



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ZARAGOZA**

**PROPUESTA DE UN SERVICIO DE
REFRIGERACIÓN PARA EL LABORATORIO DE
INGENIERÍA QUÍMICA.**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO QUÍMICO**

P R E S E N T A:

PÉREZ FAJARDO MIGUEL ANGEL

**DIRECTOR DE TESIS:
DR. CABALLERO DOMÍNGUEZ FRANCISCO
VIDAL**

**ASESORES:
M. EN C. ARAUZ TORRES YENNIFER PAOLA
I.Q. VARELA MARTÍNEZ ALDO FERNANDO**



CIUDAD DE MÉXICO, 2021



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ÍNDICE

ÍNDICE	ii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN	1
INTRODUCCIÓN	2
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	4
OBJETIVOS	4
CAPITULO I	
1. GENERALIDADES	6
1.1 Compresión	6
1.1.1 Propiedades termodinámicas	9
1.1.2 Leyes termodinámicas	11
1.1.3 Ciclos de compresión	13
1.1.4 Ciclo ideal del compresor dinámico	14
1.2 Estrangulamiento de un gas	16
1.3 Transferencia de calor	18
1.3.1 Conducción	19
1.3.2 Convección	19
1.3.2.1 Convección natural y forzada	20
1.3.3 Radiación	21
1.4 Ciclo de Carnot	22
1.5 Ciclo de refrigeración	25
1.5.1 Proceso de Expansión	26
1.5.2 Proceso de evaporación	28
1.5.3 Proceso de compresión	29
1.5.4 Proceso de condensación	31
CAPITULO II	
2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	33
2.1 Compresor tipo Scroll	36
2.2 Intercambiador de calor	39

2.3 Aeroenfriador (Soloaire)	41
2.4 Válvula de expansión	44
2.5 Filtro secador	48
2.6 Refrigerante	50
2.7 Componentes adicionales.	53
CAPITULO III	
3. METODOLOGÍA DE REACONDICIONAMIENTO.	56
3.1 Simulación y pronóstico:	56
3.1.1 Carga térmica	57
3.1.2 Simulación del evaporador	61
3.1.3 Cálculo de carga de refrigerante	63
3.2 Instalación y mantenimiento	64
CAPITULO IV	
4. RESULTADOS	73
4.1 Simulación y pronóstico	73
4.1.1 Carga térmica	73
4.1.2 Simulación del evaporador	76
4.1.3 Cálculo de carga de refrigerante	84
4.2 Instalación y mantenimiento	85
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	94
BIBLIOGRAFÍA	97
APÉNDICES	98
1. DFP	98
2. Esquema del circuito para los sensores	99
3. Código de programación en Arduino	100
4. Diagrama de ruta crítica	105
5. Datos obtenidos de la simulación	106

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mi familia quienes me apoyaron todo el tiempo y me brindaron las herramientas necesarias para concluir mis estudios.

A Ameyalli y Sebastián, dos pilares muy importantes en mi vida, quienes siempre estuvieron para apoyarme y escucharme siempre que lo necesitaba brindándome siempre sus mejores consejos.

A Andrea, Antonio Nieto, Antonio Villaseñor, Alejandra, Alejandro, Arturo, Bruno, Carlos, Dylan, Eduardo, Erick, Esteban, Karen, Mariel y Ulises, quienes me motivaron a no rendirme y seguir creciendo.

A Pedro Meza, Alexis, Noé y Jorge por toda su ayuda durante el desarrollo de las actividades presentadas en este trabajo.

A mis asesores y sinodales por estudiar mi tesis y la aprobaron.

Y finalmente a todos los profesores que me brindaron sus conocimientos durante clases ayudando a mi formación profesional.

Esta tesis es para todos los que me han apoyado incondicionalmente, gracias.

“Elige la vida. Elige un empleo. Elige una carrera. Elige una familia. Elige a tus amigos...”

Elige tu futuro.

Elige la vida...”

Irving Welsh.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la Universidad Nacional Autónoma de México y a la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza por brindarme los conocimientos y herramientas necesarios para concluir las investigaciones necesarias durante el proceso de este proyecto.

A la Dirección General de Asuntos del Personal Académico (DGAPA) por el apoyo otorgado mediante la beca de titulación del Programa de Apoyo a Proyectos de Investigación e Innovación Tecnológica (PAPIIT) con clave TA 100919 denominado: Desarrollo y aplicación de un sensor de software para fermentaciones lácticas y succínicas.

RESUMEN

El servicio de refrigeración, así como el servicio de vapor en la industria química es de alta importancia, debido a que en muchas ocasiones para llevar a cabo la transformación de las materias primas se requiere de alguno de estos servicios o inclusive ambos. El presente trabajo se enfoca al primero de ellos, el enfriamiento.

Para obtener dicho servicio existen diversas formas de reducir la temperatura del fluido que absorberá el calor del proceso según se requiera, sin embargo, el sistema de refrigeración que será objeto de estudio durante este trabajo de investigación tiene como principio la compresión y evaporación de un gas refrigerante. El sistema de refrigeración por revisar presenta daños que podrían afectar su funcionamiento por lo que planteó una metodología adecuada para corregir cada uno de ellos y además permita proponer mejoras que se puedan implementar en un futuro cercano, con el fin de poder brindar un servicio de enfriamiento al laboratorio de la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza Campus II ubicado dentro de la planta piloto.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de tesis tiene como pretende conocer y describir el funcionamiento de un sistema de refrigeración y así sentar las bases necesarias para proponer las tareas necesarias para reacondicionarlo y hacer uso del equipo como un servicio de refrigeración para el laboratorio de ingeniería química. Como parte de la formación de los alumnos de dicha carrera se pretende una correcta familiarización con los equipos en los que se realizan las operaciones unitarias presentes en los procesos de las plantas industriales, con el fin de analizar de mejor modo las diferentes transformaciones químicas y físicas que sufre la materia prima al llevarse a cabo dicha operación.

A su vez, la condición de varios prototipos a nivel planta piloto presentes en la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza ha ocasionado que algunas de las actividades diseñadas para realizarse a lo largo del semestre no se lleven a cabo, dejando tareas de gran importancia para los alumnos sin concluir debido a la falta de actividades que puedan sustituir a estas por lo que la adición de un equipo como es el sistema de refrigeración complementa la formación de los estudiantes al aplicar sus conocimientos adquiridos en durante el módulo de manejo de energía, en materias como flujo de fluidos, transferencia de calor e ingeniería de servicios.

Esta tesis tiene como objetivos describir, identificar las partes y predecir el comportamiento del sistema de refrigeración o “chiller” donado por el Instituto de Química, así como evaluar los equipos a los cuales se brindará el servicio de refrigeración una vez el equipo se encuentre funcionando de forma segura y eficiente.

El primer capítulo del trabajo presenta algunos de los conceptos más importantes necesarios para entender el funcionamiento de los sistemas de refrigeración, tales como la compresión como operación unitaria, los diferentes tipos de transferencia de calor, el efecto

de la estrangulación de un gas y finalmente el ciclo del Carnot del cual deriva el ciclo de refrigeración de vapor-compresión, este último siendo el proceso por el cual se rigen los sistemas de enfriamiento.

En el capítulo dos se describen todas las partes que componen al sistema de estudio, el principio que rige el funcionamiento de cada uno y su condición actual, resaltando todas aquellas imperfecciones o malfuncionamientos que pueden presentar y ser corregidos a futuro.

Durante el capítulo tres se desglosa toda la metodología empleada para corregir los defectos señalados en el capítulo dos, así como la simulación del sistema para predecir el comportamiento del evaporador y así analizar la diferencia entre el desempeño de tres refrigerantes similares.

El capítulo cuatro presenta, como su nombre lo indica, los resultados tanto de las tareas realizadas para el reacondicionamiento, como los resultados obtenidos en la simulación y los cálculos propuestos en el capítulo 3.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

A finales del año 2018 el Instituto de Química de la UNAM donó a la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza un sistema de refrigeración, el siguiente proyecto tiene como objetivo el acondicionamiento de dicho equipo con mira a ofrecer servicios de refrigeración a los equipos como columnas de destilación e intercambiadores de calor ubicados en la planta piloto de la FESZ, así como para el reactor de fermentaciones lácticas y succínicas. Además, se pretende que el equipo en cuestión pueda desplazarse según se requiera el servicio y apoyar de esta manera en las diferentes prácticas de docencia y proyectos de investigación. Dicho equipo presenta deterioro en general por el paso del tiempo, así como falta de mantenimiento lo cual puede causar un mal funcionamiento de este a futuro.

OBJETIVOS

Objetivo General:

- Proponer las actividades correctivas necesarias para reacondicionar el sistema de refrigeración y con lo que se espera ofrezca el servicio de enfriamiento a las prácticas y proyectos que realiza la carrera de Ingeniería Química de la FES Zaragoza.

Objetivos particulares:

- Describir el funcionamiento del sistema de refrigeración.
- Identificar las partes que componen el sistema de refrigeración.

- Analizar el comportamiento del sistema de enfriamiento con diferentes gases refrigerantes.
- Evaluar los equipos que contarán con el sistema de refrigeración.

CAPITULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Compresión

Por definición, los compresores tienen como propósito comprimir una sustancia en estado gaseoso, este aumento en presión les permite viajar por las diversas líneas y equipos de un proceso. Con el fin de predecir el rendimiento y calcular las cargas de varios componentes se requieren de diferentes métodos que ayuden a estimar las propiedades de cada gas. Sin embargo, no existe una ecuación única de estado que sea perfecta para todos los gases bajo todas las condiciones, algunas de las más usadas, comenzando por la más simple, se discuten a continuación.

La ecuación más sencilla de estado es la ley del gas ideal:

$$PV = nRT \quad (1)$$

Donde:

P = Presión absoluta

V = Volumen

n = Moles de gas

R = Constante universal de los gases ideales

T = Temperatura absoluta

O bien, considerando el volumen específico se tiene:

$$Pv = \frac{P}{\rho} = RT \quad (2)$$

Donde:

v = Volumen específico

ρ = Densidad

Esta ecuación es precisa sólo cuando los gases tienen una temperatura muy alta, superior a la temperatura crítica, o cuando la presión es muy inferior a la presión crítica. Por ejemplo, el aire en condiciones atmosféricas obedece a esta ley. (Hanlon, 2001)

Las leyes de los gases ideales fueron deducidas de la teoría cinética en base a dos importantes suposiciones que el volumen de las moléculas es despreciable en comparación con el volumen total del gas, y que las moléculas no se atraen mutuamente. Debido a que ninguna de estas dos suposiciones se puede considerar aplicable a los gases reales, éstos presentan desviaciones del comportamiento ideal. En realidad, las moléculas poseen un volumen efectivo, y fuerzas de atracción mutua y repulsión entre ellas. Ha habido numerosos intentos de encontrar ecuaciones que satisfagan mejor el comportamiento de los gases reales. (Alegre, 2013)

Hanlon (2001) sugiere que, con el fin de predecir las propiedades de los gases reales con mayor precisión, la ley de gas ideal puede ser mejorada con la adición de un valor empírico Z , llamado compresibilidad. El valor de Z está en función de la composición, la presión y temperatura del gas. Con dicha modificación, la ecuación quedaría de la siguiente manera:

$$\frac{p}{\rho} = ZRT \quad (3)$$

Sin embargo, esta ecuación solo es considerada exacta si se conoce el valor del factor de compresibilidad con exactitud. Dicho valor puede estimarse con una precisión razonable en la mayoría de los casos haciendo uso del Teorema de los Estados Correspondientes que indica que el valor de Z , como una función de la presión y temperatura reducidas, es aproximadamente el mismo para todos los gases. Esto da resultados razonables para la

mayoría de los gases cuando el estado del gas no está cerca del punto crítico o la región de las dos fases. Esto se puede observar en la figura 1.1.

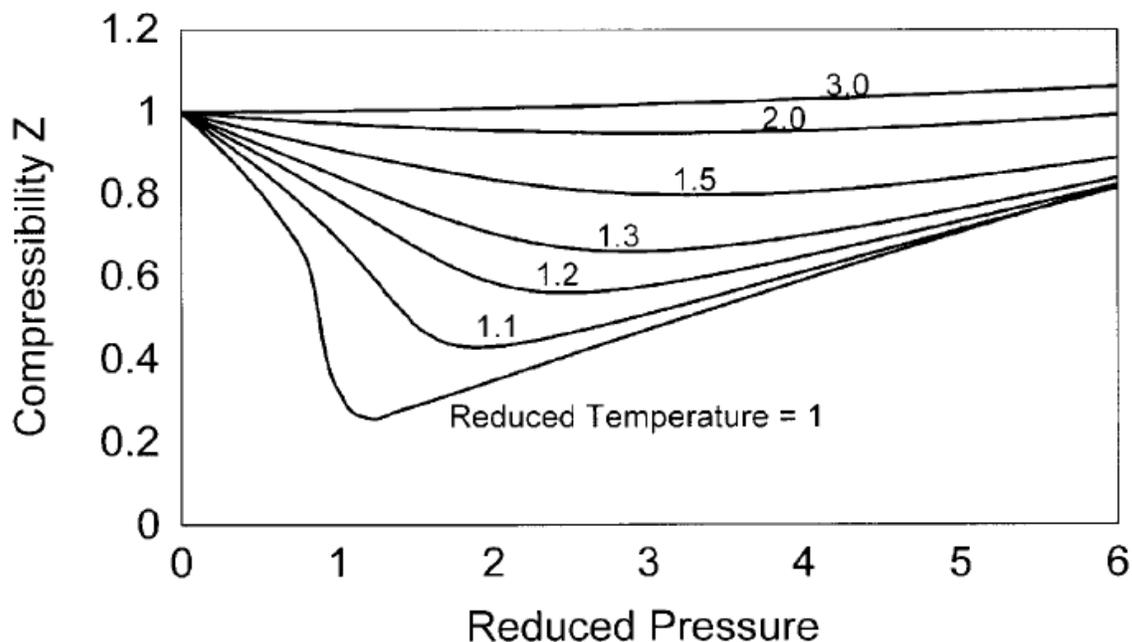


Figura 1.1 Gráfico de compresibilidad (basado en la ecuación de estado de Redlich-Kwong) Recuperado de Halton, P. (2001) *Compressor Handbook*.

En muchas ocasiones, resulta útil contar con una ecuación para predecir Z . Esto permite el cálculo de otras propiedades necesarias como la entropía, entalpía y exponentes isoentrópicos, para encontrar el rendimiento de un compresor. Existe una amplia variedad de ecuaciones de estado que cumplen esta función, una de las más simples, la Ecuación de Estado de Redlich-Kwong se da a continuación. Otras ecuaciones son más precisas en un rango más amplio de gases y condiciones, pero son más complejas. La ecuación de estado de Redlich-Kwong es:

$$P = \left(\frac{RT}{v - b} - \frac{a}{\sqrt{T}v(v + b)} \right) \quad (4)$$

Donde:

$$a = 0.42748 \frac{R^2 T_C^{2.5}}{P_C}$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_C}{P_C}$$

O:

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0 \quad (5)$$

Donde:

$$A = 0.42748 \frac{P_x}{T_x^{2.5}}$$

$$B = 0.08664 \frac{P_x}{T_x}$$

P_x = Presión reducida

T_x Temperatura reducida

Resolver la ecuación de tercer grado anterior para Z conociendo las presiones y temperaturas reducidas es equivalente a buscar el valor de Z en la figura 1.1. Entre las ecuaciones de estado que son comúnmente utilizadas para el cálculo del rendimiento del compresor están Soave, Redlich-Kwong, Peng-Robinson, Benedict-Webb-Rubin, Han Starling, Lee-Kesler y Ecuaciones del método API.

1.1.1 Propiedades termodinámicas

Según Hanlon (2001), para predecir el rendimiento del compresor se necesitan formas de calcular la entalpía, la energía interna y la entropía del gas. También suele ser conveniente utilizar el exponente de volumen isentrópico n_V y el exponente de temperatura isentrópico n_T .

Los exponentes isentrópicos se definen de manera que las siguientes ecuaciones se cumplan para un cambio de estado isentrópico.

$$PV^{n_V} = \text{Constante} \quad (6)$$

$$\frac{P^{\frac{n_T-1}{n_T}}}{T} = \text{Constante} \quad (7)$$

Donde:

n_T = Exponente isentrópico de la temperatura

n_V = Exponente isentrópico del volumen

Para un gas perfecto, las propiedades anteriores se calculan fácilmente. Lo siguiente es para un gas que obedece las leyes de los gases ideales y tiene calores específicos constantes. Las propiedades específicas son aquellas por unidad de masa de gas.

$$\text{Energía interna específica} = e = c_V T \quad (8)$$

$$\text{Entalpía específica} = h = c_p T \quad (9)$$

$$n_V = n_T = c_p / c_V = k \quad (10)$$

$$\text{Cambio de entropía específica} = s_2 - s_1 = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (11)$$

Donde:

c_p = Calor específico a presión constante

c_V = Calor específico a volumen constante

Para un gas real, las propiedades anteriores pueden obtenerse a partir de un gráfico de Mollier para el gas o de la ecuación de estado y un conocimiento de cómo varían los calores específicos a baja presión con la temperatura.

A menudo es útil una aproximación que permite calcular fácilmente los procesos isentrópicos para un gas real si se conocen los valores de Z . Considere un cambio de estado isentrópico de 1 a 2.

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{Z_1 P_2 T_1}{Z_2 P_1 T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_V} \quad (12)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/n_T} \quad (13)$$

$$\therefore \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_V} = \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_T} \quad (14)$$

Se encuentra que, si el estado del gas no está muy cerca de la región crítica o de dos fases, y por lo tanto está actuando de alguna manera como un gas ideal, entonces n_T es aproximadamente igual a $k = c_p/c_V$ Entonces

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_V} = \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} \quad (15)$$

1.1.2 Leyes termodinámicas

Así mismo, Hanlon (2001) sostiene que, para calcular los estados por los que pasa el fluido durante la compresión son necesarias, las relaciones que se aplican a un proceso isoentrópico, la ecuación de energía y la ley para el flujo de fluidos a través de una restricción.

El balance de energía se puede expresar en la forma de tasa como:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \frac{dE_{sistema}}{dt} = 0 \quad (16)$$

Tomando en cuenta que dt es 0 dado que el sistema es estable, queda:

$$E_{entrada} = E_{salida} \quad (17)$$

$$W_{entrada} + Me_1 = Q + Me_2 \quad (18)$$

El aumento de energía del gas es igual al trabajo realizado sobre el gas menos el calor transferido desde el gas a los alrededores tal como lo establece la ecuación de la Energía para una masa fija de gas. Para las condiciones de un compresor, es posible ignorar cambios en el potencial y en la energía química. En las aplicaciones en las que se utiliza la ecuación de energía para una masa fija de gas, normalmente también se pueden ignorar los cambios en la energía cinética. La ecuación de energía entonces se reduce a:

$$E_2 - E_1 = M(e_2 - e_1) = W - Q \quad (19)$$

Si se considera un volumen fijo en el espacio del que puede salir o entrar fluido, se debe considerar el trabajo realizado por el gas que entra y sale del volumen de control, y en muchos casos donde se utiliza esta ecuación, es necesario considerar la energía cinética del gas que entra y sale del volumen de control. La ecuación de energía entonces se convierte en:

$$E_2 - E_1 = M_{entrada}h_{o\ entrada} - M_{salida}h_{o\ salida} + W - Q \quad (20)$$

Donde:

$$\text{Entalpia especifica en reposo} = h_o = h + \frac{1}{2}u^2 \left[\frac{1}{g_c} \right]$$

$$h = e + Pv$$

$$u = \text{Velocidad del gas}$$

$$g_c = 9.81 \frac{Kgm}{Kg_f s^2} = 32.18 \frac{lbft}{lb_f s^2}$$

Para un proceso continuo, no existe ningún cambio de condiciones en el volumen del control por lo que $E_2 = E_1$. Entonces:

$$M_{entrada} h_{o\ entrada} - M_{salida} h_{o\ salida} = H_{o\ salida} - H_{o\ entrada} = W - Q \quad (21)$$

Las ecuaciones para el cambio isoentrópico pueden ser aplicadas a cualquier cambio durante el cual no hay pérdidas ni transferencia de calor al gas. El cambio de propiedades se puede obtener a partir de una tabla de Mollier para el gas, o si el gas se comporta aproximadamente como un gas perfecto, mediante las ecuaciones para cambios isentrópicos.

1.1.3 Ciclos de compresión

El trabajo suministrado a un compresor incrementará la presión del gas, la temperatura del gas y cualquier calor transferido fuera del compresor. En la mayoría de los casos, el objetivo a alcanzar es aumentar la presión del gas utilizando la menor cantidad de energía posible. Si el proceso de compresión es adiabático, es decir, no hay transferencia de calor entre el compresor y el exterior, entonces el trabajo será menor si el proceso es isoentrópico. Para esto se requiere que no haya pérdidas en el compresor, lo cual es un objetivo prácticamente inalcanzable, no obstante, puede ser utilizado como base para la eficiencia de la compresión. La eficiencia isoentrópica de un compresor se define como el trabajo requerido para comprimir el gas en un proceso isoentrópico dividido por el trabajo real utilizado para comprimir el gas.

El trabajo realizado en un proceso isotérmico reversible es menor que el realizado en un proceso isotérmico. En un proceso isotérmico reversible, la temperatura del gas se mantiene a la temperatura de succión mediante transferencia de calor reversible a medida que avanza la compresión. Por supuesto, no debe haber pérdidas en este proceso. Muchos compresores

tienen una temperatura de descarga final muy inferior a la temperatura de descarga isoentrópica, lo que reduce la potencia requerida. Sin embargo, la potencia requerida es casi siempre mayor que la potencia isoentrópica, por lo que la eficiencia isoentrópica se utiliza universalmente para clasificar los compresores. (Hanlon, 2001)

1.1.4 Ciclo ideal del compresor dinámico

En un compresor dinámico, la parte móvil aumenta la velocidad del gas y la energía cinética resultante se convierte en energía de presión. Normalmente, ambos procesos ocurren simultáneamente en el elemento giratorio y el gas sale del rotor a mayor presión y con una velocidad mayor de la que entró. Parte de la energía cinética se convierte entonces en energía de presión en el estator mediante un proceso de difusión, es decir, el flujo a través de un canal divergente.

Si ignoramos los efectos de la transferencia de calor, la ecuación de energía del flujo constante establece que el aumento de la entalpía de estancamiento para el flujo en el rotor es igual al trabajo realizado. Como no hay trabajo realizado sobre el gas en el estator, la entalpía de estancamiento permanece constante. Estas relaciones son válidas independientemente de la eficiencia del proceso. En un proceso completamente ineficiente, la temperatura del gas aumentará, pero la presión no. En un proceso eficiente, la presión del gas aumentará al igual que la temperatura. Para un compresor sin pérdidas y sin transferencia de calor, el proceso será isentrópico. El aumento de la entalpía para la compresión desde una presión y temperatura iniciales dadas hasta una presión final determinada puede obtenerse a partir de un gráfico de Mollier, o de una ecuación de estado. Para un gas ideal, puede calcularse como sigue.

$$T_{2 is} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \quad (22)$$

$$h_{2 is} - h_1 = c_p(T_{2 is} - T_1) \quad (23)$$

La eficiencia isentrópica, que es el trabajo requerido para una compresión isentrópica dividido por el trabajo real, puede calcularse como:

$$\text{Eficiencia Isentrópica} = \frac{h_{2 is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (24)$$

A veces se considera que cualquier exceso de energía cinética en el gas de descarga sobre el gas de entrada es también una salida útil del compresor. Después de todo, puede recuperarse en un difusor. En este caso, las entalpías en estado estacionario reales deben ser usadas y:

$$\text{Eficiencia Isentrópica} = \frac{h_{2 is} - h_1}{h_{o2} - h_{o1}} \quad (25)$$

(Hanlon, 2001).

