

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE BAJA
TEMPERATURA POR ETAPAS TIPO BANCO PARA EL LABORATORIO DE
SISTEMAS TÉRMICOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

HÉCTOR FABIÁN GUALDRÓN HERNÁNDEZ

MARTIN FELIPE RUIZ ROMERO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2019

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE BAJA
TEMPERATURA POR ETAPAS TIPO BANCO PARA EL LABORATORIO DE
SISTEMAS TÉRMICOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER.

HÉCTOR FABIÁN GUALDRÓN HERNÁNDEZ

MARTIN FELIPE RUIZ ROMERO

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

Director

OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2019

DEDICATORIA

*A mis padres por su paciencia, amor y apoyo a lo largo de todo el proceso
A mi novia Dani por su compañía, motivación y apoyo en todo momento
A mis familiares, amigos y compañeros quienes de una u otra forma
me dieron la motivación y ayuda necesaria
para lograr esta meta*

Héctor Fabián Gualdrón

*La culminación de este proyecto quiero dedicarlo a todas esas personas
que estuvieron a mi lado y fueron apoyo y bienestar
durante la carrera universitaria, especialmente
a mi familia y a mi novia Johlyeth Cáceres,
mi graduación es también su graduación.*

Martín Felipe Ruiz

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, a Dios padre que me dio la oportunidad de ingresar a esta carrera universitaria, entré siendo el último de los seleccionados y lo entendí como una prueba de valor a la cual respondí con gran esfuerzo y dedicación resultando en una culminación exitosa.

A mis padres que con gran esfuerzo y amor me llevaron por mi vida infantil y juvenil, a ellos que debieron trasnochar y madrugar para llevar a mis hermanos y a mí lo necesario, a ellos que sin importar la situación siempre me dieron su mano y abrazo afectuoso solo me queda agradecerles.

A mi novia, mi primer amor, Carmen Johlyeth Cáceres Gómez, a ella que desde el inicio de mi vida universitaria fue mi amiga, mi consejera, mi respaldo y valentía, mis alegrías, a ella que estuvo a mi lado en los momentos más difíciles de cansancio y esfuerzo y los más felices de éxito, a ella que me brindó su apoyo y amor incondicional, gracias.

Al profesor Omar Armando Gelvez Arocha, gran maestro que nos guio académicamente desde el salón de clase cuando fuimos sus estudiantes hasta el laboratorio cuando trabajamos con él como sus auxiliares.

A mi amigo y compañero de ultimas batallas Héctor Fabian Guadrón Hernández, gran persona y prominente estudiante.

A los compañeros y amigos de la escuela de ingeniería Mecánica que tan fraternamente nos brindaron su amistad y apoyo.

Martín Felipe Ruiz

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, a Dios quien siempre guía mi camino y me permitió completar exitosamente esta etapa en mi vida.

A mis padres y demás familiares por su ayuda y apoyo a lo largo de mi carrera, por brindarme las herramientas necesarias para cumplir con este sueño, les agradeceré siempre.

A mi novia Daniela quien siempre estuvo a mi lado sin importar los problemas, por regalarme su tiempo en los momentos que mas lo necesité, por ser esa voz de aliento y motivación, mi amor y gratitud siempre.

A la universidad Industrial de Santander, especialmente la escuela de ingeniería mecánica y sus profesores por brindarme el conocimiento necesario en mi formación profesional y que me permitió la realización de este proyecto.

Al ing. Omar Armando Gelvez, nuestro maestro, quien nos guió a lo largo de este proyecto como director dando un gran aporte en conocimiento, tanto en nuestra parte académica como profesional.

A los técnicos Fredy, Don Gonzalo y Don polo, a María Rene, y auxiliares administrativos; personal técnico y administrativo quienes nos dieron su apoyo en la gestión y construcción de este proyecto.

A todos mis compañeros quienes estuvieron conmigo a lo largo de la carrera e influyeron en mi vida, en mi formación ética y profesional. A Diana por brindarnos su tiempo y trabajo en la realización de este proyecto.

Por ultimo y no menos importante, a mi compañero de grado y amigo Martin Ruiz, por su paciencia, disposición y esfuerzo a lo largo del proyecto.

