("Capacidad de la UC: " & CapacidadUCComp)
Debug.Print ("Capacidad del Evaporador: " & Cargafrigorifica)

```

```

End Sub

```

Código VBA para Balance de equipos (Determinación del DT_{real}):

```

Sub Balance()

```

```

If Sheet6.Cells(4, 6) = 0 Then
Sheet3.Cells(4, 9) = "No Hay Equipos Disponibles"
Sheet3.Cells(5, 9) = "No Hay Equipos Disponibles"
Else
DeltaTCatalogoF = Sheet6.Cells(7, 3)
DeltaTCatalogoC = Sheet7.Cells(7, 3)
TempCond = Sheet6.Cells(5, 3)
CantidadDeEvaporadores = Sheet7.Cells(4, 8)
DeltaTReal = 6
DeltaTmax = 12
DeltaTmin = 0

TempEvapF = Sheet6.Cells(6, 3) - DeltaTCatalogoF
TempEvapC = Sheet7.Cells(6, 3) - DeltaTCatalogoC

```

```

Balance_de_Equipo:

```

```

'Seleccionar Unidad Condensadora
For y = 10 To 13 'Iteración columnas

```

```

If TempEvapF <= Cells(3, y) And TempEvapF >= Cells(3, y + 1) Then

```

```

'Sacar Valores de Capacidad Frigorifica
ValorPorTSC1 = ((Cells(5, y) - Cells(4, y)) / (Cells(5, 9) - Cells(4, 9))) *
(TempCond - Cells(4, 9)) + Cells(4, y)
ValorPorTSC2 = ((Cells(5, y + 1) - Cells(4, y + 1)) / (Cells(5, 9) - Cells(4,
9))) * (TempCond - Cells(4, 9)) + Cells(4, y + 1)
Cargafrigorifica1 = (ValorPorTSC2 - ValorPorTSC1) / (Cells(3, y + 1) -
Cells(3, y)) * (TempEvapF - Cells(3, y)) + ValorPorTSC1
CapacidadUC = Cargafrigorifica1 'Carga de U.C
'Capacidad con Factores
CapacidadUC = CapacidadUC * Sheet6.Cells(9, 3) * Sheet6.Cells(10, 3)

```

```

'Sacar Valores de Potencia Consumida
PotenciaPorTSC1 = ((Cells(8, y) - Cells(7, y)) / (Cells(8, 9) - Cells(7, 9))) *
(TempCond - Cells(7, 9)) + Cells(7, y)
PotenciaPorTSC2 = ((Cells(8, y + 1) - Cells(7, y + 1)) / (Cells(8, 9) - Cells(7,
9))) * (TempCond - Cells(7, 9)) + Cells(7, y + 1)

```

```

        PotenciaConsumida1 = (PotenciaPorTSC2 - PotenciaPorTSC1) / (Cells(3,
y + 1) - Cells(3, y)) * (TempEvapF - Cells(3, y)) + PotenciaPorTSC1
        PotenciaConsumida = PotenciaConsumida1 'Potencia de U.C
    End If

    Next y
'evaporador
    For y = 10 To 13 'Iteración columnas
        If TempEvapC <= Cells(10, y) And TempEvapC >= Cells(10, y + 1) Then
            'Sacar Valores de Capacidad Frigorifica
            CapacidadEvap = (Cells(11, y + 1) - Cells(11, y)) / (Cells(10, y + 1) -
Cells(10, y)) * (TempEvapC - Cells(10, y)) + Cells(11, y)
            CapacidadEvap = CapacidadEvap * CantidadDeEvaporadores * 3.968 *
DeltaTReal / DeltaTCatalogoC
            CapacidadEvap = CapacidadEvap * Sheet7.Cells(10, 3)

            End If
        Next y

'Capacidad de evaporador Real con factores

        Debug.Print ("Capacidad UC: " & CapacidadUC)
        Debug.Print ("Capacidad Evaprodador: " & CapacidadEvap)
        Debug.Print ("Resta de la diferencia: " & (CapacidadUC - CapacidadEvap) *
(DeltaTReal / DeltaTCatalogoC))
        Debug.Print ("Error: " & Abs((CapacidadUC - CapacidadEvap) / ((CapacidadUC
+ CapacidadEvap) / 2)))

' Balance
    If (CapacidadUC - CapacidadEvap) > 0 And Abs((CapacidadUC -
CapacidadEvap) / ((CapacidadUC + CapacidadEvap * (DeltaTReal /
DeltaTCatalogoC)) / 2)) > 0.01 Then
        Hola = True
        Debug.Print ("Aumento Delta T")
        Debug.Print ("Delta T Real: " & DeltaTReal)
        DeltaTmin = DeltaTReal
        DeltaTReal = (DeltaTmin + DeltaTmax) / 2
        Sheet3.Cells(6, 7) = DeltaTReal
        TempEvapC = Sheet7.Cells(6, 3) - DeltaTReal
        TempEvapF = 9 * TempEvapC / 5 + 32
        Debug.Print ("Nuevo DT Real: " & DeltaTReal)
        Debug.Print ("")
        Debug.Print ("-----")
        Debug.Print ("")
        GoTo Balance_de_Equipo

        Elseif (CapacidadUC - CapacidadEvap) * (DeltaTReal / DeltaTCatalogoC) < 0
And Abs((CapacidadUC - CapacidadEvap) / ((CapacidadUC + CapacidadEvap) /
2)) > 0.01 Then

```

```

Hola = True
Debug.Print ("disminuye Delta T")
Debug.Print ("Delta T Real: " & DeltaTReal)
DeltaTmax = DeltaTReal
DeltaTReal = (DeltaTmin + DeltaTmax) / 2
TempEvapC = Sheet7.Cells(6, 3) - DeltaTReal
TempEvapF = 9 * TempEvapC / 5 + 32
Debug.Print ("Nuevo DT Real: " & DeltaTReal)
Debug.Print ("")
Debug.Print ("-----")
Debug.Print ("")
GoTo Balance_de_Equipo

```

End If

