

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA Y DESEMPEÑO EN CAVA DE CONSERVACIÓN

Alejandro Valencia Mejía

Ingeniería electromecánica

Asesor

M. Ing. Luis Fernando Cardona

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**2019**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

---

El presente trabajo estudia la eficiencia energética y desempeño en el funcionamiento de la cava de congelación de la empresa industrial de alimentos Flórez y cia, la cual contiene la unidad condensadora sometida a una alta temperatura del entorno. El sistema de refrigeración debe funcionar mucho más tiempo y trabajar al máximo para poder alcanzar la temperatura de conservación en la cámara de refrigeración para las carnes blancas y rojas; de no alcanzar esta temperatura, al producto se le puede desarrollar patógenos (microorganismos) provocando que la materia prima no sea apta para el consumo humano, además de ocasionar un alto consumo energético.

Este trabajo presenta un análisis sobre las variables que están afectando la eficiencia energética del sistema y cómo lograr el mejoramiento de ésta. En este estudio se miden diferentes variables del equipo y del entorno del lugar donde se encuentra ubicada la unidad condensadora de la cava de congelación, por medio de las fórmulas de balances de energía y exergía se analiza el sistema con el fin de obtener el coeficiente de desempeño.

Entre los principales resultados, inicialmente se comprobó con la prueba de hipótesis que el consumo del compresor varía dependiendo la hora. Por otra parte, se encuentra que el sistema está disipando calor en la etapa de compresión del gas, lo cual genera coeficientes de desempeño más altos que en el caso ideal (isentrópico), el cual es aprox. 2,4. Al realizar un análisis de los resultados obtenidos se identifica que la temperatura del lugar donde se encuentra la unidad condensadora del equipo, incide en la eficiencia del sistema, siendo más eficiente en horas de la mañana cuanto la temperatura es baja. Estos resultados pueden ser de gran utilidad para la empresa, ya que le permite disminuir sus gastos, tener una capacidad de competitividad, ofrecer un producto inocuo para el consumo humano mientras disminuye el impacto ambiental de la operación de la cava.

**Palabras claves:** eficiencia energética, coeficiente de desempeño, balance de energía y exergía.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RECONOCIMIENTOS

---

Mis más sinceros agradecimientos, en primera instancia, a mi madre Olga, mi padre Carlos y mi familia Valencia Mejía por todo el acompañamiento y enseñanzas de vida, las cuales me hacen una persona íntegra para la sociedad.

A mi esposa Angee por su apoyo y sacrificio todo este proceso de mi vida.

Al grupo de docentes del programa ingeniería electromecánica de la facultad de ingenierías del ITM, quienes me cultivaron con sus conocimientos, y me brindaron todo el apoyo necesario en la elaboración de este trabajo de grado.

Y finalmente, y no menos importante, a mi asesor Luis Fernando Cardona por su excelente disposición y paciencia para la excelente asesoría prestada para la elaboración de presente trabajo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# ACRÓNIMOS

---

BBS línea de Evaporadores Blueline.

$COP_R$  Coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración.

$COP_{Rev}$  Coeficiente de Rendimiento u operación en enfriadores ideales (reversibles).

CFC Refrigerantes clorofluorocarbonados.

CFM Pie cúbico por minuto.

$CO_2$  Dióxido de carbono.

DML Referencia de filtro secador para líneas de líquido.

E Energía; si se designa con el punto encima se denomina potencia.

EER Índice de eficiencia energética en el ciclo de refrigeración.

EVX Electroválvula de Expansión motorizada Eléctrica.

EES Software académico especializado en la resolución de problemas de ingeniería, en especial para el uso de máquinas térmicas y Termodinámica.

g Gravedad.

GWP Potencial de calentamiento global.

h entalpía específica.

$H_0$  Hipotesis nula.

$H_A$  Hipotesis alternativa.

HP Alta presión.

HCFC Refrigerantes Hidroclorofluorocarbonados.

HFC Mezcla Hidrógeno, Flúor, Carbono.

HACCP Proceso sistemático preventivo para garantizar la inocuidad alimentaria, de forma lógica y objetiva.

ISO Organización Internacional para la Estandarización.

LP Baja presión.

$\dot{m}$  Flujo másico.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$\text{NH}_3$  Amoniaco.

NTC Norma técnica colombiana.

$\eta_c$  Eficiencia isentrópica del compresor.

$\eta_{II,ciclo}$  Eficiencia de segunda ley de la termodinámica para el ciclo de refrigeración.

OHSAS Serie de especificaciones y estándares sobre la salud y seguridad en el trabajo materializadas establecidas por la British Standards Institution (BSI).

ODP Potencial de agotamiento del ozono.

Q Calor; si se designa con el punto encima se denomina tasa de transferencia de calor.

$\dot{Q}_k$  El subíndice K se define como contador de fronteras.

SCADA Supervisión, Control y Adquisición de Datos.

S Entropía. Si se designa con un punto encima, se denomina tasa de entropía.

s Entropía específica (por unidad de masa).

$\dot{S}_{gen}$  Tasa de entropía generada en un sistema.

SI sistema internacional de unidades de medición.

$\text{SO}_2$  Dióxido de azufre.

SP Presión estática.

T Temperatura.

$T_0$  Temperatura del estado muerto (temperatura ambiente).

$T_H$  Temperatura ambiente.

$T_L$  Temperatura en cámara de refrigeración.

$\mu$  Medias

$\mu_D$  El subíndice D se refiere a diferencias.

V Velocidad.

W Trabajo; si se designa con el punto encima se denomina trabajo por unidad de tiempo (potencia).

X Exergía o disponibilidad (Tiene las mismas unidades de energía). Si se designa con el punto encima se denomina exergía por unidad de tiempo.

z Coordenada espacial.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN.....	13
1.1.	OBJETIVOS.....	14
1.1.1.	Objetivo General.....	14
1.1.2.	Objetivos específicos .....	14
2.	MARCO TEÓRICO.....	15
2.1.	INDUSTRIAL DE ALIMENTOS FLOREZ Y CIA S.A.S .....	15
2.2.	CICLO DE REFRIGERACION .....	16
2.2.1.	El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor .....	16
2.2.2.	El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	18
2.3.	PRINCIPALES PARTES QUE CONFORMAN UN CAVA DE CONSERVACION.....	20
2.3.1.	Compresor .....	20
2.3.2.	Condensador.....	22
2.3.3.	Recipiente de líquido .....	23
2.3.4.	Filtro Secador.....	24
2.3.5.	Visor de líquido y humedad .....	25
2.3.6.	Válvula Solenoide.....	27
2.3.7.	Válvula de expansión termostática.....	28
2.3.8.	Evaporador.....	29
2.3.9.	Presóstato .....	29
2.3.10.	Cámara de refrigeración .....	30
2.3.11.	Control de refrigeración .....	31
2.3.12.	Refrigerantes .....	32
2.4.	PRUEBA DE HIPÓTESIS CON PRUEBA DE MEDIA .....	34
2.4.1	Planteamiento de una hipótesis estadística.....	34
2.4.2	Estadístico de Prueba .....	35
2.4.3	Criterio de rechazo .....	36
2.4.4	Prueba de Media con variancia desconocida .....	36
2.5.	BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA PARA CICLO DE REFRIGERACIÓN .....	38

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.6.	ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA A SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN .....	43
3.	METODOLOGÍA .....	52
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	60
4.1	Resultados experimentales.....	60
4.2	Prueba de hipótesis .....	69
4.3	Resultados del sistema con compresión isentrópica.....	70
4.4	Resultados del sistema con compresión real .....	75
4.5	Propuesta de mejora .....	84
5.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO .....	90
	REFERENCIAS .....	92
	APÉNDICE.....	94

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Unidad condensadora.....	13
Figura 2. Logo de Industrial de Alimentos Florez y Cia S.A.....	15
Figura 3. Componentes del ciclo de refrigeración ideal. Izquierda: Diagrama de componentes del ciclo. Derecha: Diagrama T-s del ciclo .....	17
Figura 4. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	19
Figura 5. Partes que conforman la cava de conservación. ....	20
Figura 6. Compresor Tecumseh TFH2480Z .....	22
Figura 7. Condensador.....	23
Figura 8. Recipiente de líquidos.....	24
Figura 9. Filtro secador Danfoss DML.....	25
Figura 10. Visor de líquidos y humedad .....	26
Figura 11. Válvula solenoide Danfoss tipo BF220BS.....	27
Figura 12. Válvula de expansión termostática.....	28
Figura 13. Evaporador BBS. ....	29
Figura 14. Presóstato .....	30
Figura 15. Cámara de refrigeración. ....	31
Figura 16. Controlador TC-900E Power Full gauge .....	31
Figura 17. Clasificación de los refrigerantes .....	33
Figura 18. Refrigerante R404A.....	34
Figura 19. Regiones de aceptación o de rechazo. ....	36
Figura 20. Regiones de rechazo y aceptación de hipótesis. ....	37
Figura 21. Relación entre energía y exergía .....	40
Figura 22. Línea del sistema de refrigeración.....	44
Figura 23. Banco de prueba. ....	45
Figura 24. Esquema de un refrigerador con congelador superior.....	46
Figura 25. Esquema simple del sistema de compresión de vapor de una etapa. ....	47
Figura 26. Esquema de la planta de refrigeración experimental.....	48
Figura 27. Esquema del sistema de refrigeración.....	49
Figura 28. Ciclo de refrigeración.....	51
Figura 29. Manifold con manómetros Uniweld.....	53
Figura 30. Penta III Full Gauge.....	53
Figura 31. Pinza amperimétrica UNI-T.....	54
Figura 32. Higrómetro HTC-1.....	54
Figura 33. Termómetro digital Delta Track.....	55
Figura 34. Puntos de obtención de variables. ....	57
Figura 35. Propiedades del sistema en el EES considerando compresión isentrópica.....	71
Figura 36. Ecuaciones en EES considerando compresión isentrópica. ....	72
Figura 37. Solución del EES considerando compresión isentrópica. ....	73
Figura 38. Propiedades del sistema en el EES considerando compresión real. ....	76
Figura 39. Ecuaciones en EES considerando compresión real.....	77

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Figura 40. Solución del EES considerando compresión real. ....78

Figura 41. Ventilador de hélice axial.....85

Figura 42. Instalación del sistema de extracción .....86

Figura 43. Lugar donde se encuentra unidad condensadora. ....86

Figura 44. Área donde están ubicadas las unidades condensadoras. ....87

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Contenido de humedad en ppm para varios refrigerantes a varias temperaturas.....	26
Tabla 2. Lista de equipos de medición utilizados en el estudio. ....	56
Tabla 3. Hoja de cálculo para toma de mediciones. ....	57
Tabla 4. Datos tomados para la prueba de hipótesis.....	58
Tabla 5. Obtención de datos 29 de marzo del 2019. ....	61
Tabla 6. Obtención de datos 05 de abril del 2019. ....	62
Tabla 7. Obtención de datos 12 de abril del 2019. ....	63
Tabla 8. Resultado de tablas de prueba de hipótesis. ....	69
Tabla 9. Resultados para el día 5 de abril considerando compresión isentrópica.....	74
Tabla 10. Resultados para el viernes 29 de marzo.....	79
Tabla 11. Resultados para el viernes 5 de abril.....	80
Tabla 12. Resultados para el viernes 12 de Abril .....	81
Tabla 13. Resultados del 29 de marzo de 2019 sin despreciar calor disipado por el compresor. ....	83
Tabla 14. Puntos críticos para la distribución T de Student (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008). ....	94
Tabla 15. Cambios de aire sugeridos para una ventilación adecuada (Dayton, 2005) .....	95
Tabla 16. Referencias de ventiladores segun las CFMs (Dayton, 2005).....	95
Tabla 17. Guías de presión estática (Dayton, 2005).....	96

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## GRAFICAS

Grafica 1. Presión de succión vs Hora en el punto 1.....	64
Grafica 2. Presión de descarga vs Hora en el punto 2.....	65
Grafica 3. Presión en el condensador vs hora punto 3. ....	65
Grafica 4. Hora vs temperatura en línea de succión en el punto 1.....	66
Grafica 5. Hora vs temperatura de línea de descarga en el punto 2. ....	67
Grafica 6. Hora vs temperatura a la salida del condensador en el punto 3.....	67
Grafica 7. Temperatura ambiente vs Hora del lugar.....	68
Grafica 8. Hora vs consumo de compresor en Amperios.....	68

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

El centro de producción sur de la empresa industrial de alimentos Flórez y cia. Ubicada en la dirección carrera 50 ff N° 8 sur- 97 sector Aguacatala – Medellín - Colombia, presta el servicio de alimentación industrial. Dentro de sus equipos, cuenta con una cava de congelación para conservar carnes rojas y carnes blancas con una temperatura ideal de -18°C.

La unidad condensadora de este equipo está ubicada en una azotea, tal como se muestra en la Figura 1; en este lugar se encuentran también el ducto de la campana extractor del área de cocción y 8 unidades condensadoras (4 unidades condensadoras de aire acondicionado, 3 de cavas y 1 de abatidor). Estos equipos disipan calor a una temperatura ambiente muy alta, hasta de 50°C medidos con termómetro digital. A una altura de 3 m se tiene un techo de material de Eternit; el cual absorbe calor de los rayos solares; adicionalmente el lugar no cuenta con recirculación de aire o extractores.



Figura 1. Unidad condensadora.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Según las condiciones a las cuales se encuentra sometida la unidad condensadora de la cava de congelación, puede presentar altos consumos de energía y deficiencia en el desempeño, ya que el refrigerante internamente debe llegar a temperaturas bajo cero para mantener los productos en óptimas condiciones para el consumo humano.

Mediante el uso de las fórmulas establecidas para el análisis de los sistemas de refrigeración se pretende resolver la siguiente pregunta: ¿cuál es el consumo energético y desempeño en cava de congelación y como se puede mejorar este desempeño?

## **1.1. OBJETIVOS**

### **1.1.1. Objetivo General**

Determinar el coeficiente de desempeño y eficiencia de la segunda ley de la termodinámica de la unidad condensadora de la cava de congelación de la empresa industrial de alimentos Flórez y cia S.A.S.; con el fin de proponer mejoras en el desempeño del equipo para conservar los productos.

### **1.1.2. Objetivos específicos**

- Medir y analizar las variables del sistema de conservación actual y su entorno en la compañía.
- Estimar el coeficiente de desempeño del equipo a través del balance de energía y exergía para el ciclo de refrigeración.
- Proponer mejoras para aumentar la eficiencia energética y el desempeño del equipo en un 5%.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2.MARCO TEÓRICO

---

### 2.1. INDUSTRIAL DE ALIMENTOS FLOREZ Y CIA S.A.S

Es una empresa contratista privada, productora de bienes y servicios de la línea de alimentación a nivel industrial. La organización tiene una trayectoria en el mercado desde abril de 1974 donde nace una idea y se constituye SIERRAFLORES contratista de restaurantes industriales, en 1986 se realiza un cambio de razón social a INDUSTRIAL DE ALIMENTOS FLOREZ Y CIA. S.A (el logo actual se muestra en la Figura 2); en 1993 se realiza la construcción de su primer centro de producción el cual es llamado Edificio de producción Norte ubicado en la calle 60 # 52-63 Medellín, Antioquia. En el año 2002, la empresa recibe la certificación de la ISO 9001:2008 y para el 2010 es certificada en la NTC 5830 – HACCP y OHSAS. En el 2018 realiza la construcción de su segundo centro de producción, el cual es llamado producción sur ubicado en la calle 8 sur # 50FF – 86 la Aguacatala, Medellín, Antioquia.



**Figura 2.** Logo de Industrial de Alimentos Flores y Cia S.A.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La empresa ofrece dos sistemas de servicios de alimentación:

- **Alimentación Industrial Centralizada:** Para empresas que no poseen la infraestructura de un servicio de alimentación en sus instalaciones, Industrial de Alimentos Flórez y Cia s.a. garantiza la entrega oportuna de alimentos preparados bajo altos estándares de calidad. Este servicio se realiza a través de los centros de producción norte o sur.
- **Alimentación Industrial Descentralizada:** Para empresas que poseen la infraestructura de un servicio de alimentación en sus instalaciones. La totalidad de los procesos de producción y distribución de alimentos se hace en la infraestructura propia del cliente donde se presta el servicio (Industrial de Alimentos Florez y Cia S.A., 2019).

## **2.2. CICLO DE REFRIGERACION**

Es el proceso termodinámico por el cual se logra transferir calor de un lugar a baja temperatura hacia un lugar a una temperatura superior. Los equipos que producen refrigeración son llamados refrigeradores, los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración; siendo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor el más utilizado en la industria, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternamente, para luego comprimirse en la fase de vapor.

### **2.2.1. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante a lo largo de la línea que une los siguientes cuatro componentes del ciclo; compresión, condensación, expansión y

evaporación, cambiando de estados y de condiciones físico/químicas en cada uno de ellos, reiniciando de nuevo el ciclo en la tapa de compresión, como se observa en la **Figura 3**. En el proceso interviene también la energía eléctrica con el fin de generar trabajo para accionar el compresor.

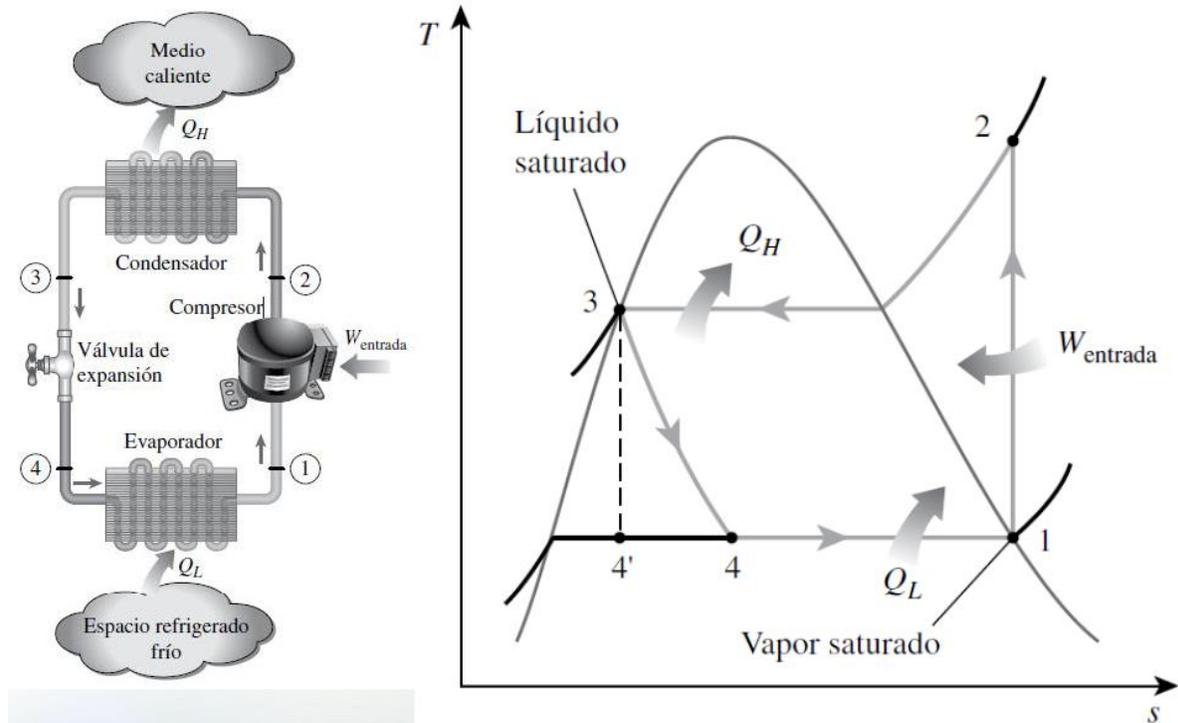


Figura 3. Componentes del ciclo de refrigeración ideal. Izquierda: Diagrama de componentes del ciclo. Derecha: Diagrama T-s del ciclo (Cengel & Boles, 2015).

De manera ideal durante el ciclo se presentan los siguientes procesos:

- En el compresor se da un proceso de compresión de vapor de manera isentrópica (sin transferencia de calor, ni fricción ni otras irreversibilidades). Este proceso aumenta tanto la temperatura como la presión del refrigerante (proceso 1→ 2).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- En el condensador se da un proceso de transferencia de calor isobárica (a presión constante), en el que el refrigerante en forma de vapor se condensa al entregar calor a un medio externo a menor temperatura (proceso 2→3).
- En la válvula de expansión ocurre un proceso de expansión isentálpico (a entalpía constante) en el que el refrigerante pasa de líquido saturado a mezcla saturada líquido-vapor. Este proceso disminuye tanto la presión como la temperatura del refrigerante (proceso 3→4).
- En el evaporador ocurre un proceso de transferencia de calor isobárico (a presión constante) e isotérmico (a temperatura constante), en el que la mezcla saturada de refrigerante se transforma en vapor saturado, al ganar calor proveniente de un medio a mayor temperatura (proceso 4→1).

En los años 1800 se utilizaron diferentes sustancias como medios refrigerantes las cuales eran bastante nocivas en caso de fugas tales como el éter, amoníaco, dióxido de carbono y también la gasolina. Posteriormente, en la década de los años veinte, llegaron los primeros refrigerantes llamados freón, pero, en los últimos tiempos se pudo determinar que son los principales causantes del daño en la capa de ozono, por eso ya están totalmente discontinuados.

### **2.2.2. El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor**

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama  $T-s$  de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la **Figura 4**.

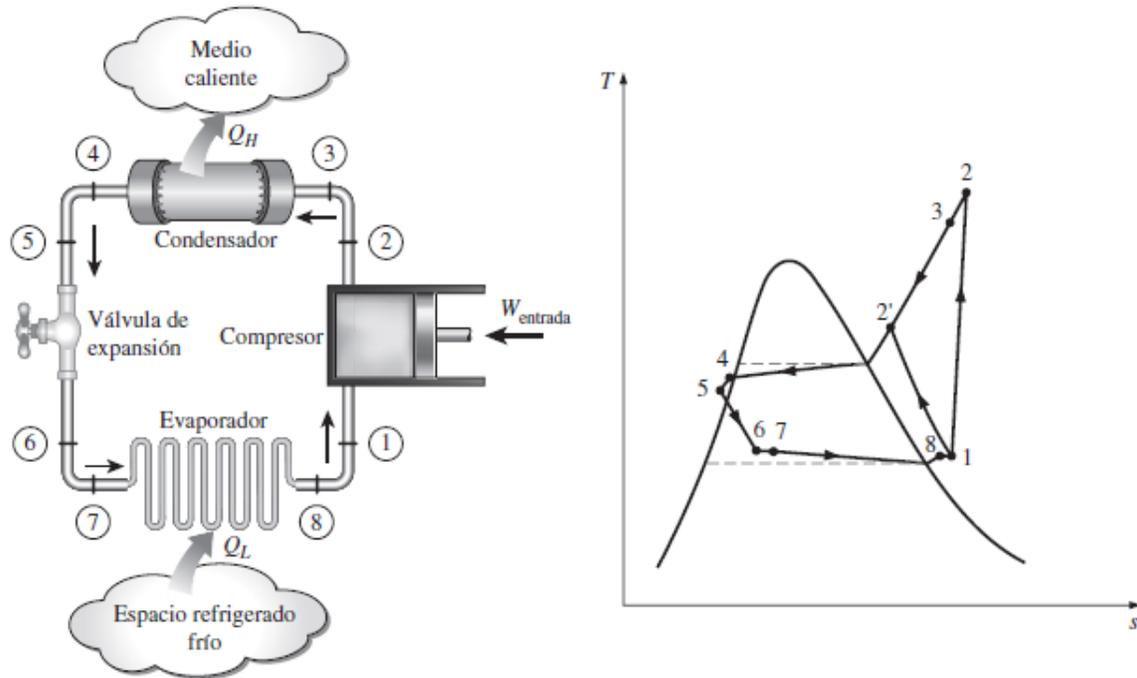


Figura 4. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor (Cengel & Boles, 2015).