Héctor Fabián Gualdrón

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	20
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	21
2. JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN	23
3. OBJETIVOS.....	24
3.1. OBJETIVO GENERAL	24
3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS	24
4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESION DE VAPOR.....	26
4.1. CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR..	27
4.2. CICLO POR DOS ETAPAS CON INYECCIÓN PARCIAL DE LÍQUIDO.....	31
4.2.1. Capacidad en el ciclo de inyección parcial.....	33
4.2.2. Trabajo de compresión en el ciclo de inyección parcial	35
5. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA Y DISEÑO CONCEPTUAL.	36
5.1. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA.....	36
5.2. DISEÑO CONCEPTUAL.....	37
5.2.1. Identificación de los componentes disponibles	41
5.2.1.1. Unidad condensadora Danfoss LCZ028E20Q.....	41
5.2.1.2. Compresor Copeland CS12K6E-TF5.....	42
5.2.1.3. Recinto frio (lío filizador).....	43
5.2.1.4. Variador de frecuencia.	43
5.2.2. Descripción de los equipos disponibles.	44
5.2.2.1. Compresor primera etapa (Maneurop LTZ028JH3AV).	44
5.2.2.2. Compresor segunda etapa (CS12K6E-TF5)	46
5.2.2.3. Condensador.	46
5.2.2.4. Evaporador	47

5.2.3..... Determinación de las características físicas y capacidades termodinámicas de los elementos.....	49
5.2.3.1. Determinación de los claros volumétricos de los compresores del compresor	49
5.2.3.2. Determinación de la constante de capacidad de potencial de transferencia de calor en el condensador.....	50
5.2.3.3. Determinación de la constante de capacidad de potencial de transferencia de calor en el evaporador	60
6. ANALISIS DEL DISEÑO	65
6.1. ANALISIS DE COMPATIBILIDAD DE LOS COMPRESORES.	66
6.2. ANALISIS PARA EL DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ADICIONALES.....	68
6.2.1. Diseño de elementos adicionales	72
6.2.1.1. Diseño del tanque intermedio.....	72
6.2.1.2. Diseño del serpentín de subenfriamiento.....	75
6.2.2. Selección y descripción de componentes adicionales	77
6.2.2.1. Válvulas de expansión	78
6.2.2.2. Resistencias para la carga térmica	80
6.2.2.3. Tuberías.....	81
6.2.2.4. Aceite del compresor	82
6.2.2.5. Separadores de aceite.....	82
6.2.2.6. Acumulador de succión.....	84
6.2.2.7. Filtro secante.	84
6.2.2.8. Válvula de simulación para caída de presión.....	84
6.2.2.9. Accesorios adicionales.....	85
6.3. ANALISIS DEL DESEMPEÑO REAL.....	88
7. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.	89
7.1. TANQUE INTERMEDIO.....	89

7.1.1. Conexiones.....	90
7.1.2. Control de nivel.....	90
7.1.3. Serpentín de subenfriamiento.....	91
7.1.4. “Flauta” de inter-enfriamiento.....	91
7.1.5. Platina de frenado de burbuja.....	92
7.1.6. Malla para contención de espuma.....	92
7.2. SISTEMA DE RECUPERACION DE ACEITE.....	93
7.3. MONTAJE.....	94
8. COSTOS.....	96
9. PRUEBAS.....	99
9.1. PRUEBAS DE VERIFICACIÓN DE MONTAJE.....	99
9.2. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	101
9.2.1. Variación de la carga.....	102
9.2.2. Variación de las revoluciones por minuto del compresor de la primera etapa.	106
9.2.3. Efecto del subenfriamiento.....	109
9.2.4. Comportamiento del ciclo simple.....	111
10. ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO REAL DEL SISTEMA.....	115
10.1. CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LAS CONSTANTES DE POTENCIAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	117
10.2. EFICIENCIA ISENTRÓPICA.....	118
10.3. APLICACIÓN Y COMPARACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO.....	120
11. CONCLUSIONES.....	123
12. RECOMENDACIONES.....	126
BIBLIOGRAFÍA.....	127
ANEXOS.....	129

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Requerimientos del sistema.....	37
Tabla 2. Principales elementos disponibles en el laboratorio de sistemas térmicos.	41
Tabla 3. Características del compresor de primera etapa.	45
Tabla 4. Características del compresor de segunda etapa.	46
Tabla 5. Datos geométricos del condensador.....	47
Tabla 6. Datos geométricos del evaporador.	48
Tabla 7. Resultados comparación preliminar de flujos másicos.....	67
Tabla 8. Elementos adicionales para diseñar y seleccionar.	69
Tabla 9. Datos de entrada al modelo matemático de diseño del sistema.	71
Tabla 10. Resultados de modelo matemático del sistema.	72
Tabla 11. Valores necesarios para el cálculo del espesor mínimo.	74
Tabla 12. Datos de diseño del serpentín.	76
Tabla 13. Diámetros de las tuberías del sistema.	82
Tabla 14. Descripción de los elementos del diagrama en detalle.	87
Tabla 15. Resumen de costos totales del proyecto.	96
Tabla 16. Costo de materiales.	96
Tabla 17. Costos de mano de obra.....	98
Tabla 18. Costo de los materiales presentes en el laboratorio.	98
Tabla 19. Pruebas de verificación del montaje.	100
Tabla 20. Puntos de sensado principales del banco de laboratorio.....	102