Para que un ingeniero químico escoja el equipo de compresión más satisfactorio, deberá tomar en cuenta la gran variedad de tipos, entre los cuales se encuentran los centrífugos, scroll, de tornillo, axiales, reciprocantes, etcétera, cada uno de los cuales tiene ventajas peculiares para aplicaciones dadas. Las características principales para tomar en cuenta en la elección de un compresor son la velocidad de flujo (gasto), la carga o presión, las limitaciones de temperatura, el método de sellado, el método de lubricación, el consumo de potencia, las posibilidades de mantenimiento y el costo. (Perry, 1994)

1.2 Estrangulamiento de un gas

En la expansión Joule-Thomson, se hace que un gas se someta a un proceso de estrangulamiento continuo. Por medio de una bomba, se mantiene una presión constante en un lado de un tapón poroso y una presión inferior constante en el otro lado. El experimento se realiza de la siguiente manera:

1. La presión P_i y la temperatura T_i en el lado de alta presión del tapón se eligen arbitrariamente.
2. La presión P_f en el otro lado del tapón se establece entonces en cualquier valor menor que P_i y se mide la temperatura del gas T_f .
3. A continuación, P_i y T_i se mantienen iguales, P_f se cambia a otro valor, y se mide la T_f correspondiente.
4. Este precedente se repite para varios valores diferentes de P_f , y se mide la T_f correspondiente en cada caso.
5. La presión final P_f es la variable independiente del experimento, y T_f es la variable dependiente. Los resultados proporcionan un conjunto de puntos discretos en un diagrama de fase, siendo uno de ellos (P_i, T_i) y los otros los diversos P_f y T_f correspondientes indicados en la Fig 1.2 por los números (1) a (7).

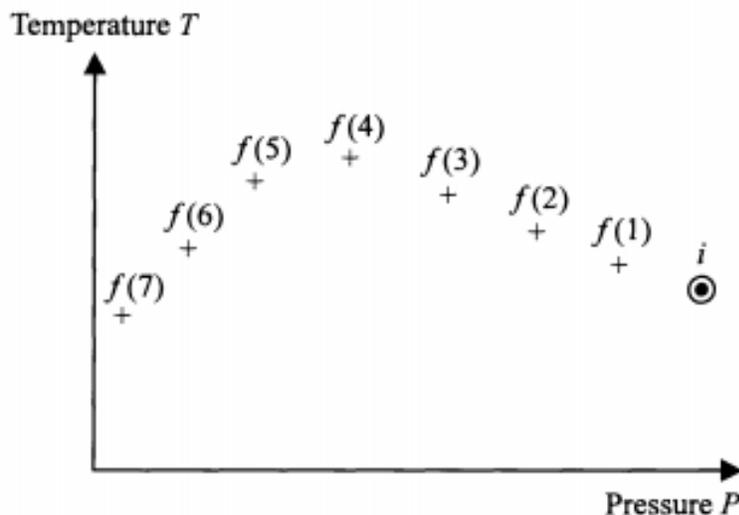


Figura 1.2 Estados isoentálpicos de un gas sometido a la expansión de Joule-Thompson, Recuperado de Zemansky & Dittman (1997) *Heat and Thermodynamics*

Aunque los puntos mostrados en la figura no se refieren a ningún gas en particular, son típicos de la mayoría de los gases. Se puede ver que, si se produce un proceso de estrangulamiento entre los estados i y $f(4)$ se produce un aumento de la temperatura. Entre $f(4)$ y $f(7)$, sin embargo, hay un descenso de la temperatura. En general, el cambio de temperatura de un gas al pasar a través de un tapón poroso depende de las cantidades de P_i , T_i y P_f , y puede ser un aumento o disminución; o puede no haber ningún cambio en la temperatura.

Algo que cabe destacar es que una curva isoentálpica no es la gráfica de un proceso de estrangulamiento. No se puede realizar una gráfica tal, dado que en cualquier proceso de estrangulamiento los estados intermedios irreversibles por los que pasa un gas no pueden ser descritos en forma de coordenadas termodinámicas. (Zemansky & Dittman, 1997)

Sin embargo, este efecto también conocido como efecto Joule-Kelvin tiene gran importancia, fundamentalmente, por dos hechos:

- Se pueden referir a él otras propiedades termodinámicas, que pueden evaluarse a partir de este efecto, como: volúmenes específicos, calores específicos y temperaturas.
- El resultado de la estrangulación, en ciertas condiciones, es una reducción en la temperatura del fluido, de forma que se puede tener un enfriamiento mediante un sistema sin partes móviles. De hecho, bajo condiciones adecuadas, es posible que uno o más componentes de una corriente fluida pase a la fase líquida durante el proceso de estrangulación, de forma que puede utilizarse el sistema para proceder a la separación de componentes de una mezcla gaseosa. (García, 2017)

Lo anterior es necesario para el desarrollo del presente proyecto con el fin de entender el principio por el cuál una válvula de expansión térmica se rige, ya que al diseñar éstas se pueden utilizar como base la expansión de Joule-Thompson.

1.3 Transferencia de calor

Prácticamente en cualquier proceso en la industria química se puede observar una manifestación de calor ya sea por la producción o absorción de energía dentro del mismo proceso. Es por eso que las leyes que rigen la transferencia de calor y aquellos instrumentos que controlan el flujo de calor, tienen una gran importancia.

Es menester conocer la naturaleza del flujo de calor para poder entender la transferencia de calor, cuando dos objetos que están a temperaturas diferentes se ponen en contacto térmico, el calor fluye desde el objeto de temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja. El flujo neto se produce siempre en el sentido de la temperatura decreciente. Esto

se puede llevar a cabo por tres mecanismos o la combinación de ellos: conducción, convección y radiación. (McCabe, Harriot, & Smith, 2007)

1.3.1 Conducción

Si existe un gradiente de temperatura en una sustancia, el calor fluye sin que tenga lugar un movimiento observable de la materia. A este tipo de flujo de calor se le conoce como conducción y de acuerdo con la ley de Fourier el flujo de calor es proporcional al gradiente de la temperatura y de signo opuesto. En los metales, la conducción térmica resulta del movimiento de los electrones libres; existe una estrecha relación entre la conductividad térmica y la conductividad eléctrica.

En los líquidos y sólidos la conducción térmica ocurre debido a la transferencia de la cantidad de movimiento entre las moléculas o átomos adyacentes que vibran. En gases, la conducción se produce por el movimiento al azar de las moléculas, de forma que el calor se “difunde” desde regiones más calientes hacia otras más frías. El ejemplo más común de conducción pura es el flujo de calor en sólidos opacos, tales como la pared de ladrillo de un horno o la pared metálica de un tubo intercambiador de calor. Con frecuencia, la conducción de calor en líquidos o gases se ve influida por el flujo de los fluidos y los procesos conductivo y convectivo están enlazados bajo el término de convección o transferencia de calor convectiva. (McCabe, Smith, & Harriot, 2007)

1.3.2 Convección

McCabe, et al. (2007) sostiene que el flujo de calor asociado con el movimiento de un fluido es conocido como convección, tal como cuando el aire caliente de un horno entra a una

habitación, o a la transferencia de calor de una superficie caliente a un fluido en movimiento. Por lo general, el flujo convectivo por unidad de aire es proporcional a la diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura del fluido, como se establece en la ley de Newton de enfriamiento. La convección está estrechamente relacionada con la mecánica de fluidos. De hecho, desde el punto de vista termodinámico, la convección no es considerada como un flujo de calor sino como una densidad de flujo de entalpía.

A diferencia de la conductividad térmica, el coeficiente de transferencia de calor no es una propiedad que dependa solamente del fluido, sino que depende tanto de los patrones de flujo determinados por la mecánica de fluidos y la geometría del sistema, así como de las propiedades térmicas del fluido. Si la temperatura global del fluido menos la temperatura de la superficie resulta mayor que cero, el calor será transferido del fluido a la superficie. Ejemplos de convección son la transferencia de entalpía por los remolinos del flujo turbulento y por la corriente de aire caliente que circula a través y hacia fuera de un radiador ordinario.

1.3.2.1 Convección natural y forzada

Cuando las corrientes en un fluido son consecuencia de las fuerzas de flotación generadas por diferencias de densidad, que a su vez se originan por gradientes de temperatura en la masa del fluido, la acción recibe el nombre de convección natural. Cuando las corrientes se deben a un dispositivo mecánico, tal como una bomba o un agitador, el flujo es independiente de las diferencias de densidad y recibe el nombre de convección forzada. Las fuerzas de flotación también existen en la convección forzada, pero por lo general sólo tienen un pequeño efecto. En otras palabras, la presencia de un aparato que empuje o genere turbulencia en el fluido hace que la convección sea considerada como forzada. (McCabe, Smith, & Harriot, 2007)

1.3.3 Radiación

Finalmente, la radiación es la transferencia de energía a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas. Si la radiación pasa a través de un espacio vacío, no se transforma en calor ni en otra forma de energía, ni se desvía de su trayectoria. Sin embargo, si en su trayectoria encuentra algún material, la radiación se transferirá, reflejará o absorberá. Sólo la energía que se absorbe por dicho material es la que aparece como calor y esta transformación es cuantitativa. Por ejemplo, el cuarzo fundido transfiere prácticamente toda la radiación que incide sobre él; una superficie opaca pulida o un espejo reflejan la mayor parte de la radiación incidente; una superficie negra o mate absorbe la mayor parte de la radiación que recibe y la energía absorbida es transformada cuantitativamente en calor.

Los gases monoatómicos y la mayoría de los diatómicos se ven poco afectados por la radiación térmica, y es muy frecuente encontrarse con que el calor fluye a través de las masas de tales gases por radiación y por conducción-convección. Ejemplos de ello son las pérdidas de calor desde un radiador o una tubería no aislada que conduce vapor de agua hacia el aire de una habitación, así como la transferencia de calor en hornos y otros equipos que operan con gases calentados a temperaturas elevadas. Los dos mecanismos son mutuamente independientes y transcurren en forma paralela, de modo que un tipo de flujo de calor puede ser controlado o variado independientemente del otro. Esto hace posible estudiar de manera separada la conducción-convección y la radiación, y sumar sus efectos separados en casos donde ambos son importantes. (McCabe, Smith, & Harriot, 2007)

1.4 Ciclo de Carnot

Çengel y Boles (2012) discuten que la mayoría de las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos en donde el fluido de trabajo de una de estas máquinas vuelve a su estado inicial al final de cada ciclo. Durante una parte del ciclo el fluido realiza trabajo y durante otra se hace trabajo sobre el fluido. La diferencia entre estos dos trabajos es el trabajo neto propio de la máquina térmica. La eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende principalmente del desempeño de ambos procesos.

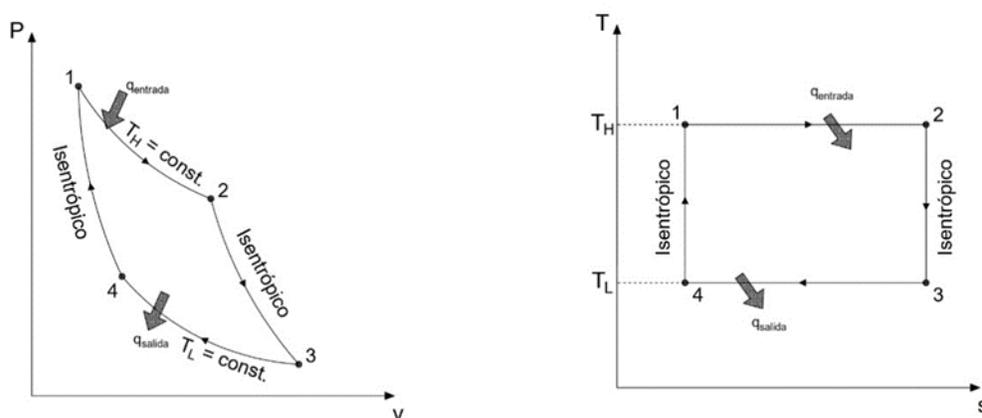


Figura 1.3 Diagramas P-v (izq.) y T-s (der.) durante un ciclo de refrigeración. Recuperado de Çengel & Boles (2012) Termodinámica.

Ambas características, el trabajo neto y la eficiencia del ciclo entonces pueden ser maximizadas mediante procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan lo más posible, es decir, mediante procesos reversibles. Por lo tanto, los ciclos más eficientes son los reversibles, o sea, ciclos que consisten por completo en procesos reversibles.

En el día a día es prácticamente imposible encontrar procesos reversibles dado que no se pueden eliminar las irreversibilidades relacionadas con cada proceso. Sin embargo, los ciclos reversibles proporcionan límites superiores al desempeño de los ciclos reales. Es probable que el ciclo reversible más conocido sea el ciclo de Carnot, propuesto en 1824 por el ingeniero francés Sadi Carnot. El ciclo de la máquina térmica de Carnot se compone de cuatro

procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos. El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isentrópica. Los diagramas $P-v$ y $T-s$ que explican el comportamiento termodinámico durante el ciclo de Carnot se pueden observar en la figura 1.3. El ciclo de Carnot puede ser ejecutado en un sistema cerrado (un dispositivo de cilindro-émbolo) o en un sistema de flujo estacionario (usando dos turbinas y dos compresores), y puede emplearse gas o vapor como el fluido de trabajo. El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de energía térmica a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L , y su eficiencia térmica se expresa como

$$\eta_{t\acute{e}rmica,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (26)$$

La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo. Por lo tanto, no es práctico construir una máquina cuya operación se aproxime en gran medida al de Carnot.

El ciclo de Carnot es, de gran importancia ya que se puede considerar el estándar contra el cual pueden compararse ciclos reales o ideales. La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es una función de las temperaturas del sumidero y de la fuente, y la relación de la eficiencia térmica para este ciclo transmite un importante mensaje que es igualmente aplicable a ciclos ideales reales: la eficiencia térmica aumenta con un incremento en la temperatura promedio a la cual se suministra calor hacia el sistema o con una disminución en la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza del sistema.

1.4.1 Ciclo de Carnot Inverso

Según Çengel y Boles (2012) este ciclo recién descrito es totalmente reversible, por lo tanto, todos los procesos que abarca se pueden invertir, en cuyo caso se convierte en el ciclo de refrigeración de Carnot o ciclo de Carnot inverso. El ciclo es exactamente el mismo excepto que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas: el calor en la cantidad Q_L se absorbe de un depósito a baja temperatura, el calor en la cantidad Q_H se rechaza hacia un depósito a alta temperatura, y se requiere una cantidad de trabajo W_{neto} , entrada para completar todo esto. El diagrama $P-v$ del ciclo de Carnot invertido de nuevo es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, con la diferencia de que el sentido de los procesos es el contrario.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo que es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. No obstante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración. Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, tomando como referencia los diagramas de la figura 1.3, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina. En apariencia, estos problemas podrían eliminarse si se ejecuta el ciclo invertido de

Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Por ello, el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración. A pesar de ello, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

1.5 Ciclo de refrigeración

El ciclo de Carnot invertido o ciclo de vapor-compresión como se mencionó en el subcapítulo anterior está constituido por cuatro procesos mostrados en el diagrama P-H de la figura 1.4 y son descritos a continuación siguiendo el análisis de Mehra (1982):

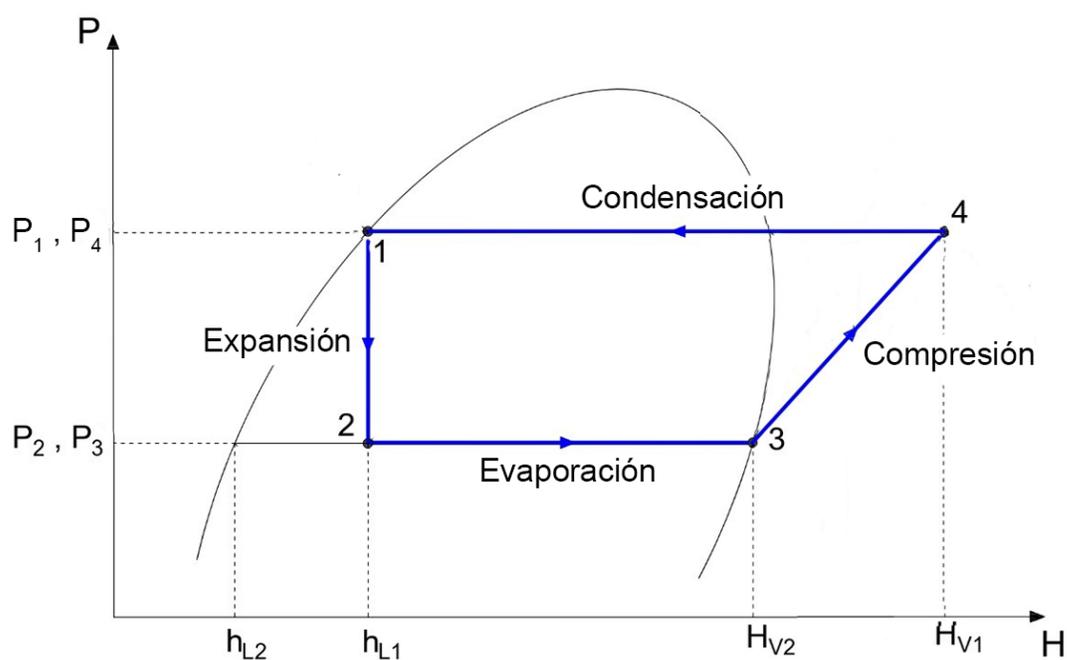


Figura 1.4 Diagrama P-H del ciclo de vapor-compresión

1.5.1 Proceso de Expansión

Abarca desde el punto 1 hasta el punto 2 de la figura 1.3, también puede ser referido como proceso isoentálpico. En un ciclo de refrigeración, puede ser logrado al hacer pasar el refrigerante líquido a través de una válvula de control o de expansión. El proceso puede ser representado en un diagrama $P-H$, como se muestra en la figura 1.5.

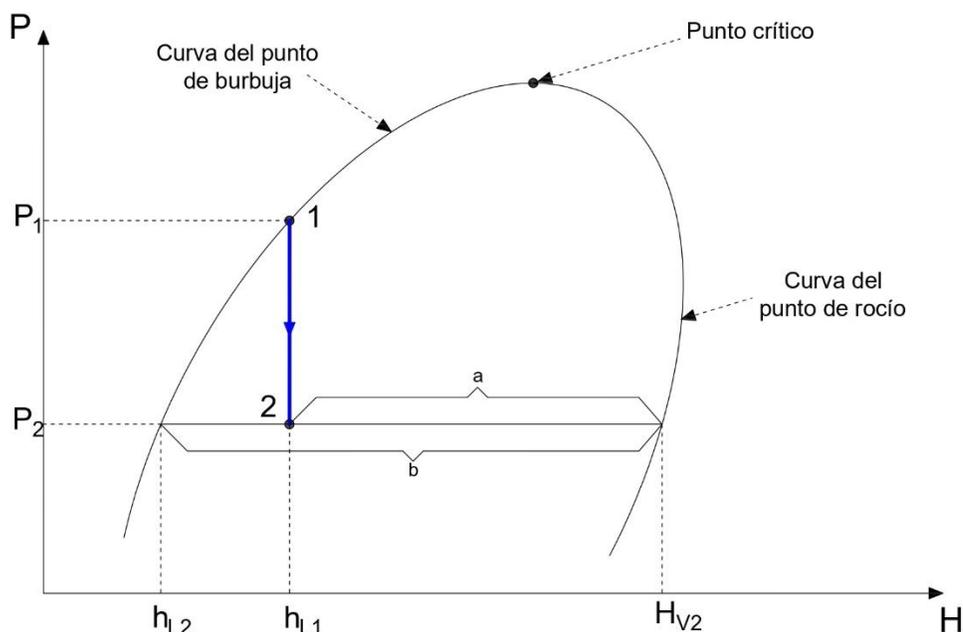


Figura 1.5 Diagrama $P-H$ correspondiente al proceso de expansión.

Cada refrigerante tiene su propio diagrama $P-H$ que representa todas sus propiedades termodinámicas. Desde el punto de vista de la refrigeración, la envolvente formada por las curvas del punto de burbuja y del punto de rocío uniéndose en el punto crítico es muy importante.

El área restante de la curva del punto de burbuja representa el refrigerante líquido subenfriado; el área entre las curvas del punto de burbuja y el punto de rocío representa la presencia de refrigerante líquido y vapor, mientras que el área de la derecha de la curva del punto de rocío es el vapor sobrecalentado. El líquido saturado existe a lo largo de la curva

del punto de burbuja, mientras que el vapor saturado se encuentra a lo largo de la curva del punto de rocío.

El punto de partida en un ciclo de refrigeración es la disponibilidad del refrigerante líquido. Este líquido en la mayoría de los casos se encuentra en su presión de saturación a una temperatura dada. Por lo tanto, el punto 1 (el punto de partida) está localizado en la curva del punto de burbuja y está a su presión de saturación P_1 , en una entalpía de h_{L1} . En un proceso de expansión, la presión es reducida al hacer pasar el líquido a través de una válvula de estrangulamiento hasta una presión P_2 . La presión baja (P_2) está en función de la temperatura de refrigeración deseada T_2 , según lo determina la curva de vapor-presión.

En la temperatura de refrigeración deseada que corresponde a P_2 , la entalpía del líquido saturado es h_{L2} , mientras que la entalpía correspondiente al vapor saturado es H_{V2} . Dado que el proceso de expansión (1-2) ocurre dentro de la válvula de control y no se intercambia energía, la entalpía en la salida de la válvula es la misma que en la entrada, h_{L1} .

Dado que el punto 2 está dentro de la envolvente, vapor y líquido coexisten. Para determinar la cantidad de vapor formado en el proceso de expansión, se considera X como la fracción de líquido a una presión baja P_2 con entalpía h_{L2} . Por lo tanto, la fracción de vapor formado durante el proceso de expansión con una entalpía H_{V2} es $(1-X)$. Las ecuaciones correspondientes para el balance de calor, la fracción de líquido formado y la fracción de vapor formado están dadas a continuación.

$$(X)h_{L2} + (1 - X)H_{V2} = h_{L1} \quad (27)$$

$$X = \frac{H_{V2} - h_{L1}}{H_{V2} - h_{L2}} = \frac{a}{b} \quad (28)$$

$$(1 - X) = \frac{h_{L1} - h_{L2}}{H_{v2} - h_{L2}} = \frac{(b - a)}{b} \quad (29)$$

1.5.2 Proceso de evaporación

Esta parte del ciclo (2-3) absorbe el calor de la evaporación del refrigerante líquido a través de su calor latente. Como se muestra en la figura 1.6, este proceso se da a presión y temperatura constantes. El vapor formado en el proceso de expansión (1-2) no provee ninguna refrigeración. Físicamente, la evaporación tiene lugar en el intercambiador de calor, también conocido como “evaporador” en los sistemas de enfriamiento o “chiller”. La refrigeración es provista por el líquido frío, y este efecto refrigerante puede ser definido como:

$$X(H_{V2} - h_{L2}) = (H_{V2} - h_{L1}) \quad (30)$$

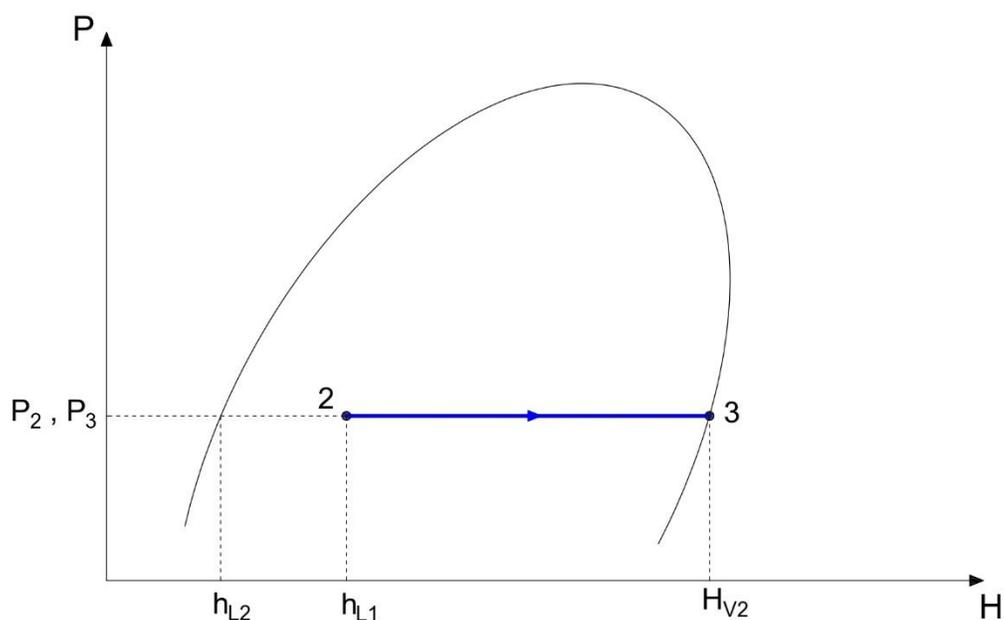


Figura 1.6 Diagrama P-H correspondiente al proceso de evaporación.