Durante el ciclo real se presentan los siguientes procesos (ver **Figura 4**):

- El proceso de compresión real incluye efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, por lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso  $1 \rightarrow 2$ ) o disminuir (proceso  $1 \rightarrow 2'$ ) durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión  $1 \rightarrow 2'$  puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el compresor debería enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3. PRINCIPALES PARTES QUE CONFORMAN UN CAVA DE CONSERVACION

Para este proceso de refrigeración en particular se cuenta con secciones básicas que trabajan en ciclo infinito. Estos componentes y accesorios, que trabajan complementariamente, se muestran en la **Figura 5** y se describen cada uno de ellos a continuación:

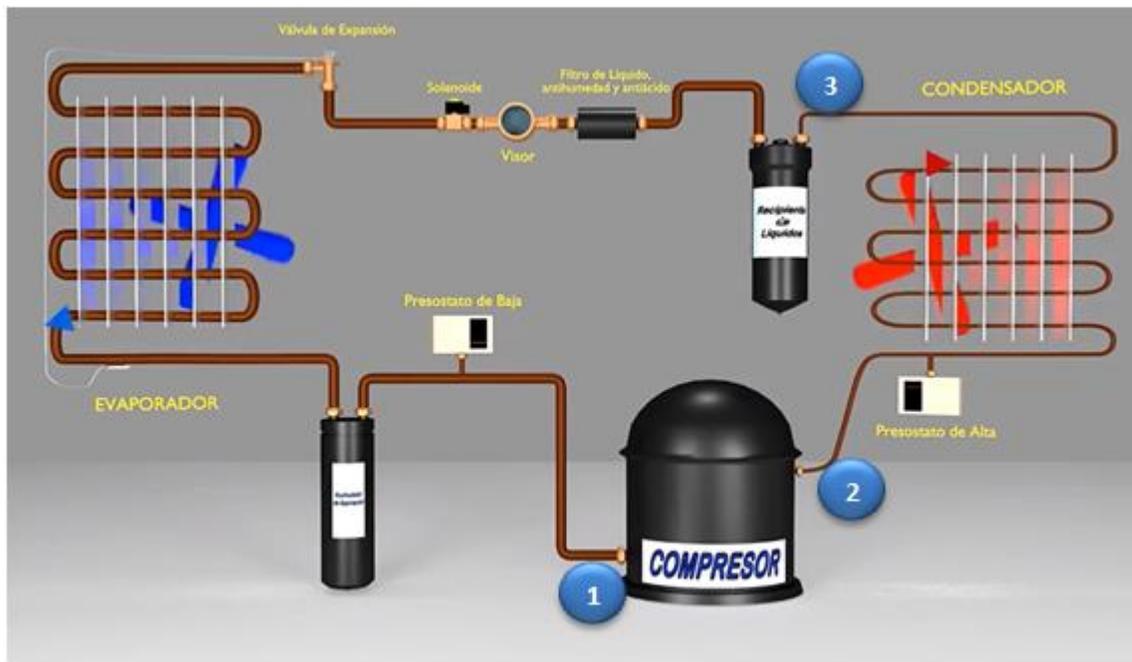


Figura 5. Partes que conforman la cava de conservación (Yañez, 2019).

#### 2.3.1. Compresor

Es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar ciertos tipos de fluidos llamados compresibles, tales como gases y vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido, en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él, convirtiéndose en energía de flujo, aumentado su presión y energía cinética e impulsándola a fluir.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Un compresor en el ciclo de refrigeración funciona generando la succión del refrigerante desde el evaporador o intercambiador de calor, logrando así una reducción en la presión para que la temperatura de evaporación pueda ser mantenida en el nivel deseado. El compresor eleva la presión a su salida a un nivel lo suficientemente alto, logrando que la temperatura de saturación sea mayor a la temperatura del medio donde se va a enfriar el refrigerante por condensación del gas.

Los compresores pueden ser:

- Compresores de tornillo rotativo: estos equipos tienen unos husillos que comprimen el gas a medida que entran en el evaporador.
- Compresores alternativos: este es un compresor de gas que funcionan por el movimiento de émbolos dentro de uno o varios cilindros, movidos por medio de un cigüeñal para generar altas presiones.
- Compresores de desplazamiento: estos compresores se caracterizan porque utilizan dos espirales que son los encargados de comprimir el gas. Uno de estas dos espirales es fijo y se incorpora a la puerta de descarga y la función principal del otro espiral es la motricidad.
- Compresores centrífugos: estos comprimen el gas refrigerante por medio de la fuerza centrífuga creada por los rotores los cuales giran a una alta velocidad. Esta energía se envía a un difusor y convierten una gran parte de él en aumento de la presión (fritz, 2017).

El compresor utilizado en el equipo objeto del presente estudio es de tipo alternativo o reciprocante, de Marca Tecumseh referencia TFH2480Z con voltaje 220 V trifásico, Potencia de 2HP, RLA 4,8, frecuencia 60 Hz con refrigerante R404A. Para compresores de esta marca, con potencia de 1/5 HP y superior, se requiere circulación de aire forzado (o un enfriador de aceite) para enfriar el motor eléctrico, como se puede observar en la Figura 6 (Tecumseh Europe, 2003).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 6. Compresor Tecumseh TFH2480Z (Pecomark, 2019).

### 2.3.2. Condensador

Es un intercambiador de calor que posee una tubería ondulante o serpentín donde el gas que sale a presión del compresor se transforma en líquido. El calor absorbido por el refrigerante en la evaporación y compresión es removido al medio ambiente en este equipo. Para esto, el refrigerante realiza un tránsito a través de unos paneles que tienen cientos de micro tubos de cobre en el interior, donde se realiza la transferencia de calor de forma mecánica a través de un ventilador axial de aire forzado. A medida que el refrigerante va cediendo calor, su estado físico se transforma de vapor a líquido, llegando

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

a la saturación de este, por lo cual recibe el nombre de condensador, como se observa en la **Figura 7**.



Figura 7. Condensador.

### 2.3.3. Recipiente de líquido

El recipiente de líquido el cual va ubicado en la línea de líquido entre el condensador y la válvula de expansión almacena refrigerante y lo cede a la instalación cuando su demanda aumenta. El condensador y el recipiente de líquido son las partes de la instalación que contienen más cantidad de refrigerante. Este dispositivo se aprovecha en paradas de temporada para almacenar en ellos el fluido de la instalación, cerrando la válvula de salida del recipiente, poniendo en marcha el compresor y a continuación cerrando la válvula de servicio del compresor (en la descarga), como se observa en la **Figura 8**.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 8. Recipiente de líquidos.

#### **2.3.4. Filtro Secador**

El filtro secador o deshidratador es el responsable de evitar que impurezas y/o humedad ingresen al elemento de control (tubo capilar o válvula de expansión) o hacia el mismo compresor. Su principal función es la de absorber la humedad en el sistema y además tiene la función de impedir que pasen partículas sólidas (astillas metálicas de cobre o acero, residuos de soldadura, etc.) lo que pueden provocar taponamientos y una baja de enfriamiento por una alta temperatura en la descarga. Este elemento se muestra en la **Figura 9**.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

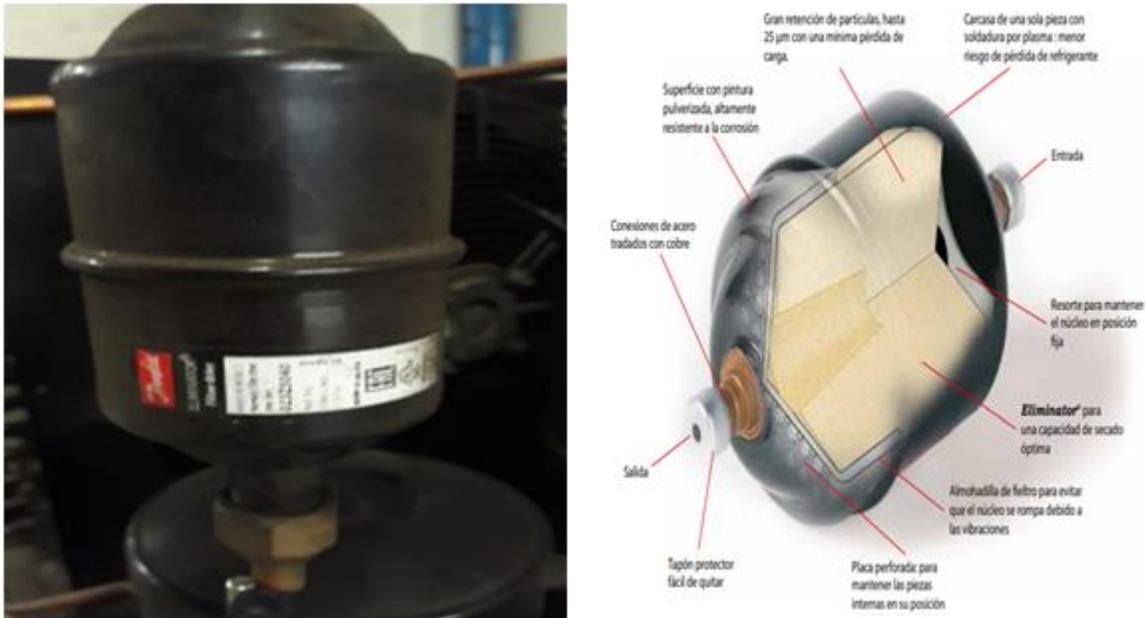


Figura 9. Filtro secador Danfoss DML (Danfoss, 2019).

### 2.3.5. Visor de líquido y humedad

Es un dispositivo de metal que contiene una mirilla de vidrio la cual permite evidenciar las condiciones del refrigerante. Anteriormente se utilizaba como simplemente un visor del refrigerante por medio de la mirilla, pero posterior a esto surgió la idea que por medio de esta mirilla era posible verificar la humedad, como se observa en la **Figura 10**.

La función principal de este componente es revelar la presencia de excesos de humedad en el refrigerante, lo cual puede ser malo para el dispositivo de expansión y el sistema completo. Para realizar esta función, cuenta con un sensor de humedad, que consiste en un papel filtro poroso impregnado con una sal anhidra de cobalto. Esta sal es única, ya que tiene la capacidad de cambiar de color en presencia o ausencia de pequeñas cantidades de humedad. El elemento se encuentra calibrado, de acuerdo con lo que se consideran niveles seguros o inseguros de humedad, estos niveles varían según el refrigerante por lo tanto los puntos cambian de color, en el indicador de humedad también varían con cada

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

refrigerante según Tabla 1 (Danfoss, 2019). La otra función del visor es poder evidenciar el flujo del refrigerante el cual se debe encontrar en estado líquido totalmente.

Tabla 1. Contenido de humedad en ppm para varios refrigerantes a varias temperaturas (Danfoss, 2019).

COLOR INDICADOR TEMP. LINEA DE LIQUIDO	R-11 & R-12			R-22			R-134a		
	24°C (75°F)	38°C (100°F)	52°C (125°F)	24°C (75°F)	38°C (100°F)	52°C (125°F)	24°C (75°F)	38°C (100°F)	52°C (125°F)
Azul Seco	ABAJO 5	ABAJO 10	ABAJO 20	ABAJO 30	ABAJO 45	ABAJO 60	ABAJO 50	ABAJO 80	ABAJO 110
Azul Tenue PRECAUCION	5 - 15	10 - 30	20 - 50	30 - 90	45 - 130	60 - 180	50 - 200	80 - 225	110 - 310
Rosa HUMEDO	ARRIBA 15	ARRIBA 30	ARRIBA 50	ARRIBA 90	ARRIBA 130	ARRIBA 180	ARRIBA 200	ARRIBA 225	ARRIBA 310

Las cantidades en negrillas corresponden a las condiciones de diseño promedio de líneas de refrigerante líquido operando a 38°C (100°F). Dado que la temperatura real no es crítica, se puede realizar una estimación comparándola con la temperatura del cuerpo. Si se siente fría al tacto, use la columna de 24°C (75°F), si se siente caliente, utilice la columna de 52°C (125°F).



Figura 10. Visor de líquidos y humedad

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3.6. Válvula Solenoide

La válvula solenoide es el componente que se utiliza para realizar el control del flujo de un líquido o gas. Esta válvula se controla al pasar una corriente eléctrica a través de la bobina, generando un campo electromagnético de cierta intensidad en el interior y el émbolo fabricado en metal ferroso es atraído por la fuerza magnética hacia el centro de la bobina, lo que proporciona el movimiento necesario para accionar la válvula. El émbolo vuelve a su posición por efecto de la gravedad o por presión del fluido a controlar. La válvula se puede abrir o cerrar, no hay término medio, por lo que no se puede utilizar este sistema para regulación de flujos. Estas válvulas pueden ser del tipo normalmente abierto o cerrado. La primera no abre hasta que recibe corriente, y la de tipo normalmente abierto se halla siempre así, y no cierra hasta que llega corriente a la misma, como se observa en la **Figura 11**.



Figura 11. Válvula solenoide Danfoss tipo BF220BS.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3.7. Válvula de expansión termostática

La válvula de expansión es un componente fundamental en los sistemas de refrigeración, la cual tiene la capacidad de permitir una caída de presión entre el condensador y el evaporador del sistema. Su función principal es generar una caída de presión del refrigerante proporcionando líquido a baja presión al evaporador en función de la carga térmica y mantener un sobrecalentamiento adecuado a la salida del evaporador, como se observa en la **Figura 12**.

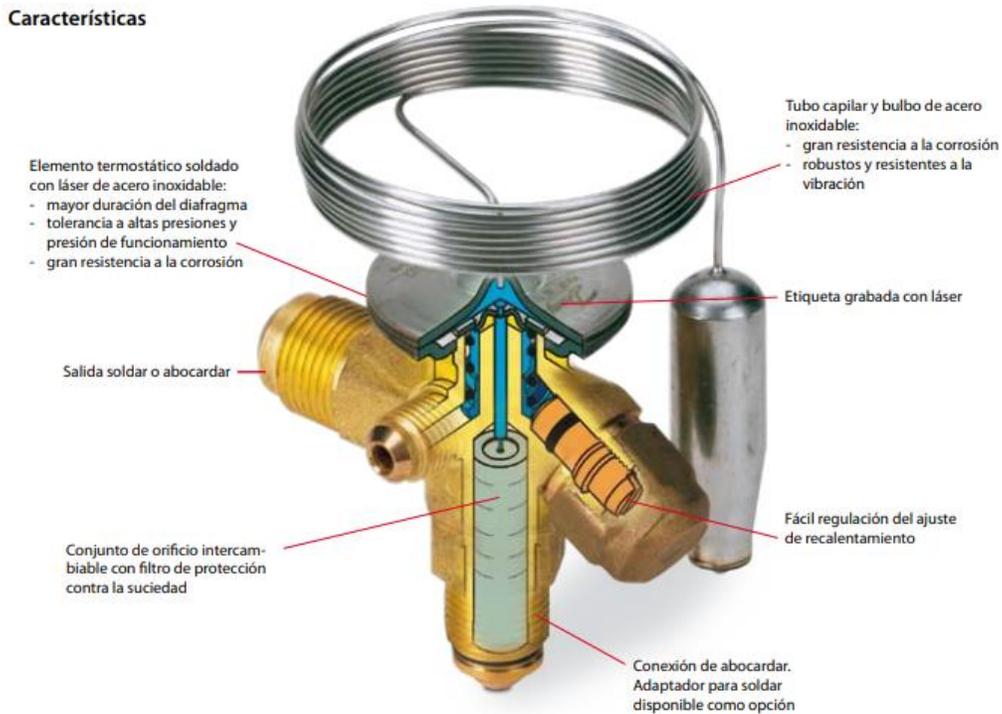


Figura 12. Válvula de expansión termostática (Danfoss, 2019).

En la salida del evaporador se tiene instalado un bulbo con el mismo refrigerante del sistema. El aumento de temperatura en el evaporador genera la expansión del refrigerante del bulbo, lo que baja el vástago de la válvula para que fluya el refrigerante hacia el evaporador bajando la temperatura de este. Cuando el evaporador baja la temperatura, el bulbo se contrae, sube el vástago y se obstruye el paso del refrigerante.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3.8. Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor utilizado en los sistemas de refrigeración, donde se intercambia energía térmica desde un medio que se desea enfriar para enviarlo a un fluido refrigerante el cual se encuentra dentro del evaporador. La temperatura dentro del evaporador debe ser siempre menor que la del medio que va a ser aclimatado. El refrigerante al entrar al evaporador se encuentra como mezcla saturada (típicamente un 90% estado líquido y un 10% en estado gaseoso). Justo a la salida debe ser 100% gaseoso o vapor, para entrar nuevamente a la etapa de succión del compresor, como se observa en la **Figura 13**.



Figura 13. Evaporador BBS.

### 2.3.9. Presóstato

Un presóstato o interruptor de presión es un dispositivo que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo del cambio de un valor de presión prefijado, como se observa en la

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**Figura 14.** Su ajuste del valor de presión para permitir abrir o cerrar el circuito se realiza mediante un tornillo o una leva, que aumenta la presión que ejerce sobre un muelle central y esta a su vez sobre unos contactos. Cuando la presión del sistema es mayor a la del muelle, este mueve los contactos cambiándolos de posición. Al contrario, cuando la presión del sistema baja, los muelles nuevamente se mueven y los contactos vuelven a su posición inicial. Debido a esto, los contactos abren o cierran el circuito eléctrico y controlan el compresor.

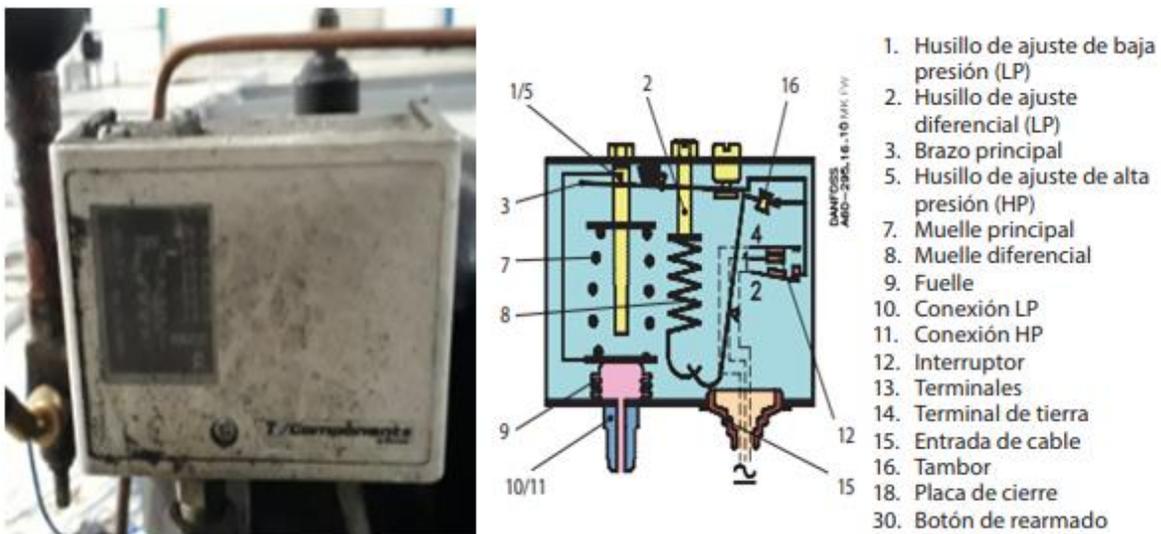


Figura 14. Presóstato (Danfoss, 2019).

### 2.3.10. Cámara de refrigeración

Una cámara de refrigeración es un cuarto que se encuentra aislado de la temperatura exterior, por medio de unos paneles frigoríficos contruidos con polímeros sintéticos de bajo coeficiente de transferencia de calor. Su principal función es absorber el calor que se encuentra en su interior y extraer la energía térmica de los productos almacenados, para lo cual se ubica en su interior uno o varios evaporadores mientras los demás componentes se encuentran remotos, como se observa en la **Figura 15**.



Figura 15. Cámara de refrigeración.

### 2.3.11. Control de refrigeración

Es un controlador el cual optimiza la programación de los componentes descritos en la cámara de refrigeración, controlando la temperatura según parámetros ingresados, permitiendo la supervisión del equipo, tal como se observa en la **Figura 16**.

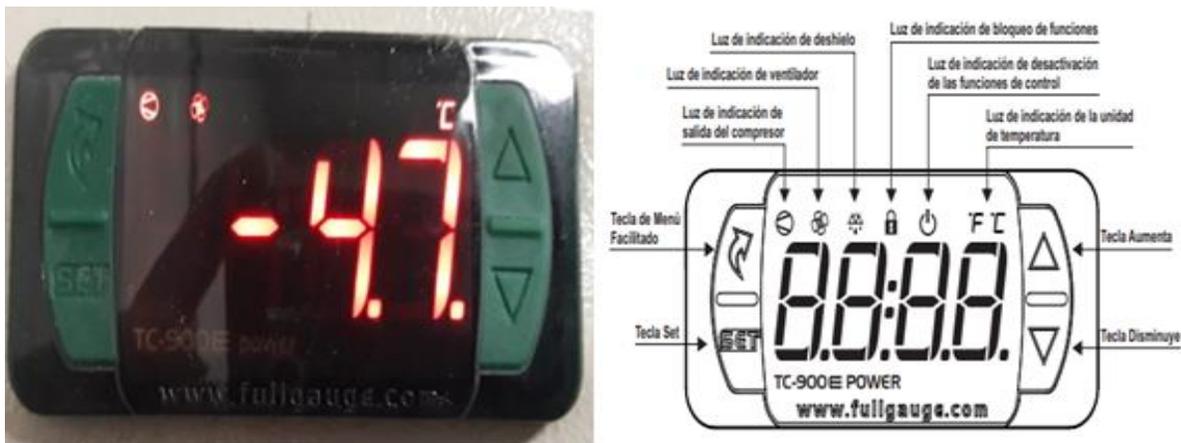


Figura 16. Controlador TC-900E Power Full gauge (Full gauge, 2019).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 2.3.12. Refrigerantes

Son sustancias que sirven como agente de enfriamiento, absorbiendo calor a bajas temperaturas y presión, cediéndole a temperatura y presión más elevadas, en procesos de cambios de fase del fluido. Los fluidos utilizados como refrigerantes en los ciclos de compresión son principalmente los que pertenecen a la familia de los hidrocarburos halogenados.

Estos refrigerantes están clasificados como se observa en la **Figura 17**. Pueden ser puros o mezclas de gases, donde los puros son de tipo Clorofluorocarbono totalmente halogenados sin presencia de átomos de hidrógeno en su composición química, llamados CFC: (Flúor, Carbono, Cloro). Empleados hasta hace relativamente poco (año 1995), los CFCs han sido prohibidos al afectar en gran medida la capa de ozono y ser responsables del efecto invernadero. También está prevista la eliminación de los denominados HCFC (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro), similares a los anteriores pero que contienen átomos de hidrógeno en su molécula siendo por ello menos estables y descomponiéndose antes de alcanzar la estratósfera, teniendo por lo tanto un reducido potencial de destrucción de la capa de ozono. Por último, existen los llamados HFC: (Hidrógeno, Flúor, Carbono), que son Fluorocarbonos sin cloro, con átomos de hidrógeno, sin potencial destructor del ozono dado que no contienen cloro (Absorsistem, 2002).