```

Sheet3.Cells(4, 9) = CapacidadUC
Sheet3.Cells(5, 9) = CapacidadEvap
Sheet3.Cells(6, 7) = DeltaTReal
Sheet3.Cells(7, 7) = Abs((CapacidadUC - CapacidadEvap) / ((CapacidadUC +
CapacidadEvap) / 2))
Sheet3.Cells(8, 7) = TempEvapC
Sheet3.Cells(9, 7) = PotenciaConsumida
End If
End Sub

```

APÉNDICE D

COMPRESORES Y CONDENSADORES SELECCIONADOS PARA LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CON RACK.

Tabla A.8: Compresores para cámaras de 15000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Capacidad [BTU/h]	Compresor 1	Compresor 2	Compresor 3
2	30790	ZF06K4E-TF5	ZS20KAE-TF5	ZF15K4E-TF5
3	47800	ZS20KAE-TF5	ZF15K4E-TF5	ZF25KAE-TF5
4	62500	Z13K4E-TF5	ZF13KVE-TF5	ZF24KVE-TWC
5	81400	ZF15K4E-TF5	ZF25KAE-TF5	ZF28KVE-TFC
6	93500	ZF13KVE-TF5	ZF24KAE-TWC	ZF28KVE-TWC
7	106300	ZF24K4E-TWC	ZF24KVE-TWC	ZF34K5E-TFC
8	122400	ZF25K4E-TF5	ZF25KVE-TF5	ZF41K5E-TFC
9	144200	ZF24KAE-TWC	ZF28KVE-TF5	ZF49K5E-TFC
10	156700	ZF24KVE-TWC	ZF33KVE-TWC	ZF54K5E-TFC

Tabla A.9: Compresores para cámaras de 25000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Capacidad [BTU/h]	Compresor 1	Compresor 2	Compresor 3	Compresor 4
2	53200	ZF11K4E-TF5	ZF15K4E-TF5	ZF28K4E-TFC	
3	81400	ZF15K4E-TF5	ZF25KAE-TF5	ZF28KVE-TFC	
4	100900	ZF13KVE-TF5	ZF24KVE-TWC	ZF34K5E-TFC	