El efecto refrigerante (o capacidad de refrigeración) se refiere a la cantidad total de calor absorbido en el chiller, y es expresado generalmente como “toneladas de refrigeración”, o

BTU/unidad de tiempo. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 12,000 BTU/h o 200 BTU/min. Para determinar el flujo de refrigerante (m , lb/h) requerido a través del evaporador, se divide la carga de refrigeración (Q_{ref} , BTU/h) entre el efecto de refrigeración ($H_{V2} - h_{L1}$) Btu/lb, o:

$$m = Q_{ref} / (H_{V2} - h_{L1}) \quad (31)$$

1.5.3 Proceso de compresión

Los vapores del refrigerante dejan el evaporador estando a su presión de saturación P_3 . La temperatura de refrigeración correspondiente es T_3 (dado que $T_2 = T_3$) a una entalpía H_{V2} . Estos vapores son comprimidos isentrópicamente a la presión P_1 a través de la línea 3-4 (figura 1.7) teniendo una entropía S_3 .

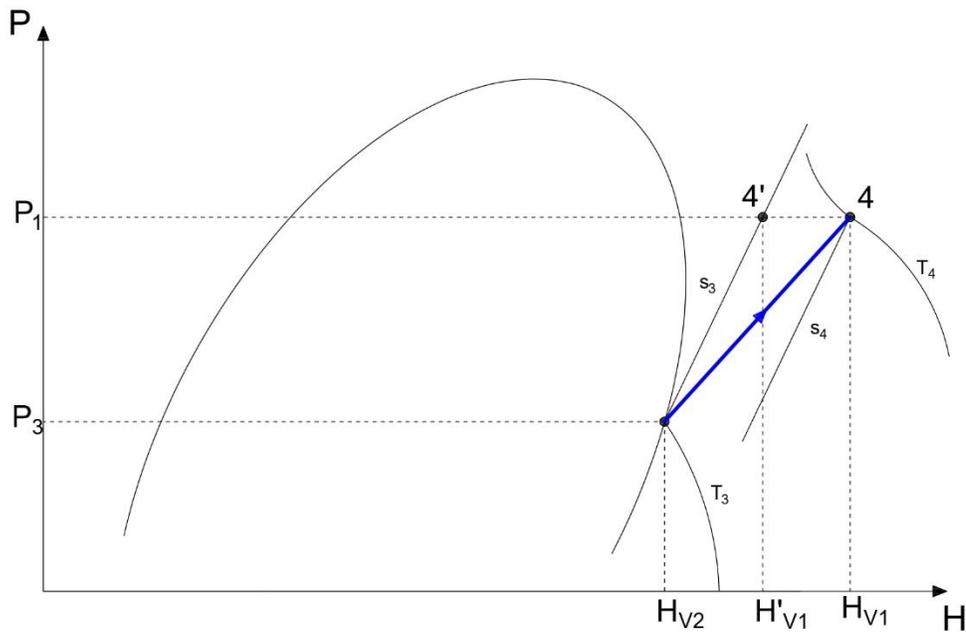


Figura 1.7 Diagrama P-H correspondiente al proceso de compresión.

El trabajo adiabático, W_{ad} , para comprimir el refrigerante desde P_2 a P_1 está dado por:

$$W_{ad} = (H'_{V1} - H_{V2})m \quad (32)$$

Donde m es el flujo del refrigerante a través del compresor en lb/h; y $(H'_{V1} - H_{V2})$ es la cabeza adiabática, ΔH_{ad} .

Se determina H'_{V1} de las propiedades del refrigerante a una presión P_1 y una entropía S_3 . Dado que el refrigerante no es un fluido ideal y los compresores no operan idealmente, la eficiencia adiabática, η_{ad} , está definida para compensar las ineficiencias del proceso de compresión. Por lo tanto, el trabajo actual de compresión, W , puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{W_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{m(H'_{V1} - H_{V2})}{\eta_{ad}} = m(H_{V1} - H_{V2}) \quad (33)$$

La entalpía a la descarga está dada por:

$$H_{V1} = \frac{\Delta H_{ad}}{\eta_{ad}} + H_{V2} \quad (34)$$

La ecuación 32 es muy conveniente para determinar el trabajo de compresión. Para hacer uso de dicha ecuación es necesaria la eficiencia adiabática, gracias a la estandarización de los compresores, los fabricantes de compresores pueden proveer una eficiencia politrópica nominal, η_p , para sus productos y a partir de esta se puede calcular la eficiencia adiabática de la siguiente forma:

$$\eta_{ad} = \frac{(0.77 + 0.16x)}{(1 + 0.357x)} + 1.33x^{0.16}(\eta_p - 0.77) \quad (35)$$

Donde

$$x = [(P_1/P_2)^{(K-1)/K} - 1] \quad (36)$$

Y K es la relación de capacidad térmica, C_P/C_V , del gas.

1.5.4 Proceso de condensación

El refrigerante supercalentado que sale del compresor a una presión P_1 y una temperatura T_4 (Punto 4 en la figura 1.8) es enfriado a una presión constante hasta que su temperatura alcanza el punto de rocío T_1 , y los vapores del refrigerante comienzan a condensarse a una temperatura constante.

Mientras se lleva a cabo el proceso de condensación, todo el calor añadido al refrigerante durante la evaporación y compresión debe ser removido para que el ciclo pueda ser completado alcanzando el punto 1 en el diagrama P - H , como se muestra en la figura 1.8.

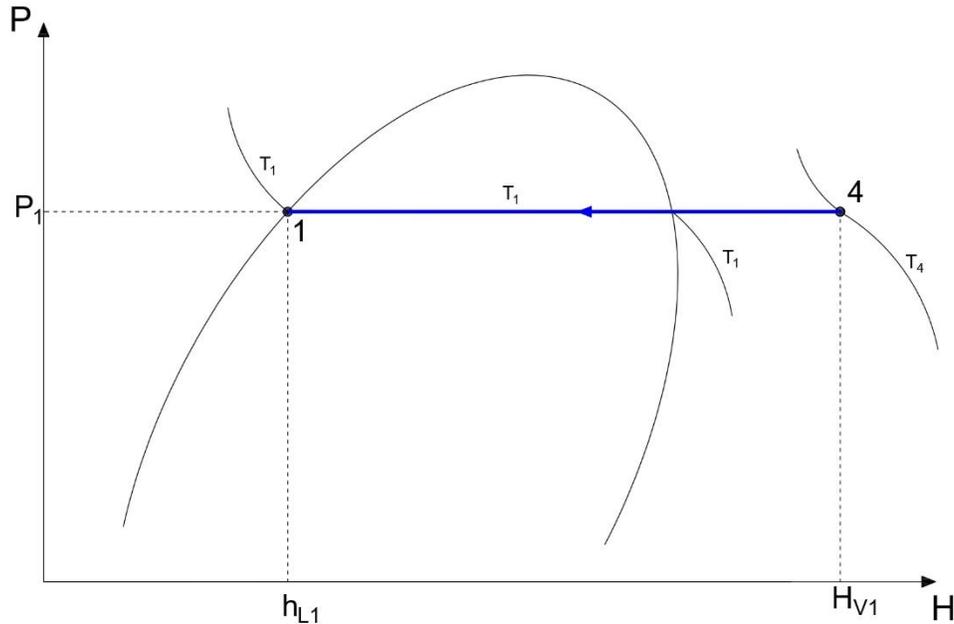


Figura 1.8 Diagrama P - H correspondiente al proceso de condensación.

Añadiendo el efecto refrigerante al calor de compresión, se calcula la carga de condensación, Q_{cd} , a partir de:

$$Q_{cd} = m(H_{V1} - h_{L1}) = m[(H_{V2} - H_{L1}) + (H_{V1} - H_{V2})] \quad (37)$$

Es importante notar que la presión de condensación del refrigerante está en función del medio enfriador disponible, aire, agua de enfriamiento u otro refrigerante. El medio de

enfriamiento remueve el calor entrante, Q_{cd} , del ciclo de refrigeración. En otras palabras, la descarga de presión requerida por el compresor está establecida por el medio de enfriamiento. Si un compresor no puede alcanzar la presión de condensación, la condensación no ocurrirá, el compresor fallará y la unidad de refrigeración se apagará.

Algunas veces el líquido saturado es subenfriado en el condensador para eliminar o reducir la evaporación súbita del gas durante el proceso de expansión (1-2) del ciclo. Esto ayuda a reducir el flujo circulación de refrigerante, m , como se determinó en la ecuación (2), (3), (4) y (5), donde X se convierte en 1 y $(1-X)$ es igual a cero.

CAPITULO II

2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

A finales del año 2019, el Instituto de Química de la UNAM donó una serie de equipos a la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza entre los cuales se encuentra un sistema de refrigeración armado con partes de otros sistemas de refrigeración, por lo que no se cuenta con un número de serie o fabricante.



Figura 2.1 *Equipo de refrigeración donado por el Instituto de Química*

Este sistema de enfriamiento (figura 2.1) se encargaba de brindar el servicio de refrigeración a todos los equipos presentes en la Unidad de Desarrollo Tecnológico, de los cuales se destaca una columna de destilación de platos de acero inoxidable, un equipo de extracción por arrastre de vapor, una columna de destilación de vidrio, etc. Durante la realización del servicio social se realizó la desconexión de los equipos que serían trasladados a la planta piloto de la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza, se llevó a cabo el transporte y una ligera limpieza a cada uno.



Figura 2.2 Transporte del sistema de refrigeración.

En la figura 2.3 se puede apreciar de manera más didáctica la localización de cada una de las partes del sistema de refrigeración, mismas que serán descritas a lo largo de este capítulo. Así mismo, los números 1, 2, 3 y 4 indican las etapas del proceso de refrigeración, dicha numeración se mantendrá igual durante todo trabajo presente.

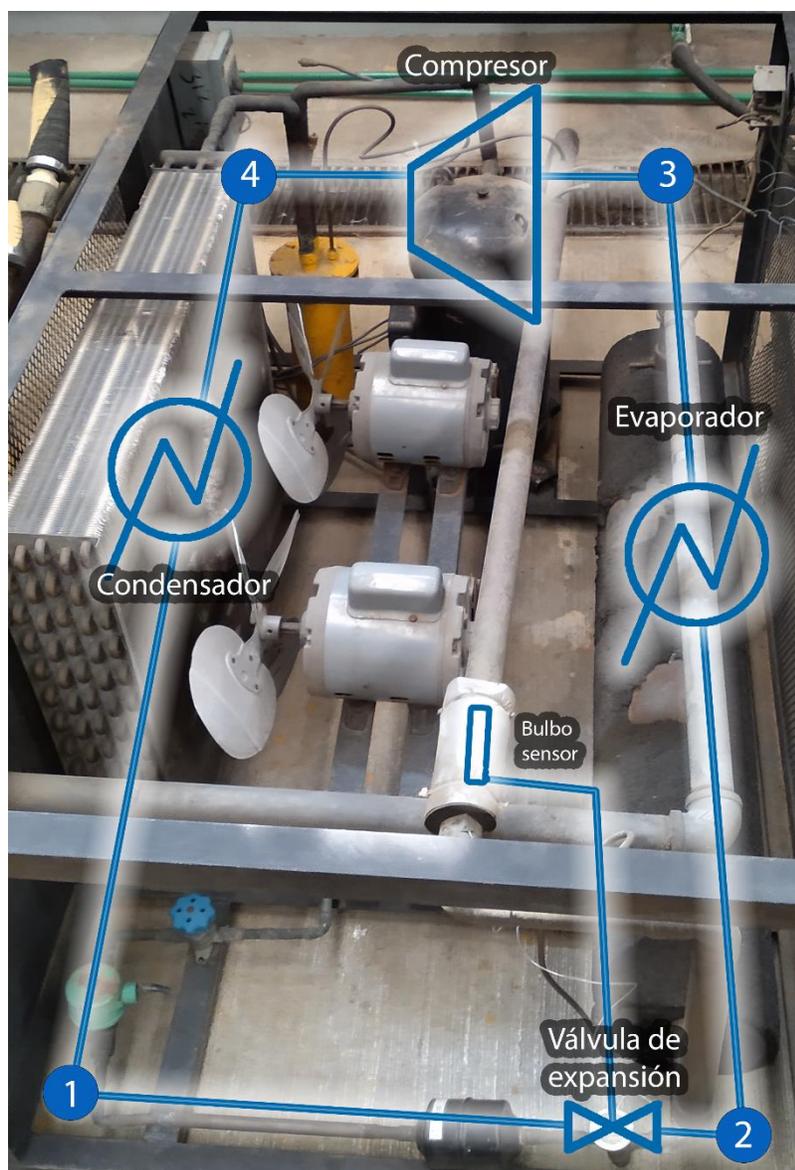


Figura 2.3 Diagrama del sistema de refrigeración adjunto a la fotografía real del equipo.

Cabe recalcar que el sistema de refrigeración mencionado se encontraba funcionando y por tanto la instalación será más sencilla, enfocando los esfuerzos a un mantenimiento general del mismo y algunas reparaciones de poca prioridad que se enlistan a continuación en el capítulo 3.2.

El sistema fue elaborado con partes sobrantes de otros sistemas por lo cual no cuenta con un manual de fabricante en conjunto, este consta de un Compresor Scroll Sanyo modelo C-

SC583H6H, una válvula de expansión Danfoss modelo TGEX, un filtro secador Danfoss, un aroenfriador con dos motores GE Motores y un intercambiador de calor. Todos estos componentes son descritos más afondo en los siguientes subcapítulos enfatizando el estado de cada parte.

2.1 Compresor tipo Scroll

La parte fundamental de un compresor tipo scroll son las espirales envolventes, es decir, curvas trazadas por un punto de una rosca que se mantiene tensa mientras se desenrolla de otra curva. La curva de la que se desenrolla el hilo es un círculo cuyo radio es el radio generador.

Un compresor scroll funciona con una espiral envolvente libre que está limitada en un lado por un plano sólido liso, o base. El elemento compresor fundamental de un compresor scroll, está compuesto por dos envolventes idénticas, una envolvente de desplazamiento está indexada o escalonada 180 grados con respecto a la otra para permitir que los desplazamientos se engranen, como se muestra en la figura 2.4

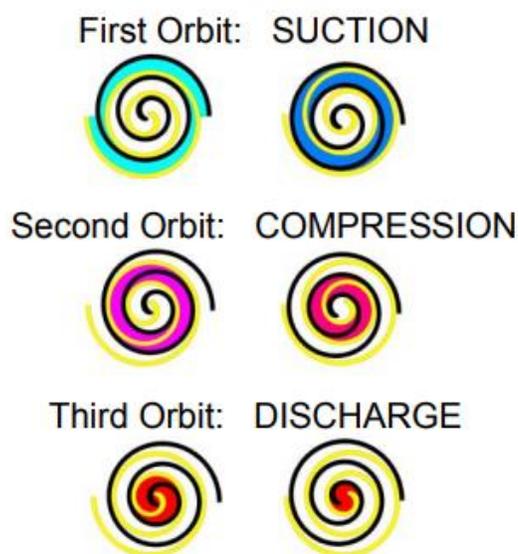


Figura 2.4 Operación de un compresor scroll. Recuperado de Panasonic Sanyo (2013) Scroll Compressor Catalog.

De esta manera se formarán bolsas de gas en forma de media luna cuyo tamaño será delimitado por las evolventes y las placas de base de ambos espirales. A medida que la espiral en movimiento órbita gira alrededor de la espiral fija, las bolsas formadas por las espirales siguen la espiral envolvente hacia el centro y disminuyen de tamaño.

La entrada del compresor se encuentra a un costado de los evolventes. El gas es aspirado hacia el compresor como se muestra en la figura 2.5. b, c, y d. El gas entrante es atrapado en dos bolsas de gas diametralmente opuestas, y comprimido a medida que las bolsas se mueven hacia el centro. El gas comprimido se descarga a través del puerto de descarga situado en el centro de la espiral fija. (Hanlon, 2001)

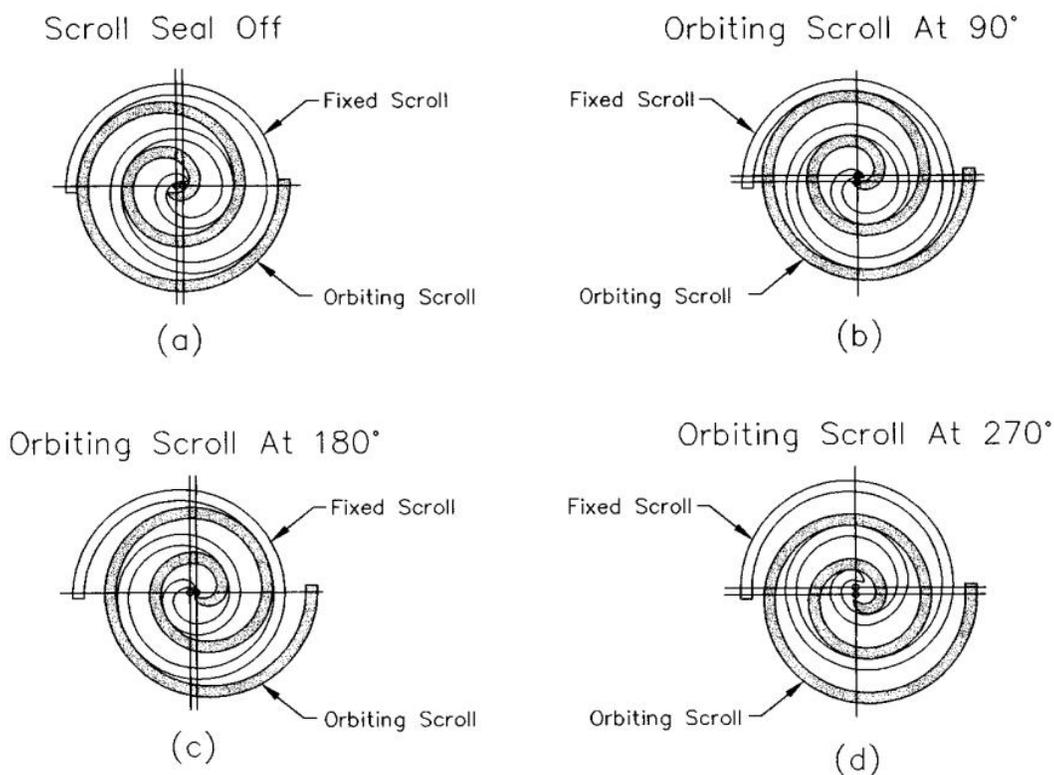


Figura 2.5 Movimiento del gas dentro del compresor. Recuperado de Halton P. (2001) *Compressor Handbook*.

El compresor tipo scroll que forma parte del sistema de enfriamiento es de marca Sanyo, modelo C-SC583H6H cuya potencia es está dada por un motor de 12 HP alimentado por tres fases a 230V.

Para conocer el estado real del compresor se le suministra la corriente eléctrica y de esa manera detectar si presenta una falla eléctrica, como es el caso en este compresor, dicha falla ocasiona que esté en corto circuito o “aterrizado”, esto quiere decir en la mayoría de los casos que el embobinado del motor interno del compresor que es encargado de mover los espirales se encuentra dañado o en su defecto quemado, provocando un mal funcionamiento del equipo. Debido a lo anterior, se analizan dos opciones: reemplazar el compresor por uno nuevo o reparar el existente. El caballaje del compresor es bastante alto por lo que el precio de este es alto de igual manera, ascendiendo hasta los 65 mil pesos por lo que la opción más obvia es repararlo.



Figura 2.6 *Compresor marca Sanyo tipo scroll*

2.2 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son equipos cuya función es promover el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa.

El tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales probablemente sea el de tubos y coraza. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es muy común colocar dentro de la coraza desviadores o mamparas para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor y también para mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos.

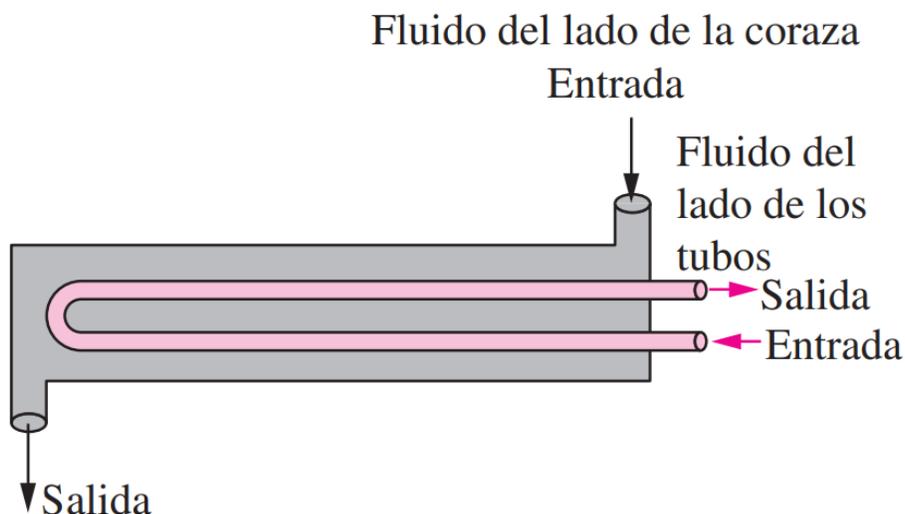


Figura 2.7 Intercambiador de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. Recuperado de Çengel Y. (2007) *Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico.*

A pesar de su extendido uso no son adecuados en situaciones donde se tiene un espacio reducido o requiere un peso bajo, ya que este tipo de intercambiadores suelen ser de peso y tamaño relativamente grandes. Nótese que en un intercambiador de este tipo los tubos se abren hacia ciertas zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos del casco, en donde el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar y salir de ellos. Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la coraza se dice que son de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (figura 2.7). (Çengel Y. , 2007)



Figura 2.8 Estado de la tubería del equipo de refrigeración.

El intercambiador de calor que forma parte del sistema de enfriamiento, también llamado evaporador, es del tipo tubos y coraza muy similar al mostrado en la figura 2.7, con la diferencia de que la salida se encuentra en la parte de arriba de la misma manera que la entrada. Este evaporador tiene un recubrimiento de asbesto de alrededor de un centímetro de espesor, esto con el fin de favorecer a la eficiencia del intercambiador y así lograr aislarlo de cualquier intercambio de calor no deseado. Desgraciadamente, el aislamiento presenta

algunos agujeros dejando expuesta la pared de la coraza tal como se aprecia en la figura 2.8, lo cual podría afectar en pequeña medida al funcionamiento del sistema en general.