Las mezclas de refrigerantes pueden ser azeotrópicas cuando están formadas por tres componentes y se comportan como una molécula de refrigerante puro. Las mezclas no azeotrópicas están formadas por varios componentes, pero la mezcla no se comporta como una molécula de refrigerante puro. Por lo tanto, la carga de refrigerante que funciona con estos gases se ha de realizar siempre en estado líquido ya que cada gas se comporta de diferente manera en estado gaseoso. Además, este tipo de mezclas tiene el llamado deslizamiento, lo que significa que a la misma presión la temperatura es distinta si está en estado gaseoso o en estado líquido. Este deslizamiento puede ser desde 1°C

hasta 7°C. También existen refrigerantes que son fluidos inorgánicos, como el amoniaco (NH<sub>3</sub>), el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>). Por último, también se utiliza en alguna instalación doméstica el isobutano, denominado R-600 y que es altamente inflamable (Absorsistem, 2002).

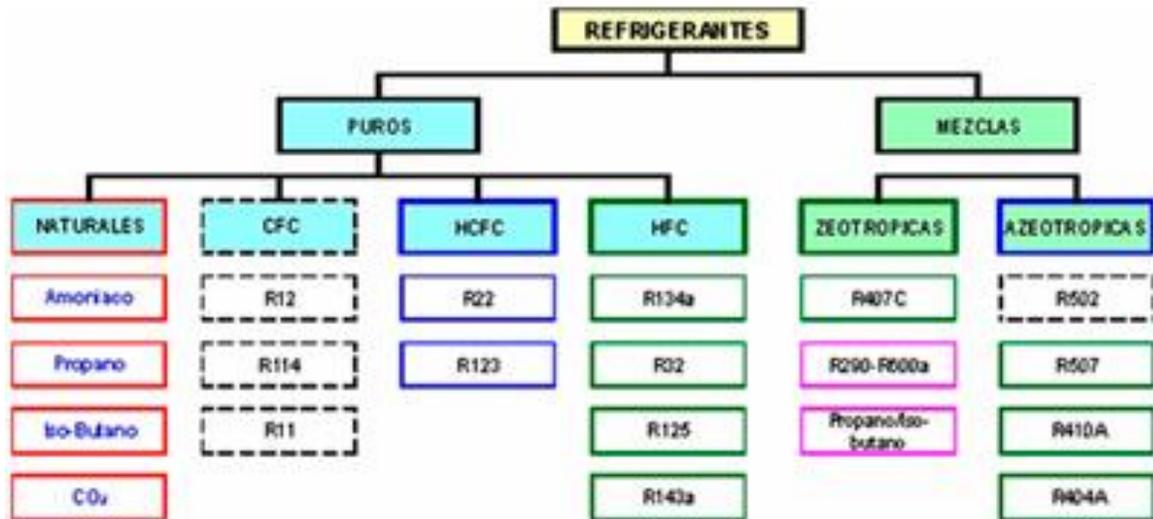


Figura 17. Clasificación de los refrigerantes (Absorsistem, 2002).

El refrigerante utilizado en el sistema de refrigeración objeto del presente estudio es una mezcla azeotrópica R404A, como se muestra en la **Figura 18**.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



#### REFRIGERANTE R-404A

El Refrigerante R-404A es una mezcla zeotrópica de tres refrigerantes: R-125, R-134A y R-143A, de modo que es considerado como un HFC reemplazante del R-502.

No causa daño a la capa de ozono

Es un refrigerante de clasificación A1, ya que tiene baja toxicidad y no propaga llamas.

Se usa en sistemas de media y baja temperatura, de los cuales son cámaras frigoríficas, supermercados, transporte refrigerado y túneles de congelado.

Figura 18. Refrigerante R404A (Servimet, 2019).

## 2.4. PRUEBA DE HIPÓTESIS CON PRUEBA DE MEDIA

Es un estudio experimental o una investigación, por lo general tiene como objetivo, responder en forma segura ciertas preguntas y/o tomar decisiones. En este contexto, el experimentador tiene a priori ciertas creencias o hipótesis que desea comprobar. A continuación, se describen los conceptos básicos de prueba de hipótesis, es decir, los pasos fundamentales de cualquier procedimiento de prueba de hipótesis, como son: planteamiento de hipótesis, estadístico de prueba y criterio de rechazo (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

### 2.4.1 Planteamiento de una hipótesis estadística

Es una afirmación sobre los valores de los parámetros de una población o proceso, que es susceptible de probarse a partir de la información contenida en una muestra representativa que es obtenida de la población o proceso. Por ejemplo, la afirmación “este proceso produce menos de X productos defectuosos” se puede plantear

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

estadísticamente, en términos de la proporción “p” desconocida de artículos defectuosos que genera el proceso como se realiza a continuación.

$$H_0: p = X \text{ (la proporción de defectuosos es de } X) \quad (2.1)$$

$$H_A: p < X \text{ (la proporción es menor a } X) \quad (2.2)$$

A la expresión  $H_0$  se le conoce como hipótesis nula y  $H_A$  se le llama hipótesis alternativa (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

#### 2.4.2 Estadístico de Prueba

Probar una hipótesis consiste en investigar si lo afirmado por la hipótesis nula es verdad o no. La estrategia de prueba parte del supuesto de que  $H_0$  es verdadera, y si los resultados de la investigación contradicen en forma suficiente dicho supuesto, entonces se rechaza  $H_0$  y se acepta la hipótesis alternativa. En caso de que los resultados de la investigación no demuestren claramente la falsedad de  $H_0$ , esta no se rechaza. Es decir, la hipótesis nula es verdadera mientras no se demuestra lo contrario.

Una vez planteada la hipótesis, se toma una muestra aleatoria de la población o proceso en estudio, se obtiene datos mediante un experimento planeado de acuerdo con la hipótesis. El estadístico de prueba es un número calculado a partir de los datos y la hipótesis nula, cuya magnitud permite discernir si se rechaza o no la hipótesis nula  $H_0$ , se le llama región o intervalo de rechazo para la prueba, y a los posibles valores donde no se rechaza  $H_0$  se les llama región o intervalo de aceptación (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

### 2.4.3 Criterio de rechazo

El estadístico de prueba, construido bajo el supuesto de que  $H_0$  es verdad, es una variable aleatoria con distribución conocida. Si efectivamente  $H_0$  es verdad, el valor del estadístico de prueba debería caer dentro del rango de valores más probables de su distribución asociada, el cual se conoce como región de aceptación. Si cae en una de las colas de su distribución asociada, fuera del rango de valores más probables (en la región de rechazo) como se muestra en la **Figura 19**, es evidencia en contra de que este valor pertenece a dicha distribución (comúnmente se utiliza la distribución T de student). De aquí se deduce que debe estar mal el supuesto bajo el cual se construyó, es decir,  $H_0$  debe ser falsa (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

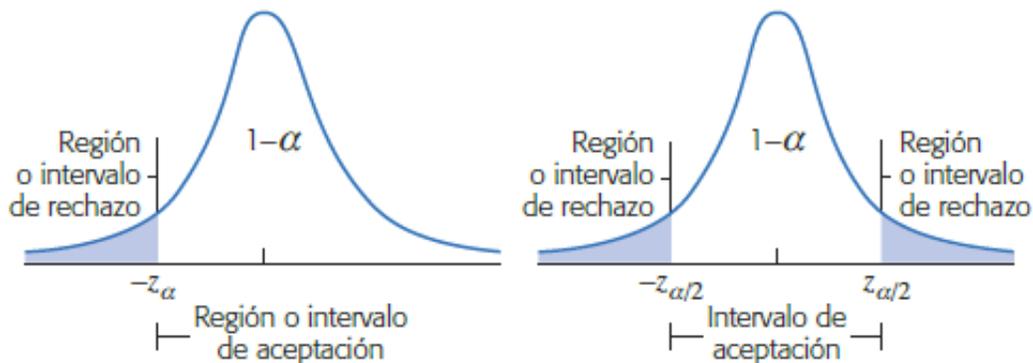


Figura 19. Regiones de aceptación o de rechazo (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

### 2.4.4 Prueba de Media con variancia desconocida

Sea  $X$  una variable aleatoria con distribución normal con media  $\mu$  y variancia  $\sigma^2$ , ambas desconocidas. Se requiere probar la hipótesis de que la media es igual a cierto valor  $\mu_0$ . Es decir, la hipótesis a probar es:

$$H_0: \mu = \mu_0 \quad (2.3)$$

$$H_1: \mu \neq \mu_0 \quad (2.4)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para probar la hipótesis se toma una muestra aleatoria de tamaño  $n$  de los posibles valores de la variable  $X$  y se calcula el estadístico de prueba:

$$t_0 = \frac{\bar{d}}{S_d/\sqrt{n}} \quad (2.5)$$

Donde  $S$  es la desviación estándar de los datos. Bajo el supuesto de que  $H_0$  es verdadera, este estadístico se distribuye T Student con  $n-1$  grados de libertad. Se rechaza  $H_0$  si el valor absoluto del estadístico de prueba es mayor que el valor crítico de la distribución, es decir, se rechaza  $H_0$  si  $|t_0| > t_{\alpha/2}$ . Se debe recordar que  $t_{\alpha/2}$  es el punto crítico de la distribución T de Student, tal que  $P(t > t_{\alpha/2}) = \alpha/2$ ; o sea, las áreas bajo la curva a la derecha del punto  $t_{\alpha/2}$  y a la izquierda de  $-t_{\alpha/2}$  son iguales de  $\alpha/2$  como se muestra en la **Figura 20**. Estos valores críticos se obtienen de tablas de la distribución T de Student, donde  $\alpha$  es la significancia dada de la prueba y es la probabilidad de la región o el intervalo de rechazo. En este proyecto se trabajará con  $\alpha = 0,05$  el cual es un valor muy utilizado (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

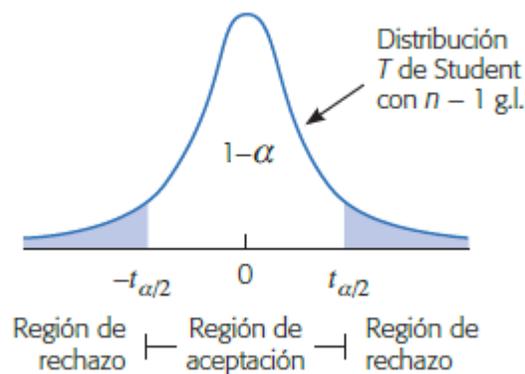


Figura 20. Regiones de rechazo y aceptación de hipótesis (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2.5. BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA PARA CICLO DE REFRIGERACIÓN

La primera ley de la termodinámica para sistemas de flujo estacionario se puede expresar como (Cengel & Boles, 2015):

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta} \\ \text{de entrada por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta} \\ \text{de salida por calor, trabajo y masa}}} \quad (2.6)$$

La anterior ecuación se puede reescribir como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \underbrace{\sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{Por cada entrada}} \\ = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \underbrace{\sum_{\text{salida}} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{Por cada salida}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Si se supone que los cambios de energía cinética/potencial son insignificantes y se desprecia la transferencia de calor del compresor a los alrededores, la potencia de entrada del compresor se puede derivar de la anterior expresión y queda:

$$\dot{W}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.8)$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la salida y entrada del compresor. En caso de conocer este trabajo de entrada (por ejemplo, si se mide en sitio), es posible despejar el flujo másico ( $\dot{m}$ ) de refrigerante en el ciclo. Si la transferencia de calor del compresor a los alrededores es significativa, la potencia del compresor se puede derivar de la ecuación 2.7 y queda:

$$\dot{W}_{\text{ent}} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{\text{compresor}} \quad (2.9)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Siguiendo un procedimiento similar (y despreciando el trabajo realizado por ventiladores y otros equipos eléctricos menores) se tiene que:

- Calor de refrigeración del evaporador:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.10)$$

- Calor de rechazo del condensador:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.11)$$

Con estos datos se puede obtener el coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada del equipo}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.12)$$

Este coeficiente es una medida del desempeño de la cava de conservación (mientras más alto mejor). Teóricamente el  $COP_R$  más alto es el que alcanza un ciclo de refrigeración o ciclo invertido de Carnot, el cual es reversible. Este  $COP_R$  reversible se calcula con la siguiente expresión:

$$COP_{Rrev} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.13)$$

En la anterior expresión las temperaturas deben ser absolutas en Kelvin o Rankine. Otra medida del desempeño de la cava de conservación es el Índice de Eficiencia Energética, el cual se puede obtener a partir del coeficiente de desempeño:

$$EER = 3,1412COP_R \quad (2.14)$$

Una medida adicional de desempeño del equipo es la eficiencia isentrópica del compresor, que se calcula con la siguiente expresión:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{\dot{W}_{\text{ent},s}}{\dot{W}_{\text{ent}}} = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.15)$$

La eficiencia isentrópica del compresor se define como la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real. Esta definición impide que  $\eta_c$  se vuelva mayor a 100%. Sin embargo, en ocasiones los compresores son enfriados intencionalmente con ventiladores o camisas de agua que arrojan la carcasa para reducir los requerimientos de trabajo de entrada y debido a esto las eficiencias isentrópicas si pueden dar mayores a 1. (Cengel & Boles, 2015).

La exergía (X) o disponibilidad representa el potencial de trabajo útil del sistema en el estado especificado, teniendo las mismas unidades de energía. La exergía es el límite máximo en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica, como se puede observar en la **Figura 21**.

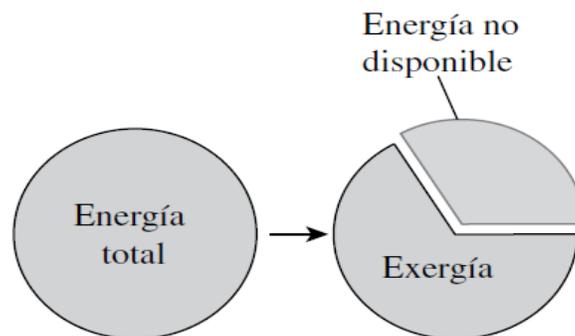


Figura 21. Relación entre energía y exergía (Cengel & Boles, 2015).

Las irreversibilidades (fricción, transferencia de calor, reacciones químicas, etc.) siempre generan entropía y por tanto destruyen la exergía (destruyen potencial de generar trabajo). Por definición:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{X}_{destruida} = T_0 \dot{S}_{gen} \geq 0 \quad (2.16)$$

$\dot{S}_{gen}$  Es la entropía generada, la cual siempre es una cantidad positiva o cero para un sistema sin irreversibilidades (ideal). Sus unidades son kW/K. Este término de generación de entropía se puede obtener de un balance de entropía (balance de segunda ley de la termodinámica):

$$\underbrace{\dot{S}_{entrada} - \dot{S}_{salida}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia} \\ \text{neta de entropía por} \\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{gen}}_{\substack{\text{Tasa de} \\ \text{generación} \\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Tasa de} \\ \text{cambio} \\ \text{de entropía}}} \quad (2.17)$$

Para un sistema de flujo estacionario este balance se expresa de la siguiente forma:

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_0} + \sum \dot{m}_{entrada} s_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida} s_{salida} + \dot{S}_{gen} = dS_{sistema}/dt = 0 \quad (2.18)$$

Reorganizando y despejando  $\dot{S}_{gen}$  para un dispositivo estacionario de una sola entrada y salida:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_{salida} - s_{entrada}) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_0} \quad (2.19)$$

Si se reemplaza la definición de destrucción de exergía en la anterior expresión, se obtiene las ecuaciones que permiten calcular la destrucción de exergía en cada componente del ciclo de refrigeración :

- Compresor:  $\dot{X}_{dest,1-2} = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (2.20)$

- Condensador:  $\dot{X}_{dest,2-3} = T_0 \left[ \dot{m}(s_3 - s_2) + \left( \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right) \right] \quad (2.21)$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Válvula de expansión:  $\dot{X}_{\text{dest},3-4} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3)$  (2.22)

- Evaporador:  $\dot{X}_{\text{dest},4-1} = T_0 \left[ \dot{m}(s_1 - s_4) - \left( \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right) \right]$  (2.23)

La destrucción total de exergía, es la diferencia entre la exergía gastada (suministro o entrada de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor que se quita desde el medio de baja temperatura) para todo el ciclo:

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{QL}} \quad (2.24)$$

Al sumar las destrucciones parciales de exergía, también se puede determinar la destrucción total de exergía del ciclo de refrigeración:

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{X}_{\text{dest},1-2} + \dot{X}_{\text{dest},2-3} + \dot{X}_{\text{dest},3-4} + \dot{X}_{\text{dest},4-1} \quad (2.25)$$

El flujo de exergía, correspondiente al calor transferido del medio de baja temperatura, es equivalente a la potencia que se puede producir por una máquina que recibe calor de un entorno a  $T_0$  y rechaza calor a un medio de baja temperatura a  $T_L$ :

$$\dot{X}_{\text{QL}} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} \quad (2.26)$$

Por definición de reversibilidad,  $\dot{X}_{\text{QL}}$  también es el suministro mínimo de potencia reversible del ciclo, necesaria para retirar el calor del espacio a climatizar y poderlo rechazar al ambiente:

$$\dot{X}_{\text{QL}} = \dot{W}_{\text{min-ent}} \quad (2.27)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Una medida adicional de desempeño es la eficiencia de segunda ley de la termodinámica del ciclo de refrigeración, la cual se puede calcular como:

$$\eta_{II,ciclo} = \frac{\dot{X}_{QL}}{\dot{W}_{in}} = \frac{COP_R}{COP_{Rrev}} \quad (2.28)$$

## 2.6. ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA A SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Se realizó una investigación en diferentes fuentes literarias sobre las variables que se pueden considerar importantes en la eficiencia energética de los sistemas de refrigeración. A continuación, se presenta la evidencia de los autores investigados.

En 2007 se realizó un estudio sobre “Balance energético en la planta de lácteos ESPOCH en la comunidad de tunshi” (QUINDE, 2017). La planta de lácteos ESPOCH consta de tres líneas principales que es la línea de estandarización y pasteurización, la línea de generación de vapor y la línea del sistema de refrigeración. Este balance se realizó para obtener información más detallada sobre la exergía destruida en todas las líneas de la planta. Los resultados indicaron que la mayor tasa de destrucción de exergía en toda la planta se produjo en la línea de estandarización y pasteurización en el intercambiador de calor por placas con el 29,42 kW (63,3 % de la destrucción total). En la línea de generación de vapor la mayor tasa de destrucción de energía se produjo en la caldera debido a las pérdidas de calor (5,14 kW). En la línea del sistema de enfriamiento como se muestra en la **Figura 22**, la mayor tasa de destrucción se dio en el banco de hielo por la transferencia de calor rápida (0,221 kW). Además, identifican las variables y las líneas principales del proceso, siendo primordial la presión y la temperatura de entrada y de salida de cada uno de los componentes del mismo (QUINDE, 2017).

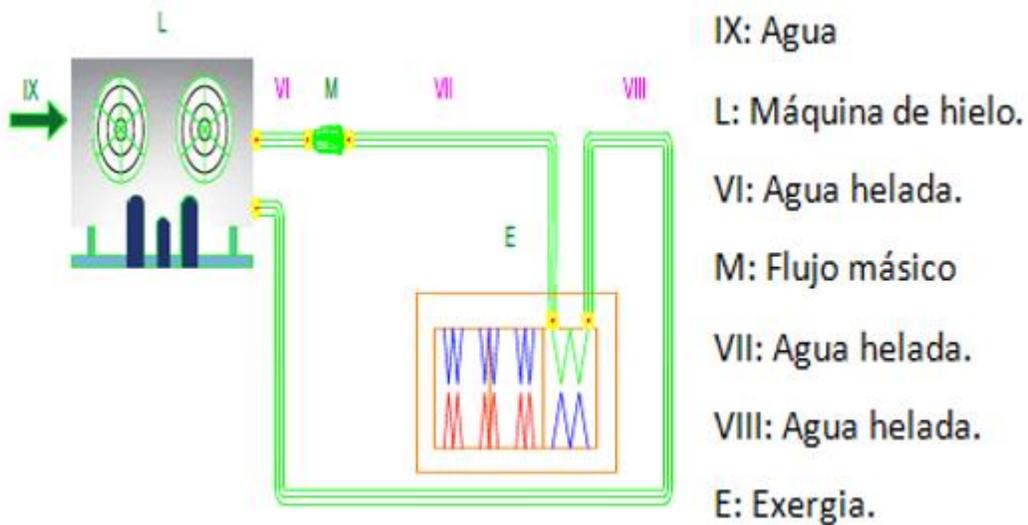


Figura 22. Línea del sistema de refrigeración (QUINDE, 2017)

Por otro lado, Pineda (2011) investiga sobre “Estudio experimental del incremento de eficiencia en un sistema de refrigeración al integrar un módulo termoeléctrico” al realizar un módulo termoeléctrico en un sistema de refrigeración mecánico pretendiendo lograr incrementar el COP (Coeficiente de desempeño) y con ayuda de un sistema control mantenerlo sin importar las variaciones de temperatura del medio exterior. Por medio de demostraciones a través del banco de prueba, como se muestra de una manera gráfica en la **Figura 23**, experimentalmente se pudo determinar que el cambio que sufre el condensador afecta seriamente al sistema de refrigeración. Se demostró que a un mayor enfriamiento del condensador el consumo de electricidad disminuye y así mismo el COP se incrementa. Por otro lado, al calibrar los instrumentos de medición se obtiene las curvas características del ciclo de refrigeración temperatura-entropía y temperatura-entalpía a diferentes cargas y flujos másicos que describe el comportamiento del sistema (Pineda, 2011).

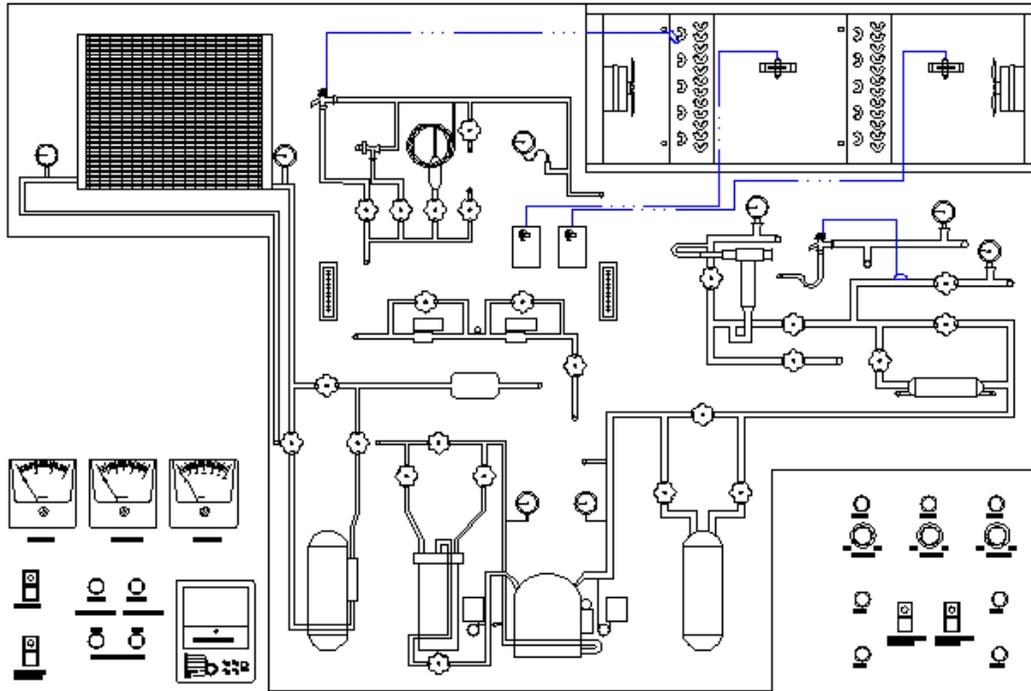


Figura 23. Banco de prueba (Pineda, 2011).