5	132700	ZF28K4E-TFC	ZF28KVE-TFC	ZF41K5E-TFC	
6	156700	ZF24KVE-TWC	ZF33KVE-TWC	ZF54K5E-TFC	
7	178200	ZF25KVE-TF5	ZF41K5E-TFC	ZF54K5E-TFC	
8	202100	3DRHF46KL-TFC	4DJNF76KL-TSK	6DRXF11ML-TSK	
9	234500	3DA3F28KL-TFC	4DHNF63KL-TSK	4DJNF76KL-TSK	6DRXF11ML-TSK
10	250000	3DA3F28KL-TFC	4DHNF63KL-TSK	6DC3F9KL-TSK	6DRXF11ML-TSK

Tabla A.15: Condensadores para cámaras de 15000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	56330.9	BNH-S01-A007	4.347
3	86026.1	BNH-S01-A007	6.638
4	102669.8	BNH-S01-A007	7.922
5	137835.5	BNH-S01-A009	8.904
6	153413.7	BNH-S01-A009	9.910
7	174329.5	BNH-S02-A011	9.224
8	196840.3	BNH-S02-A015	7.701
9	232041.6	BNH-S02-A015	9.078
10	253032.5	BNH-S02-A015	9.900

Tabla A.16: Condensadores para cámaras de 25000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	96370.6	BNH-S01-A007	7.436
3	137835.5	BNH-S01-A009	8.904
4	158904.1	BNH-S02-A011	8.408
5	215085.6	BNH-S02-A015	8.415
6	253032.5	BNH-S02-A015	9.900
7	283159.8	BNH-S02-A017	9.420
8	356061.5	BNH-S03-A022	9.244
9	415502.8	BNH-S03-A026	9.160
10	443619.8	BNH-S03-A026	9.780

Tabla A.17: Condensadores para cámaras de 50000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	158904.1	BNH-S02-A011	8.408
3	253032.5	BNH-S02-A015	9.900
4	356061.5	BNH-S03-A022	9.244