Debido a la presencia de un presostato fijado a un costado de la estructura, se puede suponer que sistema cuenta con un control de presión baja, así como una válvula controlada por un solenoide, sin embargo, en ambos instrumentos se observa que no cuentan con algún cableado por lo que se intuye que fueron desconectados para un funcionamiento más sencillo sacrificando la seguridad y control del sistema. Así mismo, toda la tubería involucrada se encuentra oxidada debido al contacto con grandes cantidades de agua y al medio ambiente, ya que este equipo se encontraba en las afueras del edificio sin ninguna protección, por lo que las líneas de tubería se encuentran corroídas.

2.3 Aeroenfriador (Soloaire)

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el llamado “compacto”. La razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se llama densidad de área b . Un intercambiador de calor con $b > 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ (o $200 \text{ ft}^2 / \text{ft}^3$) se clasifica como compacto. Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos a diferencia de los intercambiadores de tubos y coraza mencionados anteriormente. La gran área superficial en los intercambiadores compactos se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos. Los intercambiadores compactos son de muy comunes en operaciones de

transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido (o líquido hacia gas), para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial. En los intercambiadores compactos los dos fluidos interactúan de manera perpendicular entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como flujo cruzado, el cual todavía se clasifica más como flujo no mezclado o mezclado, dependiendo de su configuración, como se muestra en la figura 2.9. En (a), se dice que el flujo cruzado es no mezclado en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal (es decir, paralelo a los tubos). Se dice que el flujo cruzado que se ilustra en (b) es mezclado, dado que el fluido ahora tiene libertad para moverse en la dirección transversal. (Çengel Y. , 2007)

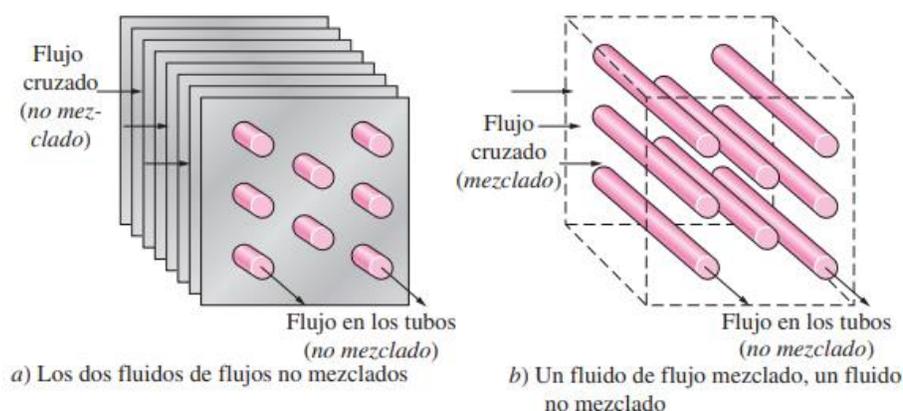


Figura 2.9 Diferentes configuraciones de flujo. Recuperado de Çengel Y. (2007) *Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico.*

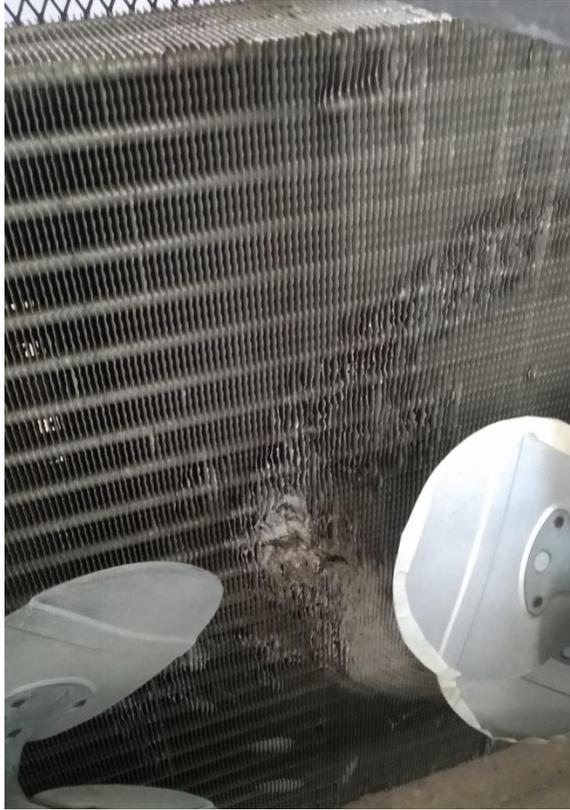


Figura 2.10 *Daño en las aletas del intercambiador compacto*

Una parte del sistema de enfriamiento es el condensador o también conocido como intercambiador compacto, este mismo presenta una serie de golpes de forma circular en uno de los laterales debido a un posible desprendimiento de alguno de los motores, provocando que las hélices dañaran las aletas como se puede observar en la figura 2.10 además de encontrarse con demasiado polvo.

De la misma manera que los componentes de control del sistema el cableado del compresor, así como de los motores de las hélices que ayudan al flujo de aire en el soloaire fueron removidos por lo que se deben realizar los cableados necesarios para alimentar de energía eléctrica cada aparato sin comprometer su funcionamiento.

2.4 Válvula de expansión

En el capítulo 1 se habló del efecto Joule-Thompson y la importancia que tiene para el diseño de las válvulas de expansión por lo que para este subcapítulo se requiere de su conocimiento. La figura 2.11 muestra una vista esquemática de una válvula de expansión termostática (TEV) muy comúnmente usadas en sistemas de refrigeración comerciales. Las funciones que realizan estas válvulas en los sistemas de refrigeración son las siguientes:

- i) Mantener la diferencia de presión requerida entre el condensador y el evaporador.
- ii) Medir el flujo de refrigerante hacia el evaporador a la misma velocidad que se extrae del compresor.
- iii) Proteger el compresor de la alimentación de líquido manteniendo un grado aceptable de sobrecalentamiento en la línea de succión.

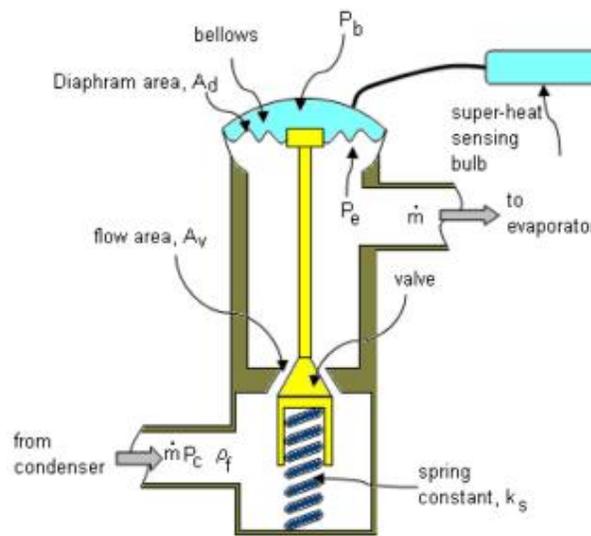


Figura 2.11 Vista esquemática de un modelo TEV. Recuperado de Eames, Milazzo, & Maidment (2014) Modelling thermostatic expansion valves.

La operación de este tipo de válvula y otro tipo de TEV son descritos por la ASHRAE (1994). Las válvulas que usan el mismo refrigerante en el bulbo sensor que el sistema en sí,

son denominados de “carga recta”. En la práctica es común llenar el bulbo sensor con refrigerante o una mezcla de refrigerantes que tienen una alta presión de saturación que el refrigerante que fluye dentro del evaporador a una temperatura de saturación menor. Esto previene una succión excesiva de vapor sobrecalentado a bajas temperaturas del evaporador. Por otro lado, las válvulas que usan un refrigerante diferente al Sistema son conocidas como de “carga cruzada”. Para modelar este último tipo de válvulas en un estado estacionario es necesario conocer la relación de presión-temperatura de saturación del refrigerante o mezcla de refrigerantes alojados en el bulbo. Por razones comerciales esta información no es dada por los fabricantes, así que para propósitos de modelado se consideran las válvulas como del tipo de “carga recta”.

Las válvulas de carga cruzada proporcionan el beneficio añadido de limitar la presión máxima de funcionamiento (MOP) en el evaporador. Esto puede ayudar a proteger los motores de accionamiento del compresor de la sobrecarga durante el arranque, evitando que se extraiga vapor excesivamente denso del evaporador cuando el aire que entra en el evaporador podría estar significativamente más caliente que la condición de diseño. En el funcionamiento normal, la cantidad de refrigerante contenida en el bulbo sensor de una válvula cargada con gas o MOP (presión máxima de funcionamiento) es significativamente menor que la contenida por una válvula cargada con líquido, ya sea con carga cruzada o recta. A medida que se calienta el bulbo sensor de una válvula MOP, su temperatura creciente hace que aumente la presión de saturación del líquido dentro de la válvula. Por lo tanto, dentro del rango de control normal de la válvula, la presión de bulbo, (P_b) y la temperatura de bulbo están ambas saturadas y relacionadas logarítmicamente y la válvula se comporta como una válvula convencional de carga cruzada o recta. Sin embargo, por encima de una temperatura

de saturación predeterminada, la válvula está diseñada para que todo el líquido dentro del bulbo sensor se haya evaporado. Con sólo vapor en el bulbo sensor, la presión de control se vuelve casi directamente proporcional a la temperatura absoluta del bulbo ya que el volumen de contención de la válvula es aproximadamente constante. El efecto que esto produce es cerrar la válvula cuando la temperatura del evaporador es mayor que la determinada por el ajuste MOP del TEV. Con la válvula cerrada, la temperatura de saturación en el evaporador cae rápidamente cuando se arranca el compresor y esto produce una reducción significativa del par de arranque.

En el caso de las válvulas cargadas con gas o MOP es importante que el fuelle esté siempre más caliente que el bulbo sensor para evitar que cualquier líquido contenido en la bombilla emigre al fuelle y provoque el mal funcionamiento de la válvula.

Otra causa de mal funcionamiento puede ser el uso de vaporizadores altamente dinámicos como los que contienen cantidades relativamente pequeñas de refrigerante, como los evaporadores de tipo placa, o sistemas que pueden tener tiempos de ciclo cortos de encendido y apagado. Tales evaporadores pueden encontrarse en sistemas de aire acondicionado. La respuesta de un sistema de refrigeración a los cambios en la temperatura del aire en el aire, o del agua fría en el agua, normalmente se ve amortiguada en mayor o menor medida por la masa térmica y el volumen de líquido del evaporador. Sin embargo, si esta amortiguación "natural" es insuficiente, por ejemplo, debido a un pequeño volumen de líquido, entonces se puede introducir una amortiguación "artificial" mediante la adición de "lastre" al bulbo sensor. (Eames, Milazzo, & Maidment, 2014)

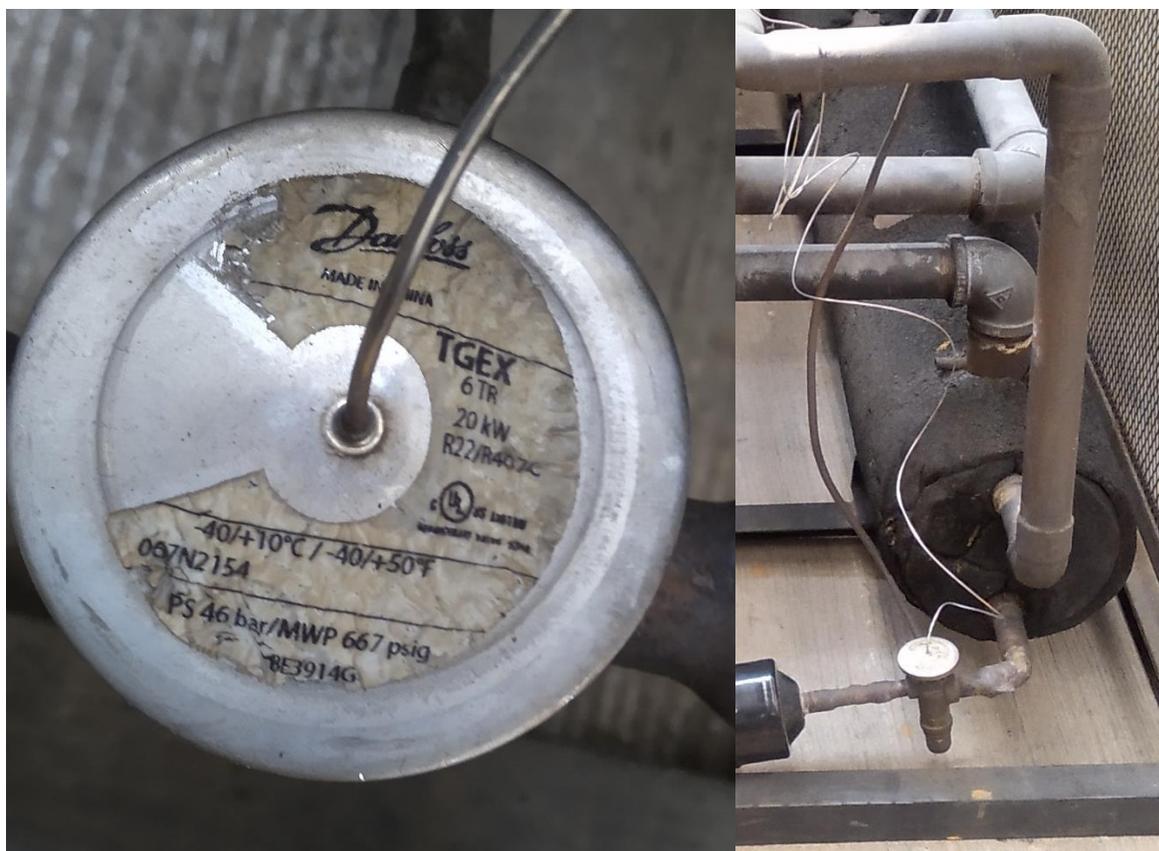


Figura 2.12 Válvula de expansión marca Danfoss

La válvula que forma parte del sistema de refrigeración es fabricada por la compañía Danfoss, cuyo modelo TGEX indica que es una válvula de expansión termostática y trabaja con R22 o R407c así mismo, en el etiquetado muestra una capacidad de hasta 9 Toneladas de refrigeración. Tal como se menciona anteriormente, este tipo de válvulas cuentan con un bulbo sensor el cual está colocado bajo un aislamiento, para evitar mediciones erróneas, a un costado de la tubería de salida del evaporador del lado del refrigerante. Esta válvula no presenta desperfectos a simple vista, inclusive el bulbo sensor que se encuentra colocado en el tubo de descarga del evaporador se encuentra bien protegido por lo que no requiere mantenimiento.

2.5 Filtro secador

Los filtros deshidratadores aseguran que el líquido refrigerante siempre fluya a través del filtro deshidratador desde el lado exterior del núcleo del filtro hacia el centro. De esta manera, todas las partículas de suciedad son retenidas independientemente de la dirección del flujo. Los filtros deshidratadores están compuestos por un 80% de tamiz molecular con un 20% de alúmina activada, lo que los convierte en una mezcla de núcleo perfecta para sistemas que funcionan a altas temperaturas de condensación y requieren una gran capacidad de secado. (Danfoss, s.f.)

Los filtros deshidratadores aseguran que el líquido refrigerante siempre fluya a través del filtro deshidratador desde el lado exterior del núcleo del filtro hacia el centro. De esta manera, todas las partículas de suciedad son retenidas independientemente de la dirección del flujo. Los filtros deshidratadores están compuestos por un 80% de tamiz molecular con un 20% de alúmina activada, lo que los convierte en una mezcla de núcleo perfecta para sistemas que funcionan a altas temperaturas de condensación y requieren una gran capacidad de secado. Los secadores de refrigerante o filtros secadores (Fig. 2.13) son recomendados para los sistemas de enfriamiento que funcionan con gases halogenados como refrigerantes. Usualmente en los sistemas pequeños el secador es instalado en la línea de tubería por la cual se transporta el líquido. Por otro lado, en sistemas grandes el arreglo en bypass como el mostrado en la figura 2.14 es usado. Con este último método de instalación, el cartucho del secador puede ser removido y reinstalado sin necesidad de interrumpir la operación del sistema.

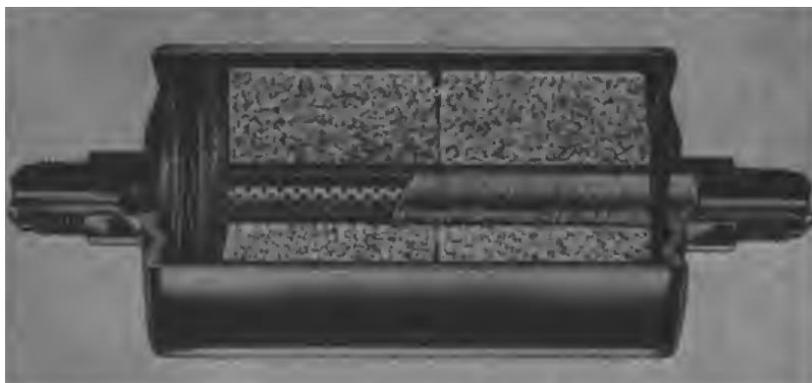


Figura 2.13 *Filtro secador no recargable. Recuperado de Dossat, R. (1961) Principles of refrigeration.*

También, de esta forma el filtro puede ser usado intermitentemente según sea necesario para el proceso. Cuando no se está usando el secador, las válvulas A y B se mantienen abiertas mientras que la válvula C está cerrada, de otra manera, cuando el secador está en servicio las válvulas B y C son las que se abren mientras que la válvula A se mantiene cerrada. En ninguna circunstancia las válvulas A y C pueden estar cerradas al mismo tiempo, excepto cuando el cartucho del filtro está siendo reemplazado. Con las válvulas B y C cerradas, líquido frío puede ser atrapado en el secador, lo que, al calentarse, podría crear tremendas presiones hidráulicas, y reventar la carcasa de la secadora. (Dossat, 1961)

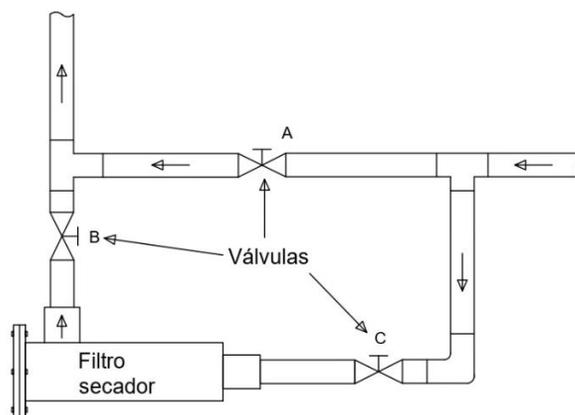


Figura 2.14 *Secador de salida lateral instalado en una línea bypass.*

El filtro secador que forma parte del equipo de estudio en el presente trabajo es fabricado por la marca Danfoss, está instalado en la línea de líquido entre el condensador y la válvula

de expansión térmica. Se observa que las conexiones en la tubería en general emplean pocas reducciones por lo que estas se encuentran soldadas y apretadas tal como se muestra en la siguiente figura, igual que la mayor parte de la tubería, en algunas partes se puede apreciar que comienza a tener oxido, signo de un deterioro por el paso del tiempo. Así mismo, este accesorio se considera con corta vida útil por lo que se debe considerar reemplazarlo por uno nuevo.



Figura 2.15 Conexiones existentes en el filtro secador

2.6 Refrigerante

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFC), amoníaco, hidrocarburos, dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación).

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores doméstico y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, eran altamente tóxicos. La amplia difusión de unos cuantos casos de serias fugas que causaron lesionados y muertos en la década de 1920 produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso

residencial. En 1928 el laboratorio de investigación de la General Motors desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial “Freón”. La versatilidad y el bajo costo de los CFC hizo que fueran los preferidos. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoníaco. A mitad de la década de 1970 se reconoció que los CFC permitían más radiación ultravioleta en la atmósfera de la Tierra, ya que destruyen la capa protectora de ozono y por lo tanto contribuyen al efecto invernadero que a su vez ocasiona el calentamiento global. En consecuencia, el uso de algunos CFC se ha prohibido por medio de tratados internacionales. Los refrigerantes no completamente halogenados como el R-22 tienen cerca de 5 por ciento de la capacidad destructiva del ozono que poseen los refrigerantes completamente halogenados (como el R-11, R-12 y R-115). (Çengel & Boles, 2012)

Existen ciertas condiciones que deben cumplir los refrigerantes como las que menciona Villanueva (2004), por ejemplo:

- Deben tener el mayor calor latente de evaporación, es decir, que durante el cambio de estado de líquido a vapor, el fluido debe absorber la mayor cantidad de calor posible. Esto ya que cuanto más calor absorba, menos masa de refrigerante será necesaria.
- Deben poseer una alta conductividad y una presión de condensación baja, esto para favorecer el cambio de estado de gas a líquido.

- Su volumen específico en estado gaseoso deberá ser lo más bajo posible para obtener de esta forma el dimensionamiento mínimo del evaporador, condensador y tuberías del circuito.
- El calor específico debe ser el más bajo posible en estado líquido.
- El punto crítico del fluido refrigerante deberá ser lo suficientemente alto para las condiciones más extremas de condensación de la instalación.
- El refrigerante debe ser compatible con el aceite lubricante del compresor y debe ser miscible para asegurar su recuperación al salir del evaporador.

Çengel y Boles (2012) añaden la importancia de dos parámetros que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor. Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10°C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a 20°C en este caso particular. La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20°C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante abajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor

va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de vaporización (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a bajo costo. En el caso de bombas de calor, la temperatura mínima (y presión) para el refrigerante puede ser considerablemente más alta puesto que el calor suele extraerse de un medio que se encuentra muy por encima de las temperaturas encontradas en los sistemas de refrigeración. (Çengel & Boles, 2012)

El sistema por estudiar trabajaba originalmente con el refrigerante antes mencionado R-22 o clorodifluorometano, sin embargo, se encuentra sin carga de refrigerante. Dicho lo anterior, en los siguientes capítulos se analizan las opciones de refrigerantes tales como el R-134a y el R-410, los cuales son conocidos como sustitutos del refrigerante original ya que son capaces de brindar un servicio similar o inclusive mejor.

2.7 Componentes adicionales.

Las bombas usadas para alimentar el agua de enfriamiento también se encuentran sin conexión alguna al sistema por lo que se habrá de instalar la tubería y cableado necesario para un correcto funcionamiento. La bomba principal se conectaría a un tanque en el que se almacenaría el fluido a enfriar y de este se alimentaría al proceso o equipo que requiera el servicio de enfriamiento. (ver apéndice 1).



Figura 2.16 Estado estético de la estructura y la tubería.

Otra cuestión para considerar es el estado actual de la estructura sobre la que está montado el sistema completo ya está considerablemente en mal estado, presenta oxidación en toda la superficie y tubería (figura 2.16). Por otro lado, los equipos están completamente expuestos, lo cual puede ser inseguro de operar debido a los ventiladores usados para forzar el flujo de aire en el condensador, además de estar propenso a más daños como los que tiene el intercambiador compacto y el evaporador. En la tabla siguiente se resume el estado general del sistema de enfriamiento y con ello las tareas principales a realizar.

Tabla 2.1 Estado del sistema de refrigeración y tareas principales propuestas

Componente	Marca/Modelo	Estado	Tareas por realizar
Compresor	Sanyo C-SC583H6H	Aterrizado	- Reemplazar el motor
Condensador	No tiene	Aletas dobladas	- Enderezar las aletas dañadas
Válvula de expansión	Danfoss TGEX	Buen estado	- No requiere mantenimiento
Evaporador	No tiene	Aislamiento dañado	- Reemplazar el aislamiento
Estructura	No tiene	Oxidada	- Limpieza general - Requiere pintura

- Adición de
cubiertas

Sobre la base de los antecedentes mencionada el presente trabajo contempla la instalación adecuación y mantenimiento del sistema de refrigeración para proporcionar el servicio de enfriamiento en la plata piloto de la FES Zaragoza.