Corte (2014) realizó una investigación sobre el sistema de refrigeración doméstica, para superar dificultades relacionadas con el gran consumo de energía y sus problemas de impacto ambiental. En ese estudio se evidenció que, por las características termodinámicas y medioambientales, los hidrocarburos se han convertido en los refrigerantes alternativos ideales y el único inconveniente que presenta para su uso es la peligrosidad en el manejo por cuanto son inflamables. Sin embargo, en varias investigaciones de sus parámetros de operación y técnicas de seguridad con base en normas internacionales, se demostró que su implementación se le pueda realizar de forma masiva y segura a nivel local y mundial. Demostraron los HC y sus mezclas pueden reemplazar a los refrigerantes tradicionales contaminantes; ya que además de poseer cero ODP (Potencial de agotamiento del ozono) y GWP (Potencial de calentamiento global) bajo cercano al cero, tienen excelentes características termodinámicas, que permiten mejorar el comportamiento de refrigeración, disminuir el tiempo de descenso de la

temperatura, reducir el tiempo de encendido y lograr ahorros de energía significativos. Además, recomiendan continuar realizando estudios de la transferencia de calor en el interior del refrigerador, tomando en cuenta los ciclos de encendido y apagado del compresor. Para ello se podría desarrollar un modelo tridimensional más complejo con el fin de predecir la distribución de la temperatura en el interior de los compartimientos del refrigerador, como se puede observar en la **Figura 24** (Edwin Corte, 2014).

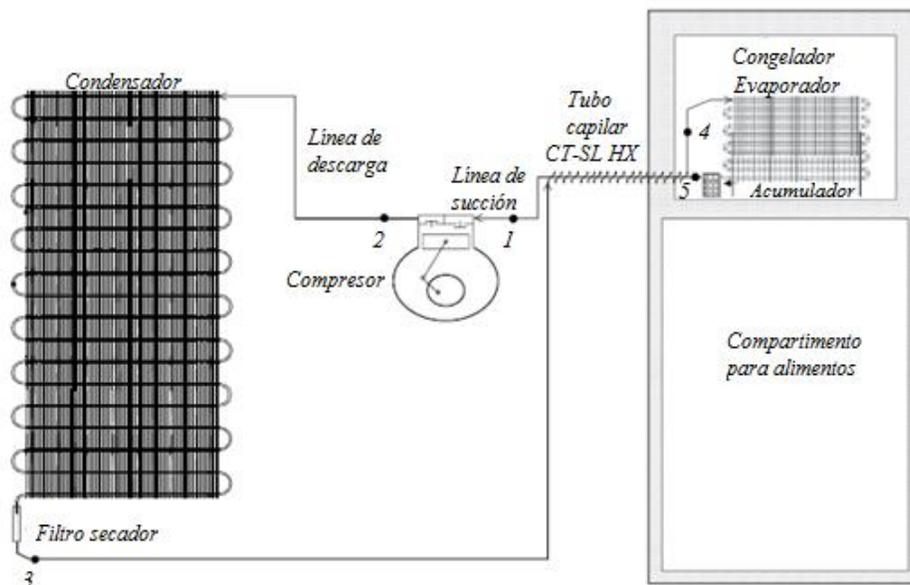


Figura 24. Esquema de un refrigerador con congelador superior (Edwin Corte, 2014).

Bejarano (2013) Desarrollan un modelo dinámico de sistemas de refrigeración por compresión de vapor, simplificado orientado al control de un ciclo de refrigeración de una etapa como se observa en la **Figura 25**, basados en submodelos dinámicos o estáticos de sus componentes. A partir de las simulaciones realizadas variando las entradas manipulables del sistema, obtuvieron modelos en forma de funciones de transferencia de primer orden para las principales variables de salida de cara al control: la potencia frigorífica intercambiada en el evaporador y el grado de sobrecalentamiento. De esta

forma se ha caracterizado la dinámica dominante en la respuesta del sistema. Identificaron que los submodelos dinámicos de los intercambiadores de calor no contemplan otras situaciones respecto al flujo de refrigerante que pueden darse en régimen transitorio de parada y arranque del sistema (Bejarano, 2013).

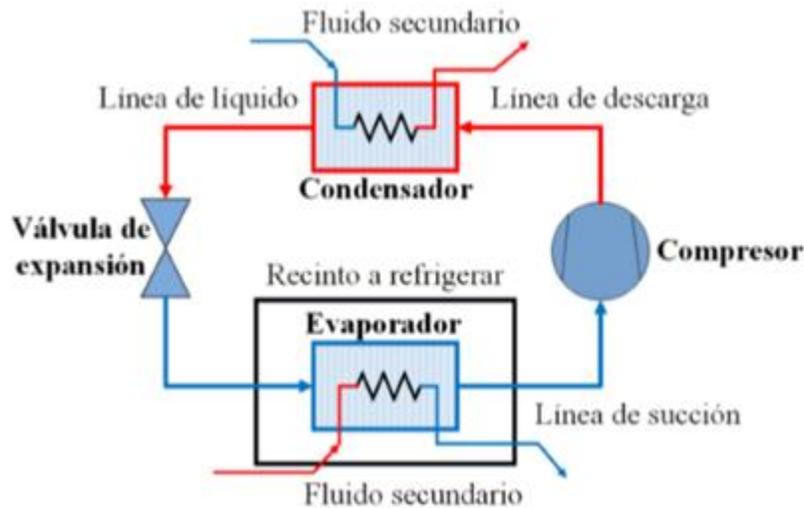


Figura 25. Esquema simple del sistema de compresión de vapor de una etapa (Bejarano, 2013).

Ruz (2016) De la universidad de Córdoba presentaron una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor de una etapa como se observa en la **Figura 26**. La planta de refrigeración incorpora un sistema para el control de la temperatura ambiente y un sistema para regular la carga térmica demandada en el evaporador. De este modo, obtienen una gran flexibilidad para imponer condiciones de trabajo al ciclo de refrigeración. Además, presentan una estrategia de control descentralizada que se ha utilizado para poner a punto la planta, y de esta forma explorar el rango de operación en las distintas condiciones y conformar un conjunto de experiencias orientadas a la caracterización de los componentes del ciclo de refrigeración. Con el SCADA que actúa como servidor OPC (OLE for Process Control). Este protocolo es un estándar de control y supervisión de procesos industriales, que tiene como ventaja principal su extensión en uso

e implementación por parte de diferentes fabricantes, facilitándose por tanto la comunicación entre los mismos. El protocolo OPC se ha utilizado para comunicar las variables del SCADA con el entorno de Matlab/Simulink. Este software se ha utilizado con la finalidad de poder aprovechar su potencia de cálculo para la obtención de parámetros termodinámicos del proceso, y, por otra parte, utilizar el entorno Simulink para la implantación de una futura capa de control superior, como pudiera ser el caso de un optimizador. Para los cálculos termodinámicos mediante Matlab utilizan la librería de acceso libre Coolprop. Dichos cálculos permiten la monitorización en tiempo real del ciclo frigorífico y del diagrama P-H (Ruz, 2016).

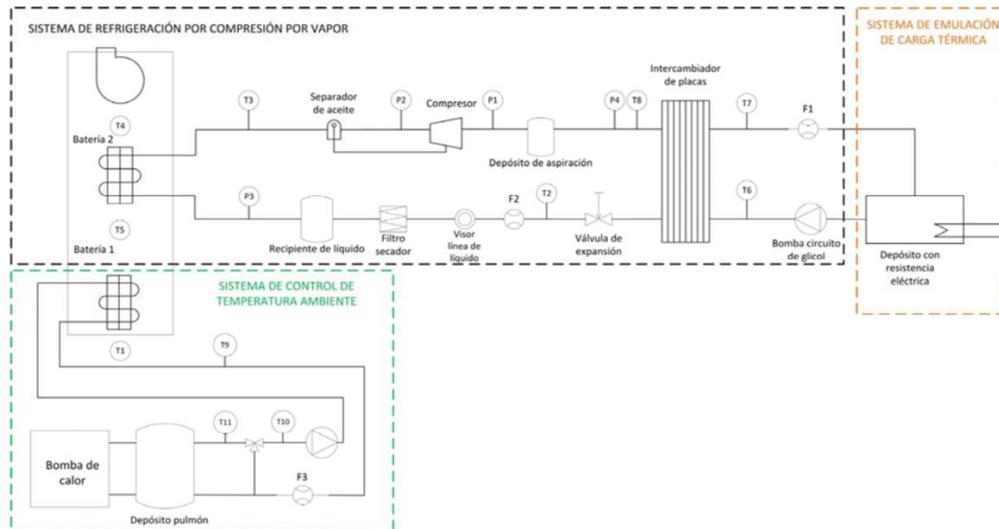
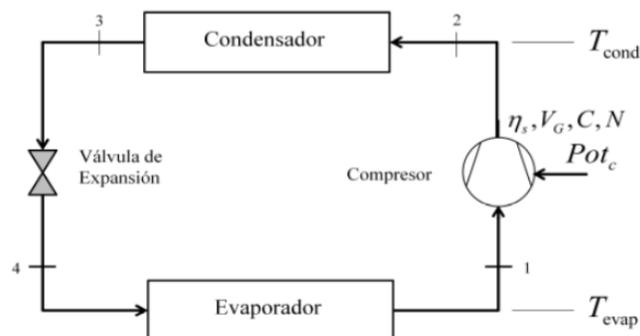


Figura 26. Esquema de la planta de refrigeración experimental (Ruz, 2016).

Mendoza Miranda (2013) al detectar que actualmente los sistemas de refrigeración en la zona industrial consumen alrededor del 10% de la demanda total de energía, toman un esquema de sistema de refrigeración como se muestra en la

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Figura 27 y presentan una evaluación energética de los refrigerantes R1234yf y R152a como alternativa en sistemas de refrigeración, además analizan la influencia de la variación de las condiciones de evaporación y condensación para un sistema de compresión de vapor; así como los parámetros propios del compresor como lo son el régimen de giro, la razón entre el volumen muerto, el volumen desplazado y la eficiencia isotrópica del compresor. Esta evaluación se realiza para un ciclo de simple etapa en un rango de temperaturas de evaporación desde 253K a 283K y para tres temperaturas de condensación de 313K, 323K y 333K manteniendo un grado de recalentamiento y subenfriamiento de 5K. El desempeño de los refrigerantes se evalúa a través del COP, carga de refrigeración, potencia consumida por el compresor y temperatura de descarga. Los resultados muestran que utilizando R152a como alternativa al R134a el COP se incrementa entre un 2,46% y un 30,79% para el rango de temperaturas de condensación estudiadas. Mientras que usando el R1234yf se tiene una pérdida de COP alrededor de 2,7 – 18,14% en comparación con el R134a. Por lo que es necesario la implementación de mejoras en los sistemas de compresión de vapor o la búsqueda de mezclas que mejoren las propiedades termodinámicas del refrigerante (Mendoza Miranda, 2013).



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Figura 27. Esquema del sistema de refrigeración (**Mendoza Miranda, 2013**).

Lugo (2013) Realizaron un análisis sobre los costos de operación exergo-económicos a un ciclo teórico de refrigeración de vapor usando HFC-134a obteniendo las propiedades de los estados termodinámicos del ciclo y realizaron un análisis paramétrico del coeficiente de operación de la eficiencia energética de la potencia suministrada al compresor y del flujo de refrigerante para una potencia frigorífica dada. El ciclo de refrigeración de compresión de vapor simple como se observa en la **Figura 28** que opera con HFC-134a, presenta los costos de operación más significativos en el condensador. El segundo proceso en costos de operación es la válvula de estrangulamiento, que representa una pérdida inherente al ciclo. El compresor está en el mismo orden de magnitud en costos de operación que la válvula, sin embargo, se pueden disminuir al mejorar la eficiencia isentrópica del compresor, ya que disminuiría los costos de operación del compresor y del condensador. Con base a las condiciones ambientales propuestas de la República Mexicana, los costos de operación exergo económicos están en el intervalo de 3,7 a 8,5 \$/h. Esta variación se debe principalmente al efecto de la temperatura ambiente. Los costos de operación energéticos y los costos de operación exergo económicos son más sensibles a la variación de la temperatura ambiente que al cambio de la temperatura frigorífica. Al disminuir la eficiencia isentrópica del compresor, el costo de operación exergo económico del refrigerador se incrementa hasta 1 \$/h para una carga térmica de 5TR y una temperatura frigorífica de -5°C. Se constató, que al aumentar la temperatura ambiente en 5°C, se incrementan los costos de operación exergo económicos equivalentes al incremento de una tonelada de refrigeración para una temperatura frigorífica de -5°C (Lugo-Leyte, 2013).



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.METODOLOGÍA

---

A continuación, se describen las actividades que se realizaron para llevar a cabo esta investigación.

Inicialmente, dada la problemática que se presentaba en la compañía industrial de alimentos Flórez y cia., se solicitó autorización en la empresa para iniciar el proceso de análisis en el sistema de refrigeración, para de esta forma proponer mejoras que ayudaran a aumentar la eficiencia energética.

A continuación, se realizó una investigación en la web y una referenciación en los documentos, libros termodinámicos y fuentes citadas en el presente informe, de cada una de estas fuentes se tomaron datos importantes para llevar a cabo los objetivos propuestos.

Posteriormente se hizo una medición de los datos necesarios en sitio (directamente en el equipo) para poder recopilar y construir los elementos que conforman el análisis de la eficiencia energética de la cava de conservación. Los equipos de medición utilizados fueron:

- Dos manifold con los respectivos manómetros de marca Uniweld para medir presiones como se muestra en la **Figura 29**.
- Un termopar Penta III de marca Full Gauge con cinco sensores para medir temperaturas como se muestra en la **Figura 30**.
- Una pinza amperimétrica de marca UNI-T de referencia UT200A para medir la corriente y el voltaje como se muestra en la **Figura 31**.
- Un higrómetro de referencia HTC-1 para medir la humedad relativa como se muestra en la **Figura 32**.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Un termómetro digital de marca DeltaTrack para medir temperaturas como se muestra en la **Figura 33**.



Figura 29. Manifold con manómetros Uniweld.



Figura 30. Penta III Full Gauge.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 31. Pinza amperimétrica UNI-T.



Figura 32. Higrómetro HTC-1.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 33. Termómetro digital Delta Track.

En la Tabla 2 se reporta el resumen de los instrumentos utilizados en la investigación con sus respectivas resoluciones.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 2. Lista de equipos de medición utilizados en el estudio.

<b>EQUIPO</b>	<b>MARCA</b>	<b>REFERENCIA</b>	<b>UNIDA DE MEDIDA</b>	<b>RESOLUCIÒN</b>
Manómetro de baja color azul.	Uniweld	QAL3SM-5	Presión (Psig)	1
Manómetro de alta color rojo.	Uniweld	QAL3SM-5	Presión (Psig)	5
Sensor de temperatura.	Full Gauge.	Penta III	Temperatura (Celsius)	0,1
Pinza amperimétrica	Uni-t	UT200A	Resistencia (Ohmios) Voltaje (Voltios) Corriente (Amperios)	0,01
Termohigrómetro	N/A	HTC-1	Temperatura (Celsius) Humedad relativa (%)	0,1
Termómetro digital	Deltatrack	11050	Temperatura (Celsius)	0,1

Durante la fase práctica en campo, se realizaron mediciones de las diferentes variables en los puntos indicados en la Figura 34 como del exterior. En el punto 4 se tomó humedad relativa, en el punto 5 voltaje y corriente del compresor, las presiones y temperaturas del sistema se tomaron en los puntos 1-2-3, (en el horario de 6:00 am – 6:00 pm cada 2 horas, los días viernes con 2 recopilaciones y cuantificación de los datos). Se utilizó una plantilla en una hoja de cálculo como se observa en la Tabla 3, con el fin de facilitar la recopilación de los datos.

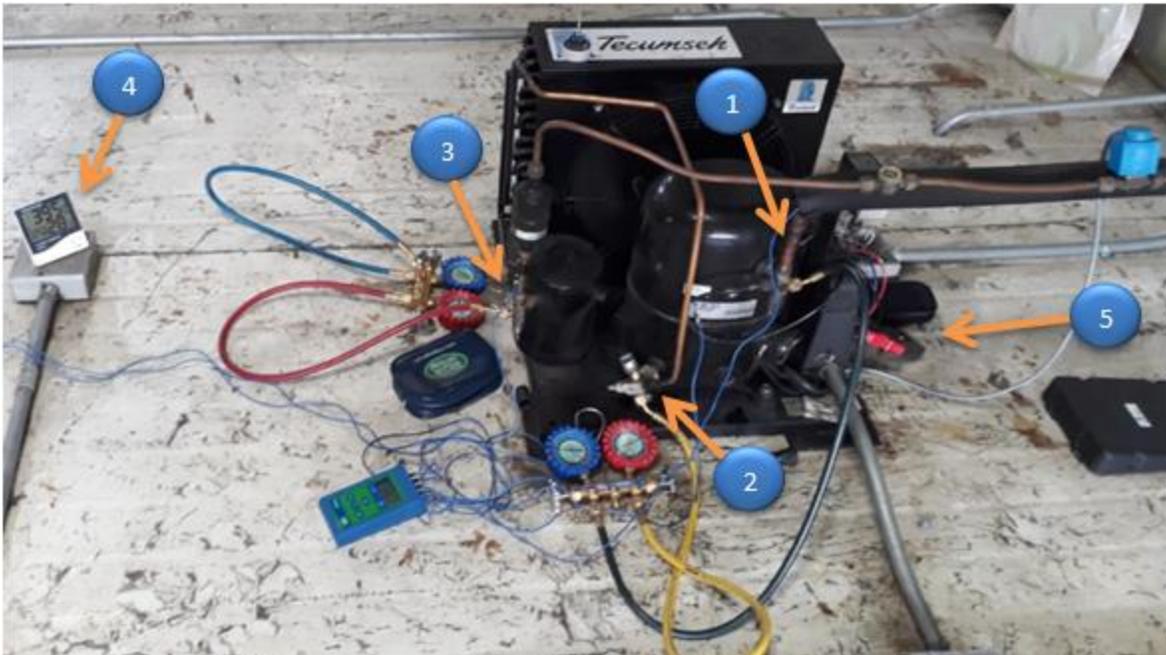


Figura 34. Puntos de obtención de variables.

Tabla 3. Hoja de cálculo para toma de mediciones.

FECHA DE REGISTRO	
DÍA:	
MES:	
AÑO:	

SISTEMA	
VOLTAJE:	
CORRIENTE:	
FRECUENCIA:	
POTENCIA:	
REFRIGERANTE:	

HORA	PRESIONES (P <sub>sig</sub> )			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.											
8:00 a. m.											
10:00 a. m.											
12:00 p. m.											
2:00 p. m.											
4:00 p. m.											
6:00 p. m.											

HORA	PRESIONES (kPa)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0
8:00 a. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0
10:00 a. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0
12:00 p. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0
2:00 p. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0
4:00 p. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0
6:00 p. m.	85.00	85.00	85.00	0	0	0	0	0	0	0	0

Todas estas variables se tomaron en un horario de 6:00 am – 6:00 pm cada 2 horas para obtener así 7 datos del viernes y se realizarán 2 réplicas. Se realizó el viernes y en este horario, debido a que es el día más crítico por el cargue y descargue de la materia prima

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en el equipo para la producción de los desayunos, almuerzos y cenas de la semana entrante.

Se realizó una prueba de hipótesis descrita en la sección 2.4 para evaluar si hay diferencia en tomar el dato a las 6:00 am o en otra hora diferente. El planteamiento estadístico consiste en probar la hipótesis de que la media de las diferencias es cero (la diferencia entre en el consumo del compresor tomado a las 6:00 am y el dato del consumo del compresor tomado a una hora diferente), según las ecuaciones (2.3) y (2.4).

En la Tabla 4 se muestra los datos a tomar en esta prueba de hipótesis:

Tabla 4. Datos tomados para la prueba de hipótesis.

Bloque (n)	Hora	Consumo compresor (A)	Diferencia (A)
1	6: 00 am		Dato referencia
2	8: 00 am		
3	10:00 am		
4	12:00 am		
5	2:00 pm		
6	4:00 pm		
7	6:00 pm		
Medias			$\bar{d}$
Desviación estándar			$S_d$

Al aceptar  $H_0: \mu_D = 0$  se estaría admitiendo que no hay diferencia entre los consumos tomados a las 6:00 am o a una hora diferente. Se calculó el valor del estadístico de prueba según la ecuación (2.5). Bajo el supuesto de que  $H_0$  es verdadera, este estadístico sigue una distribución T de Student con n-1 grados de libertad. Se rechaza  $H_0$  si el valor

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

estadístico de prueba es mayor que el valor crítico de la distribución, es decir, se rechaza  $H_0$  si  $|t_0| > t_{\alpha/2}$  donde  $\alpha$  es la significancia dada de la prueba y es la probabilidad de la región o el intervalo de rechazo. En este proyecto se trabajó con  $\alpha = 0,05$ . Se debe recordar que  $t_{\alpha/2}$  es el punto crítico de la distribución T de Student, tal que  $P(t > t_{\alpha/2}) = \alpha/2$ ; estos valores críticos se obtuvieron de la tabla de la distribución T de Student (ver tabla en el apéndice) (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

Luego mediante el uso de herramientas tecnológicas como cámara fotográfica, un computador portátil, bases de datos académicas (disponibles en la biblioteca digital del ITM), libros termodinámicos y software especializados académicos como el EES se pudo realizar los cálculos termodinámicos.

Con los datos obtenidos en campo, se pudo realizar un balance exergético descrito en la sección 2.5 de este informe, con el cual se pudo hallar el coeficiente de desempeño COP e identificar la cantidad de energía que se utiliza de forma eficiente, pero más aún, aquella energía que no se aprovecha eficientemente y de qué componente proviene, con el cual se pueden emitir las conclusiones, presentar los resultados obtenidos de la presente investigación, con el fin de proponer mejoras en su desempeño.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 4.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

---

### 4.1 Resultados experimentales

Considerando los puntos en la obtención de datos descritos en la sección 3, se diligencia la hoja de cálculo como se observa en la Tabla 3 y se realiza la conversión de unidades de las presiones de psig a kPa donde  $1 \text{ psig} = 6,89476 \text{ kPa}$ , a este resultado se le suma 85 kPa presión atmosférica de la ciudad de Medellín (EPM, 2018), para la cuantificación de datos obtenidos los días 29 de Marzo, 05 y 12 de Abril del 2019 como se observa en las

Tabla 5 a 7 respectivamente.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 5. Obtención de datos 29 de marzo del 2019.