5	443619.8	BNH-S03-A026	9.780
6	486410	BNH-S04-A029	9.482
7	556190	BNH-S04-A034	9.224
8	730310	BNH-S05-A044	9.414
9	832485	BNH-S06-A053	8.946
10	905307	BNH-S06-A053	9.728

Tabla A.18: Condensadores para cámaras de 75000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	253032.5	BNH-S02-A015	9.900
3	415502.8	BNH-S03-A026	9.160
4	486410	BNH-S04-A029	9.482
5	730310	BNH-S05-A044	9.414
6	832485	BNH-S06-A053	8.946
7	864283	BNH-S06-A053	9.287
8	1115927	BNH-D08-A068	9.239

Tabla A.19: Condensadores para cámaras de 100000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	356061.5	BNH-S03-A022	9.244
3	486410	BNH-S04-A029	9.482
4	730310	BNH-S05-A044	9.414
5	905307	BNH-S06-A053	9.728
6	1115927	BNH-D08-A068	9.239

Tabla A.20: Condensadores para cámaras de 125000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	443619.8	BNH-S03-A026	9.780
3	730310	BNH-S05-A044	9.414
4	905307	BNH-S06-A053	9.728

Tabla A.21: Condensadores para cámaras de 147000 [BTU/h] [Elab propia]

No	Calor rechazado [Btu/h]	Nombre del Equipo	DT [K]
2	486410	BNH-S04-A029	9.482
3	832485	BNH-S06-A053	8.946
4	1115927	BNH-D08-A068	9.239

APÉNDICE E

RESULTADOS DE ANÁLISIS ENERGÉTICO.

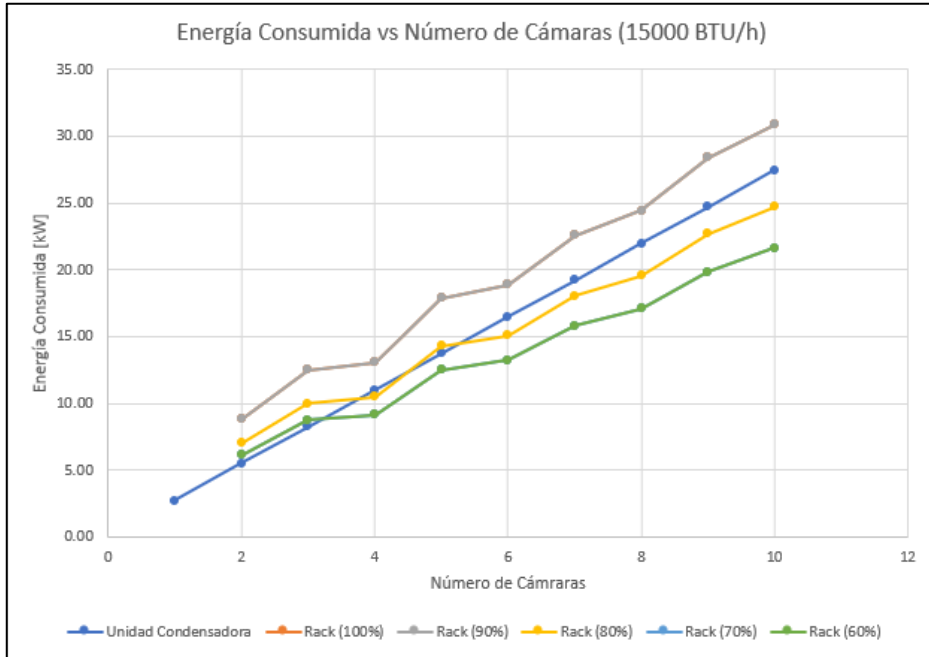


Figura A.4: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia]