CAPITULO III

3. METODOLOGÍA DE REACONDICIONAMIENTO.

Para llevar a cabo los objetivos de esta tesis; el presente capítulo describe la forma de abordar el problema, se contempla realizar dos metodologías:

- Simulación y pronóstico.
- Instalación y mantenimiento

3.1 Simulación y pronóstico:

La actividad principal en este apartado es llevar a cabo un análisis a partir de simular el evaporador. Tal como se menciona en el capítulo anterior, el refrigerante con el cual trabajaba esta unidad de enfriamiento es el R-22, dicho refrigerante pertenece al grupo de los CFC (clorofluorocarbonos) cuyo potencial de agotamiento de la capa de ozono se considera alto por lo que se contempla en el Protocolo de Montreal (PNUMA, 2000) la reducción en la medida de lo posible de su uso y producción como medida de protección al medio ambiente, debido a lo anterior se analizará la opción de usar otro refrigerante que cause un menor daño al entorno en caso de fuga.

Con el fin de seleccionar el refrigerante adecuado se verificaron los gases con los que puede trabajar el sistema, principalmente el compresor y la válvula de expansión térmica. La unidad de enfriamiento puede trabajar sin problemas con tres gases refrigerantes:

- R-22 (clorodifluorometano)
- R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano)
- R-410a (Mezcla casi azeotrópica de difluorometano, R-32, y pentafluoroetano, R-125)

Para el desarrollo de los objetivos del presente proyecto se requieren conocer varios aspectos como la carga térmica dentro del evaporador, la temperatura final del agua de enfriamiento, misma que se va a obtener a través de una simulación, y finalmente el costo de este. En las siguientes secciones se procede a describir la metodología a seguir para conocer dichos aspectos, así como las condiciones iniciales para comenzar los cálculos necesarios.

3.1.1 Carga térmica

Para calcular la carga térmica dentro del sistema primero se deben conocer las propiedades de cada gas y las condiciones de operación del compresor dado que con estas condiciones se comenzará el cálculo.

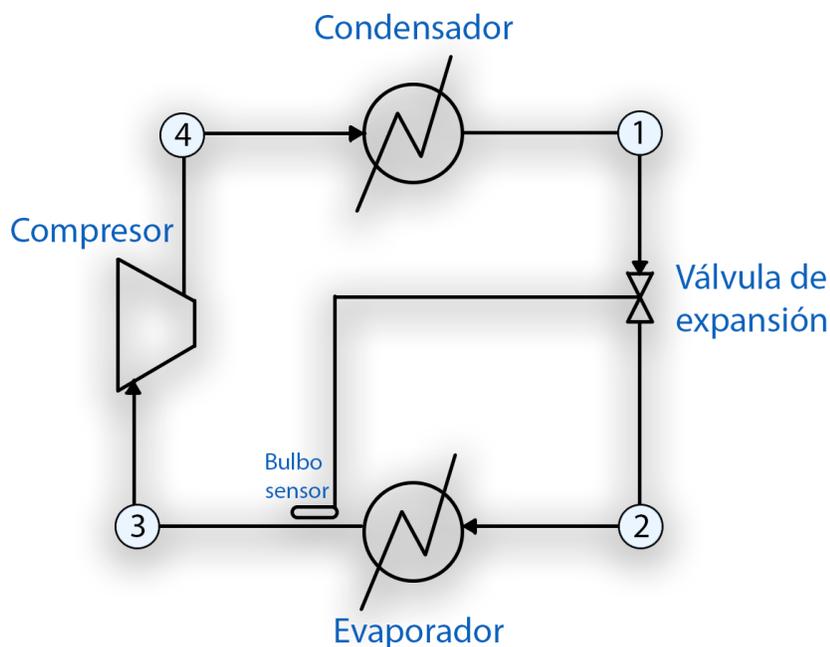


Figura 3.1 Diagrama de las etapas del proceso

De acuerdo al manual del fabricante, el compresor tiene una presión de entrada de 320 KPa la cual será la presión en el punto 3 (figura 3.1 y figura 3.2), considerando que a la succión del compresor se tiene vapor saturado se buscan en las tablas de propiedades

correspondientes a cada uno de los refrigerantes antes mencionados a dicha presión. Las propiedades necesarias para el cálculo serán entalpía, entropía y temperatura.

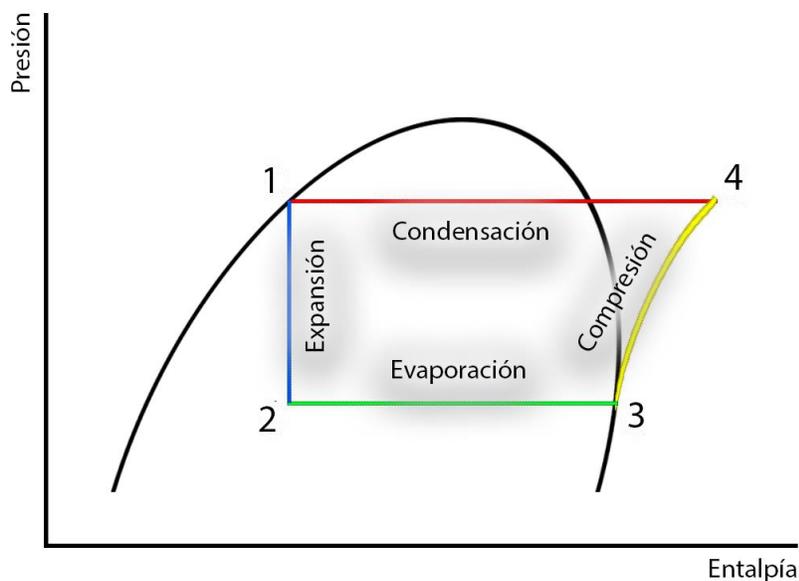


Figura 3.2 Diagrama de Mollier de las etapas del proceso

De los mismos datos del fabricante, se sabe que la presión a la descarga del compresor es de 2080 kPa y que el fluido es un vapor sobrecalentado, así que nuevamente se buscan las propiedades de cada gas, en este caso la temperatura y la entalpía, tomando como referencia la presión y la entropía dadas. Para fines prácticos se considera como un ciclo ideal, por lo que se asume que el compresor es isotrópico.

Continuando con el cálculo se toma la misma presión del punto 4 para el punto 1 dado que dentro de la idealidad no existe ninguna caída de presión a través del aerofriador. En este punto el fluido deberá ser un líquido saturado, con esta información se puede buscar la temperatura, entalpía y entropía de cada líquido en las tablas correspondientes.

Finalmente se obtienen las propiedades en el punto 2, en esta parte no se conoce el estado por lo que se calcula a continuación de la siguiente forma:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_g - h_f} \quad (38)$$

Donde:

x = calidad (0 = líquido, 1 = vapor)

h_2 = entalpía en el punto 2

h_g = entalpía del vapor saturado

h_f = entalpía del líquido saturado

En este punto se conoce la temperatura y la presión dado que tienen el mismo valor del punto 3, así como la entalpía es la misma que la del punto 1, por lo que solo se necesitan los valores de h_f y h_g . Se toman estos valores de las tablas de saturación a una presión de 320 kPa y se realiza el cálculo de la calidad.

Una vez obtenido el valor de la calidad puede conocer la entropía con la siguiente fórmula:

$$s_2 = s_f + x_2(s_g - s_f) \quad (39)$$

Donde:

s_2 = entropía en el punto 2

x_2 = calidad en el punto 2

s_f = entropía del líquido saturado

s_g = entropía del vapor saturado

Conociendo las propiedades de cada punto se estima el trabajo realizado por el compresor, así como las cargas del evaporador y del condensador. Para esto se toma un flujo másico de 3 kg/s. El trabajo realizado por el compresor se calcula de la siguiente forma:

$$W = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (40)$$

Donde:

W = Trabajo hecho por el compresor

\dot{m} = flujo másico

h_1 = entalpía en el punto 3

h_2 = entalpía en el punto 4

La carga térmica del evaporador se calcula de la siguiente forma:

$$q_e = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (41)$$

Donde:

q_e = Carga térmica del evaporador

\dot{m} = flujo másico

h_3 = entalpía en el punto 3

h_2 = entalpía en el punto 2

Se calcula el calor rechazado por el condensador con:

$$q_c = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (42)$$

Donde:

q_c = Calor rechazado por el condensador

\dot{m} = flujo másico

h_4 = entalpía en el punto 4

h_1 = entalpía en el punto 1

Finalmente se obtiene la eficiencia del sistema o *COP* (Coeficiente de rendimiento) que se calcula dividiendo el calor de salida del condensador (q_c) entre la potencia suministrada por el compresor (w).

$$COP = \frac{q_c}{w} \quad (43)$$

3.1.2 Simulación del evaporador

Usando como base los resultados que se han de obtener con la metodología anterior, se realiza un modelado del evaporador para simular cada el comportamiento con los diferentes refrigerantes, (transición entre los puntos 2 y 3 de la figura 3.2), con la ayuda del software Solidworks (Dassault Systèmes), específicamente con el plugin Flow Simulation, esto, con el fin de conocer un estimado de la temperatura del agua de enfriamiento que se puede obtener como servicio del sistema una vez montado sin la necesidad de comprar cada refrigerante ya que hacer pruebas con cada uno en campo resulta costoso y laborioso.

Para establecer las condiciones iniciales se requieren algunas suposiciones, una de ellas es la cantidad y distribución de las mamparas dentro del evaporador ya que no se conoce este dato y para conocerlo debe desarmar el equipo por completo corriendo el riesgo de afectar la integridad de éste. Otra de las suposiciones fueron las condiciones a la entrada y salida del agua la cual va a ser enfriada tomando como temperatura de entrada de 70 grados centígrados y 4 m/s de velocidad (valor intermedio para una tubería de 1 ¼ pulgadas de diámetro) esto partiendo del hecho de que el agua a usar proviene de un proceso y se requiere retirar todo el calor posible para que la temperatura de salida del agua esté dentro de los requerimientos que fija la AHRI en el estándar “ANSI/AHRI 550/590 (I-P)-2011: Rendimiento efectivo de paquetes de calefacción de agua de bomba calorífica y enfriamiento de agua usando el ciclo

de compresión de vapor” cuyo valor para la temperatura de salida de un sistema de enfriamiento de evaporación compresión es de 75°F o 24°C.

Del lado del refrigerante se toma 3.92 m/s como velocidad de entrada tomando el valor del apéndice B del libro Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías (Crane, 1989) para tubería de 1 ¼ pulgadas de diámetro, se toma este valor del rango de velocidades que soporta dicho diámetro de tubería, es seleccionado uno de los valores más altos con el fin de conocer el comportamiento del sistema con alimentaciones cercanas al límite de dicha línea.. Así mismo la presión de salida del agua es la del ambiente, tomando el valor de la presión en la Ciudad de México, y para el refrigerante es la misma del punto 3, es decir, la presión de succión del compresor. Dichas condiciones son las mismas para los tres casos para obtener una comparación lo más real posible y corroborar que no haya gran diferencia en el comportamiento del sistema al cambiar el gas refrigerante. La simulación se realiza a régimen transitorio en un intervalo de 30 segundos, respetando la misma geometría y mallado en los tres casos.

El modelo del evaporador se realizó tomando las medidas reales del equipo en cuestión, de nuevo, para apegarse lo mejor posible a la realidad. En la figura 3.3 se muestra el modelo usado, se usaron 5 mamparas con el fin de aumentar la turbulencia del lado de la coraza para así, aumentar la transferencia de calor. El agua circula por la coraza y el refrigerante por el tubo, este último se alimenta por la parte inferior, en el caso del agua con pruebas previas se determina que es indistinto por cuál de los tubos se alimenta, así que se toma el tubo del lado izquierdo como entrada y el derecho como salida.

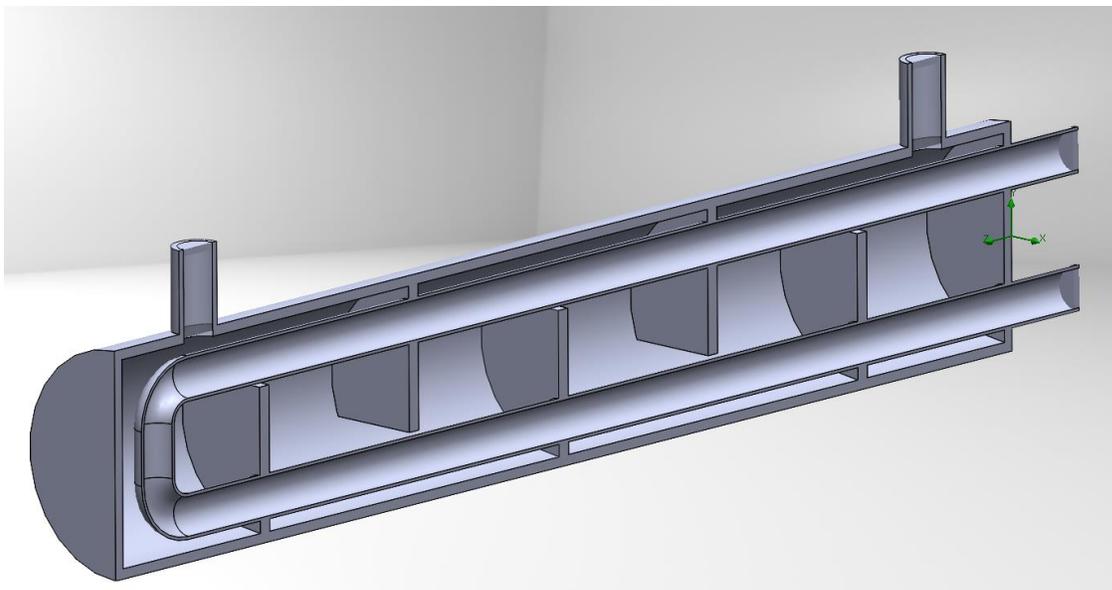


Figura 3.3 Modelo del Evaporador realizado en SolidWorks

Se emplea cobre como material universal usando las propiedades integradas en la librería de materiales del software, esto ya que la tubería en el evaporador real es de dicho material y la coraza no realizará transferencia de calor alguna con el entorno suponiendo un aislamiento perfecto para fines prácticos y esto reduce el número de iteraciones y el tiempo de cálculo.

3.1.3 Cálculo de carga de refrigerante

Siguiendo la metodología propuesta por Efrén Díaz (Díaz, 2013) se calcula la cantidad de refrigerante necesario para el sistema de refrigeración considerando que no se tiene una placa de características de carga. En principio, y a falta de otros datos, el volumen de refrigerante líquido a introducir se establece considerando que, en el caso más crítico, el recipiente de líquido deberá ser capaz de contener todo el refrigerante de la instalación. Si además se tiene en cuenta que la normativa establece que los recipientes destinados a contener refrigerante no deben llenarse más allá del 80% de su volumen, concluiremos que la cantidad de refrigerante a introducir inicialmente es igual al 80% del volumen del recipiente de líquido.

Esta carga inicial permite poner en marcha el equipo frigorífico y comprobar los criterios de carga óptima que se estudian más adelante, efectuando un complemento de carga si fuera necesario.

En este caso deberemos medir el diámetro del recipiente donde se almacena el refrigerante (D, en cm) y su longitud (L, en cm) y calcular su volumen (V, en litros) mediante la expresión:

$$V = 0.25 \pi D^2 L (0.001) \quad (44)$$

Conociendo el volumen, el cálculo de la masa de refrigerante a introducir (M, en kg) se efectúa del siguiente modo:

$$\begin{aligned} M &= (0.80)(1.19)V && \text{(para el R - 22)} \\ M &= (0.80)(1.206)V && \text{(para el R - 134a)} \\ M &= (0.80)(1.07)V && \text{(para el R - 410a)} \end{aligned} \quad (45)$$

Donde 1.19, 1.206 y 1.07 son, respectivamente, los pesos específicos (en kg/litro) para el R-22, R-134a y R-410a a 20°C.

3.2 Instalación y mantenimiento

A continuación, se describe la metodología a seguir con el fin de solucionar problemas existentes, así como tener una mejor eficiencia en el equipo.

1. Limpieza general de todo el sistema

Con aire comprimido y con ayuda de brochas se tratará de eliminar el polvo acumulado en las aletas del condensador, así como en todo el equipo en general.

2. Remoción del óxido en tuberías y la estructura

Se lijarán todas las tuberías que presenten oxidación en su superficie, así como la estructura metálica, esto con el fin de detener el deterioro de las partes y para brindar un mejor aspecto al equipo en general.

3. Adición de ruedas para facilitar el traslado del sistema

Se propone que el equipo pueda trasladarse para brindar el servicio de enfriamiento a otros equipos que lo requieran por lo que se añadirán ruedas o “rodajas” en cada esquina de la estructura considerando una carga aproximada de 200 Kg.

4. Revisión del compresor

Se corrobora si el compresor presenta un corto circuito usando un multímetro con la función de continuidad, se colocan las puntas en las diferentes fases, en caso de mostrar continuidad en al menos una de las combinaciones de fases se puede afirmar que el compresor está “aterizado”.

5. Desconexión del compresor

Con el fin de manejar de una manera más cómoda el compresor se desconecta de la tubería cortando ambos tubos, entrada y salida, asegurándose previamente que el sistema esté libre de gas refrigerante. El corte de la tubería debe realizarse en zonas donde se pueda colocar un cople una vez que el compresor haya sido reparado.

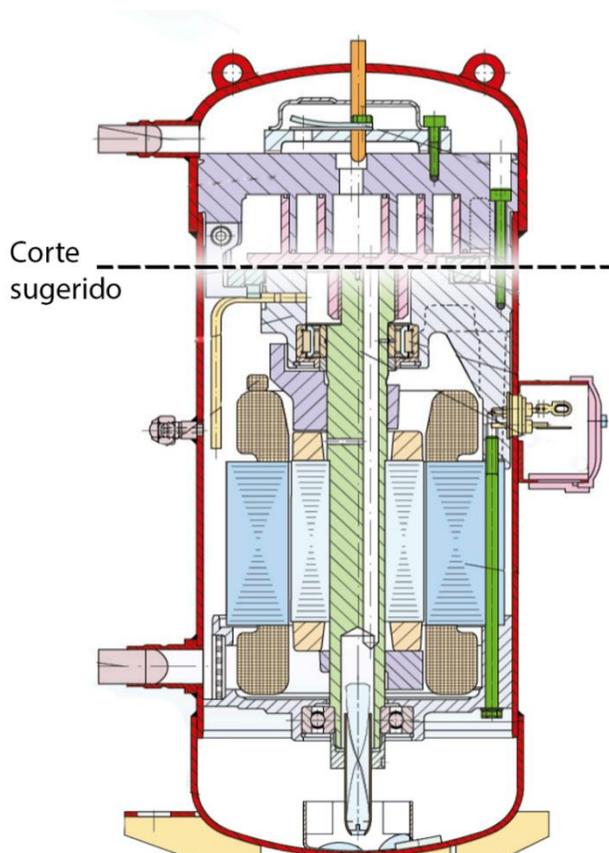


Figura 3.4 Diagrama del compresor. Recuperado de Panasonic Sanyo (2013) Scroll Compressor Catalog.

6. Corte en la carcasa

Usando como guía el diagrama mostrado en la figura 3.4 se efectúa un corte en la carcasa con una amoladora con disco de corte para acero, esto con el fin de poder sacar el motor del compresor que probablemente esté dañado. El corte es sugerido en esa zona dado que es la parte donde la cubierta es más delgada y no hay riesgo de dañar otras partes del compresor por un mal corte.

7. Reemplazo del motor

Para remover el motor se retiran todos los tornillos y conexiones que pueda tener para mantenerlo fijo a su estructura, una vez retirados se usará un extractor de 3 patas o “pata de

gallo”, esto ayuda a que el embobinado salga sin mucho esfuerzo. El motor extraído debe ser embobinado de nuevo por lo que se lleva con un especialista para realizar dicha tarea.

8. Soldadura de la carcasa

Con el motor del compresor reparado se coloca dicha pieza en la carcasa conectando las tres fases de este y colocando de nuevo todos los tornillos necesarios para después volver a soldar la cubierta con soldadura por arco eléctrico. Al sellarlo se verifica que el funcionamiento del compresor sea el deseado.

9. Reconexión a la tubería

Para conectar el compresor de nuevo a la tubería existente se usan coples de cobre soldados con soldadura de plata, esto para asegurar un sello entre ambos accesorios y prevenir fugas de gas.

10. Llenado de aceite y refrigerante

Siguiendo la recomendación del Centro Integrado de Formación Profesional en la guía provista en el ebook “Carga de refrigerante” (Díaz, 2013) se realiza la carga de gas y aceite de la siguiente manera:

Es necesario poner en marcha el equipo para que el compresor actúe de bomba de aspiración por lo que se realizan las conexiones necesarias de manera provisional.

Para efectuar la carga, el procedimiento a seguir es el siguiente:

- ✓ Asegurarse de que los grifos de los manómetros están cerrados y de que las válvulas de servicio conectadas a las mangueras del puente de manómetros están en posición intermedia.
- ✓ Colocar la botella de refrigerante sobre la báscula y comprobar si tiene la cantidad de refrigerante necesaria para efectuar la carga.

- ✓ Abrir lentamente la válvula de vapor de la botella de carga para que la manguera amarilla se inunde de líquido.
- ✓ Purgar la manguera amarilla aflojando lentamente y con mucha precaución el racor que la une al puente de manómetros. En este caso no se apreciará la salida del refrigerante pulverizado, ya que está en fase de vapor. Para la purga basta con mantener aflojado el racor unos pocos segundos.
- ✓ Poner el lector de la báscula a cero.
- ✓ Abrir lentamente el grifo de baja presión del puente de manómetros y dejar que se introduzca el vapor refrigerante en el equipo hasta que la presión en su interior se iguale con la presión en la botella de carga.
- ✓ Poner el compresor en marcha para que comience a absorber el refrigerante de la botella de carga. Controlar en todo momento en la báscula el peso de refrigerante que se va introduciendo. Es probable que la presión en la botella de carga descienda tanto que no fluya refrigerante hacia la instalación. En ese caso se debe detener la carga hasta que la presión en la botella ascienda de nuevo. Puede acelerarse este proceso si se calienta la botella mediante resistencias adecuadas.
- ✓ Inmediatamente que la carga se ha efectuado, cerrar el grifo de aspiración del puente de manómetros.

Las conexiones anteriores pueden apreciarse mejor en la figura siguiente.