FECHA DE REGISTRO		SISTEMA	
DIA:	29	VOLTAJE:	220 V
MES:	Marzo	CORRIENTE:	5.4 A
AÑO:	2019	FRECUENCIA:	60 Hz
		POTENCIA:	2 HP
		REFRIGERANTE:	R404A

HORA	PRESIONES (Psig)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	23	250	250	-7.6	45.8	30.1	22	20.2	-3.9	73%	5.27
8:00 a. m.	30	260	260	2.8	55.6	35.5	28.3	23.2	-3.8	54%	6.12
10:00 a. m.	32	315	315	1	54.9	40.1	32.7	27.1	0.4	32%	6.51
12:00 p. m.	30	325	325	-1.4	62.3	42.1	35.6	30.3	-2.8	32.00%	6.69
2:00 p. m.	32	340	340	-0.4	71.9	44.7	39.2	32.4	-1	29.80%	6.8
4:00 p. m.	29	275	275	3.1	46	33.6	25.3	22.6	-3.5	65%	6
6:00 p. m.	10	205	200	-1.8	35.5	25.5	21.4	20	1.8	48%	5

HORA	PRESIONES (Kpa)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	243.58	1808.69	1808.69	-7.6	45.8	30.1	22	20.2	-3.9	0.73	5.27
8:00 a. m.	291.84	1877.64	1877.64	2.8	55.6	35.5	28.3	23.2	-3.8	0.54	6.12
10:00 a. m.	305.63	2256.85	2256.85	1	54.9	40.1	32.7	27.1	0.4	0.324	6.51
12:00 p. m.	291.84	2325.80	2325.80	-1.4	62.3	42.1	35.6	30.3	-2.8	0.32	6.69
2:00 p. m.	305.63	2429.22	2429.22	-0.4	71.9	44.7	39.2	32.4	-1	0.298	6.8
4:00 p. m.	284.95	1981.06	1981.06	3.1	46	33.6	25.3	22.6	-3.5	0.65	6
6:00 p. m.	153.95	1498.43	1463.95	-1.8	35.5	25.5	21.4	20	1.8	0.48	5

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 6. Obtención de datos 05 de abril del 2019.

FECHA DE REGISTRO		SISTEMA	
DIA:	5	VOLTAJE:	220 V
MES:	Abril	CORRIENTE:	5.4 A
AÑO:	2019	FRECUENCIA:	60 Hz
		POTENCIA:	2 HP
		REFRIGERANTE:	R404A

HORA	PRESIONES (Psig)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	20	250	250	-7.1	47.4	30.2	23,5	20.9	-4.6	71%	4.97
8:00 a. m.	23	265	265	-5.2	63.4	33.6	26.2	24.3	-11.7	54%	5.1
10:00 a. m.	30	320	320	0.9	56.4	43.3	33.4	27.8	0.8	37%	6.61
12:00 p. m.	32	350	350	2.5	58.9	44.6	38.4	29	-2.8	28%	6.82
2:00 p. m.	32	340	340	-0.6	72.8	45.6	39.8	33.5	-1.3	30.80%	6.78
4:00 p. m.	25	320	320	-2.8	57.4	41.2	33	29.1	-7.3	36.50%	6.19
6:00 p. m.	25	275	275	2.9	47.5	35.3	26.1	23.4	-2.5	63%	6

HORA	PRESIONES (Kpa)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	222.90	1808.69	1808.69	-7.1	47.4	30.2	23,5	20.9	-4.6	0.71	4.97
8:00 a. m.	243.58	1912.11	1912.11	-5.2	63.4	33.6	26.2	24.3	-11.7	0.54	5.1
10:00 a. m.	291.84	2291.32	2291.32	0.9	56.4	43.3	33.4	27.8	0.8	0.37	6.61
12:00 p. m.	305.63	2498.17	2498.17	2.5	58.9	44.6	38.4	29	-2.8	0.28	6.82
2:00 p. m.	305.63	2429.22	2429.22	-0.6	72.8	45.6	39.8	33.5	-1.3	0.308	6.78
4:00 p. m.	257.37	2291.32	2291.32	-2.8	57.4	41.2	33	29.1	-7.3	0.365	6.19
6:00 p. m.	257.37	1981.06	1981.06	2.9	47.5	35.3	26.1	23.4	-2.5	0.63	6

 <b>Institución Universitaria</b>	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 7. Obtención de datos 12 de abril del 2019.

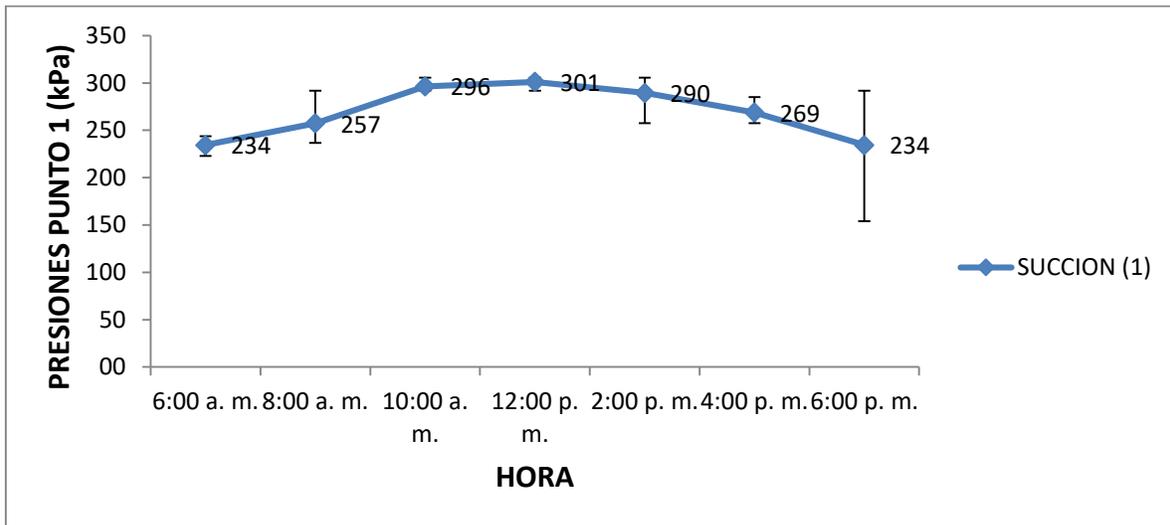
FECHA DE REGISTRO	
DIA:	12
MES:	Abril
AÑO:	2019

SISTEMA	
VOLTAJE:	220 V
CORRIENTE:	5.4 A
FRECUENCIA:	60 Hz
POTENCIA:	2 HP
REFRIGERANTE:	R404A

HORA	PRESIONES (Psig)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	22	250	250	-7.3	47.8	30.6	23	20.8	-4.9	75%	5.1
8:00 a. m.	22	250	250	-5.5	64.5	34.8	25.3	22.5	-11.3	53%	5.27
10:00 a. m.	30	320	320	0.8	55.6	43.2	33.4	26.8	0.6	35%	6.51
12:00 p. m.	32	350	350	2.3	59.3	46.3	36.3	30.8	-2.3	30%	6.82
2:00 p. m.	25	315	315	-3.3	56.8	40.1	34	28.5	-8.9	36%	6.19
4:00 p. m.	26	310	310	-1.3	55.8	39.3	31.6	27.8	-5.3	40%	6.12
6:00 p. m.	30	280	280	3.9	47	34.6	25.5	22.8	-3.8	65%	6

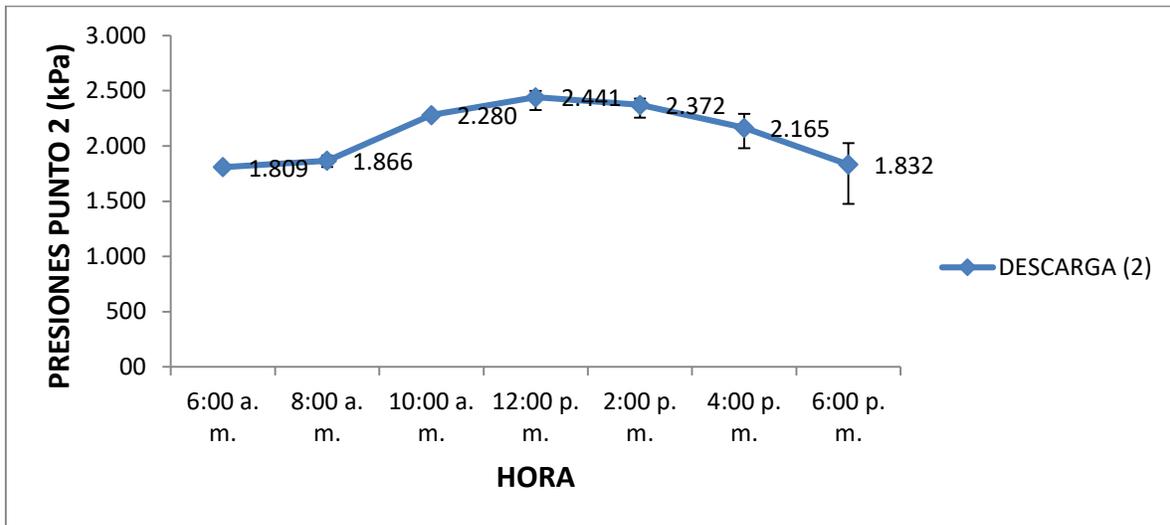
HORA	PRESIONES (Kpa)			TEMPERATURAS (°C)						HUMEDAD RELATIVA (4)	CORRIENTE COMPRESOR (5)
	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	SUCCION (1)	DESCARGA (2)	CONDENSADOR (3)	LUGAR (4)	EXTERIOR	CAVA		
6:00 a. m.	236.68	1808.69	1808.69	-7.3	47.8	30.6	23	20.8	-4.9	0.75	5.1
8:00 a. m.	236.68	1808.69	1808.69	-5.5	64.5	34.8	25.3	22.5	-11.3	0.53	5.27
10:00 a. m.	291.84	2291.32	2291.32	0.8	55.6	43.2	33.4	26.8	0.6	0.35	6.51
12:00 p. m.	305.63	2498.17	2498.17	2.3	59.3	46.3	36.3	30.8	-2.3	0.3	6.82
2:00 p. m.	257.37	2256.85	2256.85	-3.3	56.8	40.1	34	28.5	-8.9	0.36	6.19
4:00 p. m.	264.26	2222.38	2222.38	-1.3	55.8	39.3	31.6	27.8	-5.3	0.4	6.12
6:00 p. m.	291.84	2015.53	2015.53	3.9	47	34.6	25.5	22.8	-3.8	0.65	6

En la Grafica 1 se representa: en el eje horizontal la hora y en el eje vertical la presión en kPa de la línea de succión del compresor en el punto 1 como se muestra en la Figura 34. Se puede identificar que a las 12:00 m se encuentra la máxima presión debido a que ésta se presenta cuando la temperatura es máxima y a las 6:00 am-pm se presentan mínimas presiones ya que decae la temperatura del lugar. A las 6.00 pm se identifica un alto margen de error por cambios climáticos presentados en la ciudad de Medellín.



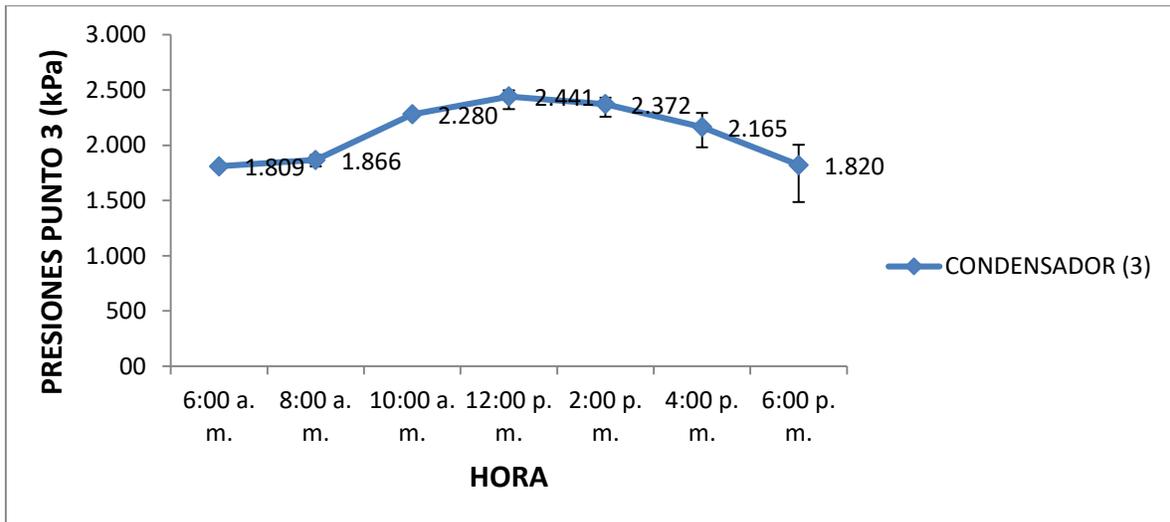
Grafica 1. Presión de succión vs Hora en el punto 1.

En la Grafica 2 se representa la hora y la presión en kPa en la línea de descarga del compresor en el punto 2 como se muestra en la Figura 34. Se puede identificar la máxima presión a las 12:00 pm por las altas temperaturas presentadas a esta hora; por otro lado las presiones mínimas se dan a las 6:00 am y pm debido a las bajas temperaturas.



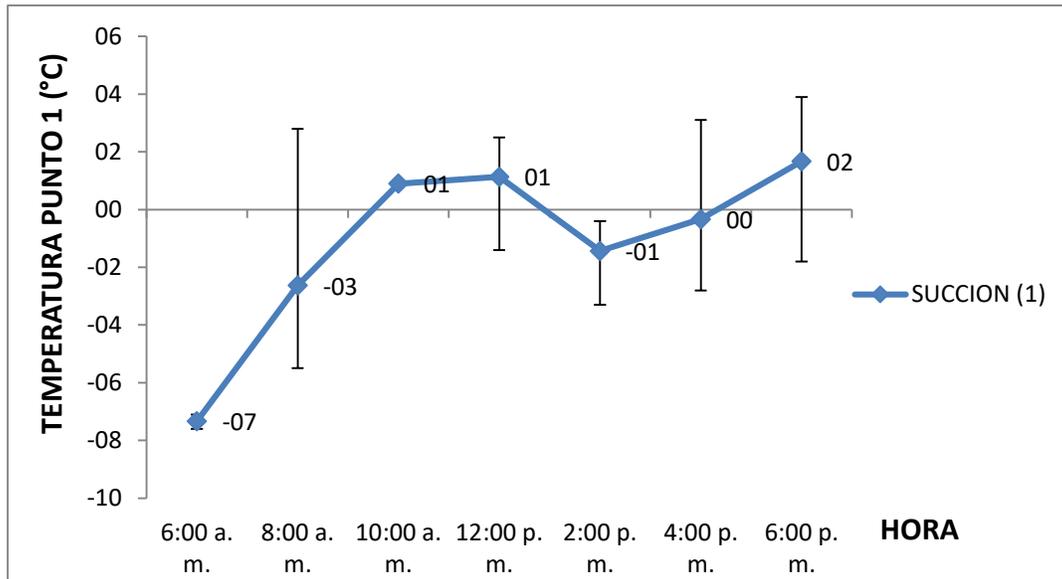
Grafica 2. Presión de descarga vs Hora en el punto 2.

En la Grafica 3 se representa la hora vs la presión en kPa en la salida del condensador en el punto 3 como se muestra en la Figura 34. Se puede identificar que a las 12:00 m se presenta la máxima presión a los altos índice de temperatura y las mínimas presiones resultan a las 6:00 am y pm debido a los bajos grados de temperatura.



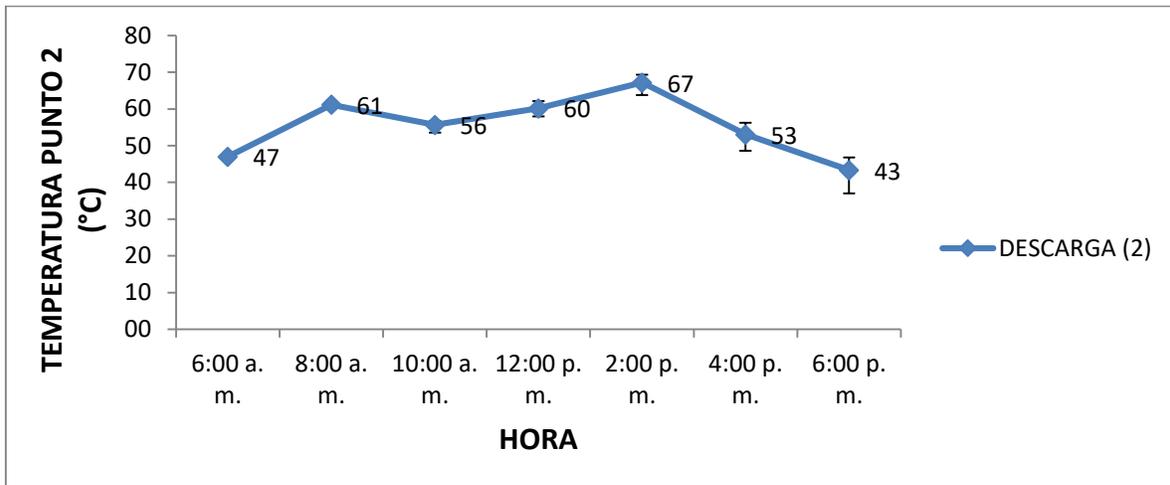
Grafica 3. Presión en el condensador vs hora punto 3.

En la Grafica 4 se representa la hora y la temperatura en la línea de succión del compresor en el punto 1 como se muestra en la Figura 34. Se puede identificar que en la línea la máxima temperatura se presenta a las 6:00 pm y la mínima se identifica a las 6:00 am.



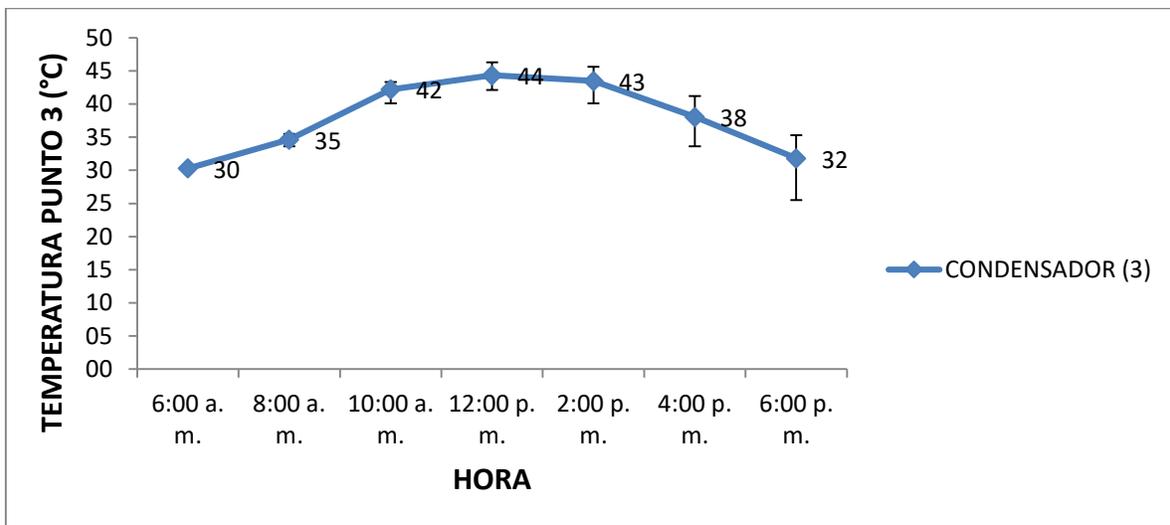
Grafica 4. Hora vs temperatura en línea de succión en el punto 1.

En la Grafica 5 se representa la hora vs la temperatura de la línea de descarga del compresor en el punto 2 como se muestra en la Figura 34. Se puede identificar que la máxima temperatura se presenta a las 2:00 pm y la mínima se presenta a las 6:00 pm.



Grafica 5. Hora vs temperatura de línea de descarga en el punto 2.

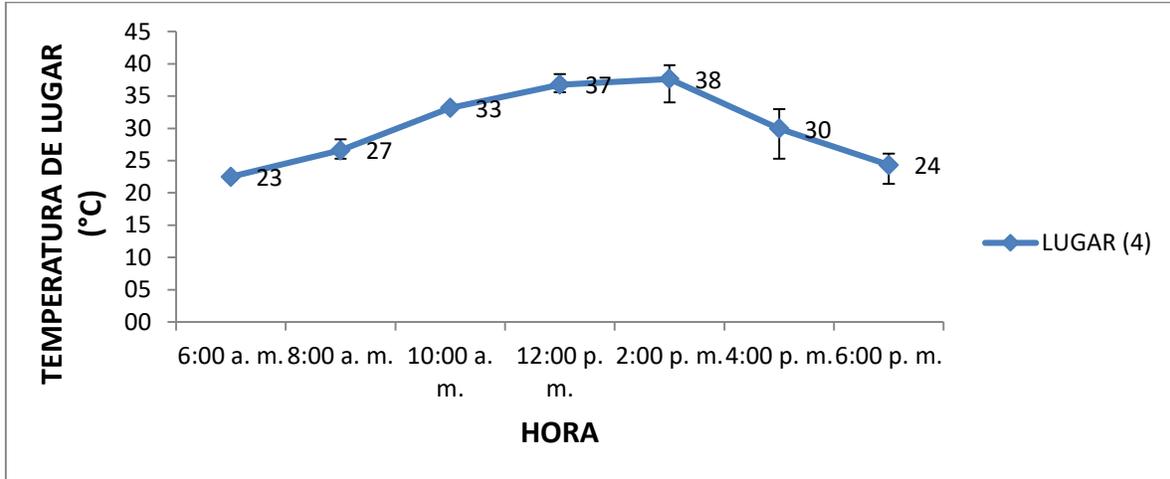
En la Grafica 6 se representa la hora y la temperatura de la línea a la salida del condensador en el punto 3 como se muestra en la Figura 34. Se puede identificar el máximo de temperatura a las 12:00 pm y la mínima temperatura a las 6:00 am.



Grafica 6. Hora vs temperatura a la salida del condensador en el punto 3.

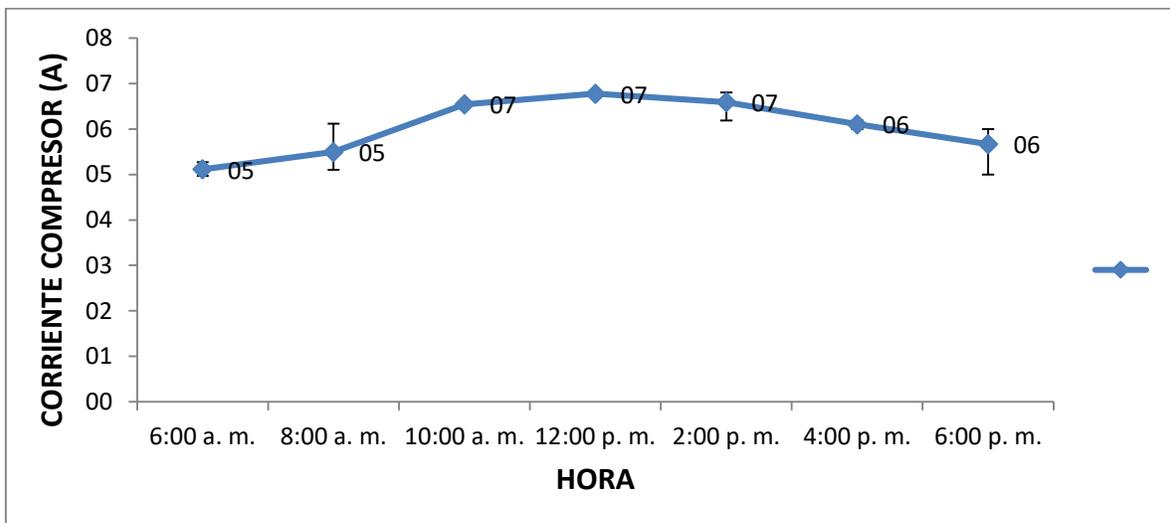
En la Grafica 7 se representa la hora y la temperatura en °C del lugar donde se encuentra ubicada la unidad condensadora. Se puede identificar que la máxima temperatura que se presenta en el lugar es a las 12:00 m y 2:00 pm del día; debido a esto se presentan altos

índices de presión y temperaturas en las líneas del sistema como se muestran en las gráficas anteriores.