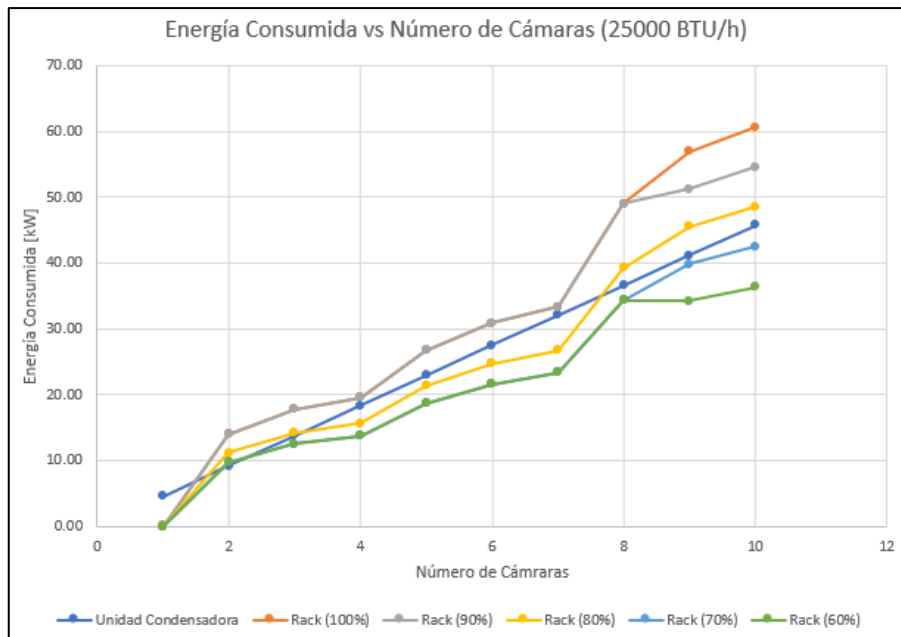


Figura A.5: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia]

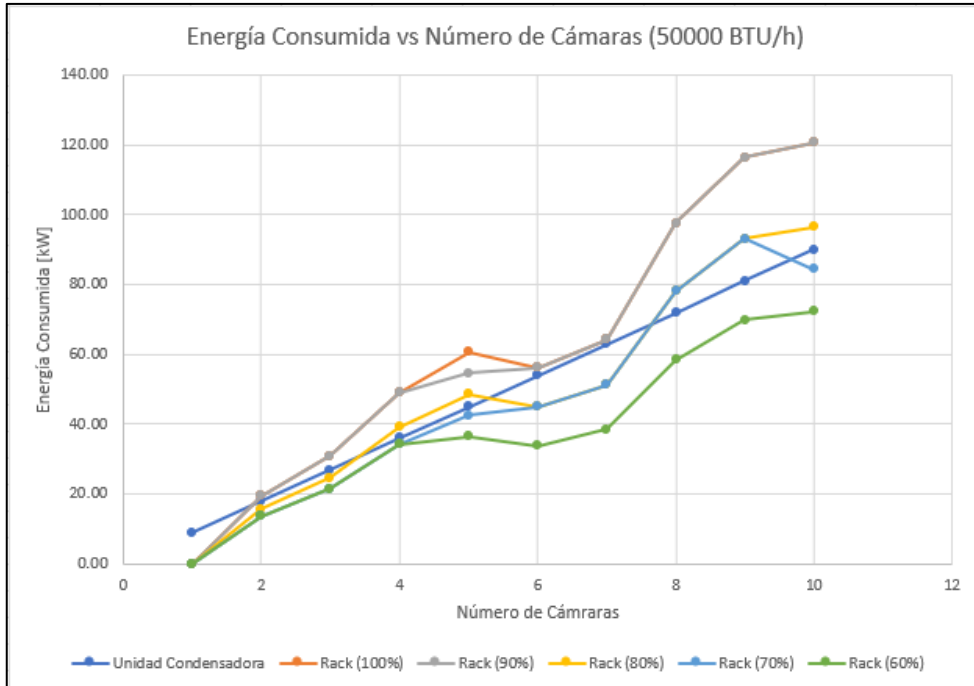


Figura A.6: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]

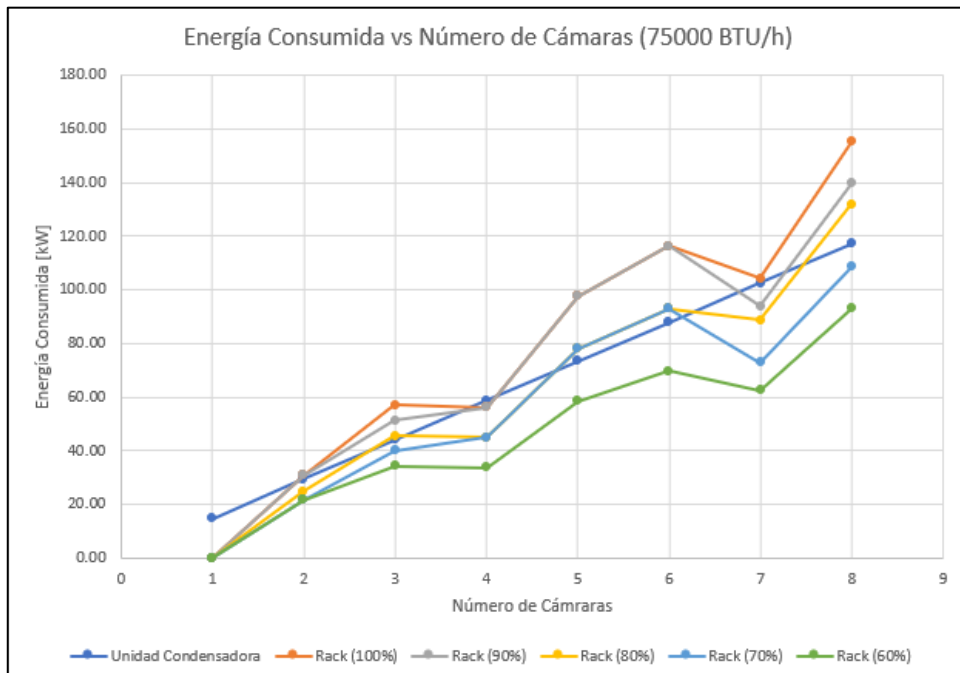


Figura A.7: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia]

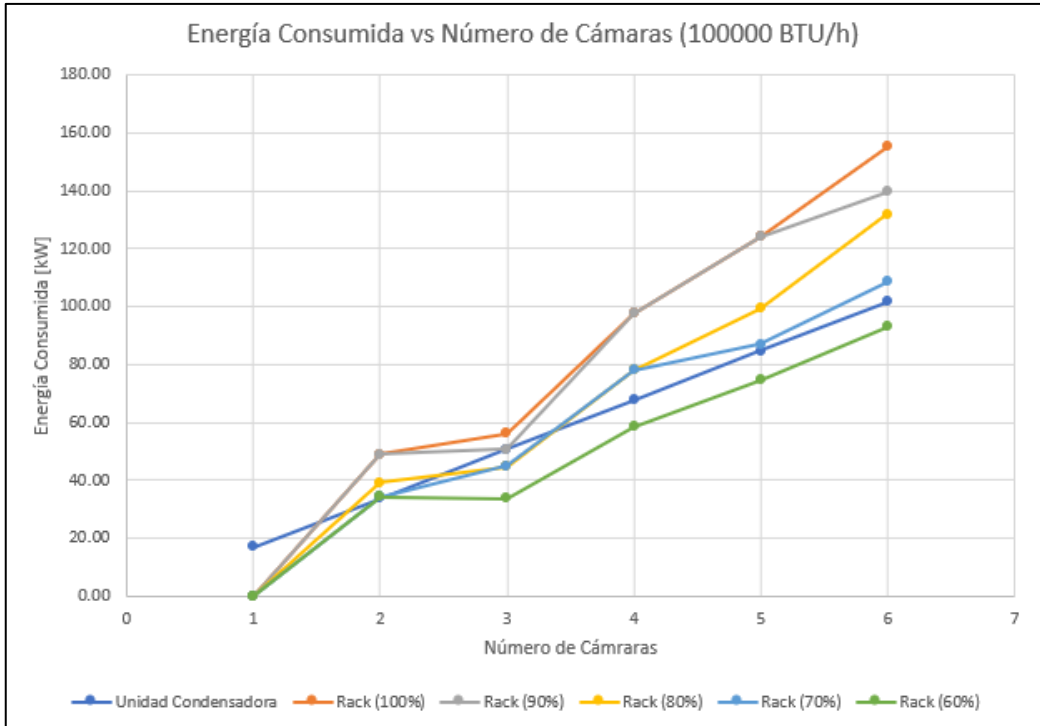


Figura A.8: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia]

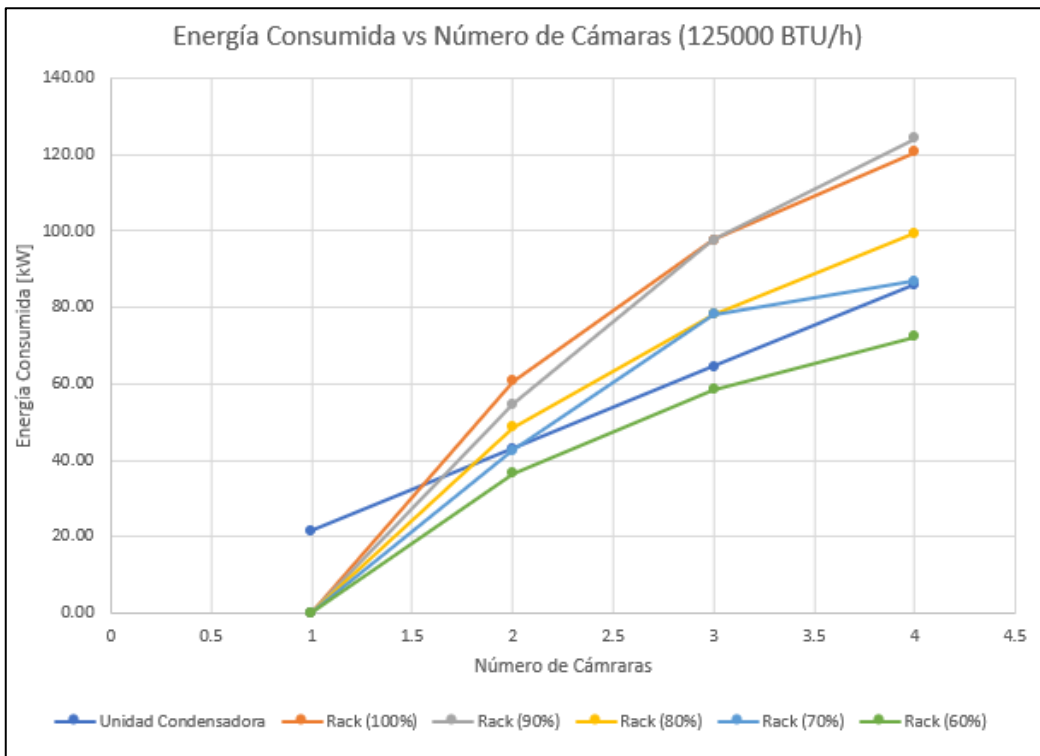


Figura A.9: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia]

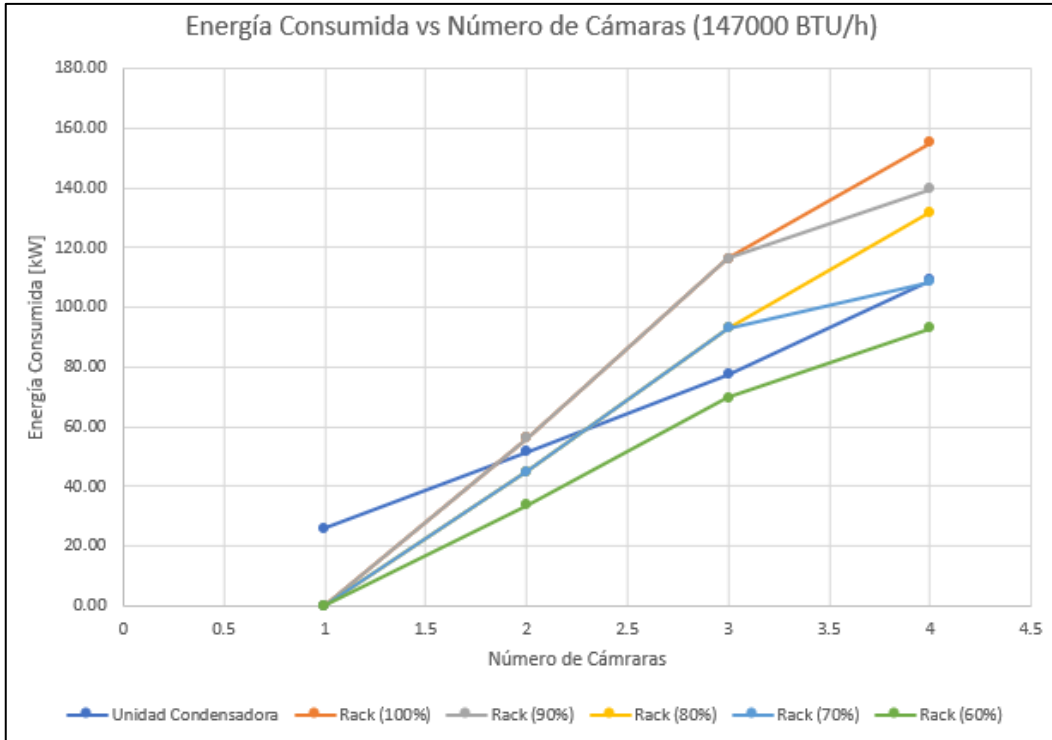


Figura A.10: Gráfico de consumo vs # de cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia]

APÉNDICE F

RESULTADOS DE ANÁLISIS EXERGÉTICO.

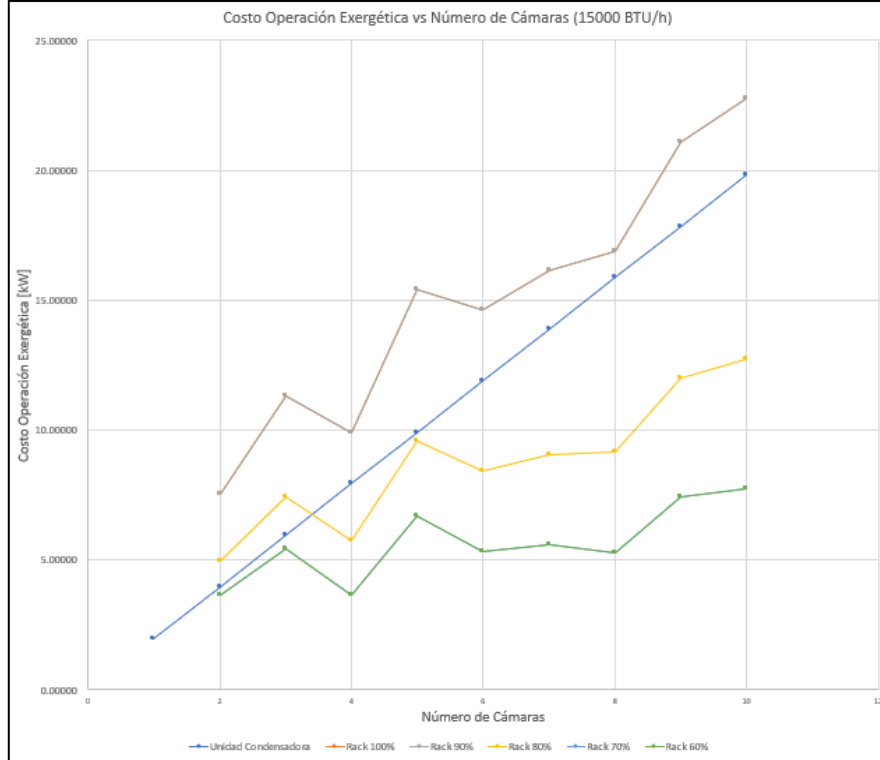


Figura A.11: CO para cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia]

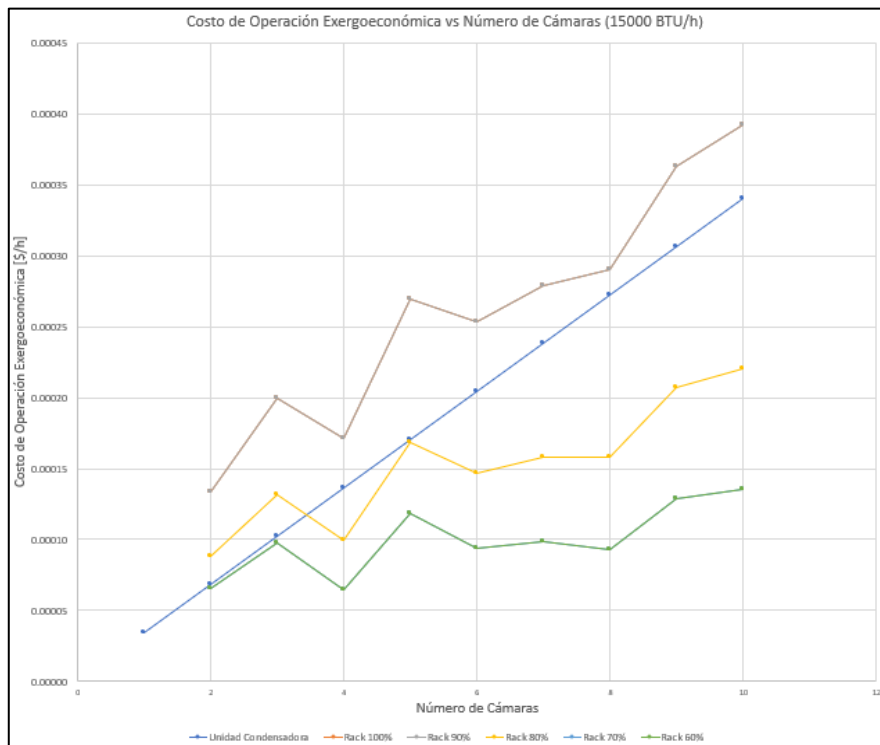


Figura A.12: COE para cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia]

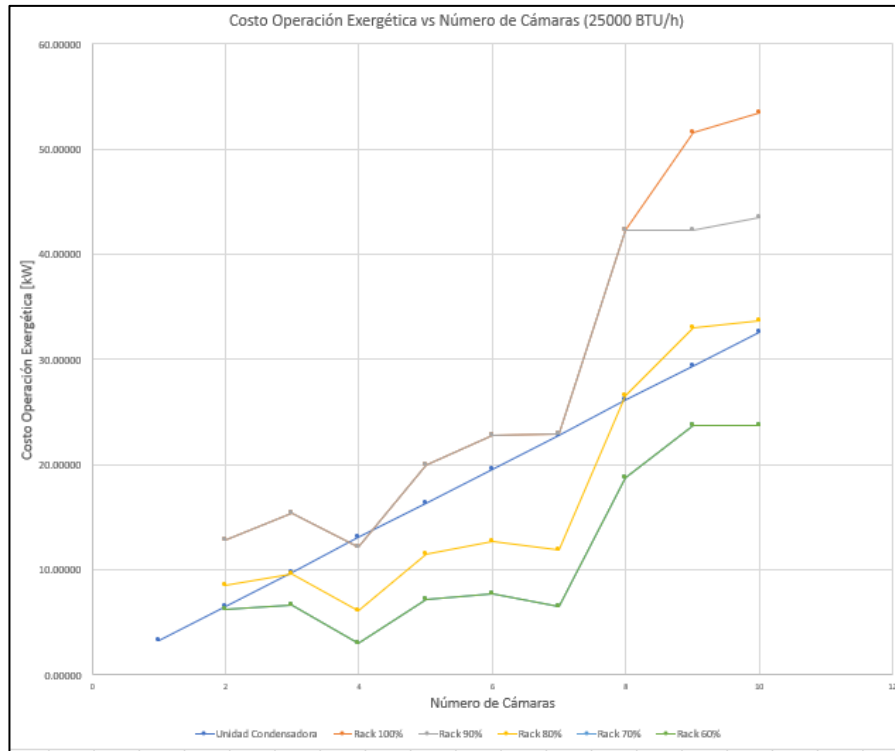


Figura A.13: CO para cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia]

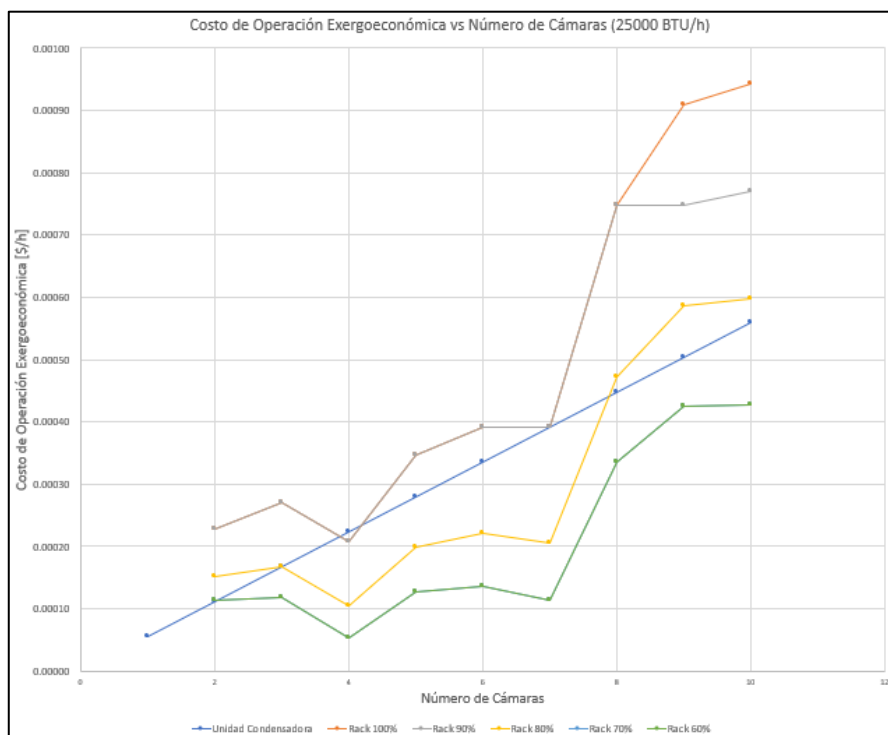


Figura A.14: COE para cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia]