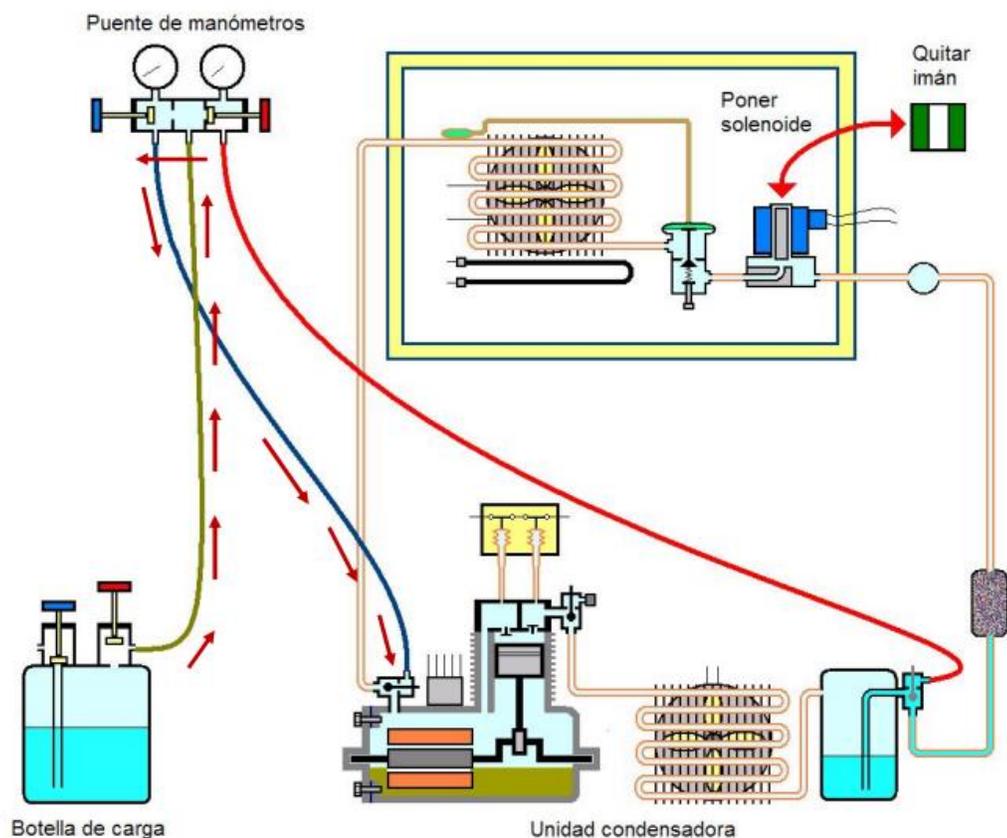


Figura 3.5 Carga en fase de vapor por el sector de baja presión. Recuperado de Diaz, E. (2013) Carga de Refrigerante.

11. Reacondicionamiento de aletas del Aeroenfriador

Con el fin de reducir el impacto en la eficiencia que podría tener el daño a las aletas del condensador, se propone enderezar cada una de las aletas dañadas para que así estas tengan un mayor contacto con el flujo de aire impulsado por los ventiladores y como resultado una eficiencia mayor a la actual.

12. Aislamiento térmico del Evaporador

Debido a la falta de aislamiento en algunos puntos del evaporador, se requiere retirar el aislamiento actual en la medida de lo posible y reemplazarlo por un aislamiento de espesor similar para mantener la transferencia de calor con el medio lo más pequeña posible.

13. Diseño de controles

El equipo actualmente consta con un presostato que no funciona por lo que se propone un control operado con una tarjeta de desarrollo Arduino, en la cual se puede monitorear la temperatura de las líneas de entrada y salida del agua a enfriar para lo cual es necesario diseñar el termopozo para cada sensor.

14. Eliminación de la pintura en la estructura

Previamente se ha lijado la estructura en puntos donde presenta oxidación por lo que las partes donde se mantenga la pintura original se deberán lijar a modo de preparar la superficie para una mejor adhesión de la nueva pintura.

15. Pintar estructura

Se aplica una capa de Primer acrílico en aerosol sobre toda la estructura metálica, protegiendo las partes donde no se requiere pintura como el compresor, la tubería, el evaporador y el condensador. Cuando la capa de primer haya secado se emplea la pintura en aerosol sobre toda la superficie.

16. Añadir cubiertas

Para proteger los equipos y a los operadores se propone la adición de metal desplazado sobre la estructura a modo que pueda entrar el aire, pero no objetos de gran tamaño. Dicho metal se debe colocar a modo que pueda ser retirado para mantenimientos futuros.

17. Adición del tanque para líquido

Se conecta un tanque en el cual pueda ser almacenado el líquido a enfriar antes de hacerlo circular por el sistema, esto con el fin de proteger a la bomba de posible cavitación por falta de líquido a impulsar.

18. Conexión de las bombas

Se tienen dos bombas de 2 hp de potencia así que se instalan en un arreglo con bypass con el fin de poder brindar mantenimiento a la bomba principal y poder seguir brindando el servicio con la bomba secundaria.

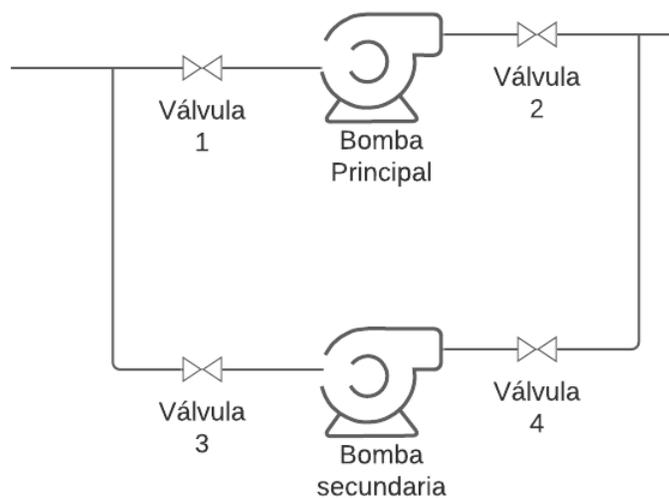


Figura 3.6 Arreglo de las bombas

19. Reconexión de energía eléctrica

Concluidas las tareas anteriores se realiza la conexión de las tres partes que requieren electricidad, el compresor (tres fases), ambas bombas y el motor de ambos ventiladores para el condensador. Esto siguiendo el diagrama de conexión impreso en el compresor y haciendo uso de los interruptores termomagnéticos colocados en la estructura.

20. Prueba de fugas

Teniendo todos los componentes listos se arranca el sistema para verificar que las conexiones en la tubería hayan sido realizadas correctamente y que no presente ninguna fuga, esto se realiza usando agua con jabón, se coloca la espuma del jabón sobre toda la tubería en la que circule gas, en el caso de la tubería de líquido se inspecciona cuidadosamente en búsqueda de cualquier goteo que se pueda presentar. En caso de presentar alguna fuga se corrige haciendo recircular la soldadura en las conexiones o en su defecto cambiando el

accesorio o tubería necesaria para realizar una segunda prueba para verificar un correcto funcionamiento.

21. Selección de equipos para brindar servicio de refrigeración

Finalmente se analiza la posibilidad de modificar las tuberías existentes en la planta piloto en los equipos que requieran servicio de enfriamiento de modo que se pueda conectar y desconectar el sistema según se requiera.

Las tareas mencionadas anteriormente se pueden representar en el diagrama de ruta crítica mostrado a continuación, dicho diagrama se realiza con la metodología sugerida por Gido y Clements (Gido & Clements, 1999), mostrando así las tareas que pueden ser realizadas en paralelo a otras como es el caso de el reacondicionamiento del condensador y la aplicación del aislamiento al evaporador ya que estas tareas no dependen entre sí para ser realizadas. Dicho diagrama se puede encontrar en el apéndice 4.

CAPITULO IV

4. RESULTADOS

4.1 Simulación y pronóstico

4.1.1 Carga térmica

Como se menciona en el capítulo anterior, se toman los datos necesarios de las tablas de propiedades de cada gas refrigerante a una presión de 320kPa que es la presión de succión del compresor. En la siguiente tabla se muestran las propiedades de cada uno en el punto 3.

Punto 3			
	R-22	R-134a	R-410a
Estado físico	Vapor Saturado	Vapor Saturado	Vapor Saturado
Temperatura (K)	260.26	275.65	247.99
Presión (kPa)	320	320	320
h (kJ/kg)	400.04	251.90	413.63
s (kJ/kgK)	1.7707	0.9301	1.8688

Teniendo la presión a la descarga del compresor es de 2080 kPa y que el fluido es un vapor sobrecalentado se obtienen las propiedades de cada gas en el punto 4. Nótese que los valores para dicha presión normalmente no aparecen tabulados por lo que se obtuvieron los valores a través de una regresión lineal.

Punto 4			
	R-22	R-134a	R-410a
Estado físico	Vapor Sobrecalentado	Vapor Sobrecalentado	Vapor Sobrecalentado
Temperatura (K)	353.91	349.42	62.18
Presión (kPa)	2080	2080	2080
h (kJ/kg)	446.8	290.91	466.23
s (kJ/kgK)	1.7707	0.9301	1.8688

Partiendo de la misma idealidad, se considera que no existe ninguna caída de presión a través del condensador, por lo que las presiones en el punto 4 y 1 son las mismas y que el

fluido debe ser un líquido saturado se busca la temperatura, entalpía y entropía de cada fluido en las tablas correspondientes.

Punto 1			
	R-22	R-134a	R-410a
Estado físico	Líquido Saturado	Líquido Saturado	Líquido Saturado
Temperatura (K)	326.15	342.27	307.03
Presión (kPa)	2080	2080	2080
h (kJ/kg)	267.5	154.66	255.88
s (kJ/kgK)	1.2210	0.5332	1.1892

Finalmente se obtienen las propiedades en el punto 2, en esta parte no se conoce el estado en el que se encuentra el fluido por lo que se calcula de la siguiente forma:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_g - h_f}$$

Para realizar dicho cálculo se toman los valores de h_f y h_g de las tablas de saturación a una presión de 320 kPa y con este valor se obtiene la entropía con la siguiente formula:

$$s_2 = s_f + x_2(s_g - s_f)$$

Punto 2			
	R-22	R-134a	R-410a
x	0.3833	0.5057	0.3752
Temperatura (K)	260.26	275.65	247.99
Presión (kPa)	320	320	320
h (kJ/kg)	267.5	154.66	255.88
s (kJ/kgK)	1.2612	0.5773	1.2337

Con los datos anteriores y tomando un flujo másico de 3 kg/s se calcula el trabajo, las cargas térmicas en ambos intercambiadores y el COP con las siguientes fórmulas.

$$w = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

Trabajo del compresor			
	R-22	R-134a	R-410a

w (kW)	140.28	117.03	157.8
--------	--------	--------	-------

La carga térmica del evaporador es obtenida con:

$$q_e = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Carga térmica del Evaporador			
	R-22	R-134a	R-410a
q _e (kW)	397.62	291.71	473.25

El calor rechazado en el condensador está dado por:

$$q_c = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

Calor rechazado por el condensador			
	R-22	R-134a	R-410a
q _c (kW)	537.9	408.738	631.05

Finalmente se obtiene la eficiencia del sistema o *COP* (Coeficiente de rendimiento) que se calcula dividiendo el calor de salida del condensador (q_c) entre la potencia suministrada por el compresor (w).

$$COP = \frac{q_c}{w}$$

COP, Coeficiente de Rendimiento			
	R-22	R-134a	R-410a
COP	3.8344	3.4925	3.9990

Este valor indica que por cada kilowatt que se le suministra al compresor se obtienen, en el caso del R-22, 3.83 kilowatts de enfriamiento, resultando así un rendimiento muy similar en los tres casos, sin embargo, el refrigerante con mayor eficiencia es el R-410a dando como resultado casi 4 kW de enfriamiento por cada kilowatt suministrado.

4.1.2 Simulación del evaporador

A continuación, se muestra la evolución del proceso de enfriamiento en un corte lateral para cada uno de los refrigerantes a diferentes tiempos tomando 0s, 5s, 15s y finalmente 30s el agua siendo alimentada por el lado superior izquierdo y el refrigerante alimentado por el lateral inferior derecho del modelo (figura 4.1). Los datos obtenidos durante cada simulación pueden apreciarse en la tabla comparativa presentada en el Apéndice 5.

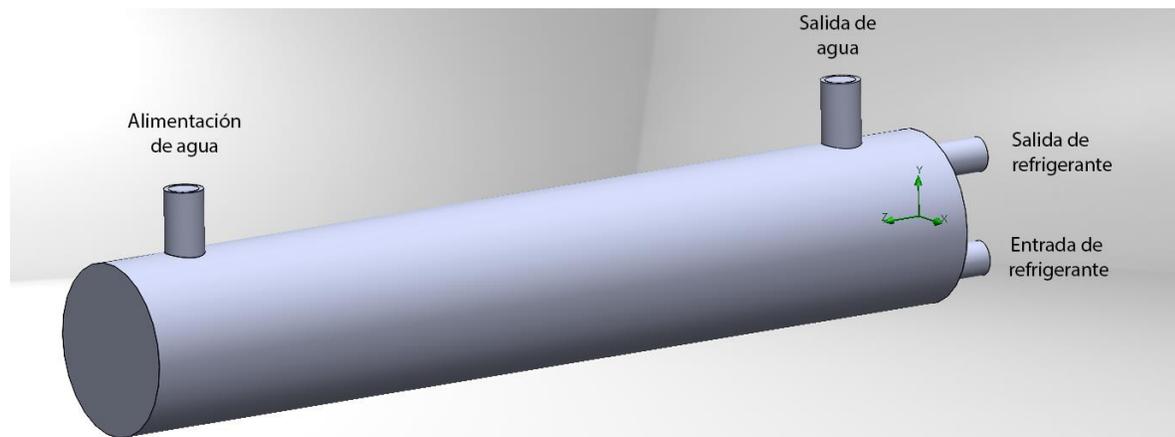


Figura 4.1 Modelo del evaporador

4.1.2.1 Refrigerante R-22.

La primera corrida se realiza con R-22 dado que es el refrigerante con el que originalmente trabaja el sistema de enfriamiento por lo que es de ayuda tenerlo como parámetro de referencia para las dos simulaciones subsecuentes. En la figura 4.2 se observa el comportamiento de ambos fluidos a lo largo de 30 segundos, al comienzo de la simulación

el agua a enfriar está a 70°C y a medida que pasa el tiempo se nota el gradiente de temperaturas que ocurre a través del equipo, de acuerdo con los datos arrojados por el software se observa que a los 30 s el agua a la salida tendrá una temperatura media de 20.50°C .

Además, se puede apreciar el cambio de temperatura del refrigerante, generando su cambio de fase dentro de la tubería, así como un cambio en la superficie del equipo, reduciendo su temperatura en algunas partes de 35°C a 15°C aproximadamente.

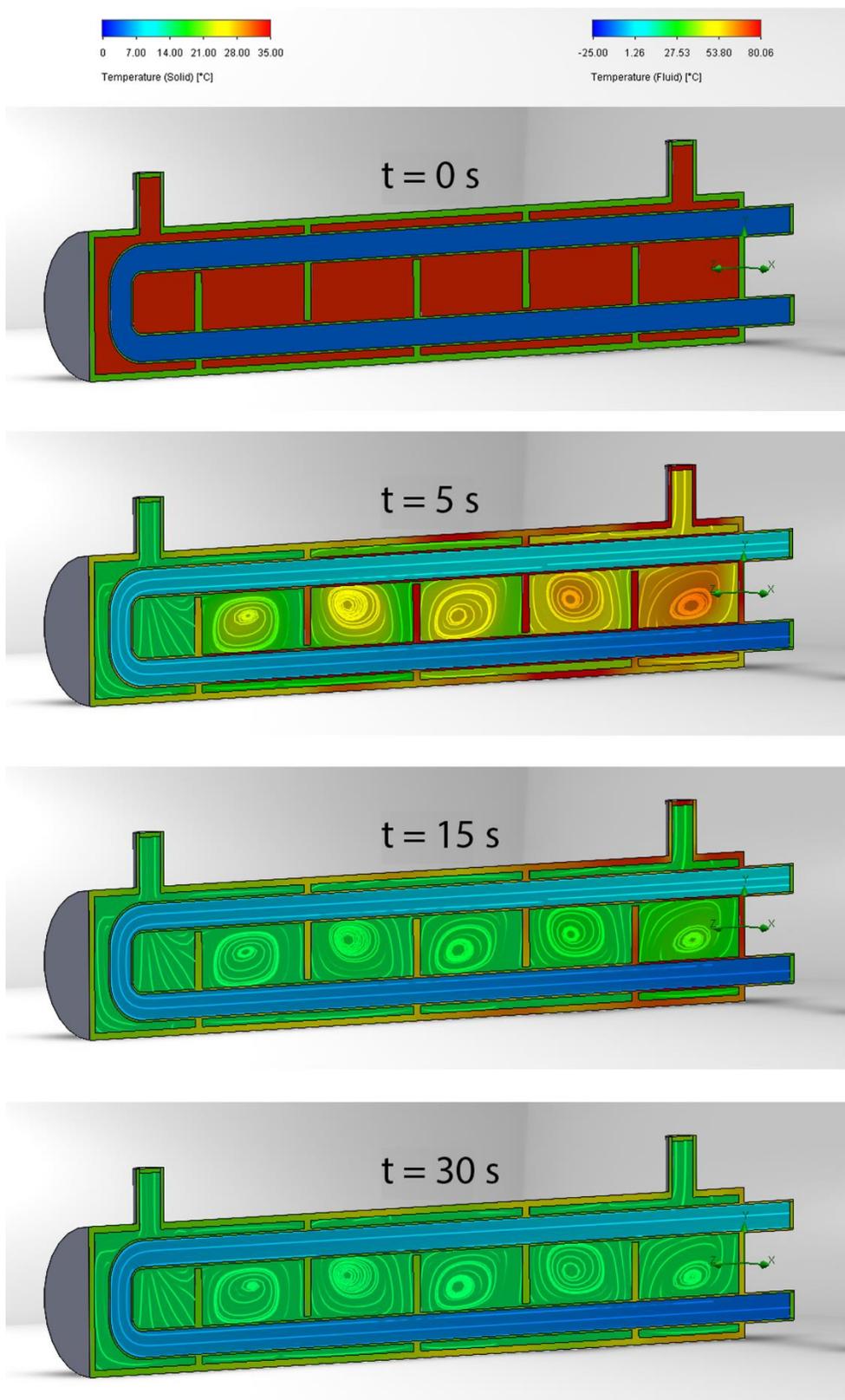


Figura 4.2 Simulación con R-22, a $t = 0\text{s}$, $t = 5\text{s}$, $t = 15\text{s}$ y $t = 30\text{s}$ respectivamente.

4.1.2.2 Refrigerante R-134a

El segundo caso de estudio es el del R-134a el cual tiene, según los cálculos anteriores, una temperatura inicial más alta por lo que el delta de temperaturas entre la temperatura del líquido a enfriar y el refrigerante sería menor lo cual conlleva una temperatura final mayor que la del R-22, sin embargo, la simulación demuestra que a pesar de esa situación la temperatura de salida del agua sería de 20.50°C. En la figura 4.3 se denota que el cambio en la temperatura del refrigerante de la entrada a la salida es muy sutil a lo largo de los 30 segundos, lo cual demuestra que este fluido es capaz de absorber bastante calor sin elevar su temperatura tan fácilmente.

Además, en las figuras 4.2, 4.3 y 4.4 se pueden notar con facilidad los vórtices causados por las mamparas cuya función es generar la turbulencia dentro del intercambiador lo cual ayuda a una mejor transferencia de calor, permitiendo así un mayor contacto con el tubo que lleva el fluido “frío”.

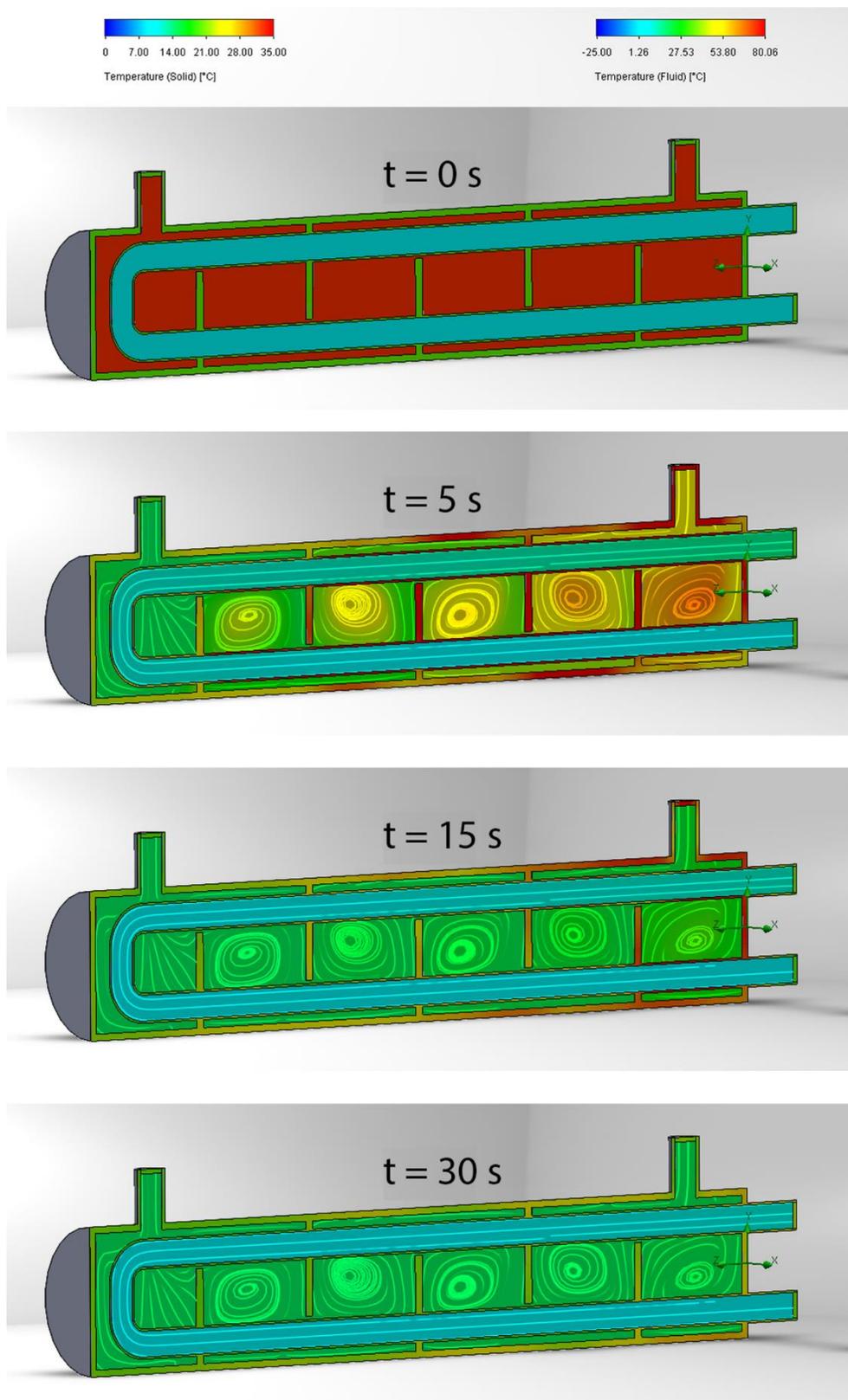


Figura 4.3 Simulación con R-134a, a $t = 0\text{s}$, $t=5\text{s}$, $t=15\text{s}$ y $t=30\text{s}$ respectivamente.

4.1.2.3 Refrigerante R-410a

Finalmente se realiza la simulación con la tercera opción de refrigerante la cual presenta en los cálculos de la carga térmica, mostrados en el subcapítulo anterior, la temperatura inicial menor de los tres casos. Se esperaba que la temperatura de salida del agua fuera menor al resto por este hecho, no obstante, la diferencia en la temperatura inicial no es la suficiente para presentar un gran cambio en la temperatura final, obteniendo así una lectura de 20.49°C a la salida del evaporador. La figura 4.4 muestra el comportamiento durante esta simulación demostrando tener un rendimiento muy similar a las dos simulaciones anteriores mostrando solo algunas variaciones ligeras en la temperatura de la coraza.

Cabe destacar que la diferencia en la temperatura del refrigerante a la entrada y a la salida cambia muy poco, tal como se puede apreciar en las figuras anteriores, esto es debido a que la diferencia de temperatura dentro del tubo y la coraza es más grande que en casos anteriores por lo que logra la transferencia de calor de una manera más rápida.