Grafica 7. Temperatura ambiente vs Hora del lugar.

En la Grafica 8 se representa la hora vs el consumo del compresor en Amperios; se puede identificar un alto consumo en el equipo en las horas del mediodía, debido a las altas presiones presentadas en las Grafica 1-Grafica 2 en la succión y descarga del compresor, en cambio un bajo consumo a la 6:00 am por las bajas presiones generadas a estas horas.



Grafica 8. Hora vs consumo de compresor en Amperios.

#### 4.2 Prueba de hipótesis

Se realiza la prueba de hipótesis descrita en la sección 2.4 para evaluar si hay diferencia al tomar el dato a las 6:00 am o a otra hora diferente, para probar la hipótesis; la media de las diferencias es cero (la diferencia entre en el consumo del compresor tomado a las 6:00 am y el dato del consumo del compresor tomado a una hora diferente), como se observa en las ecuaciones (4.1) y (4.2) siendo “Z” el consumo del compresor. Ingresando los datos promedios de los 3 días del consumo del compresor en la

Tabla 8.

$$H_0: Z = 0 \quad (4.1)$$

$$H_A: Z \neq 0 \quad (4.2)$$

Tabla 8. Resultado de tablas de prueba de hipótesis.

Bloque (n)	Hora	Consumo compresor (A)	Diferencia (A)
1	6:00 a. m.	4,97	Dato referencia
2	8:00 a. m.	5,27	0,30
3	10:00 a. m.	5,84	0,87
4	12:00 a. m.	6,74	1,77
5	2:00 p. m.	6,67	1,70
6	4:00 p. m.	6,13	1,16
7	6:00 p. m.	5,32	0,35
Medias		5,8	$\bar{d}$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Desviación estándar	0,70	$S_d$
---------------------	------	-------

**Sustituyendo los valores en la ecuación (2.5) obtenidos de la**

Tabla 8 se tiene los siguientes resultados:

$$t_0 = \frac{\bar{d}}{S_d/\sqrt{n}} = \frac{5,8}{0.7/\sqrt{7}} = 21,92 \quad (4.3)$$

Bajo el supuesto de que  $H_0$  es verdadera, según la ecuación (2.3), se rechaza  $H_0$  si el valor absoluto del estadístico de prueba es mayor que el valor crítico de la distribución, es decir,

$$\text{Se rechaza } H_0 \text{ si } |t_0| > t_{\alpha/2}. \quad (4.4)$$

Recordando lo descrito en la sección 2.4,  $t_{\alpha/2}$  es el punto crítico de la distribución T de Student, donde los grados de libertad son  $n-1$  y  $\alpha$  es la significancia dada de la prueba (ver Tabla 14). En este proyecto se trabajó con  $\alpha = 0,05$ , por tanto:

$$|t_0| > t_{\alpha/2} \quad (4.5)$$

$$|21,92| > 2,45$$

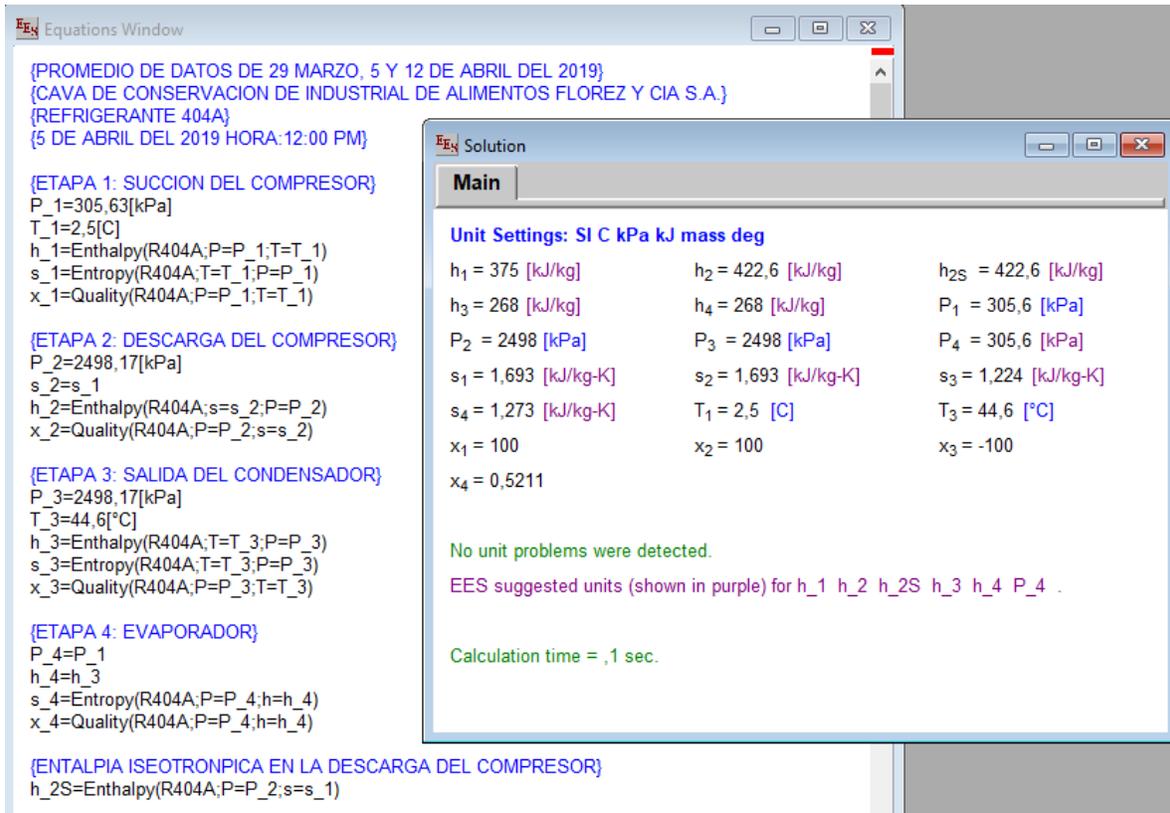
De acuerdo con lo anterior se deduce que la hipótesis de  $H_0: Z = 0$  se rechaza, ya que el dato de consumo obtenido a las 6:00 am es diferente a otro dato tomado en otra hora en el consumo del compresor.

### 4.3 Resultados del sistema con compresión isentrópica

En esta sección se presenta un análisis en el compresor con eficiencia isentrópica igual a 1 (sin pérdida de calor, ni perdidas por fricción interna). En la Figura 35 se puede observar

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

que en la etapa 2 (Descarga del compresor), se ingresa con la variable presión y la entropía de la etapa 1 (Succión del compresor).



The screenshot shows the EES software interface with two windows: 'Equations Window' and 'Solution Window'.

**Equations Window:**

```

{PROMEDIO DE DATOS DE 29 MARZO, 5 Y 12 DE ABRIL DEL 2019}
{CAVA DE CONSERVACION DE INDUSTRIAL DE ALIMENTOS FLOREZ Y CIA S.A.}
{REFRIGERANTE 404A}
{5 DE ABRIL DEL 2019 HORA:12:00 PM}

{ETAPA 1: SUCCION DEL COMPRESOR}
P_1=305,63[kPa]
T_1=2,5[C]
h_1=Enthalpy(R404A;P=P_1;T=T_1)
s_1=Entropy(R404A;T=T_1;P=P_1)
x_1=Quality(R404A;P=P_1;T=T_1)

{ETAPA 2: DESCARGA DEL COMPRESOR}
P_2=2498,17[kPa]
s_2=s_1
h_2=Enthalpy(R404A;s=s_2;P=P_2)
x_2=Quality(R404A;P=P_2;s=s_2)

{ETAPA 3: SALIDA DEL CONDENSADOR}
P_3=2498,17[kPa]
T_3=44,6[C]
h_3=Enthalpy(R404A;T=T_3;P=P_3)
s_3=Entropy(R404A;T=T_3;P=P_3)
x_3=Quality(R404A;P=P_3;T=T_3)

{ETAPA 4: EVAPORADOR}
P_4=P_1
h_4=h_3
s_4=Entropy(R404A;P=P_4;h=h_4)
x_4=Quality(R404A;P=P_4;h=h_4)

{ENTALPIA ISEOTRONPICA EN LA DESCARGA DEL COMPRESOR}
h_2S=Enthalpy(R404A;P=P_2;s=s_1)
  
```

**Solution Window (Main):**

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$h_1 = 375$ [kJ/kg]	$h_2 = 422,6$ [kJ/kg]	$h_{2S} = 422,6$ [kJ/kg]
$h_3 = 268$ [kJ/kg]	$h_4 = 268$ [kJ/kg]	$P_1 = 305,6$ [kPa]
$P_2 = 2498$ [kPa]	$P_3 = 2498$ [kPa]	$P_4 = 305,6$ [kPa]
$s_1 = 1,693$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 1,693$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,224$ [kJ/kg-K]
$s_4 = 1,273$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 2,5$ [C]	$T_3 = 44,6$ [°C]
$x_1 = 100$	$x_2 = 100$	$x_3 = -100$
$x_4 = 0,5211$		

No unit problems were detected.  
EES suggested units (shown in purple) for  $h_1$   $h_2$   $h_{2S}$   $h_3$   $h_4$   $P_4$  .  
Calculation time = ,1 sec.

Figura 35. Propiedades del sistema en el EES considerando compresión isentrópica.

En la Figura 36 se ingresan las ecuaciones del balance exergético descritas en el numeral 2.5 con el fin de obtener el coeficiente de desempeño y demás variables del balance exergético, para así realizar una comparación con el sistema analizado inicialmente en un día en las diferentes horas.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$N_c = (h_{2S} - h_1) / (h_2 - h_1)$  {Eficiencia isentrópica}

$W_{in} = (((210)^{(6,82)^{(0,9)^{(1,73)}}) / 1000)$  [kJ/s] {Potencia de entrada}

$m_{punto} = (W_{in}) / (h_2 - h_1)$  {Flujo masico}

$Q_L = (m_{punto}) * (h_1 - h_4)$  {Calor de refrigeracion del evaporador}

$Q_H = (m_{punto}) * (h_2 - h_3)$  {Calor de rechazo del condensador}

$COP = Q_L / W_{in}$  {Coeficiente de desempeño}

$T_0 = (38,4 + 273,15)$  [K] {Temperatura del ambiente}

$T_0 = T_H$

$T_L = (-2,8 + 273,15)$  [K] {Temperatura en camara de refrigeracion}

$COP_{Prev} = (T_L) / (T_H - T_L)$  {Coeficiente de desempeño reversible}

{Destruccion de exergia en cada componente}

{Compresor}

$X_{dest1\_2} = ((T_0)^{(m_{punto}) * (s_2 - s_1)})$

{Condensador}

$X_{dest2\_3} = ((T_0)^{((m_{punto}) * (s_3 - s_2) + (Q_H / T_H))})$

{Valvula de expansion termostatica}

$X_{dest3\_4} = ((T_0)^{(m_{punto}) * (s_4 - s_3)})$

{Evaporador}

$X_{dest4\_1} = ((T_0)^{((m_{punto}) * (s_1 - s_4) - (Q_L / T_L))})$

$X_{QL} = ((Q_L) * ((T_0 - T_L) / (T_L)))$  {Flujo de exergia}

$n_2 = (X_{QL} / W_{in})$  {Eficiencia de la segunda ley}

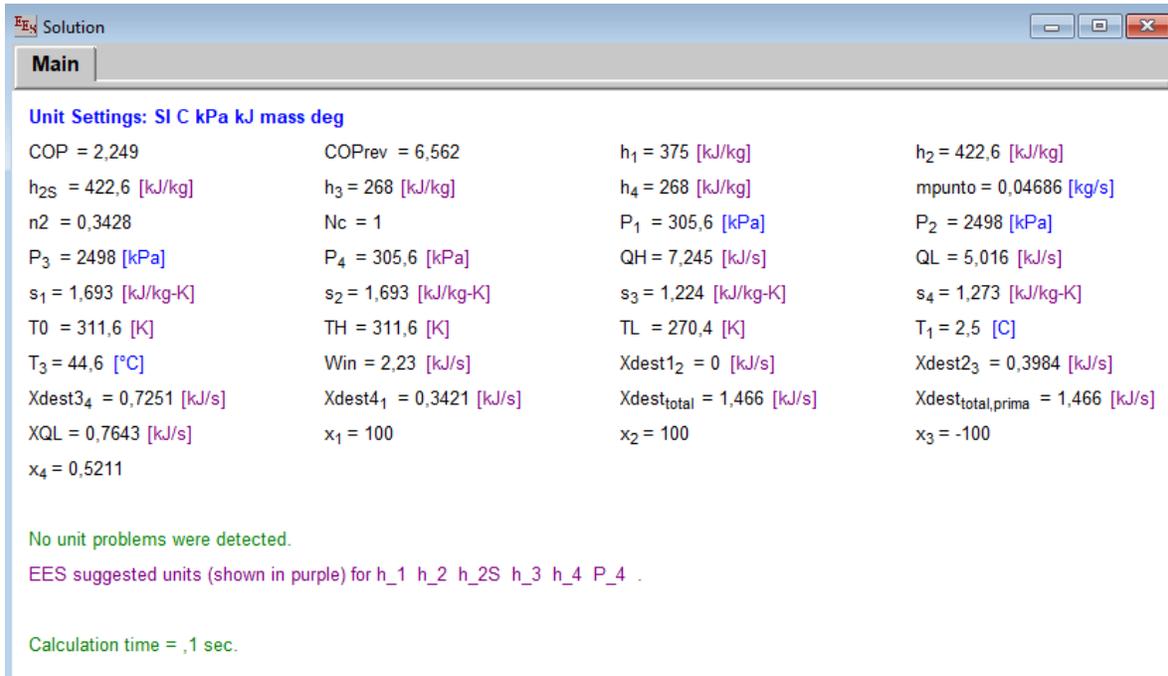
$X_{dest\_total} = (W_{in} - X_{QL})$  {Destruccion de exergia total}

$X_{dest\_total\_prima} = (X_{dest1\_2} + X_{dest2\_3} + X_{dest3\_4} + X_{dest4\_1})$  {Destruccion de exergia total prima}

Figura 36. Ecuaciones en EES considerando compresión isentrópica.

En la Figura 37 se puede identificar los resultados obtenidos de las ecuaciones ingresadas en el EES del día 5 de abril del 2019 a 12:00 m.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



**Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg**

COP = 2,249	COPrev = 6,562	$h_1 = 375$ [kJ/kg]	$h_2 = 422,6$ [kJ/kg]
$h_{2S} = 422,6$ [kJ/kg]	$h_3 = 268$ [kJ/kg]	$h_4 = 268$ [kJ/kg]	mpunto = 0,04686 [kg/s]
$n_2 = 0,3428$	$N_c = 1$	$P_1 = 305,6$ [kPa]	$P_2 = 2498$ [kPa]
$P_3 = 2498$ [kPa]	$P_4 = 305,6$ [kPa]	$QH = 7,245$ [kJ/s]	$QL = 5,016$ [kJ/s]
$s_1 = 1,693$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 1,693$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,224$ [kJ/kg-K]	$s_4 = 1,273$ [kJ/kg-K]
$T_0 = 311,6$ [K]	$TH = 311,6$ [K]	$TL = 270,4$ [K]	$T_1 = 2,5$ [C]
$T_3 = 44,6$ [°C]	$Win = 2,23$ [kJ/s]	$X_{dest1_2} = 0$ [kJ/s]	$X_{dest2_3} = 0,3984$ [kJ/s]
$X_{dest3_4} = 0,7251$ [kJ/s]	$X_{dest4_1} = 0,3421$ [kJ/s]	$X_{dest_{total}} = 1,466$ [kJ/s]	$X_{dest_{total,prima}} = 1,466$ [kJ/s]
$X_{QL} = 0,7643$ [kJ/s]	$x_1 = 100$	$x_2 = 100$	$x_3 = -100$
$x_4 = 0,5211$			

No unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for  $h_1$   $h_2$   $h_{2S}$   $h_3$   $h_4$   $P_4$  .

Calculation time = ,1 sec.

Figura 37. Solución del EES considerando compresión isentrópica.

La

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 9 muestra todos los resultados recopilados del balance en las diferentes horas del día 05 de abril del 2019 considerando que el compresor opera de manera isentrópica.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 9. Resultados para el día 5 de abril considerando compresión isentrópica.

FECHA DE REGISTRO	
DIA:	5
MES:	ABRIL
AÑO:	2019

HORA	S1 (kJ/kg-K)	S2 (kJ/kg-K)	S3 (kJ/kg-K)	S4 (kJ/kg-K)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	h2s (kJ/kg)	$n_c$	$\dot{W}_{ent}$ (kJ/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_L$ (kJ/s)	$\dot{Q}_H$ (kJ/s)	$COP_R$	$COP_{rev}$
6:00 a. m.	1.693	1.693	1.150	1.190	368.4	415.5	244.3	244.3	415.5	1.000	1.625	0.03445	4.274	5.899	2.63	9.6
8:00 a. m.	1.691	1.691	1.167	1.209	369.6	415.9	249.8	249.8	415.9	1.000	1.668	0.03599	4.312	5.979	2.586	6.898
10:00 a. m.	1.692	1.692	1.217	1.266	373.9	420.5	265.7	265.7	420.5	1.000	2.161	0.04636	5.012	7.173	2.319	8.403
12:00 p. m.	1.693	1.693	1.224	1.273	375.0	422.6	268.0	268.0	422.6	1.000	2.23	0.04686	5.016	7.245	2.249	6.562
2:00 p. m.	1.683	1.683	1.229	1.280	372.2	418.4	269.7	269.7	418.4	1.000	2.217	0.04801	4.923	7.14	2.221	6.614
4:00 p. m.	1.693	1.693	1.206	1.257	371.3	420.8	262.2	262.2	420.8	1.000	2.024	0.04097	4.471	6.495	2.209	6.597
6:00 p. m.	1.711	1.711	1.176	1.218	376.3	423.8	252.5	252.5	423.8	1.000	1.962	0.04133	5.118	7.08	2.609	9.463

HORA	$T_0$ (K)	$T_H$ (K)	$T_L$ (K)	$\dot{X}_{dest\ 1-2}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 2-3}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 3-4}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 4-1}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{QL}$ (kJ/s)	$n_{II}$	$\dot{X}_{dest\ total}$ (kJ/s)	EER
6:00 a. m.	296.7	296.7	268.6	0	0.3446	0.4124	0.4208	0.4472	0.275	1.178	8.261
8:00 a. m.	299.4	299.4	261.5	0	0.3413	0.4505	0.2507	0.625	0.375	1.043	8.123
10:00 a. m.	306.6	306.6	274	0	0.4195	0.7029	0.4424	0.5965	0.276	1.565	7.284
12:00 p. m.	311.6	311.6	270.4	0	0.3984	0.7251	0.3421	0.7643	0.343	1.466	7.065
2:00 p. m.	313	313	271.9	0	0.3229	0.7704	0.3792	0.7443	0.336	1.473	6.977
4:00 p. m.	306.2	306.2	265.9	0	0.3896	0.6417	0.3148	0.6778	0.335	1.346	6.939
6:00 p. m.	299.3	299.3	270.7	0	0.4616	0.522	0.4374	0.5408	0.276	1.421	8.195

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Como se puede observar en la

Tabla 9 se obtiene una  $n_c$  (eficiencia isentrópica) constante con un valor de 1. Por otra parte, se obtienen  $COP$  (coeficientes de desempeño) con un valor menor al del  $COP_{Rev}$  (coeficiente de desempeño reversible), por consiguiente la eficiencia de la segunda ley está por debajo de 1 (cerca al 30%). Para este análisis el valor del coeficiente de desempeño es en promedio de 2,4, acercándose al valor de 2,24 reportado por otros autores para una cámara de frío para la conservación de alimentos (Benavides & Polanco, 2013).

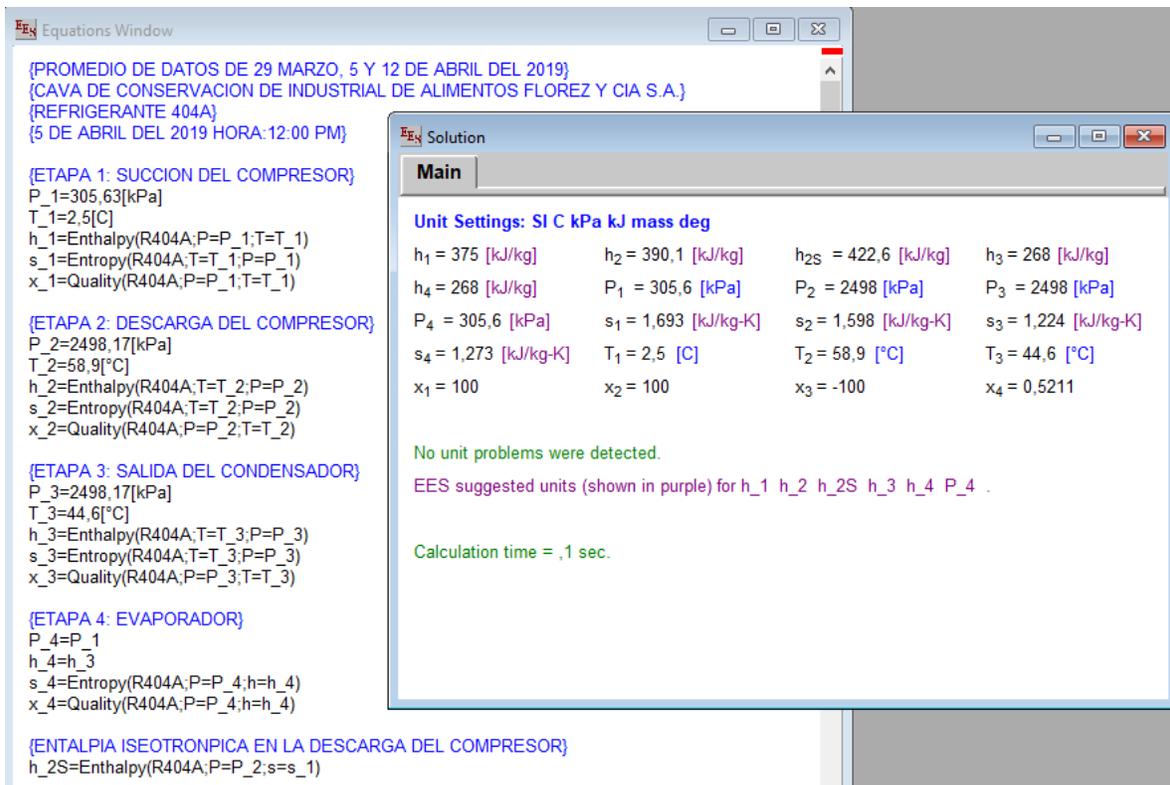
#### 4.4 Resultados del sistema con compresión real

Luego de la obtención de los datos para el caso isentrópico, se ingresan todos los datos que se obtuvieron en los 3 días, pero calculando para la entrada y salida del compresor las entalpías “ $h_1$  y  $h_2$ ”, entropías “ $s_1$  y  $s_2$ ” y calidad “ $x_1$  y  $x_2$ ” a partir de los datos medidos de presión y temperatura (puntos 1 y 2). Estos cálculos se realizaron para el día 29 de Marzo del 2019 a partir de los datos de la

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 5, para el día 05 de abril del 2019 a partir de los datos de la Tabla 6 y para el día 12 de abril del 2019 a partir de los datos de la Tabla 7.

A la salida del condensador (punto 3) se utiliza la presión y temperatura para hallar entalpía “ $h_3$ ”, entropía “ $s_3$ ” y la calidad “ $x_3$ ”. En la entrada del evaporador (punto 4) se utiliza la misma entalpía del punto 3 (proceso de expansión isentrópico) y la temperatura. Las ecuaciones utilizadas en el EES para determinar las propiedades en los cuatro puntos se observa en la Figura 38.