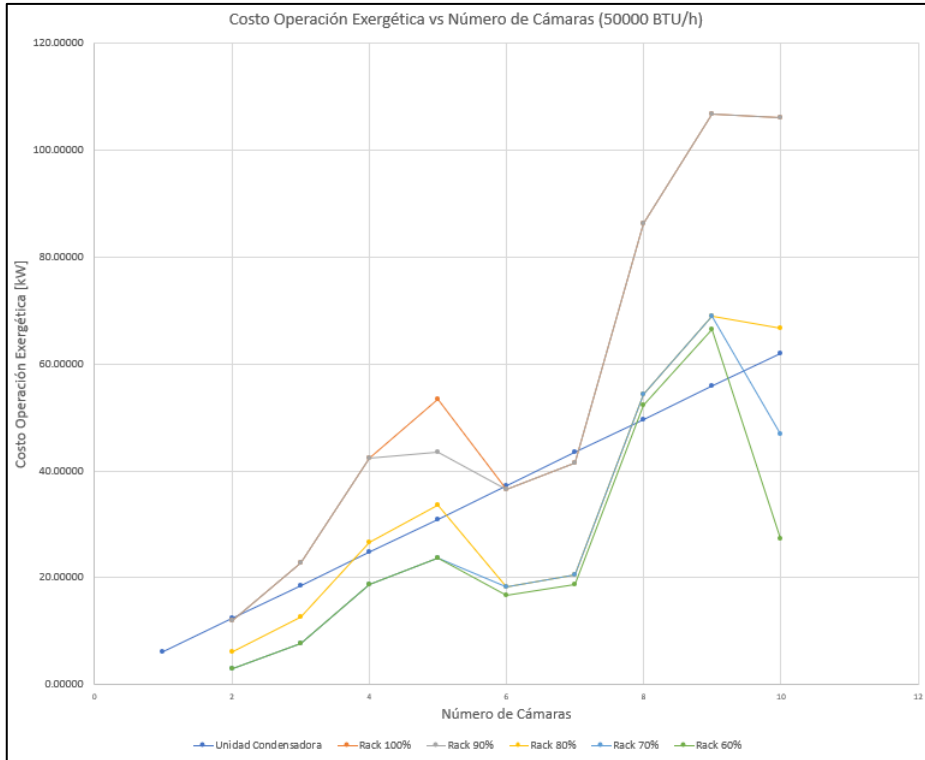


Figura A.15: CO para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]

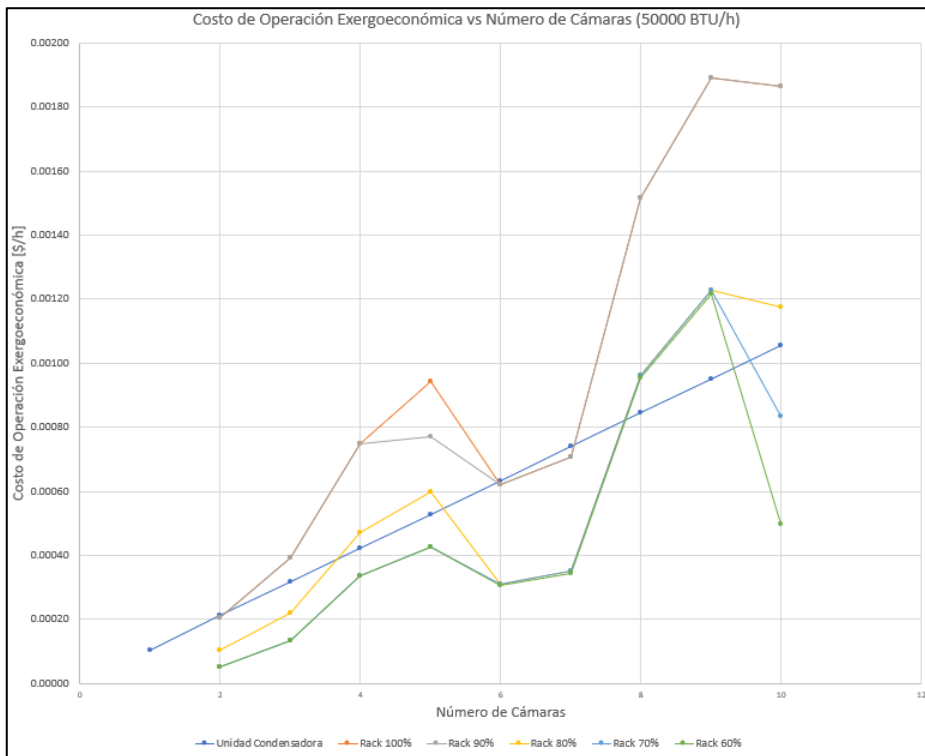


Figura A.16: COE para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]

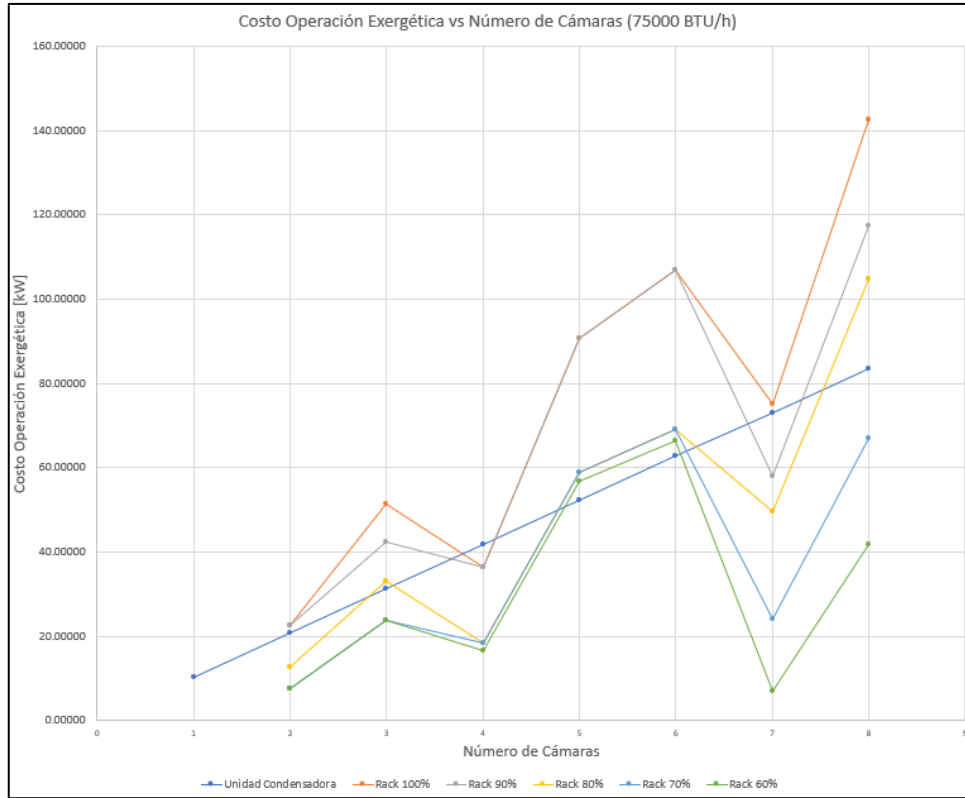


Figura A.17: CO para cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia]

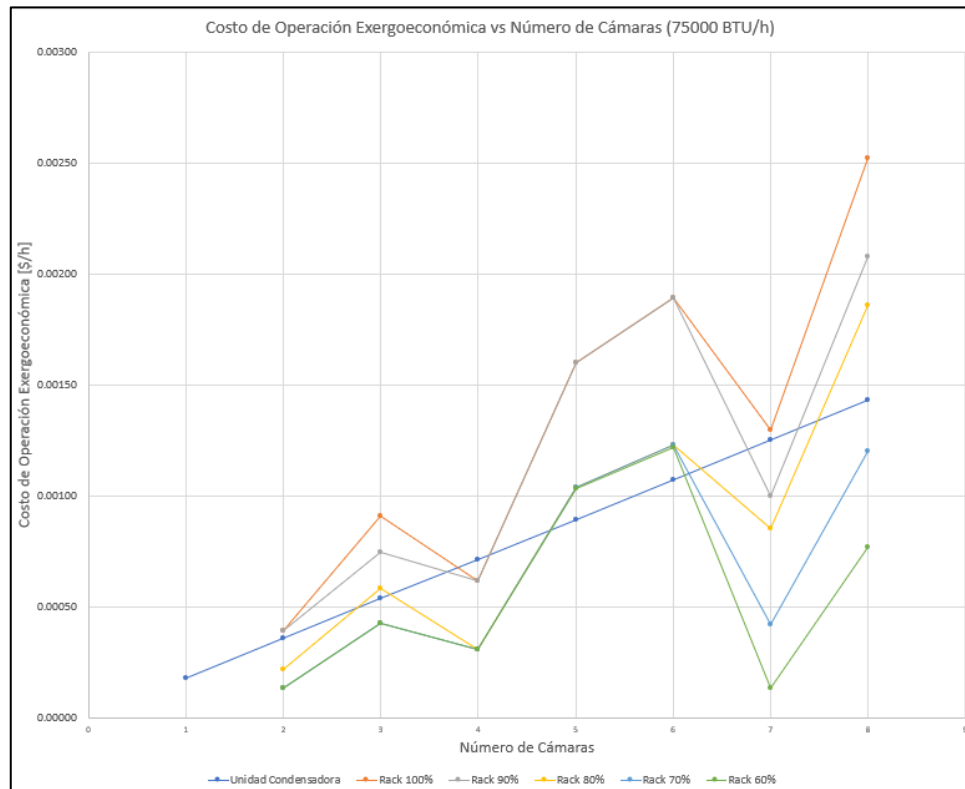


Figura A.18: COE para cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia]

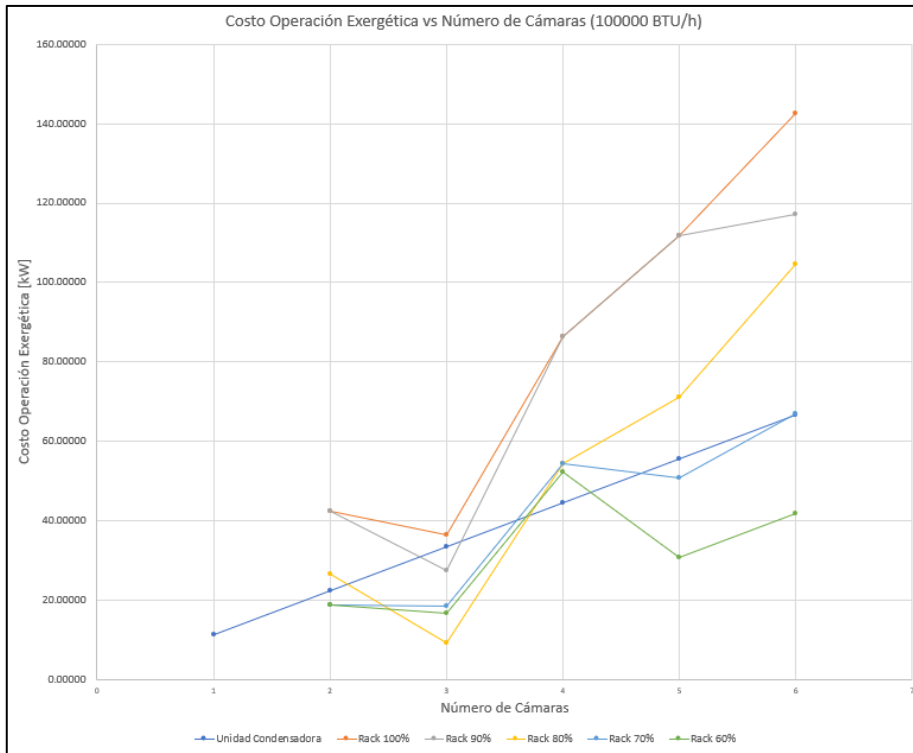


Figura A.19: CO para cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia]

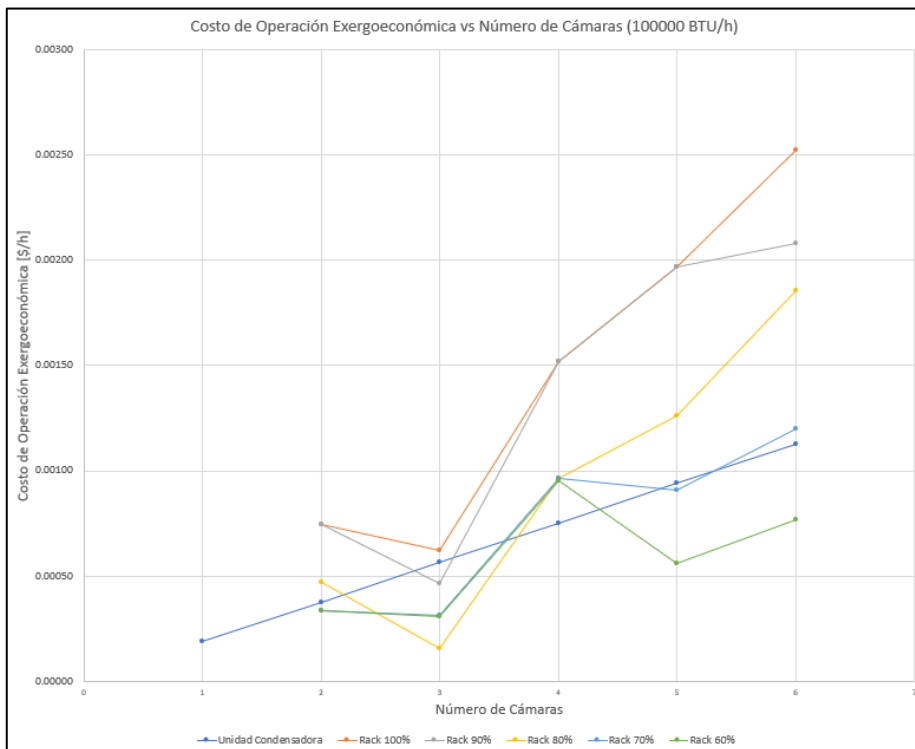


Figura A.20: COE para cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia]

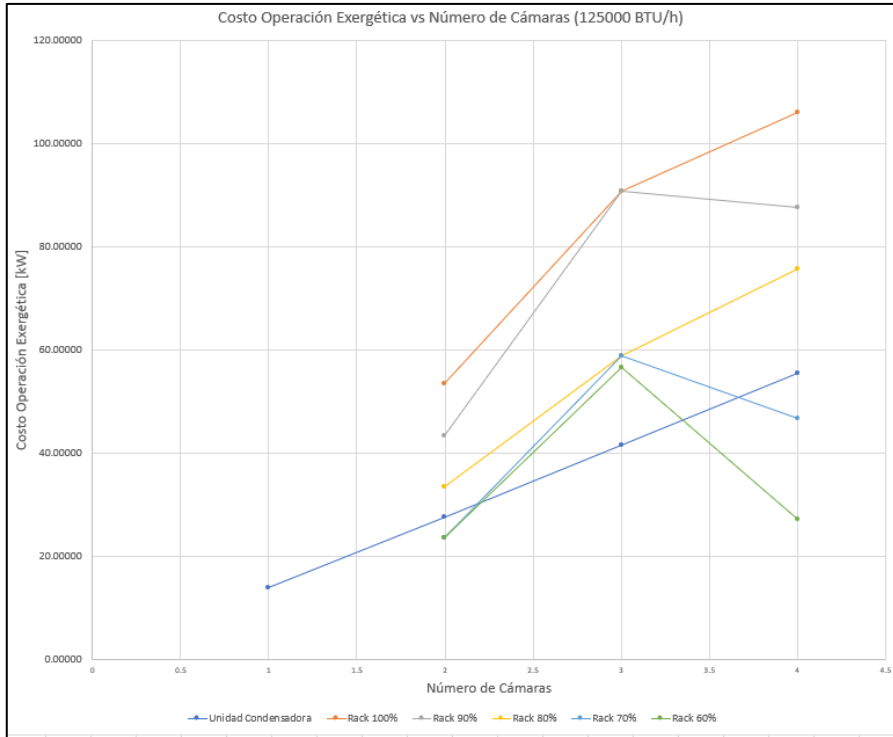


Figura A.21: CO para cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia]

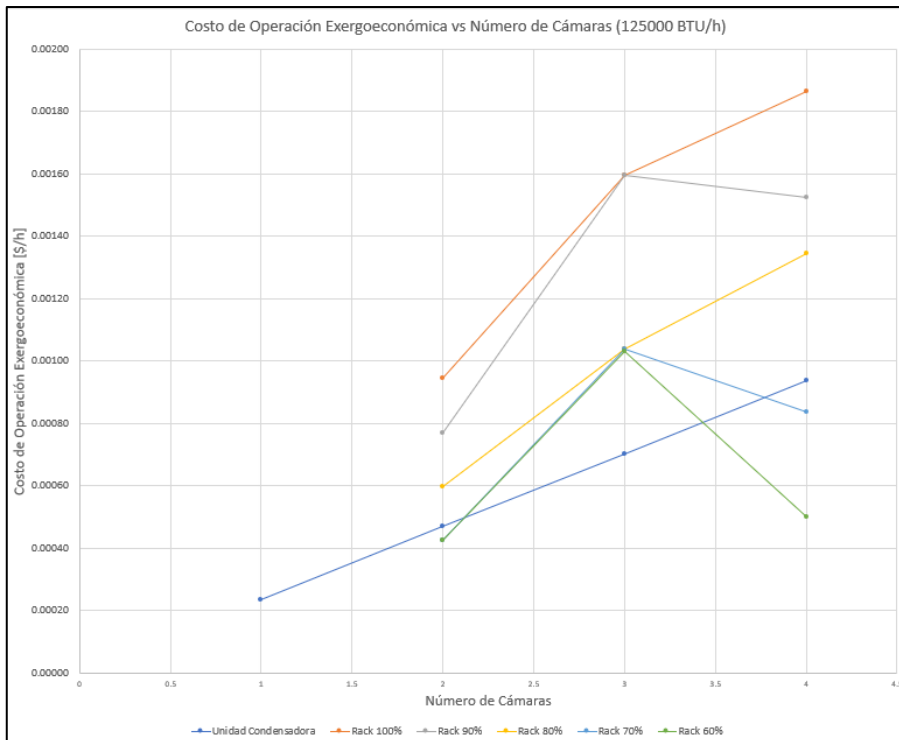


Figura A.22: COE para cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia]

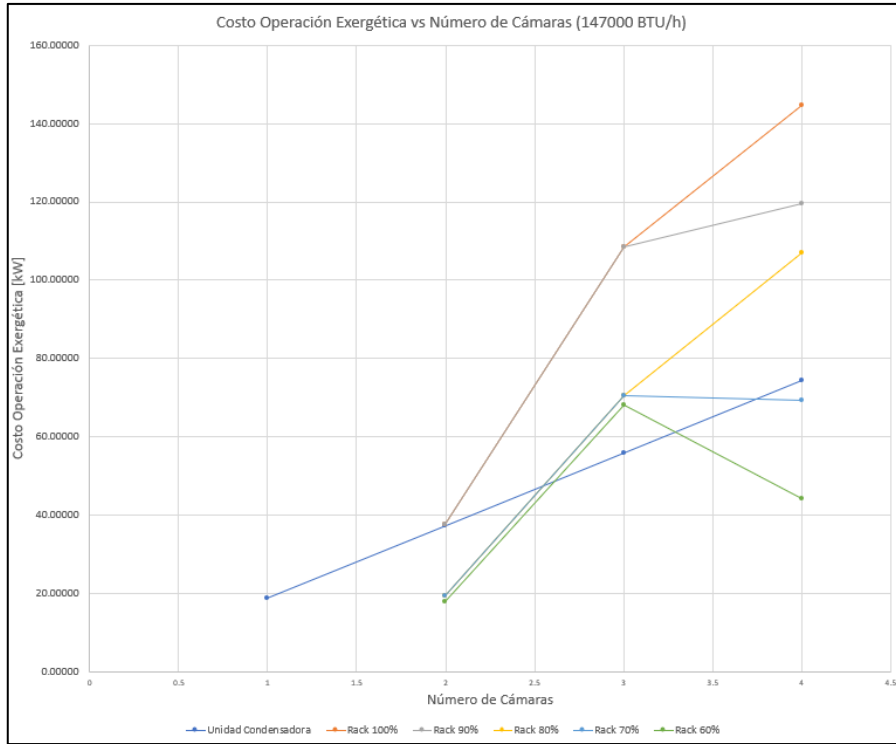


Figura A.23: CO para cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia]

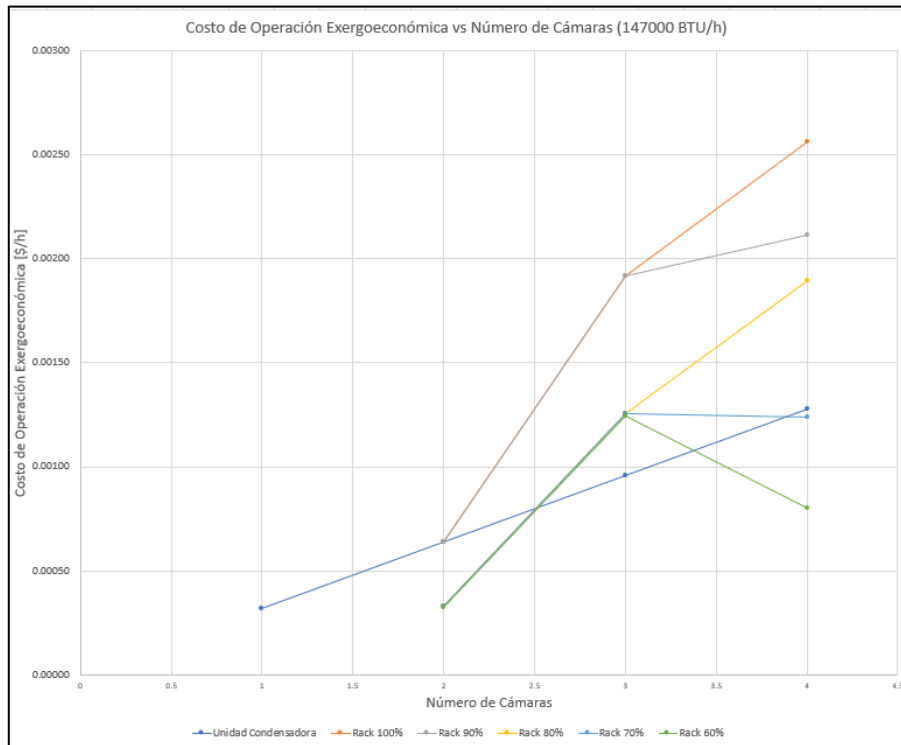


Figura A.24: COE para cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia]