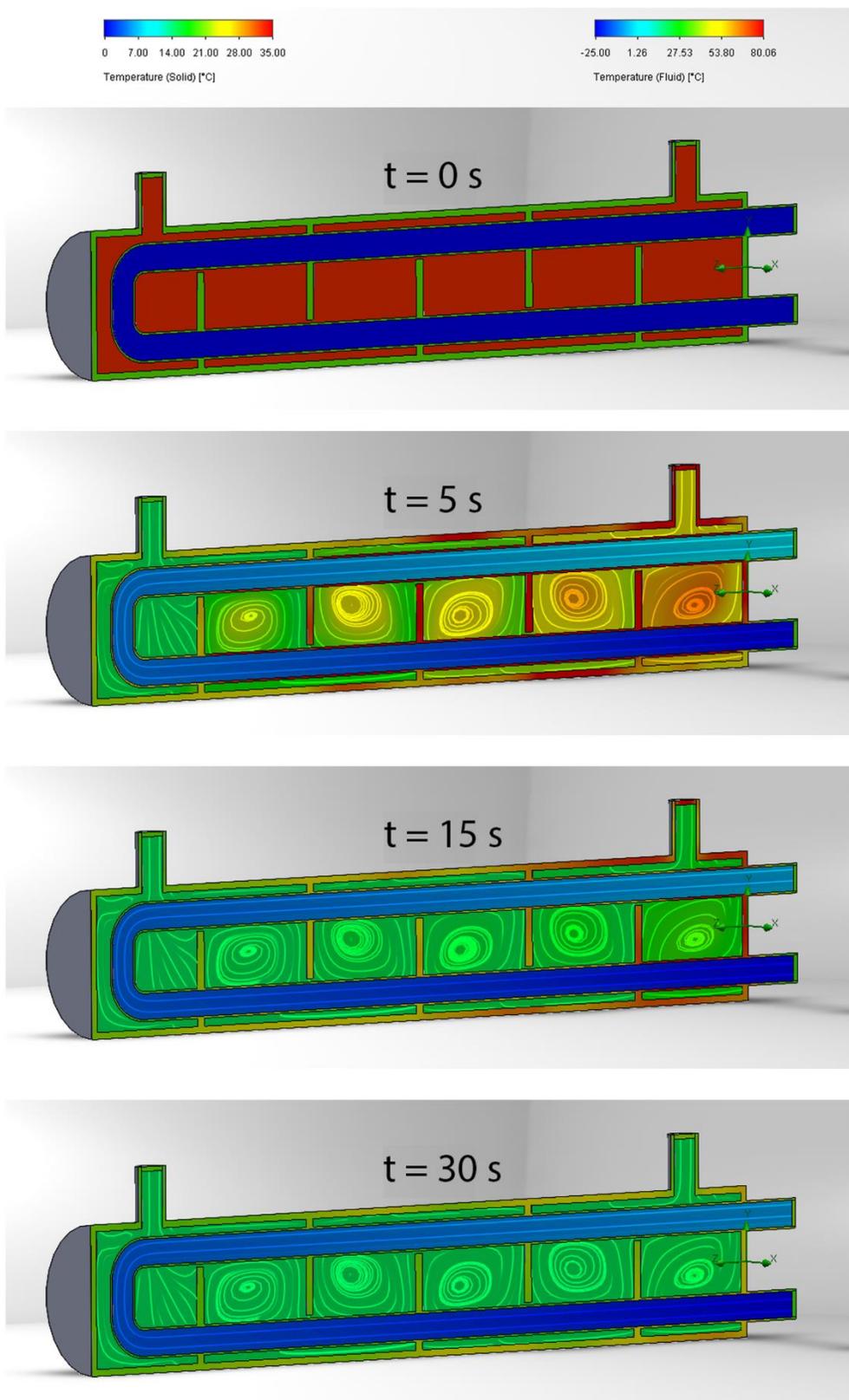


Figura 4.4 Simulación con R-410a, a $t = 0\text{ s}$, $t = 5\text{ s}$, $t = 15\text{ s}$ y $t = 30\text{ s}$ respectivamente.

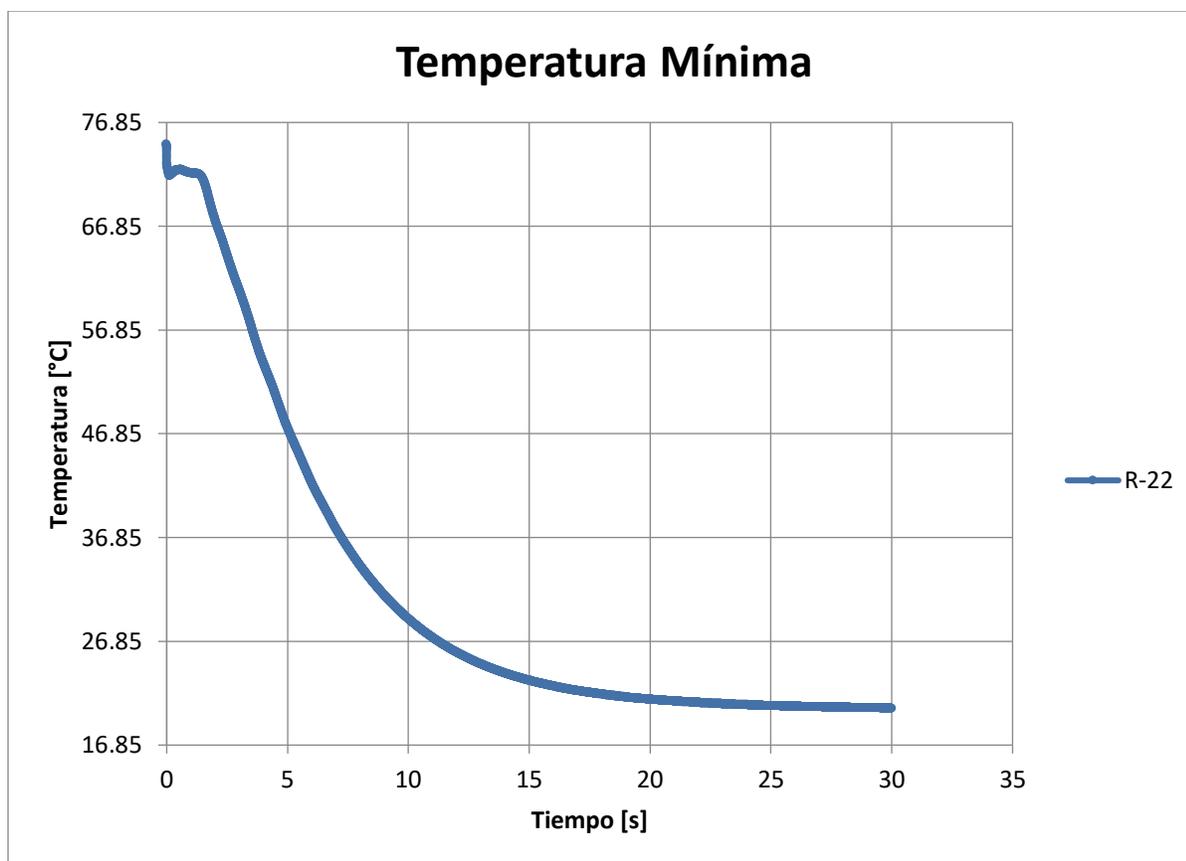


Gráfico 4.1 Comportamiento del R-22 durante la simulación

La gráfica anterior condensa los datos obtenidos de la simulación con el refrigerante R-22, una comparativa entre los tres refrigerantes resulta infructuosa ya que, como se puede apreciar en las tablas de resultados localizados en el Apéndice 4, el comportamiento es similar para los tres refrigerantes por lo que al graficarlos juntos se traslapan, lo cual indica la posibilidad de usar cualquiera de los refrigerantes anteriores con la seguridad de obtener un desempeño similar al original en el sistema. Dado esto, se debe tomar en cuenta el factor ecológico para la elección del refrigerante que será utilizado, puesto que como se menciona anteriormente, el R-22 es preferible no usarlo por su impacto en la capa de ozono dejando como opciones viables el R-134a y R-410a.

4.1.3 Cálculo de carga de refrigerante

Se calcula el volumen del recipiente el cual tiene 10.50 cm de diámetro y 24 cm de longitud con:

$$V = 0.25 \pi D^2 L (0.001)$$

Sustituyendo

$$V = 0.25 \pi (10.5 \text{ cm})^2 (24 \text{ cm}) \left(\frac{0.001 \text{ L}}{1 \text{ cm}^3} \right) = 2.078 \text{ L}$$

Una vez obtenido el volumen, se realiza el cálculo de la masa de refrigerante a introducir:

$$M = (0.80)(1.19 \text{ Kg/L})(2.078 \text{ L}) \quad (\text{para el R} - 22)$$

$$M = (0.80)(1.206)(2.078 \text{ L}) \quad (\text{para el R} - 134a)$$

$$M = (0.80)(1.07)(2.078 \text{ L}) \quad (\text{para el R} - 410a)$$

Por lo que la masa mínima necesaria de refrigerante para cada caso es:

$$M_{Min} = 1.978 \text{ Kg} \quad (\text{para el R} - 22)$$

$$M_{Min} = 2.005 \text{ Kg} \quad (\text{para el R} - 134a)$$

$$M_{Min} = 1.778 \text{ Kg} \quad (\text{para el R} - 410a)$$

Considerando lo anterior y tomando en cuenta los costos de cada uno de los refrigerantes mostrados en la siguiente tabla, se sugiere hacer uso del refrigerante 134a, se debe considerar que esto conlleva el cambio de la válvula de expansión dado que esta solo trabaja con R-22 o R-407.

Tabla 4.2 Comparativa de precios para cada refrigerante.

Refrigerante	Precio por kilogramo	Cantidad Requerida	Total
R22	313	3	939
R134a	167	3	501
R410a	325	3	975

Precios recuperados de <http://climasmonterrey.com/>

4.2 Instalación y mantenimiento

1. Limpieza general de todo el sistema

Con ayuda de las brochas y el aire comprimido se elimina la mayoría del polvo acumulado en el sistema lo cual servirá como preparativo para las siguientes tareas.

2. Remoción del óxido en tuberías y la estructura

Primeramente, se lija ligeramente la superficie de las tuberías en busca de la eliminación del óxido y o suciedad que estas pudieran haber adquirido por el paso de tiempo, en la figura 4.5 se puede apreciar una comparativa entre la tubería antes y después de su limpieza. Claramente se observa en el tubo inferior la diferencia obteniendo una superficie con una mejor apariencia. Sin embargo, se recomienda cambiar las tuberías dañadas por tubería de pvc para evitar la reaparición de óxido en la superficie. Así mismo, a toda la estructura del sistema se le da el mismo lijado para eliminar puntos donde había corrosión y detener su propagación y a su vez para que la pintura que se le rocía a continuación tenga un mejor acabado y darle un recubrimiento que podrá evitar la exposición directa al medio ambiente.



Figura 4.5 Comparativa del estado de la tubería antes (arriba.) y después (abajo) de la limpieza.

3. Adición de ruedas para facilitar el traslado del sistema

Una vez que el sistema fue limpiado se vuelca la estructura para instalar cuatro ruedas a fin de poder desplazar con mayor facilidad el sistema según se requiera en un futuro ya que el peso de este es bastante grande, aproximadamente de 200 kg, esto se toma en cuenta en la selección de las ruedas teniendo cada una la capacidad de soportar 80 kg. Desafortunadamente la estructura está formada por perfiles L y en la parte inferior quedaba un hueco lo que causa que, al momento de colocar las llantas, estas no se podrían mover con libertad por lo que se decide añadir tablas con el fin de darle cierta altura a la base de las ruedas evitando así que estas chocaran con el perfil como se puede observar en la Figura 4.6



Figura 4.6 Instalación de ruedas a la estructura

4. Revisión del sistema

Se realizan las conexiones pertinentes para realizar una prueba a cada uno de los componentes que requieren energía eléctrica, se prueban cada uno de los motores pertenecientes a los ventiladores del solo aire por separado y juntos encontrando un perfecto funcionamiento de estos obteniendo un fuerte flujo de aire a través del radiador lo que asegura que el enfriamiento del refrigerante en esta sección del equipo será apropiado.

Sin embargo, el compresor si presenta un corto circuito por lo que se procede a remover el motor para repararlo, tal como se mencionó anteriormente.

5. Desconexión del compresor

El primer paso por seguir fue desconectar el compresor del sistema, para esto se corta la tubería de entrada y salida del equipo con una segueta debido a que la tubería presenta fallas de diseño con la que se adjunta en seguida, en la figura 4.7 se puede observar que era necesaria una reducción, no obstante, se hace caso omiso de lo mismo y se dobla el tubo para que se ajustara a la entrada del compresor.

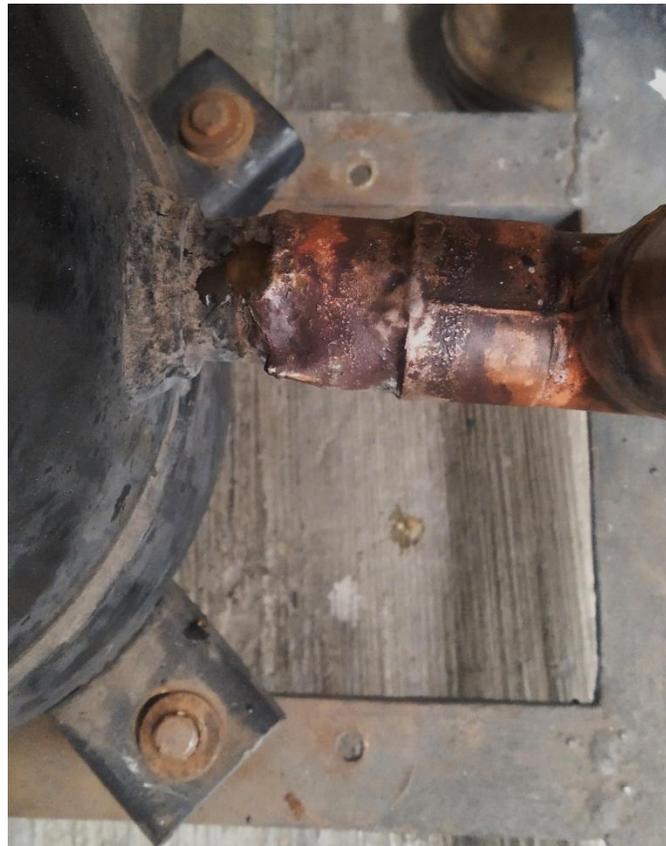


Figura 4.7 Tubería de entrada al compresor

6. Corte en la carcasa

Antes de realizar el corte, se vacía el compresor ya que dentro tiene el aceite mineral necesario para su correcto funcionamiento, esto revela que en efecto en el interior del cuerpo

del compresor ocurrió algún desperfecto, ya que el aceite normalmente tiene una coloración ámbar, sin embargo, el aceite retirado presenta un tinte completamente negro.

Haciendo uso de una amoladora y discos de corte apropiados se procede a cortar la carcasa por debajo de la soldadura presente, con el fin de tener acceso al motor del compresor para posteriormente retirarlo y darle el mantenimiento necesario, esto revela los espirales responsables del trabajo de compresión de este tipo de impulsores de gases, los cuales pueden apreciarse en la figura siguiente.



Figura 4.8 *Espirales del compresor tipo Scroll*

Con ayuda del extractor de tres patas se sacan dichas espirales, sin embargo, el motor está fijado por cuatro tornillos cuya cabeza se encuentra en la parte inferior del motor, por lo que se realiza un segundo corte en la carcasa, esta vez por debajo para retirar dichos tornillos. Lo anterior no permite liberar el motor por lo que se emplea una prensa hidráulica con el fin de expulsar el balero (figura 4.9) parece retener la bobina.



Figura 4.9 Compresor visto por debajo

11. Reacondicionamiento de aletas del Aeroenfriador

Por otra parte, con ayuda de unas pinzas de punta se enderezan una a una las aletas dañadas en el aeroenfriador por las hélices en el pasado quedando como lo muestra la comparativa en la Figura 4.10, algunas aletas fueron imposibles de recuperar, sin embargo, son muy pocas las que quedaron completamente dañadas, por lo que se puede recupera casi por completo la eficiencia del radiador.

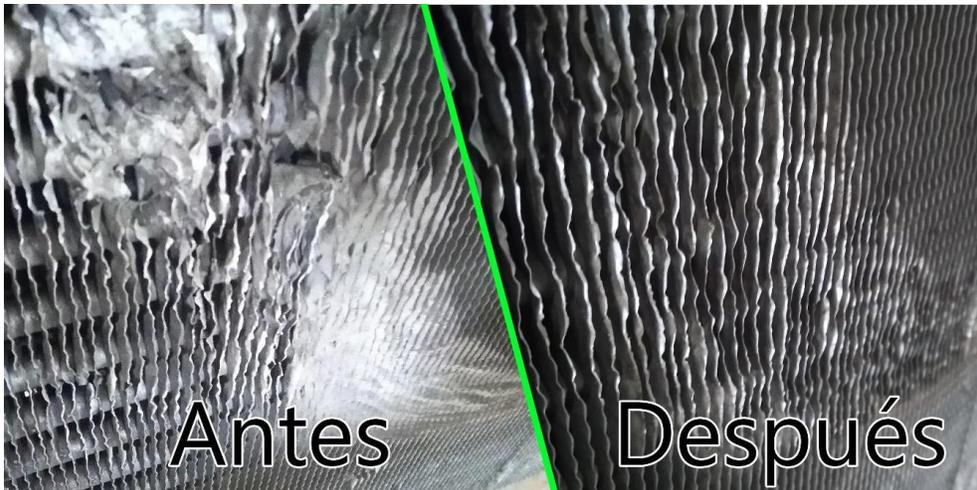


Figura 4.10 Comparativa del trabajo realizado en las aletas radiador.

13. Diseño de controles

Se decide añadir sensores de temperatura al sistema para convertir el sistema en algo más interactivo y didáctico para los alumnos que realicen prácticas futuras en el módulo de integración de energía. Debido a la accesibilidad, conocimientos previos y las necesidades del proyecto se elige un Arduino Nano Rev. 3 para ser programado de tal forma que a través de sensores de temperatura sumergibles (DS18B20) se obtuvieran las condiciones de entrada y salida del proceso.

Se propone el uso de los siguientes componentes:

- Arduino Nano Rev. 3
- Pantalla OLED i2c
- 2 sensores DS18B20
- Modulo Bluetooth HC-05
- Resistencias 4.7 kohm
- Diodo 1N4001

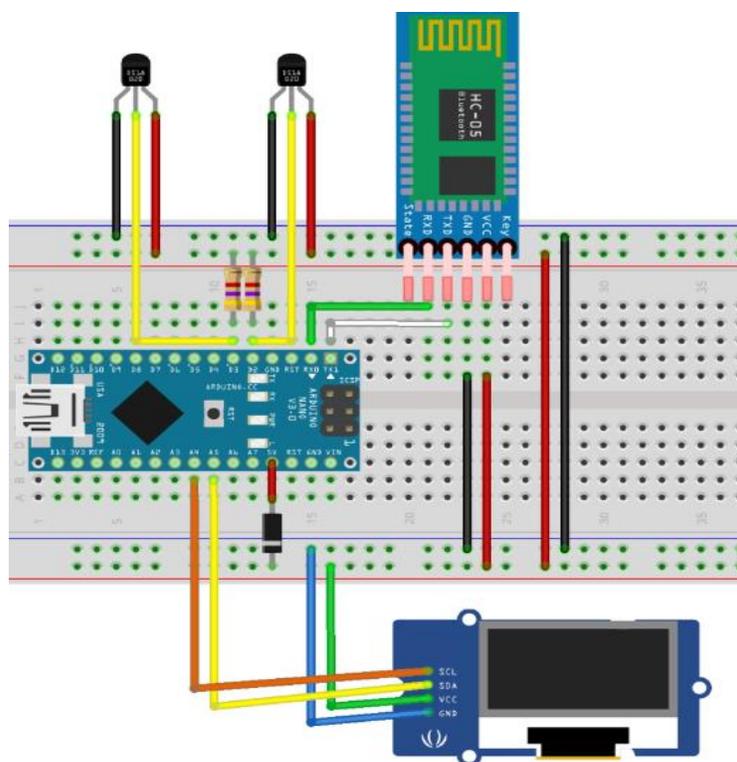


Figura 4.11 Diagrama de conexión en protoboard.

Estos componentes se colocan según el diagrama desarrollado en el software Fritzing mostrado en la Figura 4.11 en una protoboard para verificar su correcto funcionamiento para luego montarlos en una placa fenólica. El esquema del circuito correspondiente se puede encontrar en el apéndice 2. Así mismo el código de programación del Arduino se puede encontrar en el apéndice 3.

Para tomar las mediciones de temperatura en el equipo se requiere de termopozos donde se colocan los sensores, sin embargo, el principal inconveniente es que no existe tal accesorio para los sensores que se están usando por lo que tiene que ser hecho a la medida lo cual encarecería el proyecto por lo que estos fueron diseñados con tubería de pvc por lo económica que es y la facilidad que se tiene para manipularla; se requirió de una Tee, reducciones

Bushing de 1 ¼ in a 1 in y de 1 in a ½ in, tubería de 1 ¼ in y de ½ in, tapones tipo capa de ½ in, empaques tipo cónico de neopreno para fijar el sensor, así como conectores cuerda interior y cuerda exterior de 1 ¼ in para colocarlos dentro de la tubería existente. El arreglo se presenta a continuación, el sensor con ayuda del empaque queda fijado dentro de la tubería de ½ in para tenerlo expuesto al flujo de agua de ambas corrientes.

Número	Accesorio
1	Conector cuerda exterior
2	Tubo 1 ¼ in
3	Sensor DS18B20
4	Reducción Bushing 1 ¼ in x 1 in
5	Tubo ½ in
6	Tapón capa
7	Reducción Bushing 1 in x ½ in
8	Empaque cónico
9	Tee 1 ¼ in
10	Conector cuerda interior

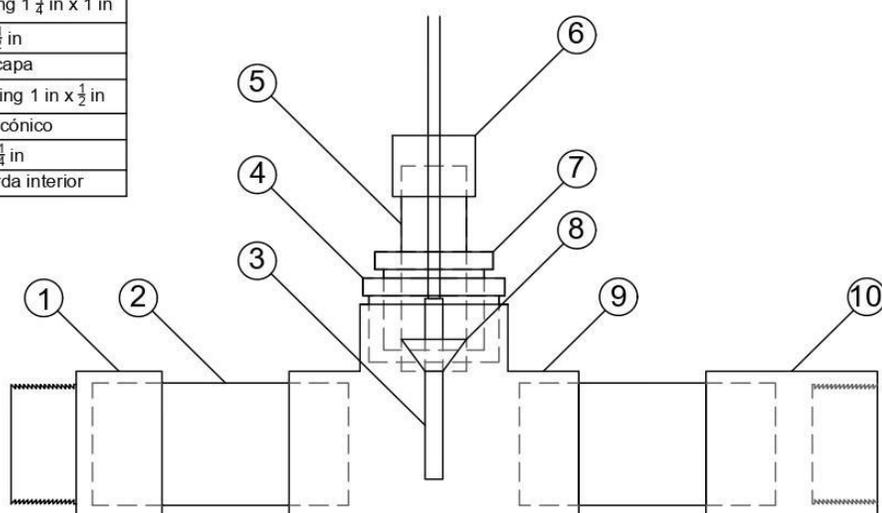


Figura 4.12 Diseño de los termopozos a usar

14. Eliminación de la pintura en la estructura

Previamente se eliminan las partes de la pintura donde se puede observar óxido, con ayuda de las mismas lijas se retira la mayor parte de la pintura para beneficiar la duración y la apariencia del nuevo recubrimiento el cuál se aplica en la tarea 15.

15. Pintar estructura

Teniendo la superficie limpia y en la mayoría de las partes sin pintura, se aplica un recubrimiento de primer de acrílico para obtener una mayor vida a la pintura en aerosol de color azul que se rocía a continuación a la estructura principal mientras que al tanque que sirve como almacenamiento del líquido a enfriar se le pinta de color gris. El aspecto final puede apreciarse en la figura siguiente:



Figura 4.13 Acabado final de la estructura metálica y el tanque de recirculación.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el capítulo 3.2 de esta tesis se propusieron las actividades necesarias para reacondicionar el sistema de refrigeración con lo que se espera ofrezca el servicio de enfriamiento a las prácticas y proyectos que realiza la carrera de Ingeniería Química de la FES Zaragoza.