The screenshot shows the EES software interface with two windows: 'Equations Window' and 'Solution'.

**Equations Window:**

```

{PROMEDIO DE DATOS DE 29 MARZO, 5 Y 12 DE ABRIL DEL 2019}
{CAVA DE CONSERVACION DE INDUSTRIAL DE ALIMENTOS FLOREZ Y CIA S.A.}
{REFRIGERANTE 404A}
{5 DE ABRIL DEL 2019 HORA:12:00 PM}

{ETAPA 1: SUCCION DEL COMPRESOR}
P_1=305,63[kPa]
T_1=2,5[C]
h_1=Enthalpy(R404A;P=P_1;T=T_1)
s_1=Entropy(R404A;T=T_1;P=P_1)
x_1=Quality(R404A;P=P_1;T=T_1)

{ETAPA 2: DESCARGA DEL COMPRESOR}
P_2=2498,17[kPa]
T_2=58,9[C]
h_2=Enthalpy(R404A;T=T_2;P=P_2)
s_2=Entropy(R404A;T=T_2;P=P_2)
x_2=Quality(R404A;P=P_2;T=T_2)

{ETAPA 3: SALIDA DEL CONDENSADOR}
P_3=2498,17[kPa]
T_3=44,6[C]
h_3=Enthalpy(R404A;T=T_3;P=P_3)
s_3=Entropy(R404A;T=T_3;P=P_3)
x_3=Quality(R404A;P=P_3;T=T_3)

{ETAPA 4: EVAPORADOR}
P_4=P_1
h_4=h_3
s_4=Entropy(R404A;P=P_4;h=h_4)
x_4=Quality(R404A;P=P_4;h=h_4)

{ENTALPIA ISEOTROPICA EN LA DESCARGA DEL COMPRESOR}
h_2S=Enthalpy(R404A;P=P_2;s=s_1)
  
```

**Solution Window:**

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$h_1 = 375$ [kJ/kg]	$h_2 = 390,1$ [kJ/kg]	$h_{2S} = 422,6$ [kJ/kg]	$h_3 = 268$ [kJ/kg]
$h_4 = 268$ [kJ/kg]	$P_1 = 305,6$ [kPa]	$P_2 = 2498$ [kPa]	$P_3 = 2498$ [kPa]
$P_4 = 305,6$ [kPa]	$s_1 = 1,693$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 1,598$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,224$ [kJ/kg-K]
$s_4 = 1,273$ [kJ/kg-K]	$T_1 = 2,5$ [C]	$T_2 = 58,9$ [C]	$T_3 = 44,6$ [C]
$x_1 = 100$	$x_2 = 100$	$x_3 = -100$	$x_4 = 0,5211$

No unit problems were detected.  
 EES suggested units (shown in purple) for  $h_1$   $h_2$   $h_{2S}$   $h_3$   $h_4$   $P_4$  .  
 Calculation time = ,1 sec.

Figura 38. Propiedades del sistema en el EES considerando compresión real.

A partir de los anteriores resultados, se ingresan las ecuaciones descritas en la sección 2.5 en el programa EES como se observa en la Figura 39 para hallar el coeficiente de desempeño y otros resultados de interés del balance exergético del sistema de refrigeración como se observa en la Figura 40.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$N_c = (h_{2S} - h_1) / (h_2 - h_1)$  {Eficiencia isentrópica}

$W_{in} = (((210)^{(6,82)} \cdot (0,9)^{(1,73)}) / 1000)$  [kJ/s] {Potencia de entrada}

$m_{punto} = (W_{in}) / (h_2 - h_1)$  {Flujo masico}

$Q_L = (m_{punto}) \cdot (h_1 - h_4)$  {Calor de refrigeracion del evaporador}  
 $Q_H = (m_{punto}) \cdot (h_2 - h_3)$  {Calor de rechazo del condensador}

$COP = Q_L / W_{in}$  {Coeficiente de desempeño}

$T_0 = (38,4 + 273,15)$  [K] {Temperatura del ambiente}  
 $T_0 = T_H$   
 $T_L = (-2,8 + 273,15)$  [K] {Temperatura en camara de refrigeracion}

$COP_{rev} = (T_L) / (T_H - T_L)$  {Coeficiente de desempeño reversible}

{Destruccion de exergia en cada componente}

{Compresor}  
 $X_{dest1\_2} = ((T_0)^{(m_{punto}) \cdot (s_2 - s_1)})$

{Condensador}  
 $X_{dest2\_3} = ((T_0)^{((m_{punto}) \cdot (s_3 - s_2) + (Q_H / T_H))})$

{Valvula de expansion termostatica}  
 $X_{dest3\_4} = ((T_0)^{(m_{punto}) \cdot (s_4 - s_3)})$

{Evaporador}  
 $X_{dest4\_1} = ((T_0)^{((m_{punto}) \cdot (s_1 - s_4) - (Q_L / T_L))})$

$X_{QL} = ((Q_L) \cdot ((T_0 - T_L) / (T_L)))$  {Flujo de exergia}

$n_2 = (X_{QL} / W_{in})$  {Eficiencia de la segunda ley}

$X_{dest\_total} = (W_{in} - X_{QL})$  {Destruccion de exergia total}

$X_{dest\_total\_prima} = (X_{dest1\_2} + X_{dest2\_3} + X_{dest3\_4} + X_{dest4\_1})$  {Destruccion de exergia total prima}

Figura 39. Ecuaciones en EES considerando compresión real.

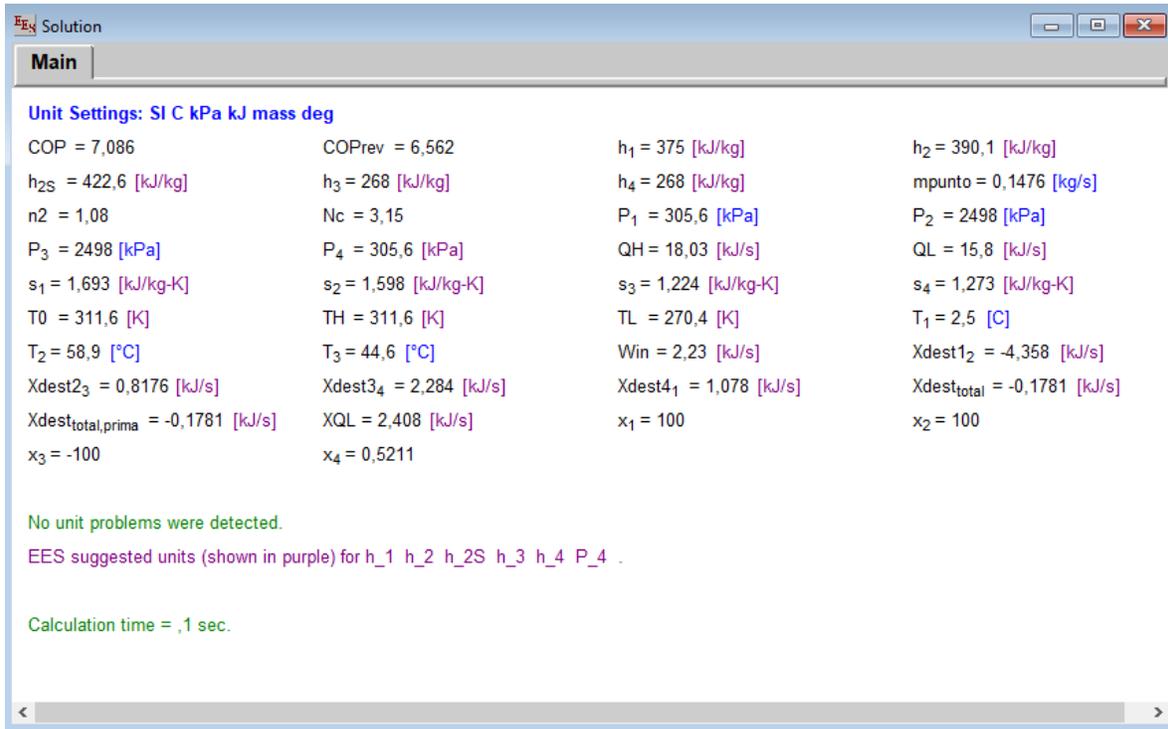


Figura 40. Solución del EES considerando compresión real.

Obtenidos todos los resultados del EES para los diferentes días y horas, se presentan a continuación en las Tablas 10 a 12.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 10. Resultados para el viernes 29 de marzo

FECHA DE REGISTRO	
DIA:	29
MES:	Marzo
AÑO:	2019

HORA	S1 (kJ/kg-K)	S2 (kJ/kg-K)	S3 (kJ/kg-K)	S4 (kJ/kg-K)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	h2s (kJ/kg)	$n_c$	$\dot{W}_{ent}$ (kJ/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_L$ (kJ/s)	$\dot{Q}_H$ (kJ/s)	$COP_R$	$COP_{rev}$
6:00 a. m.	1.683	1.612	1.149	1.187	367.5	388.8	244.2	244.2	412.0	2.086	1.723	0.080	9.955	11.680	5.770	10.4
8:00 a. m.	1.698	1.645	1.177	1.215	375.6	400.1	252.8	252.8	418.1	1.734	2.001	0.081	10.010	12.010	5.001	8.391
10:00 a. m.	1.688	1.604	1.200	1.243	373.7	390.4	260.4	260.4	418.6	2.682	2.129	0.127	14.390	16.520	6.761	8.469
12:00 p. m.	1.685	1.631	1.211	1.258	371.8	399.7	263.7	263.7	418.2	1.664	2.187	0.078	8.486	10.670	3.879	7.040
2:00 p. m.	1.683	1.661	1.224	1.274	372.4	410.9	268.1	268.1	418.6	1.202	2.223	0.057	6.029	8.253	2.712	6.770
4:00 p. m.	1.702	1.593	1.167	1.204	376.0	384.5	249.7	249.7	420.5	5.208	1.962	0.229	28.970	30.930	14.760	9.363
6:00 p. m.	1.746	1.605	1.127	1.173	374.4	383.0	237.1	237.1	429.1	6.367	1.635	0.190	26.120	27.750	15.970	14.030

HORA	$T_0$ (K)	$T_H$ (K)	$T_L$ (K)	$\dot{X}_{dest\ 1-2}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 2-3}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 3-4}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 4-1}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{QL}$ (kJ/s)	$n_{II}$	$\dot{X}_{dest\ total}$ (kJ/s)	EER
6:00 a. m.	295.2	295.2	269.3	-1.684	0.649	0.887	0.912	0.957	0.555	0.765	18.125
8:00 a. m.	301.5	301.5	269.4	-1.317	0.513	0.934	0.677	1.193	0.596	0.808	15.709
10:00 a. m.	305.9	305.9	273.6	-3.241	0.828	1.663	1.178	1.699	0.798	0.429	21.238
12:00 p. m.	308.8	308.8	270.4	-1.311	0.497	1.153	0.642	1.205	0.551	0.982	12.185
2:00 p. m.	312.4	312.4	272.2	-0.403	0.365	0.899	0.47	0.89	0.400	1.33	8.519
4:00 p. m.	298.5	298.5	269.7	-7.414	1.73	2.502	2.05	3.094	1.577	-1.132	46.364
6:00 p. m.	294.6	294.6	275	-7.884	0.957	2.596	4.104	1.862	1.139	-0.226	50.165

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 11. Resultados para el viernes 5 de abril

FECHA DE REGISTRO	
DIA:	5
MES:	ABRIL
AÑO:	2019

HORA	S1 (kJ/kg-K)	S2 (kJ/kg-K)	S3 (kJ/kg-K)	S4 (kJ/kg-K)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	h2s (kJ/kg)	$n_c$	$\dot{W}_{ent}$ (kJ/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_L$ (kJ/s)	$\dot{Q}_H$ (kJ/s)	$COP_R$	$COP_{rev}$
6:00 a. m.	1.693	1.619	1.150	1.190	368.4	391.0	244.3	244.3	415.5	2.089	1.625	0.071	8.929	10.55	5.494	9.55
8:00 a. m.	1.691	1.671	1.167	1.209	369.6	409.2	249.8	249.8	415,9	1,17	1.668	0.042	5.045	6.713	3.026	6.89
10:00 a. m.	1.692	1.608	1.217	1.266	373.9	391.8	265.7	265.7	420.5	2.598	2.161	0.12	13.02	15.18	6.024	8.400
12:00 p. m.	1.693	1.598	1.224	1.273	375.0	390.1	268.0	268.0	422.6	3.150	2.23	0.147	15.8	18.03	7.086	6.560
2:00 p. m.	1.683	1.664	1.229	1.280	372.2	412.1	269.7	269.7	418.4	1.159	2.217	0.055	5.707	7.924	2.574	6.610
4:00 p. m.	1.693	1.612	1.206	1.257	371.3	393.3	262.2	262.2	420.8	2.247	2.024	0.092	10.05	12.07	4.96	6.590
6:00 p. m.	1.711	1.600	1.176	1.218	376.3	386.7	252.5	252.5	423.8	4.564	1.962	0.188	23.36	25.32	11.91	9.460

HORA	$T_0$ (K)	$T_H$ (K)	$T_L$ (K)	$\dot{X}_{dest\ 1-2}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 2-3}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 3-4}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 4-1}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{QL}$ (kJ/s)	$n_{II}$	$\dot{X}_{dest\ total}$ (kJ/s)	EER
6:00 a. m.	296.7	296.7	268.6	-1.59	0.54	0.861	0.879	0.934	0.574	0.007	17.258
8:00 a. m.	299.4	299.4	261.5	-0.25	0.366	0.527	0.293	0.731	0.438	0.936	9.505
10:00 a. m.	306.6	306.6	274	-3.116	0.753	1.826	1.149	1.549	0.716	0.611	18.923
12:00 p. m.	311.6	311.6	270.4	-4.358	0.817	2.284	1.078	2.408	1.080	0.178	22.259
2:00 p. m.	313	313	271.9	-0.316	0.338	0.893	0.439	0.862	0.389	1.354	8.085
4:00 p. m.	306.2	306.2	265.9	-2.27	0.622	1.442	0.707	1.523	0.752	0.501	15.580
6:00 p. m.	299.3	299.3	270.7	-6.256	1.371	2.382	1.996	2.468	1.258	0.506	37.412

Tabla 12. Resultados para el viernes 12 de Abril

FECHA DE REGISTRO	
DIA:	12
MES:	ABRIL
AÑO:	2019

HORA	S1 (kJ/kg-K)	S2 (kJ/kg-K)	S3 (kJ/kg-K)	S4 (kJ/kg-K)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	h2s (kJ/kg)	$n_c$	$\dot{W}_{ent}$ (kJ/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_L$ (kJ/s)	$\dot{Q}_H$ (kJ/s)	$COP_R$	$COP_{rev}$
6:00 a. m.	1.687	1.621	1.152	1.191	367.9	391.5	245.0	245.0	413.3	1.920	1.668	0.07	8.687	10.35	5.21	9.61
8:00 a. m.	1.693	1.684	1.174	1.218	369.5	412.2	251.7	251.7	415.3	1.070	1.723	0.04	4.745	6.469	2.754	7.15
10:00 a. m.	1.692	1.604	1.216	1.266	373.8	390.6	265.6	265.6	420.4	2.774	2.129	0.126	13.71	15.84	6.44	8.340
12:00 p. m.	1.692	1.600	1.232	1.285	374.8	390.8	270.9	270.9	422.4	2.975	2.23	0.139	14.52	16.75	6.51	7.010
2:00 p. m.	1.691	1.613	1.200	1.250	370.9	393.3	260.4	260.4	419.8	2.180	2.024	0.09	9.99	12.01	4.936	6.160
4:00 p. m.	1.695	1.612	1.196	1.243	372.5	392.7	259.0	259.0	420.8	2.390	2	0.099	11.26	13.26	5.62	7.250
6:00 p. m.	1.702	1.594	1.172	1.209	376.5	385.0	251.3	251.3	420.9	5.220	1.962	0.23	28.89	30.85	14.73	9.190

HORA	$T_0$ (K)	$T_H$ (K)	$T_L$ (K)	$\dot{X}_{dest\ 1-2}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 2-3}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 3-4}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 4-1}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{QL}$ (kJ/s)	$n_{II}$	$\dot{X}_{dest\ total}$ (kJ/s)	EER
6:00 a. m.	296.2	296.2	268.3	-1.385	0.548	0.811	0.788	0.903	0.541	0.764	16.366
8:00 a. m.	298.5	298.5	261.9	-0.109	0.335	0.535	0.298	0.663	0.380	1.060	8.651
10:00 a. m.	306.6	306.6	273.8	-3.414	0.783	1.916	1.2	1.643	0.770	0.485	20.229
12:00 p. m.	309.5	309.5	270.9	-3.981	0.862	2.267	1.013	2.069	0.920	0.160	20.449
2:00 p. m.	307.2	307.2	264.3	-2.17	0.559	1.372	0.64	1.622	0.800	0.402	15.505
4:00 p. m.	304.8	304.8	267.9	-2.509	0.688	1.426	0.844	1.551	0.770	0.449	17.654
6:00 p. m.	298.7	298.7	269.4	-7.427	1.777	2.55	1.919	3.143	1.600	-1.180	46.270

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Según los resultados que se tienen en las tablas anteriores se puede observar que la  $\eta_c$  (eficiencia isentrópica) es mayor a 1 en algunos casos. Este fenómeno se está presentando en este sistema debido a que la entalpía isentrópica en el punto 2 es mayor a la entalpía en el punto 2 ( $h_{2s} > h_2$ ), lo cual indica que el compresor está experimentando una pérdida de calor a los alrededores. Esto también se confirma con el signo de negativo de la exergía en esta misma etapa. La menor tasa de destrucción de exergía total se presenta el día 5 de abril del 2019 a las 6:00 am con un valor de 0,007 kJ/s.

Como se puede observar en las tablas de los resultados obtenidos, el  $COP_R$  más alto se encuentra el día 29 de marzo del 2019 a las 6:00 PM con un valor de 15,97. Este es un valor significativamente más alto que el promedio de 2,4 para el caso isentrópico, a tal punto que supera el valor del  $COP_{Rev}$ , obteniendo como resultado la  $n_{II}$  mayor que 1; por lo tanto se estaría violando la segunda ley de la termodinámica y es algo imposible teóricamente. Este fenómeno se debe a que el compresor está perdiendo calor debido a que las aletas del condensador están dirigiendo el flujo de aire forzado hacia el cuerpo del compresor. Como se había mencionado en el marco teórico, en algunos compresores se realiza este enfriamiento a propósito, con el fin de aumentar la eficiencia del equipo.

Inicialmente se supuso, para realizar el análisis del balance de energía y exergía, que la transferencia de calor del compresor a los alrededores es insignificante, lo cual es una suposición común para esta clase de sistemas. Los resultados expuestos en esta sección muestran que ese no es el caso para la cava estudiada en este trabajo.

Para analizar entonces el ciclo real, se recalcula el flujo másico con el valor del calor disipado en el compresor con la ecuación 2,9 del numeral 2.5, en las horas donde la eficiencia de la segunda ley dio como resultado mayor a 1. Para tal fin se estima el calor mínimo necesario que el compresor disipa para que la eficiencia de segunda ley sea menor a 1 y no se viole esta ley termodinámica. A continuación en la siguiente tabla se demuestran los resultados obtenidos para el día 29 de Marzo del 2019.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 13. Resultados del 29 de marzo de 2019 sin despreciar calor disipado por el compresor.

FECHA DE REGISTRO	
DÍA:	29
MES:	Marzo
AÑO:	2019

HORA	S1 (kJ/kg-K)	S2 (kJ/kg-K)	S3 (kJ/kg-K)	S4 (kJ/kg-K)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	h2s (kJ/kg)	$n_c$	$\dot{W}_{ent}$ (kJ/s)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_L$ (kJ/s)	$\dot{Q}_H$ (kJ/s)	$COP_R$	$COP_{rev}$
4:00 p. m.	1.702	1.593	1.167	1.204	376.0	384.5	249.7	249.7	420.5	5.208	1.962	0.145	18.340	19.580	9.346	9.363
6:00 p. m.	1.746	1.605	1.127	1.173	374.4	383.0	237.1	237.1	429.1	6.367	1.635	0.167	22.920	24.360	14.020	14.030

HORA	$T_0$ (K)	$T_H$ (K)	$T_L$ (K)	$\dot{X}_{dest\ 1-2}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 2-3}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 3-4}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{dest\ 4-1}$ (kJ/s)	$\dot{X}_{QL}$ (kJ/s)	$n_{II}$	$\dot{X}_{dest\ total}$ (kJ/s)	EER	$Q_{compresor}$ (kJ/s)
4:00 p. m.	298.5	298.5	269.7	-5	1.095	1.584	1.298	1.958	0.998	0.003	29.358	0.72
6:00 p. m.	294.6	294.6	275	-6.92	0.84	2.278	3.602	1.634	0.999	0.009	44.040	0.20

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

De la anterior tabla se puede ver que las pérdidas de calor que debe experimentar el compresor para respetar la segunda ley oscilarían entre los valores de 0,2 y 0,72. De estos resultados se concluye que la pérdida de calor en el compresor influye en el cálculo de las eficiencias isentrópicas y la eficiencia de la segunda ley y que en este caso no debería despreciarse. Estas pérdidas generalmente no se consideran en los análisis de los ciclos de refrigeración y se desprecian en la mayoría de los estudios.

#### **4.5 Propuesta de mejora**

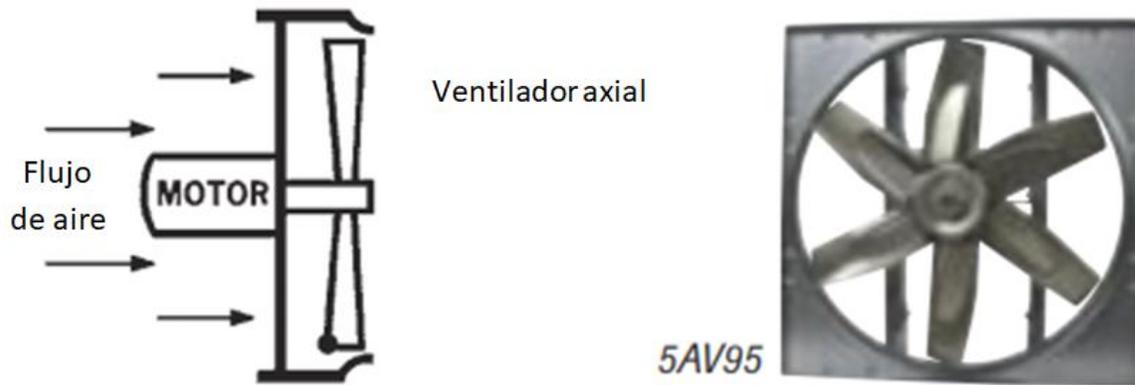
La propuesta de mejora consiste en disminuir la temperatura del lugar donde se encuentra ubicada la unidad condensadora de la cava de conservación. Como se puede observar en la

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Tabla 9, se obtiene el mejor resultado del *COP* a las 6:00 AM con un valor de 2,63 e igualmente el mejor índice de eficiencia energética con un valor 8,261 y una temperatura del lugar de 23° C como se puede observar en la Tabla 6. Este resultado se compara favorablemente con los resultados obtenidos en horas de la tarde donde el COP es en promedio de 2,22 y el índice de eficiencia energética en promedio de 6,98 con una temperatura que alcanza hasta los 39,8°C como se observa en la **Tabla 6**. Se puede concluir entonces que, manteniendo las condiciones del entorno en el lugar presentadas a las 6:00 AM, el sistema va a ser más eficiente energéticamente.