APÉNDICE G

Resultados de análisis de costos.

G.1 Comparación de costos con para las diferentes cámaras con variaciones de carga térmica.

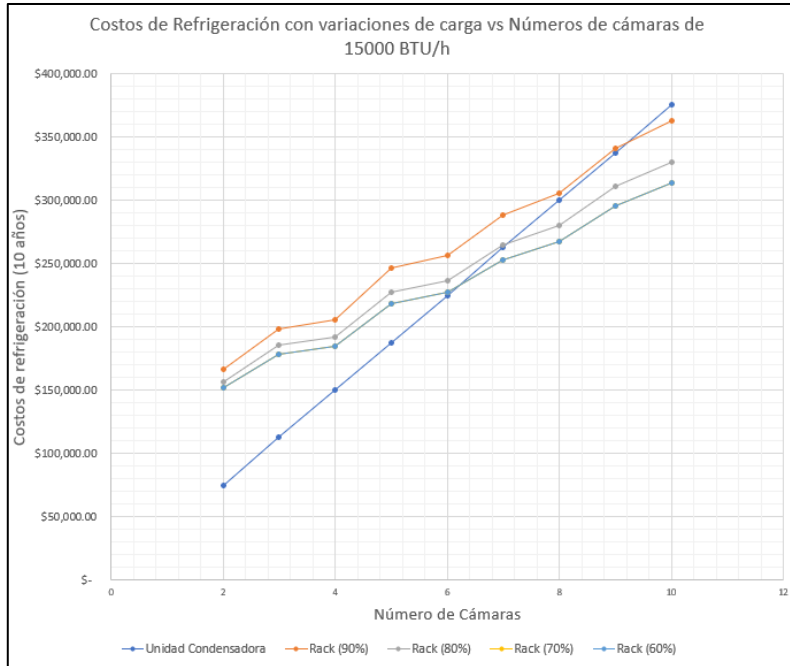


Figura A.25: Costos de refrigeración para cámaras de 15,000 [BTU/h] [Elab propia]

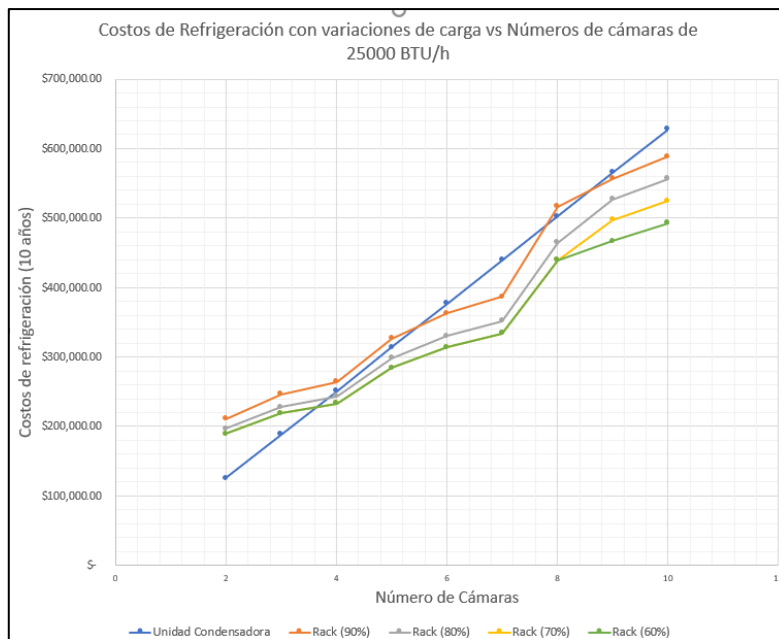


Figura A.26: Costos de refrigeración para cámaras de 25,000 [BTU/h] [Elab propia]

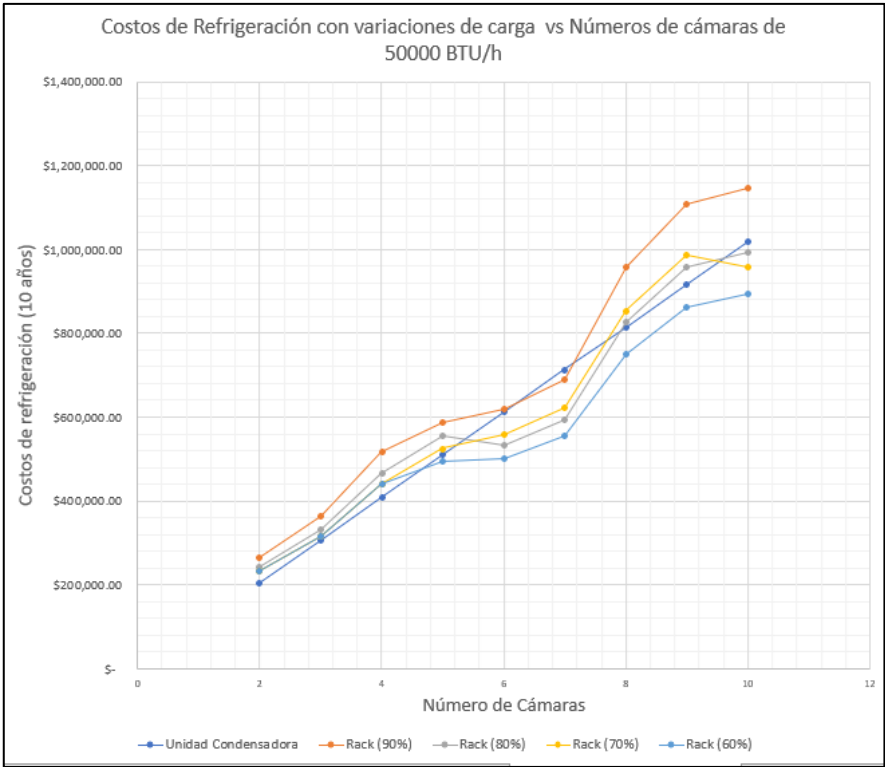


Figura A.27: Costos de refrigeración para cámaras de 50,000 [BTU/h] [Elab propia]

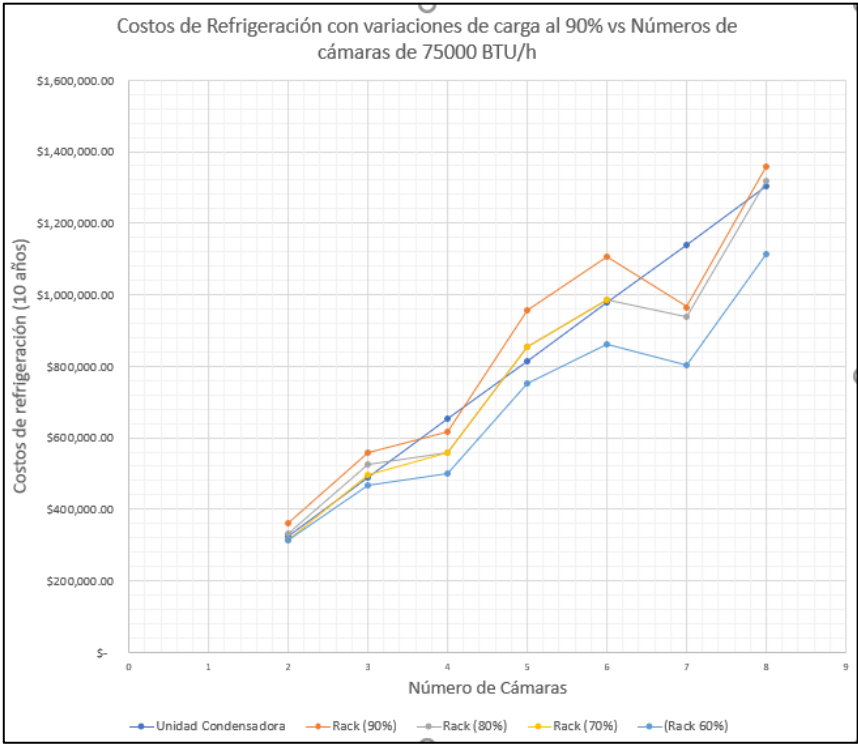


Figura A.28: Costos de refrigeración para cámaras de 75,000 [BTU/h] [Elab propia]

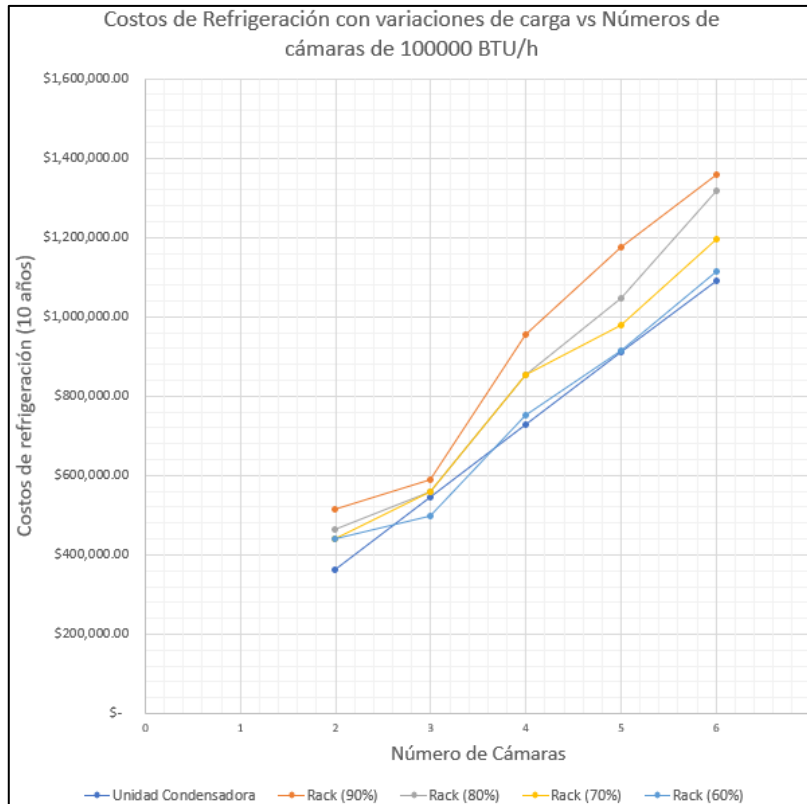


Figura A.29: Costos de refrigeración para cámaras de 100,000 [BTU/h] [Elab propia]

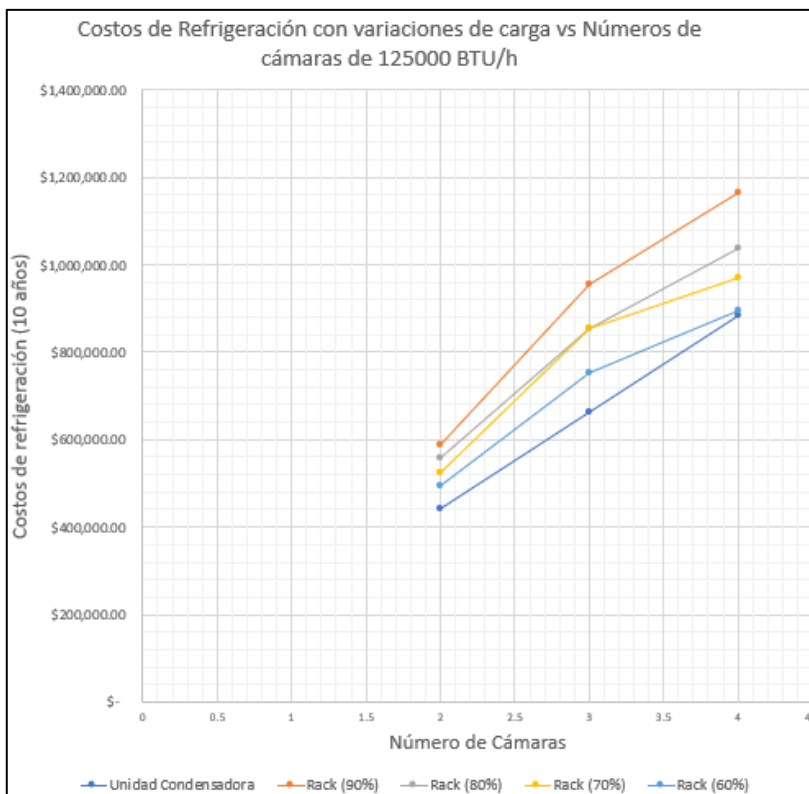


Figura A.30: Costos de refrigeración para cámaras de 125,000 [BTU/h] [Elab propia]

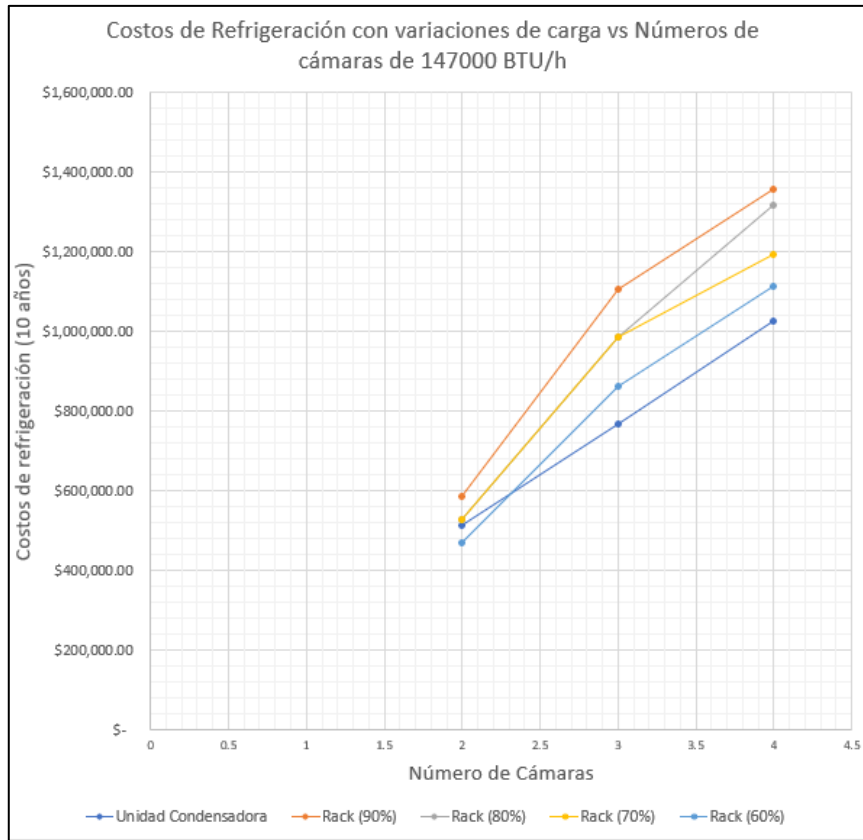


Figura A.31: Costos de refrigeración para cámaras de 147,000 [BTU/h] [Elab propia]

G.2 Diferencia de costos entre el uso de Racks y Unidades Condensadoras

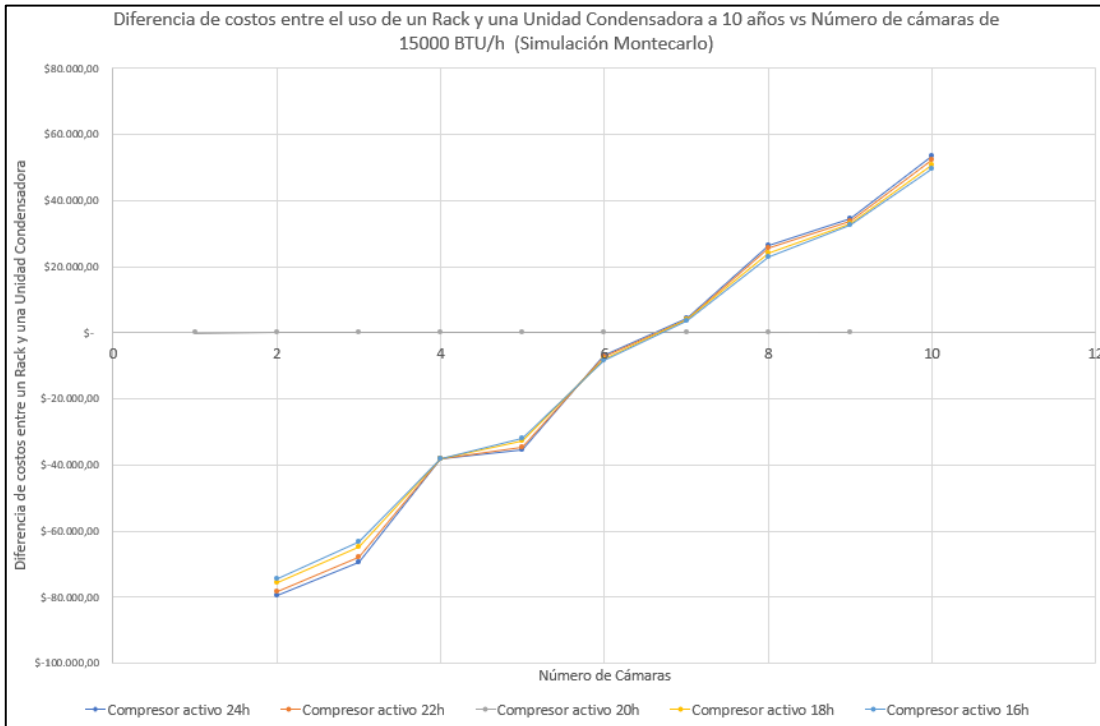


Figura A.32: Costos entre Racks y UC para cámaras de 15,000 [BTU/h][Elab propia]

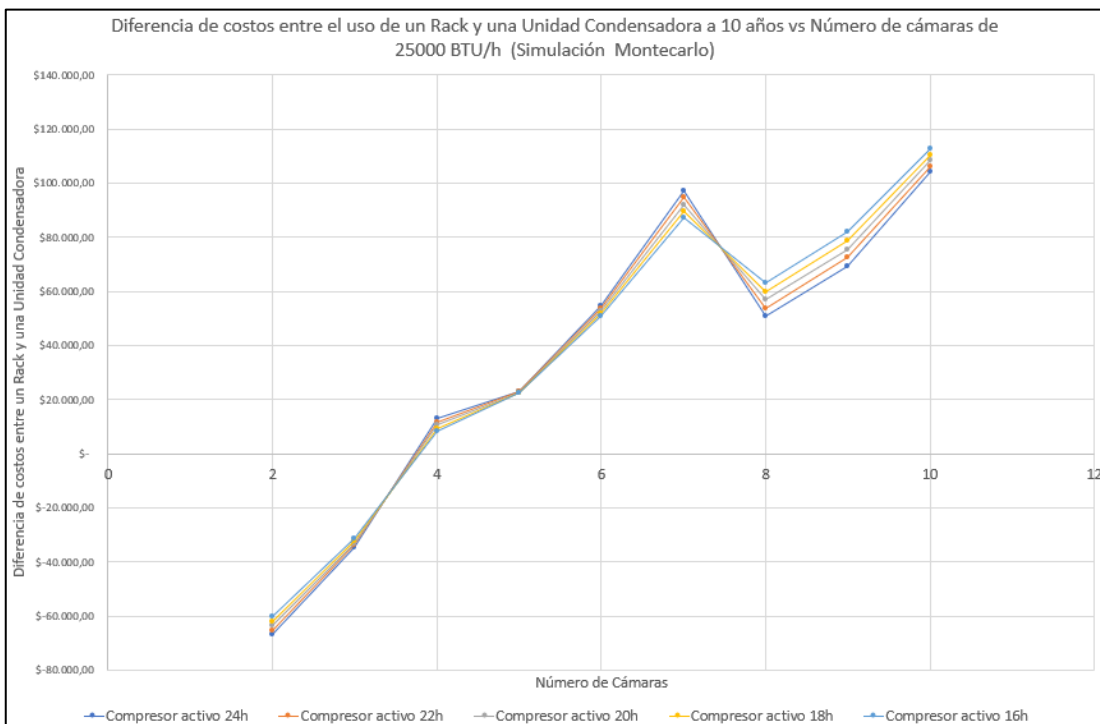