Se analizaron cada una de las partes que componen al sistema de refrigeración, así como su principio de funcionamiento de cada una de las mismas esto para predecir el comportamiento del sistema en una simulación con diferentes refrigerantes, encontrando una diferencia bastante despreciable entre ellos lo cual permite cambiar el refrigerante original por R-134a tomando en cuenta los factores ecológico y económico ya que este refrigerante está libre de hidroclorofluorocarburos y es el que tiene el menor precio por kilogramo. Cabe destacar que la identificación de cada una de las partes del sistema fue de gran ayuda para los cálculos realizados ya que muchos de los datos que se tomaron como condiciones iniciales han sido tomados de las fichas técnicas de los fabricantes de dichos componentes, además de obtener una idea más clara de los procesos involucrados dentro de cada equipo que conforma el sistema, como en el caso de los espirales del compresor los cuales al tenerlos a la mano facilitaron el entendimiento del funcionamiento de los compresores de ese tipo.

En la actualidad, la planta piloto de la FES Zaragoza cuenta con servicio de refrigeración brindado por una torre de enfriamiento, dicho servicio es ocupado por todos los equipos presentes. Sin embargo, gracias al equipo cedido por el Instituto de Química, las prácticas a realizar por los alumnos pueden ser ampliadas aplicando en estas los conocimientos adquiridos durante el módulo de Manejo de Energía. La adición de ruedas al sistema de refrigeración facilita el movimiento de este para brindar el servicio a un equipo en específico para conseguir, por ejemplo, resultados más fiables en estudios de transferencia de calor en

los intercambiadores de calor asegurando que el líquido que absorberá el calor circule exclusivamente en dicho equipo.

Algunas de las tareas propuestas no se pudieron llevar a cabo debido a la emergencia sanitaria que atravesó nuestro país, sin embargo, gracias al software de simulación Solidworks Flow Simulation, se logró obtener una aproximación del comportamiento que tendrá el sistema una vez sean terminadas dichas tareas, gracias a esto se logró observar de una manera más gráfica la transferencia de calor entre el refrigerante y el agua a enfriar mostrando así la importancia de las mamparas en el modelo, ya que estas tienen la función de crear turbulencia en el fluido y por lo mismo una mayor transferencia de calor, como resultado de dicha simulación se obtuvieron las temperaturas del agua teniendo como base 20.3853°C con R22 se demostró que la diferencia con el R-134a es de apenas 0.0044°C encima, mientras que con el R-410 es de 0.0087°C debajo de la referencia, mostrando así un comportamiento bastante similar para los tres casos facilitando así la elección del refrigerante, mencionada anteriormente, que sería el R-134a.

Dicho esto, se espera que la metodología propuesta en el capítulo 3 pueda servir de guía para un trabajo futuro que permita la adición del sistema de enfriamiento a la lista de equipos disponibles en la planta piloto. Las actividades que quedaron inconclusas se enumeran a continuación, esperando puedan ser realizadas en un futuro cercano:

- Reemplazo del motor
- Soldadura de la carcasa
- Reconexión a la tubería
- Llenado de aceite y refrigerante
- Aislamiento térmico del Evaporador

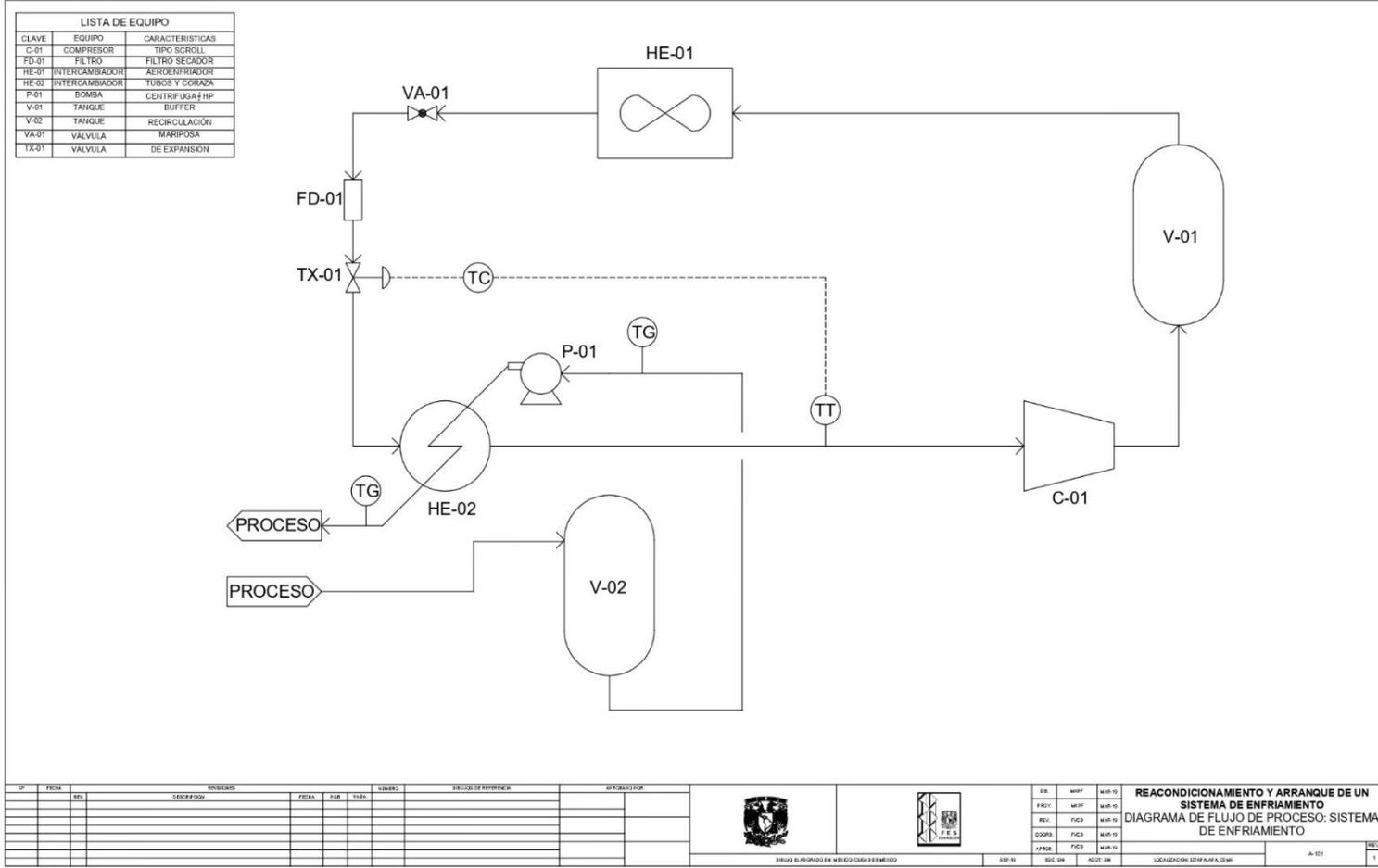
- Añadir cubiertas
- Adición del tanque para líquido
- Conexión de las bombas
- Reconexión de energía eléctrica
- Prueba de fugas
- Selección de equipos para brindar servicio de refrigeración

BIBLIOGRAFÍA

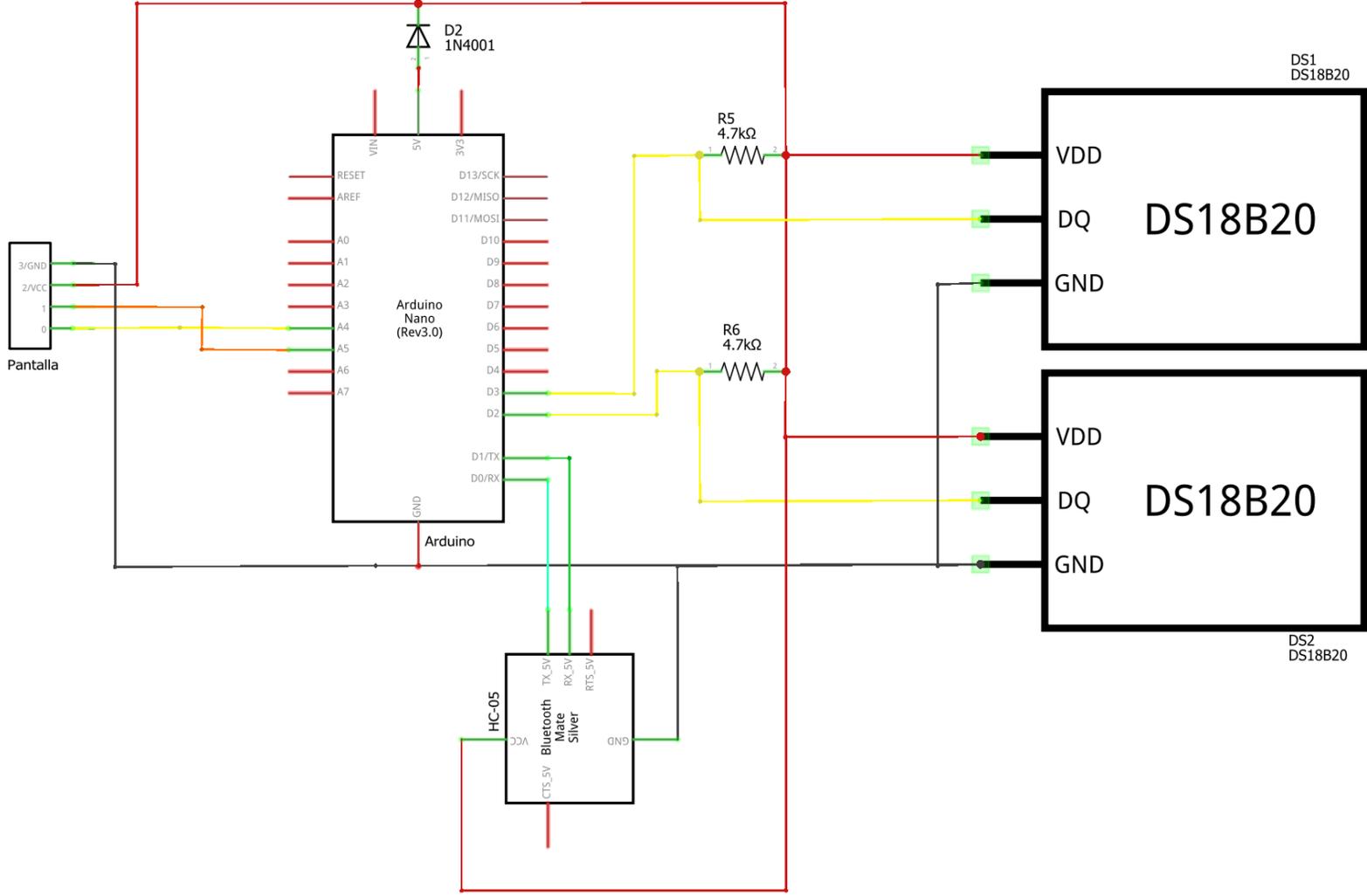
- Arduino. (2005). *Arduino - Introduction*. Recuperado el 20 de Octubre de 2019, de <https://www.arduino.cc/en/Guide/Introduction>
- Çengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*. México: McGraw-Hill.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica*. México: McGraw-Hill.
- Crane. (1989). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill.
- Danfoss. (s.f.). *DMB hermetic bi-flow filter driers, HFC optimized*. Recuperado el 22 de septiembre de 2020, de Danfoss Engineering Tomorrow: <https://www.danfoss.com/en/products/filter-driers-and-strainers/dcs/filter-driers/dmb-hermetic-bi-flow-filter-driers-hfc-optimized/#tab-overview>
- Díaz, E. A. (2013). *Carga de refrigerante*. Gijón: Consejería de Educación, Cultura, y Deporte. Centro del Profesorado y de Recursos de Gijón-Oriente. Recuperado el 18 de octubre de 2020, de Centro Integrado de Formación Profesional: http://www.cifplalaboral.es/ckfinder/userfiles/files/Carga_de_refrigerante.pdf
- Dossat, R. (1961). *Principles of Refrigeration*. Houston, USA: John Wiley & Sons.
- Eames, I., Milazzo, A., & Maidment, G. (2014). Modelling thermostatic expansion valves. *International Journal of Refrigeration* 38, 189-197.
- García, J. M. (2017). *Coefficiente de Joule-Thomson o Joule-Kelvin*. Recuperado el 12 de enero de 2021, de Termodinámica: https://termodinamica.readthedocs.io/en/latest/rtg_JT_JK.html#coeficiente-de-joule-thomson-o-joule-kelvin
- Gido, J., & Clements, J. P. (1999). *Administración Exitosa de Proyectos*. México: International Thomson Editores.
- Halton, P. (2001). *Compressor Handbook*. New York: McGraw-Hill.
- McCabe, W., Harriot, P., & Smith, J. (2007). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. México: McGraw-Hill.
- Mehra, Y. (1982). Refrigeration systems for low-temperature processes. *Chemical Engineering*, 92-103.
- Panasonic Sanyo. (2013). *Scroll Compressor Catalog*. Japón: Panasonic Appliances Compressor.
- Perry, R. (1994). *Manual del Ingeniero Químico* (Sexta ed., Vol. 2). México: McGraw-Hill.
- PNUMA. (2000). *Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono*. Kenya: ONUN.
- Zemansky, M., & Dittman, R. (1997). *Heat and Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill.

APÉNDICES

1. DFP



2. Esquema del circuito para los sensores



3. Código de programación en Arduino

```
#include <OneWire.h>

#include <DallasTemperature.h>

#include <SPI.h>

#include <Wire.h>

#include <Adafruit_GFX.h>

#include <Adafruit_SSD1306.h>

#define OLED_RESET LED_BUILTIN

Adafruit_SSD1306 display(OLED_RESET);

String envia = "";

OneWire ourWire1(2); //Se establece el pin 2 como bus OneWire

OneWire ourWire2(3); //Se establece el pin 3 como bus OneWire

DallasTemperature sensors1(&ourWire1); //Se declara una variable u objeto para
nuestro sensor1

DallasTemperature sensors2(&ourWire2); //Se declara una variable u objeto para
nuestro sensor2

//Calibración de los sensores

float Tb_s1 = 92.56; //Temperatura de ebullición en el sensor 1
float Tf_s1 = 0.63; //Temperatura de congelación en el sensor 1
float Tb_s2 = 92.37; //Temperatura de ebullición en el sensor 2
float Tf_s2 = 0.56; //Temperatura de congelación en el sensor 2
```

```
float Tb_r = 91.2;    //Temperatura de ebullición en el termómetro calibrado
float Tf_r = -0.2;   //Temperatura de congelación en el termómetro calibrado

float deltaTs1 = Tb_s1 - Tf_s1;

float deltaTs2 = Tb_s2 - Tf_s2;

float deltaTr = Tb_r - Tf_r;

void setup() {
  //pantalla FES Zaragoza
  display.begin(SSD1306_SWITCHCAPVCC, 0x3C);
  display.clearDisplay();
  display.drawBitmap(0, 0, myBitmap1, 128, 32, WHITE);
  display.display();
  delay(2000);

  //pantalla Ingeniería Química
  display.clearDisplay();
  display.drawBitmap(0, 0, myBitmap2, 128, 32, WHITE);
  display.display();

  //sensores
  delay(1000);
  Serial.begin(9600);
  sensors1.begin(); //Se inicia el sensor 1
  sensors2.begin(); //Se inicia el sensor 2
  sensors1.setResolution(2, 12);
  sensors2.setResolution(3, 12);
}
```

```
void loop() {  
    sensors1.requestTemperatures();           //Se envía el comando para leer la  
temperatura  
    float temp1 = sensors1.getTempCByIndex(0); //Se obtiene la temperatura en °C  
del sensor 1  
    sensors2.requestTemperatures();           //Se envía el comando para leer la  
temperatura  
    float temp2 = sensors2.getTempCByIndex(0); //Se obtiene la temperatura en °C  
del sensor 2  
  
    //Calibración  
    float VC_entrada = (((temp1 - Tf_s1) * deltaTr) / deltaTs1) + Tf_r; //Corrige la  
lectura del sensor 1 (entrada)  
    float VC_salida = (((temp2 - Tf_s2) * deltaTr) / deltaTs2) + Tf_r; //Corrige la  
lectura del sensor 2 (salida)  
  
    float Tent = VC_entrada;  
    float Tsal = VC_salida;  
  
    //Envia valores para que sean leídos correctamente por la app windows  
    envia.concat(" ");  
    envia.concat(VC_entrada);  
    envia.concat(" ");  
    envia.concat(VC_salida);  
    envia.concat(" ");
```

```
//Envia valores para la app android

Serial.print("#S1");
Serial.print(",");
Serial.print(envia);
Serial.print(",");
Serial.println(Tent);

Serial.print("#S2");
Serial.print(",");
Serial.print(envia);
Serial.print(",");
Serial.println(Tsal);

envia = "";

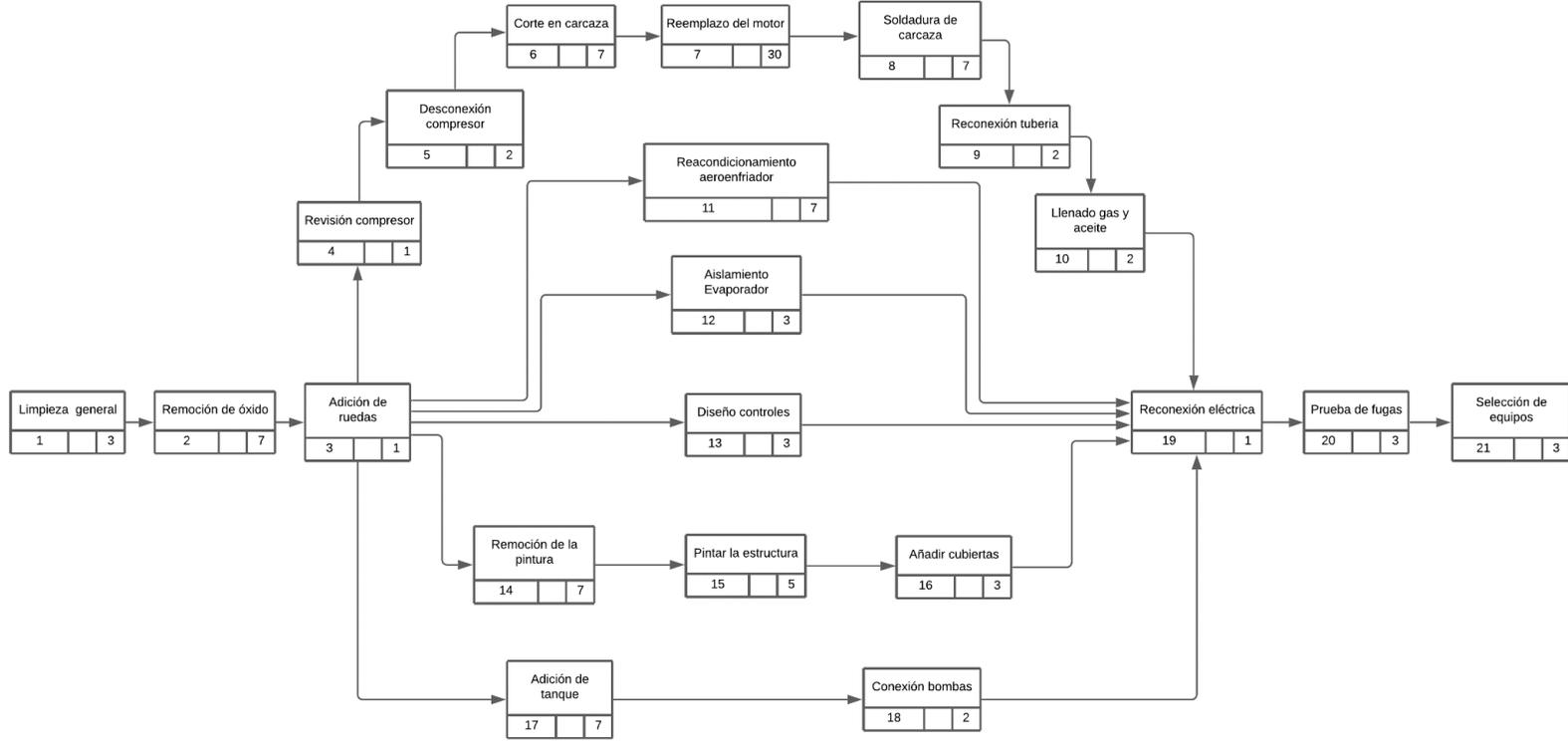
//Muestra los valores en la pantalla OLED
display.clearDisplay();
display.setTextSize(1.5);
display.setTextColor(WHITE);
display.setCursor(5, 10);
display.println("Temperatura Entrada:");
display.setTextSize(2.5);
display.setCursor(15, 18);
display.print(VC_entrada);
display.print(" ");
display.setTextSize(1);
display.cp437(true);
```

```
display.write(167);  
display.setTextSize(2.5);  
display.print("C");  
display.display();  
  
delay(1000);  
  
display.clearDisplay();  
display.setTextSize(1.5);  
display.setTextColor(WHITE);  
display.setCursor(5, 10);  
display.println("Temperatura Salida:");  
display.setTextSize(2.5);  
display.setCursor(15, 18);  
display.print(VC_salida);  
display.print(" ");  
display.setTextSize(1);  
display.cp437(true);  
display.write(167);  
display.setTextSize(2.5);  
display.print("C");  
display.display();  
delay(1000);  
}
```

Enlace para descargar el sketch que contiene el código y librerías necesarias de Arduino:

https://create.arduino.cc/editor/Miguel_PerezF/c88be89a-1229-4fea-aa8d-c5f039b7b7a1/preview

4. Diagrama de ruta crítica



5. Datos obtenidos de la simulación

Tiempo [s]	Temperatura [°C] R22	Temperatura [°C] R-134a	Temperatura [°C] R-410
0.0010	74.7313	74.7313	74.7312
1.0000	71.9722	71.9771	71.9740
2.0000	67.5699	67.5663	67.5744
3.0000	60.7956	60.7810	60.7847
4.0000	53.7309	53.7288	53.7134
5.0000	47.4794	47.4811	47.4178
6.0000	42.1657	42.1584	42.1122
7.0000	37.7619	37.7704	37.7459
8.0000	34.1849	34.1960	34.1800
9.0000	31.3229	31.3227	31.3087
10.0000	29.0275	29.0366	29.0361
11.0000	27.2134	27.2178	27.2213
12.0000	25.7814	25.7833	25.7845
13.0000	24.6479	24.6446	24.6524
14.0000	23.7640	23.7675	23.7675
15.0000	23.0710	23.0686	23.0684
16.0000	22.5144	22.5162	22.5158
17.0000	22.0745	22.0829	22.0804
18.0000	21.7323	21.7401	21.7319
19.0000	21.4581	21.4636	21.4606

Datos obtenidos en el campo (elaboración propia)

Tiempo [s]	Temperatura [°C] R22	Temperatura [°C] R-134a	Temperatura [°C] R-410
20.0000	21.2391	21.2400	21.2357
21.0000	21.0632	21.0665	21.0610
22.0000	20.9216	20.9261	20.9182
23.0000	20.8058	20.8119	20.7996
24.0000	20.7119	20.7153	20.7058
25.0000	20.6329	20.6363	20.6254
26.0000	20.5677	20.5707	20.5588
27.0000	20.5106	20.5146	20.5018
28.0000	20.4615	20.4664	20.4537
29.0000	20.4202	20.4256	20.4127
30.0000	20.3853	20.3897	20.3766

Datos obtenidos en el campo. Continuación. (elaboración propia)