Teniendo en cuenta que la temperatura máxima de la Ciudad de Medellín después del medio día oscila entre los 26°C y 28°C (Ideam, 2019) y comparando esta temperatura con la registrada en el lugar donde se encuentra ubicada la unidad condensadora de hasta 39,8 °C, presenta una diferencia de 12°C. Esta temperatura se puede disminuir e igualar a la máxima de la ciudad presentada posterior al medio día, instalando ventiladores de hélice los cuales son dispositivos de movimiento de aire en el que el flujo de aire es paralelo o axial al eje en el que se monta la hélice (Figura 41). Estos ventiladores tienen una buena eficiencia cerca del suministro de aire libre y se usan principalmente en aplicaciones de baja presión estática (SP) y alto volumen. A medida que aumenta la SP, los HP requeridos aumentan y los CFMs disminuyen. Por lo general, se monta en un Venturi, anillo u otra carcasa de construcción simple y bajo costo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



*Figura 41. Ventilador de hélice axial (Dayton, 2005).*

Los equipos se instalarían en las paredes que se encuentran totalmente libres del lugar (ver Figura 43) y con sus respectivas rejillas de admisión como se puede observar en la Figura 42; para reemplazar el aire y de esta manera baje los índices de temperatura después del mediodía.

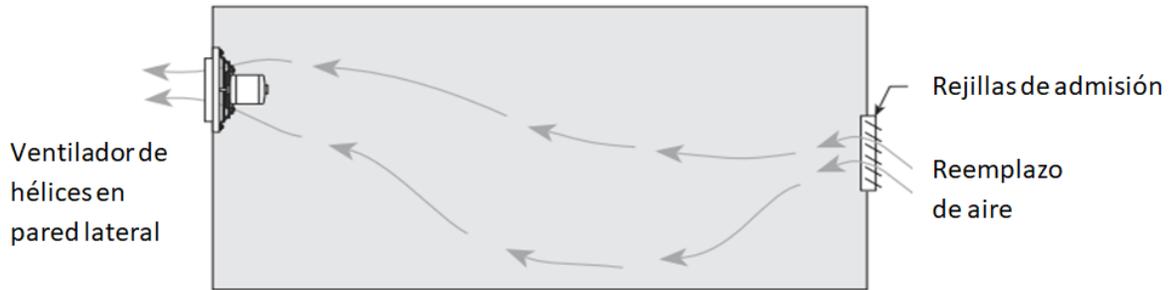


Figura 42. Instalación del sistema de extracción (Dayton, 2005)



Figura 43. Lugar donde se encuentra unidad condensadora.

Una vez que se conoce el tipo de ventilador, se debe determinar la cantidad de aire intercambiado (CFM). Para una ventilación apropiada se debe utilizar una “tasa de cambio de aire” que ventile adecuadamente las áreas de los condensadores (Dayton, 2005). Con esta información es posible calcular los CFM que deben suministrar los ventiladores:

$$CFM = \frac{\text{Volumen del cuarto a ventilar (ft}^3\text{)}}{\text{Minutos/cambio}} \quad (4.6)$$

Donde:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Volumen\ del\ cuarto = Longitud * Alto * Ancho \quad (4.7)$$

Este volumen se calcula por medio del software DesignModeler de ANSYS como se puede observar en la Figura 44, obteniendo un resultado de  $1427,3\ m^3$ , lo que corresponde a  $50404,62\ ft^3$ .

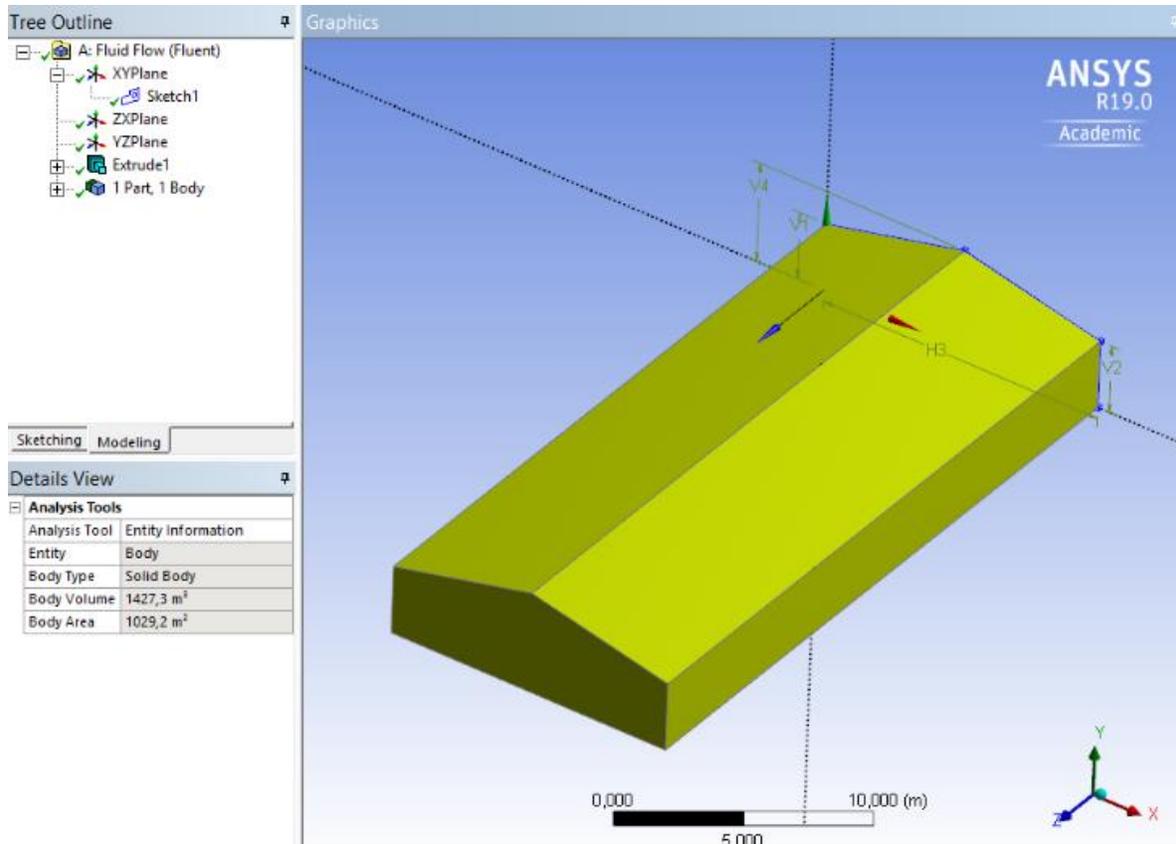


Figura 44. Área donde están ubicadas las unidades condensadoras.

Para determinar la tasa de cambio de aire se puede utilizar la Tabla 15 que se encuentra en el apéndice. Es importante considerar la ubicación geográfica y el nivel de servicio promedio del área. Para climas como el de Medellín y para un uso del área más pesado que lo normal, se debe seleccionar un número bajo en el rango para cambiar el aire más rápidamente. Sin embargo, en condiciones extremas se pueden requerir de "Minutos por cambio" fuera del rango recomendado. En este trabajo se utiliza los factores

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

recomendados para una sala de máquinas (Engine Room) el cual corresponde a un rango de 1-3 minutos/cambio y se elige un valor intermedio de 2. Por tanto los ventiladores deben entregar los siguientes CFMs:

$$CFM = \frac{50404,62}{2} = 25201,31 \text{ CFM} \quad (4.8)$$

Posterior a obtener la cantidad de CFM, se procede a decidir la referencia del ventilador ideal de acuerdo a la necesidad, según la Tabla 16 en el apéndice. Para elegir la dimensión del ventilador, se debe tener en cuenta la caída de presión admisible en pulgadas de agua manométrica que el ventilador es capaz de superar. Para las instalaciones donde no se tiene ducto, el rango está entre 0,05" a 0,20" (Dayton, 2005), como se puede ver en la Tabla 17. Guías de presión estática Tabla 17.

Según lo anterior se eligen ventiladores con pérdidas de presión admisibles de 0,125", dato que está entre el rango anteriormente mencionado. Se elige el ventilador de hélices 4YU98 de 2HP y combo stock 7A665 que entrega 6494 CFM. Para cumplir la necesidad de 25201,31 CFM del área de condensadores se necesitarían 4 ventiladores de hélices de esta referencia instalados en el lugar.

Por lo tanto instalando los cuatro ventiladores de hélice axial de la referencia mencionada anteriormente, con sus respectivas rejillas de admisión para reemplazar el aire cada 2 minutos, se obtiene como resultado la temperatura del lugar de las condensadoras muy aproximada a la del exterior.

Para ilustrar el potencial de ahorro energético de esta propuesta se considera el siguiente escenario: La temperatura ambiente interna del lugar donde están ubicadas las condensadoras fue de 34°C, con una temperatura ambiente externa de 28,5°C, para un valor del COP de 4,936 a las 2 pm para el 12 de Abril (ver Tabla 7 y Tabla 12). Si se instalan los ventiladores de hélices axiales en el lugar, para aproximar la temperatura interna a la del exterior, se obtendrían condiciones muy cercanas a las del mismo día a las 8:00 am,

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

donde se tenía temperatura ambiente interna de 25,3°C. Para esa temperatura interna del cuarto de los condensadores se obtuvo un COP de 2,754 como se puede observar en la Tabla 12. Calculando el porcentaje de mejora de la eficiencia a partir de estos dos COP, se obtendría un porcentaje de mejora en el rendimiento del equipo del 80%.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## **5.CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO**

---

Al realizar el análisis de las diferentes variables del sistema de refrigeración como la presión, temperatura y consumo del equipo en la unidad condensadora de la cava de congelación de la empresa Industrial de alimentos Flórez y cia S.A.S se logra estimar el coeficiente de desempeño, el índice de eficiencia energética y la eficiencia de segunda ley de la termodinámica. A partir de los resultados de este trabajo se concluye que:

- Luego de medir y analizar las diferentes variables de la unidad condensadora tales como la presión, temperatura, consumo del equipo y humedad relativa, se identifica que la temperatura presenta un comportamiento promedio de 38°C a las 12:00 del mediodía, siendo este uno de los factores que afectan directamente la variable de presión que conllevan a generar un alto consumo energético.
- Al realizar el balance energético del sistema de refrigeración en condiciones isentrópicas, se obtiene un coeficiente de desempeño promedio de 2,4 con una eficiencia de segunda ley de 0,32 en promedio. Estos datos son coherentes con lo reportado en la literatura para estudios previos en cavas de conservación.
- Al realizar el balance energético del sistema de refrigeración en condiciones reales, se obtienen altos rangos del coeficiente de desempeño (entre 7 a 15) y de índice de eficiencia energética (hasta un valor de 50,17) para el día 29 de Marzo del 2019. Con algunos de estos resultados se obtienen eficiencias de segunda ley mayores a 1, lo cual teóricamente es imposible ya que se encuentra violando la segunda ley de termodinámica. Esto se debe a que inicialmente se realizó el análisis del ciclo despreciando el calor que disipa el compresor; por lo que fue necesario calcular el calor mínimo necesario que debe estar disipando el compresor para que la

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

eficiencia de segunda ley sea menor que 1 y así respete esta ley de la termodinámica. Este calor es del orden de 1 kW.

- Teniendo en cuenta que la función principal del equipo que se está analizando es conservar los productos para el consumo humano, se recomienda mejorar las variables del entorno donde se encuentra ubicada la unidad condensadora. Esto se puede lograr con la instalación de extractores de calor o ventanas cubiertas con anecho para cumplir con la normatividad de producción de alimentos y así permitir recircular el aire dentro del lugar mejorando la temperatura. De esta manera se puede obtener un mejor coeficiente de desempeño e índice de eficiencia energética para el sistema.
- El trabajo a futuro de la empresa Industrial de Alimentos Flórez y cia s.a.s a partir de los resultados de este estudio es llevar a cabo lo más pronto posible la adecuación del lugar donde se encuentra ubicada la unidad condensadora con el fin de mejorar la temperatura del sitio. Posterior a este ajuste, es importante realizar de nuevo un estudio energético, con la misma metodología empleada en esta investigación, para comparar los resultados y evaluar el ahorro energético.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## REFERENCIAS

---

- Absorsistem. (01 de 01 de 2002). *Absorsistem*. Obtenido de <https://www.absorsistem.com/tecnologia/compresion/ciclo-de-compresion>
- Bejarano, G. O. (01 de 01 de 2013). *Google academic*. Recuperado el 14 de 04 de 2019
- Benavides, J. L., & Polanco, J. N. (2013). *CÁLCULO DE UNA CÁMARA DE FRÍO PARA CONSERVACIÓN DE HIELO, HORTALIZAS Y FRUTAS CONGELADAS*. Obtenido de [http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/793/1/Vasquez\\_Benavides\\_Jos%C3%A9\\_Leonardo.pdf](http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/793/1/Vasquez_Benavides_Jos%C3%A9_Leonardo.pdf)
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica* (8va ed. ed.). Mexico: McGraw Hill.
- Danfoss. (2019). *Danfoss*. Obtenido de <https://www.danfoss.com/es-es/products/filters-sight-glasses-and-switches/dcs/filter-driers/#tab-overview>
- Danfoss. (2019). *Danfoss*. Obtenido de <https://www.danfoss.com/es-es/products/filters-sight-glasses-and-switches/dcs/sight-glasses/#tab-overview>
- Dayton. (01 de 07 de 2005). *Ventilation fundamentals*.
- Edwin Corte, C. F. (2014). Estado del arte de las mejoras en la eficiencia energética. *ResearchGate*, 20.
- EPM. (2018). *Condiciones atmosfericas- EPM*. Medellin: EPM.
- fritz, C. (20 de 07 de 2017). *Puro motores*. Recuperado el 09 de 04 de 2019, de <https://www.puromotores.com/13122094/funciones-de-un-compresor-de-refrigeracion>
- Full gauge. (2019). *Full gauge*. Obtenido de <https://www.fullgauge.com/es/manual-del-producto-113>
- Gutierrez Pulido, H., & De la Vara Salazar, R. (2008). *Análisis y diseño de experimentos*. (2da Edición ed.). México: McGrawHill.
- Ideam. (2019). *Ideam*. Obtenido de <http://www.ideam.gov.co/documents/21021/418894/Caracter%C3%ADsticas+de+Ciudades+Principales+y+Municipios+Tur%C3%ADsticos.pdf/c3ca90c8-1072-434a-a235-91baee8c73fc>
- Industrial de Alimentos Florez y Cia S.A. (2019). *Induali*. Recuperado el 08 de 04 de 2019, de <http://www.induali.com.co/>

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Lugo-Leyte, R. S.-P.-R.-M.-G. (2013). Analisis de costos de operacion exergoeconomicos a un ciclo teorico de refrigeracion a compresion de vapor usando HFC-134A. *Revista mexicana de ingenieria quimica*.

Mendoza Miranda, J. M. (01 de 01 de 2013). Evaluacion energetica de los refrigerantes R1234 y R152A como alternativa al R134A para sistemas de refrigeracion . *Revista iberoamericana de ingenieria mecanica*. Recuperado el 14 de 04 de 2019

Pecomark. (2019). *Pecomark*. Obtenido de <https://www.pecomark.com/es/c/p/101043#>

Pineda, J. (2011). EFICIENCIA EN UN SISTEMA DE. *ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA*, 35.

QUINDE, M. P. (2017). BALANCE EXÉRGÉTICO EN LA PLANTA DE LÁCTEOS. 42.

Ruz, M. L. (01 de 01 de 2016). *Google Academic*. Recuperado el 14 de 04 de 2019

Servimet. (2019). *Servimet*. Recuperado el 12 de 04 de 2019, de <http://www.servimetsa.cl/productos/refrigerante-r-404a/>

Tecumseh Europe. (01 de 01 de 2003). *Frigopack*. Obtenido de [https://www.frigopack.com/\\_articulo ficheros/manual-de-instrucciones-compresores-tecumseh-en-ingles-0000283.pdf](https://www.frigopack.com/_articulo ficheros/manual-de-instrucciones-compresores-tecumseh-en-ingles-0000283.pdf)

Yañez, G. (01 de 01 de 2019). *Ciclo de refrigeracion por compresion de vapor*. Recuperado el 08 de 04 de 2019, de <https://www.gildardoyanez.com/refrigerantes/>

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## APÉNDICE

Tabla 14. Puntos críticos para la distribución T de Student (Gutierrez Pulido & De la Vara Salazar, 2008).

Grados de libertad	Área a la derecha de los puntos, $P(X > x)$			
	0.10	0.05	0.025	0.015
1	3.0776835	6.3137515	12.706205	21.204949
2	1.8856181	2.9199856	4.3026527	5.6427784
3	1.6377444	2.3533634	3.1824463	3.8960459
4	1.5332063	2.1318468	2.7764451	3.2976297
5	1.475884	2.0150484	2.5705818	3.002875
6	1.4397557	1.9431803	2.4469119	2.8289279
7	1.4149239	1.8945786	2.3646243	2.714573
8	1.3968153	1.859548	2.3060041	2.6338144
9	1.3830287	1.8331129	2.2621572	2.573804
10	1.3721836	1.8124611	2.2281389	2.5274842
11	1.3634303	1.7958848	2.2009852	2.4906639
12	1.3562173	1.7822876	2.1788128	2.4607002
13	1.3501713	1.7709334	2.1603687	2.4358452
14	1.3450304	1.7613101	2.1447867	2.4148977
15	1.3406056	1.7530504	2.1314495	2.397005
16	1.3367572	1.7458837	2.1199053	2.3815454
17	1.3333794	1.7396067	2.1098156	2.3680548
18	1.3303909	1.7340636	2.100922	2.35618
19	1.3277282	1.7291328	2.0930241	2.3456475
20	1.3253407	1.7247182	2.0859634	2.3362422
21	1.3231879	1.7207429	2.0796138	2.3277923
22	1.3212367	1.7171444	2.0738731	2.3201596
23	1.3194602	1.7138715	2.0686576	2.313231
24	1.3178359	1.7108821	2.0638986	2.3069134
25	1.3163451	1.7081408	2.0595386	2.3011295
26	1.3149719	1.7056179	2.0555294	2.2958145
27	1.3137029	1.7032884	2.0518305	2.2909136
28	1.3125268	1.7011309	2.0484071	2.2863802
29	1.3114336	1.699127	2.0452296	2.2821746
30	1.310415	1.6972609	2.0422725	2.2782623

Tabla 15. Cambios de aire sugeridos para una ventilación adecuada (**Dayton, 2005**)

Suggested Air Changes for Proper Ventilation					
$CFM = \frac{\text{Room Volume}}{\text{Min./Chg.}}$		Room Volume = L x W x H			
Area	Min./Chg.	Area	Min./Chg.	Area	Min./Chg.
Assembly Hall	3-10	Dance Hall	3-7	Mill	3-8
Attic	2-4	Dining Room	4-8	Office	2-8
Auditorium	3-10	Dormitories	5-8	Packing House	2-5
Bakery	2-3	Dry Cleaner	2-5	Plating Room	1-5
Bar	2-4	Engine Room	1-3	Printing Plant	3-8
Barn	12-18	Factory	2-7	Projection Room	1-2
Beauty Parlor	2-5	Foundry	1-5	Recreation Room	2-8
Boiler Room	1-3	Garage	2-10	Residence	2-6
Bowling Alley	3-7	Generator Room	2-5	Restaurant	5-10
Cafeteria	3-5	Gymnasium	3-8	Restroom	5-7
Church	4-10	Kitchen	1-5	Store	3-7
Classroom	4-6	Laboratory	2-5	Transfer Room	1-5
Club Room	3-7	Laundry	2-4	Warehouse	3-10
Corridors/Halls	6-20	Machine Shop	3-6		
Dairies	2-5	Meeting Room	3-10		

Tabla 16. Referencias de ventiladores segun las CFMs (**Dayton, 2005**)

Stock Number	Wheel Dia.	HP	Combo Stock #	Fan RPM	Max BHP	Sones @ 0.250"	CFM Air Delivery @ Static Pressure Shown						
							0.000"	0.125"	0.250"	0.375"	0.500"	0.750"	1.000"
4YU94 *	13-14	1/4	7A551	1395	0.26	12.3	1692	1625	1557	1484	1404	1214	907
		1/3	7A552	1550	0.36	14.3	1880	1820	1759	1696	1629	1475	1289
		1/2	7A553	1725	0.50	17.0	2093	2038	1984	1928	1871	1743	1600
4YU95 *	14-34	1/4	7A554	1075	.26	9.4	1994	1882	1771	1647	1490	-	-
		1/3	7A555	1170	0.34	10.8	2170	2067	1966	1859	1734	1356	-
		1/2	7A556	1360	0.53	13.9	2523	2433	2347	2259	2166	1943	1602
		3/4	7A557	1545	0.78	17.4	2866	2787	2710	2634	2556	2384	2177
		1	7A558	1705	1.05	20	3163	3091	3020	2952	2883	2739	2574
4YU96 *	16-3/4	1/3	7A559	945	0.34	11.5	2791	2612	2434	2236	2010	-	-
		1/2	7A560	1100	0.53	14.1	3249	3095	2943	2787	2615	2198	-
		3/4	7A561	1250	0.79	17.0	3692	3557	3422	3289	3149	2838	2444
		1	7A562	1375	1.05	19.6	4062	3938	3815	3694	3571	3304	3007
4YU97 *	18-1/2	1/3	7A563	810	0.35	8.7	3150	2997	2832	2624	2375	-	-
		1/2	7A564	940	0.54	12.0	3655	3527	3388	3234	3052	2601	-
		3/4	7A565	1055	0.77	14.9	4102	3990	3867	3742	3596	3252	2811
		1	7A566	1185	1.1	17.8	4608	4508	4401	4290	4179	3900	3575
		1-1/2	7A567	1335	1.57	21	5191	5102	5010	4913	4814	4599	4344
		2	7A660	1460	2.05	24	5677	5596	5514	5425	5336	5155	4938
4YU98 *	21-1/2	1/3	7A568	665	0.35	8.5	3680	3378	3085	2706	2087	-	-
		1/2	7A569	770	0.55	10.7	4261	4013	3744	3477	3141	-	-
		3/4	7A570	860	0.77	12.9	4759	4548	4289	4068	3811	3085	-
		1	7A571	965	1.09	15.4	5340	5158	4927	4720	4520	4015	3240
		1-1/2	7A572	1090	1.56	18.9	6032	5870	5682	5473	5301	4925	4450
		2	7A665	1200	2.09	23	6640	6494	6336	6145	5969	5651	5274

\* Drive package not included in unit

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 17. Guías de presión estática (**Dayton, 2005**)

STATIC PRESSURE GUIDELINES	
Non-Ducted:	0.05" to 0.20"
Ducted:	0.2" to 0.40" per 100 feet of duct (assuming duct air velocity falls within 1,000-1,800 feet per minute)
Fittings:	0.08" per fitting (elbow, register, grill, damper, etc.)
Kitchen Hood Exhaust:	0.625" to 1.50"
<p>Important: Static pressure requirements are significantly affected by the amount of make-up air supplied to an area. Insufficient make-up air will increase static pressure and reduce the amount of air that will be exhausted. Remember, for each cubic foot of air exhausted, one cubic foot of air must be supplied.</p>	

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES *[Handwritten Signature]*

---



---

FIRMA ASESOR *[Handwritten Signature]*

INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO APROBADO 6:00 PM FECHA ENTREGA: 30-08-2019

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO\_\_\_      ACEPTADO\_\_\_      ACEPTADO CON MODIFICACIONES\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_