Figura A.33: Costos entre Racks y UC para cámaras de 25,000 [BTU/h][Elab propia]

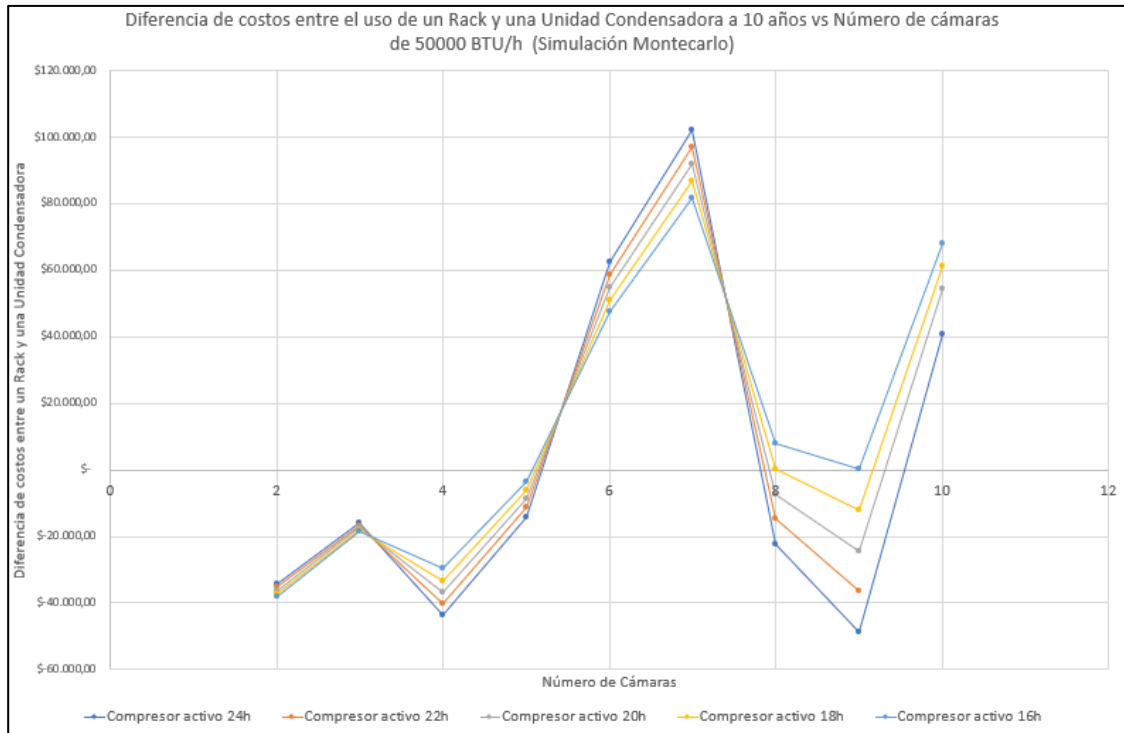


Figura A.34: Costos entre Racks y UC para cámaras de 50,000 [BTU/h][Elab propia]

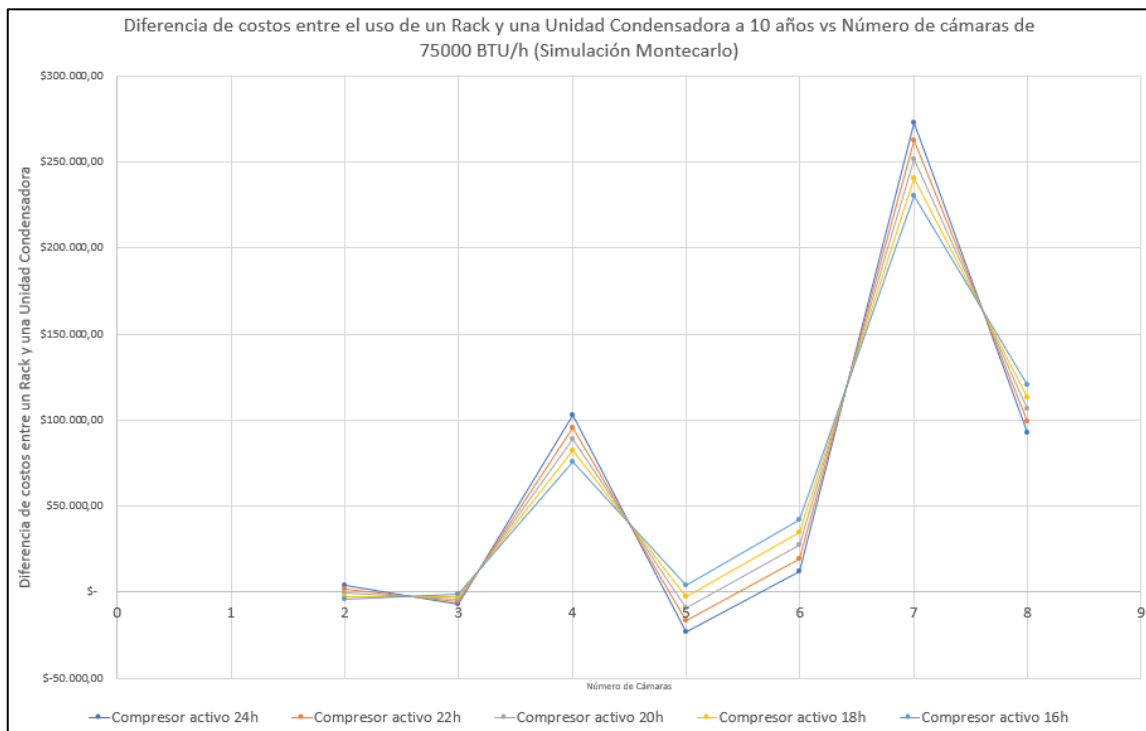


Figura A.35: Costos entre Racks y UC para cámaras de 75,000 [BTU/h][Elab propia]

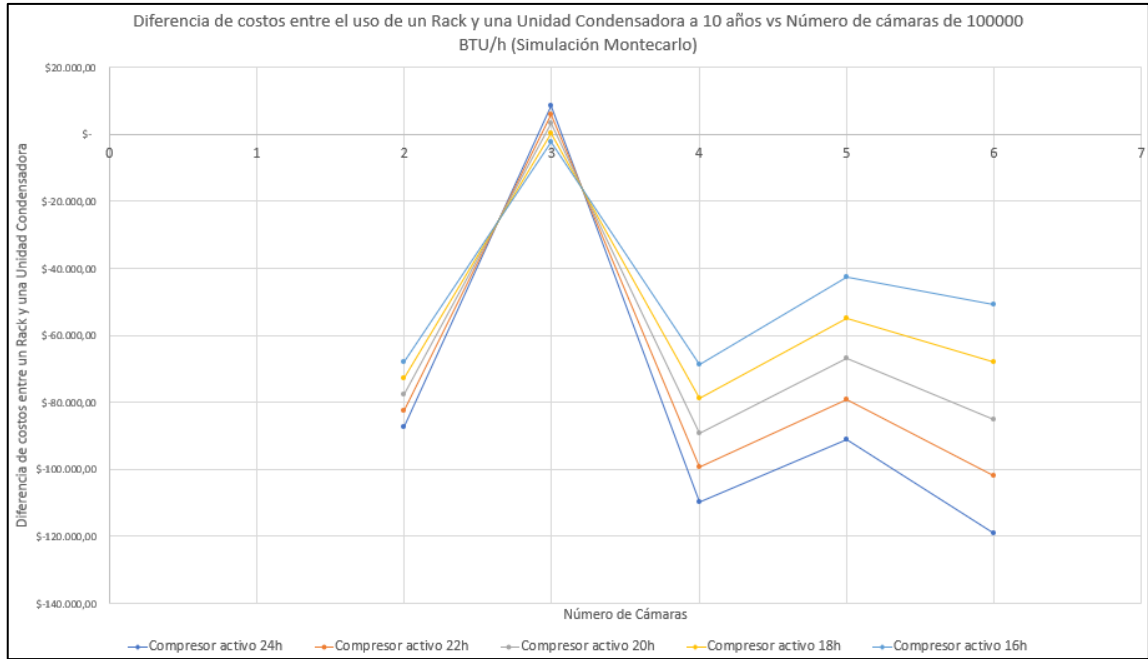


Figura A.36: Costos entre Racks y UC para cámaras de 100,000[BTU/h][Elab propia]

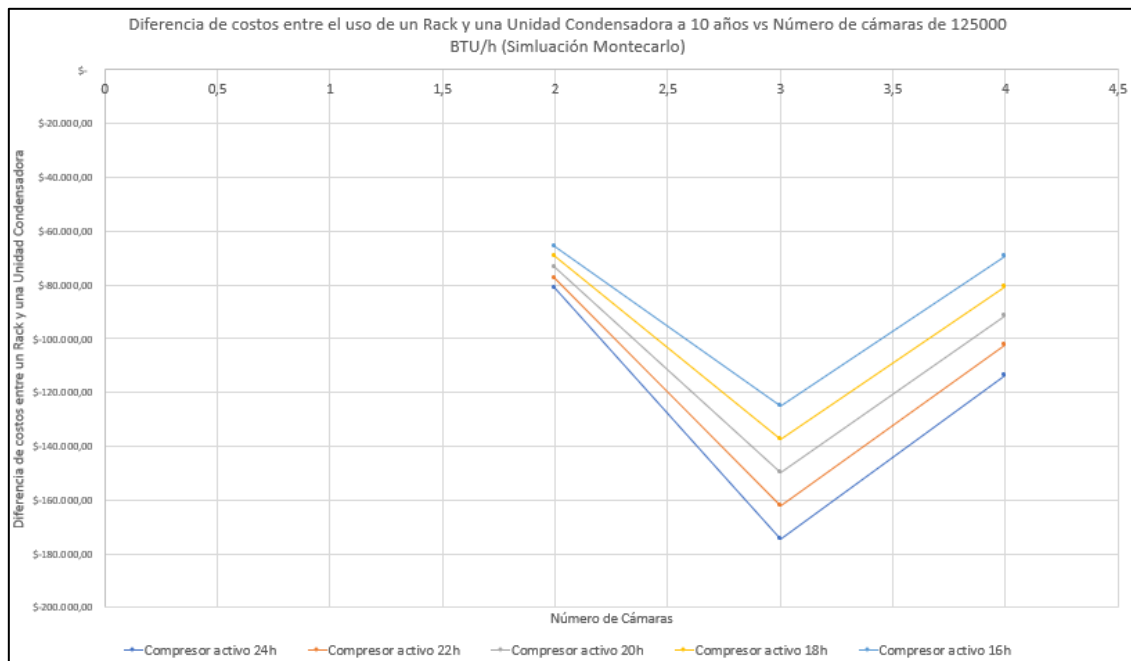


Figura A.37: Costos entre Racks y UC para cámaras de 125,000[BTU/h][Elab propia]

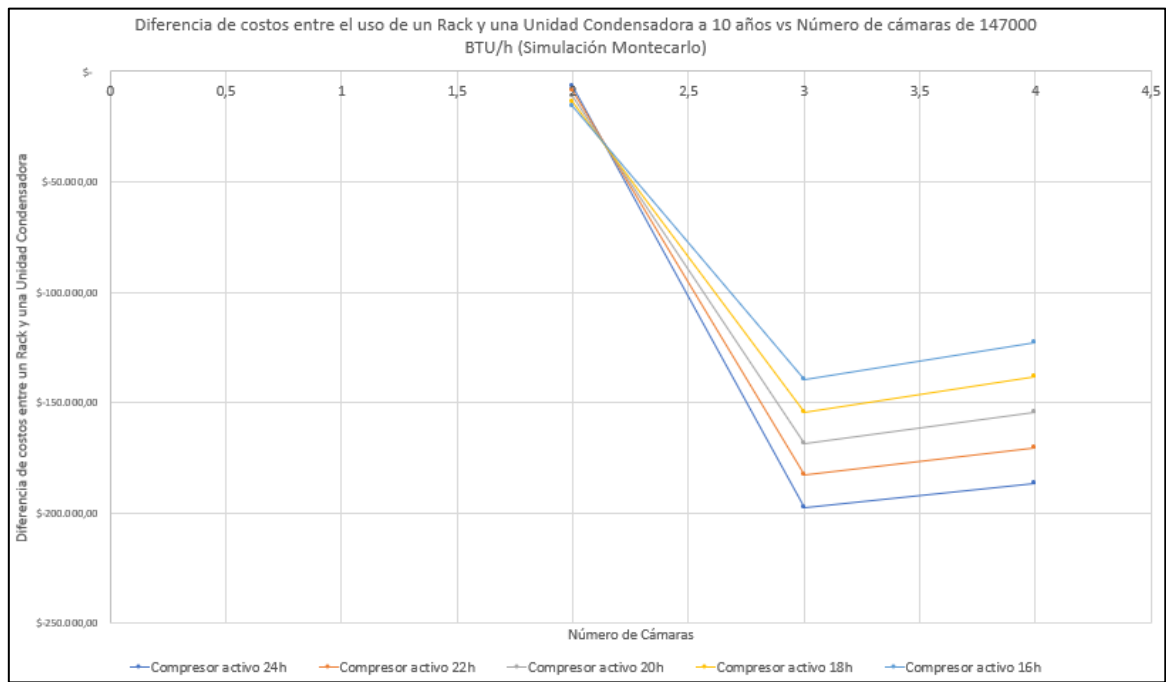


Figura A.38 : Costos entre Racks y UC para cámaras de 147,000[BTU/h][Elab propia]

APÉNDICE H

Resultados de Simulación Montecarlo.

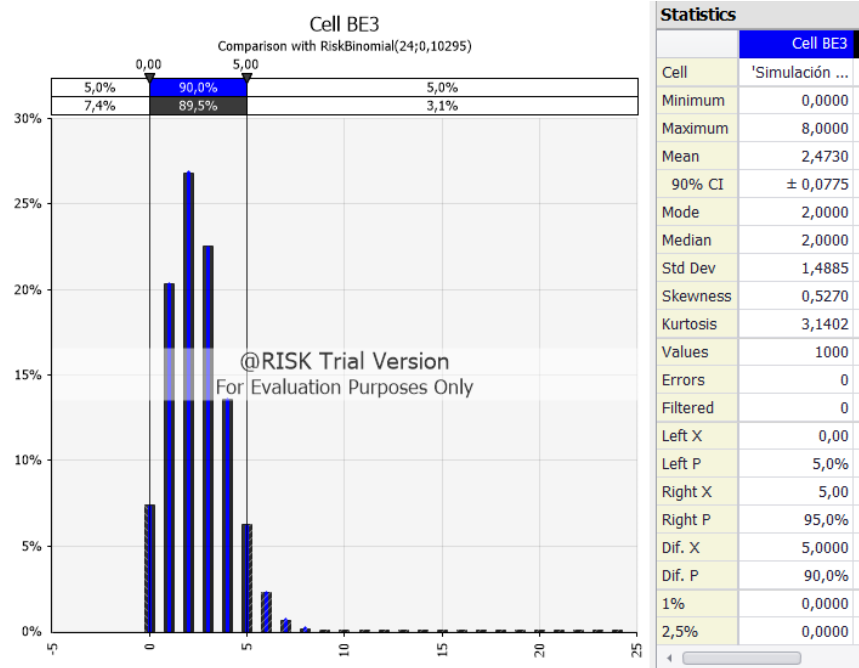


Figura A.39: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 60% [RISK]

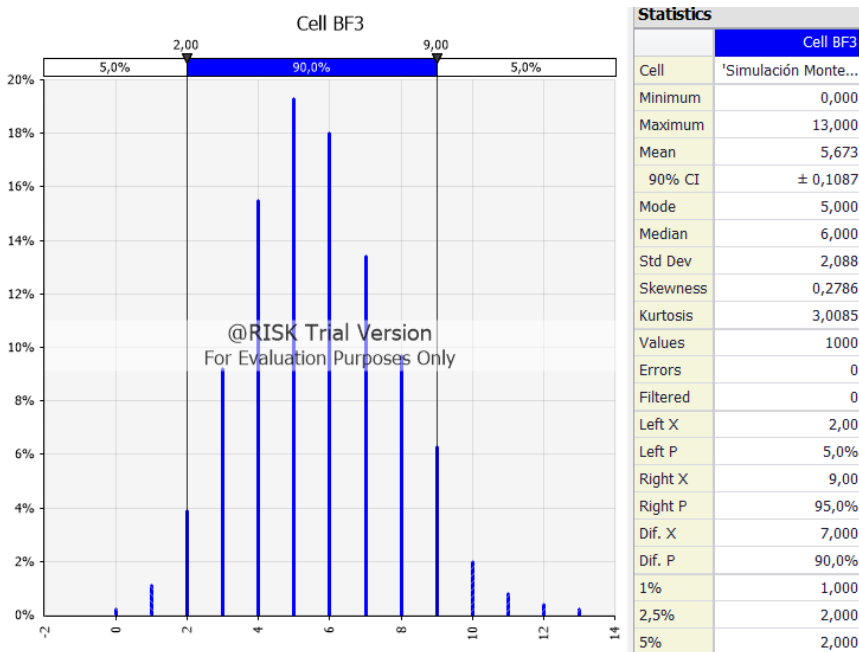


Figura A.40: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 70% [RISK]

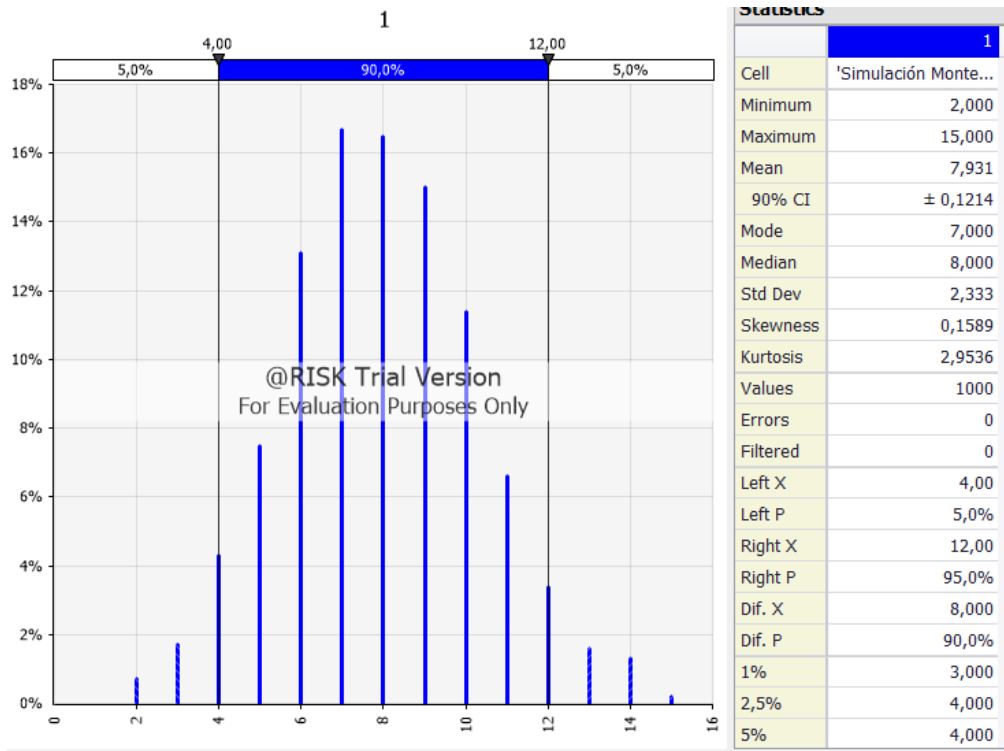


Figura A.41: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 80% [RISK]

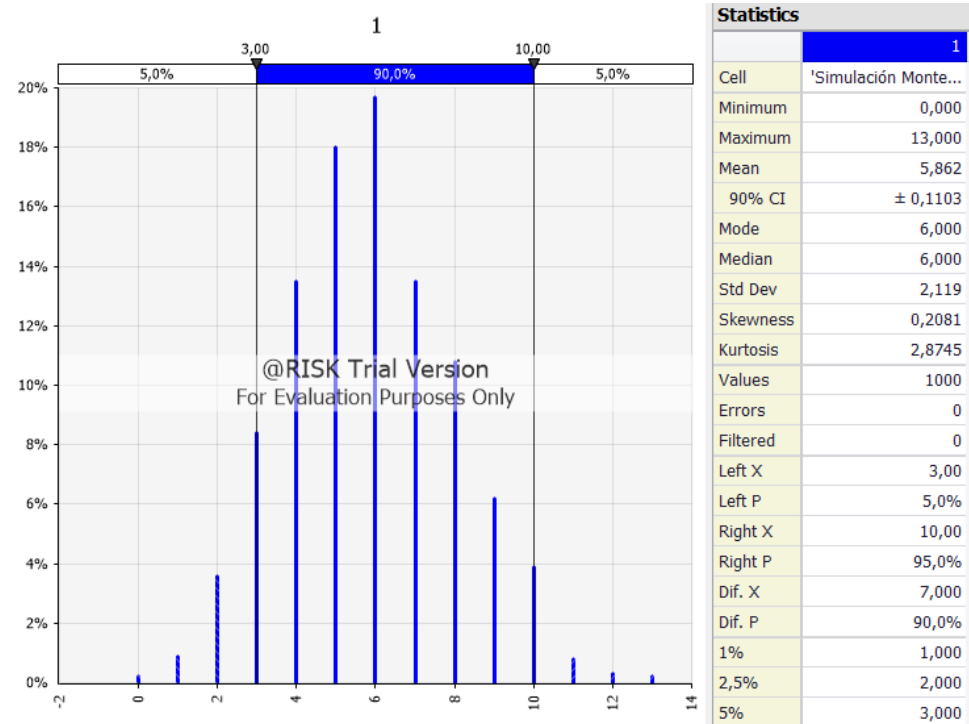


Figura A.42: Cantidad de horas del día en que la carga térmica baja al 90% [RISK]