Tabla 21. Resultados de la variación de la carga del sistema con frecuencia fija.	104
Tabla 22. Resultados de la variación de la carga a distintas frecuencias.	108
Tabla 23. Condiciones de la prueba del efecto del subenfriamiento.....	110
Tabla 24. Resultados para la caída de presión permisible.	111
Tabla 25. Resultados del comportamiento del ciclo simple.	113
Tabla 26. Resultados experimentales de las constantes de potencial de transferencia de calor.	118
Tabla 27. Resultados de la eficiencia isentrópica a carga media.	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Variación del COP y Capacidad (CAP) en función de la temperatura de evaporación.	21
Figura 2. Tipos de sistemas de refrigeración.	26
Figura 3. Ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor.	27
Figura 4. Ciclo simple de refrigeración a distintas presiones de evaporación.	28
Figura 5. Mezcla aceite – refrigerante a bajas temperaturas.	30
Figura 6. Ciclo en dos etapas. 6A con inyección parcial. 6B Con inyección total. .	32
Figura 7. Balance de masa en el tanque intermedio.	33
Figura 8. Comparación del ciclo en dos etapas con el ciclo simple.	34
Figura 9. Sistemas del banco de laboratorio.	39
Figura 10. Esquema preliminar del sistema.	40
Figura 11. Unidad condensadora Danfoss LCZ028E20Q	42
Figura 12. Compresor Copeland CS12K6E – TF5.	42
Figura 13. Recinto frío - Liofilizador	43
Figura 14. Variador de frecuencia ACS350	44
Figura 15. Evaporadores al interior del liofilizador.	48
Figura 16. Red de resistencias térmicas del condensador.	51
Figura 17. Celda unitaria de un arreglo escalonado de tubos.	53
Figura 18. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de aleta plana con 4 filas de tubos.	56
Figura 19. Arreglo hexagonal de tubos (30°)	59

Figura 20. Datos de entrada y salida del modelo matemático.	70
Figura 21. Tanque presente en el laboratorio.	73
Figura 22. Ubicación del serpentín de subenfriamiento.	75
Figura 23. Factor de corrección para la selección del orificio.	78
Figura 24. Selección del agujero para R404a	79
Figura 25. Válvula de aguja para etapa intermedia.....	80
Figura 26. Separador de aceite del compresor de baja presión.....	83
Figura 27. Separador de aceite del compresor de alta presión.	83
Figura 28. Válvula Shut-off BML Danfoss	84
Figura 29. Diagrama en detalle del banco de laboratorio.	86
Figura 30. Esquema del tanque intermedio.	89
Figura 31. Conexiones soldadas.....	90
Figura 32. Interruptor de nivel.	90
Figura 33. Serpentín de subenfriamiento y “flauta” de inter-enfriamiento.	92
Figura 34. Placa para la burbuja y malla para contención de espuma.....	93
Figura 35. Sistema de recuperación de aceite.....	94
Figura 36. Montaje final del sistema.	95
Figura 37. Detector de fugas de refrigerante.	101
Figura 38. Capacidad vs T_{ev} , a RPM constantes.	105
Figura 39. Presión vs Capacidad, a RPM constantes.....	105
Figura 40. Capacidad vs COP, a RPM constantes.	106
Figura 41. Capacidad vs T_{ev} , a distintas RPM.	109

Figura 42. Estados ciclo simple vs dos etapas. P_{ev} constante (17 psi-g).....	113
Figura 43. Comparación en capacidad del ciclo simple y dos etapas.....	114
Figura 44 Composición del modelo matemático	116
Figura 45 Cálculo de las constantes de potencial de transferencia de calor los componentes	117
Figura 46. Diagramas P-h y T-s del ciclo modelado vs ciclo real experimental. ..	120
Figura 47. Capacidad vs T_{ev} . Modelo real a distintas RPM	121
Figura 48. COP vs T_{ev} . Modelo real a distintas RPM.....	122

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Catálogos y fichas técnicas.....	130
ANEXO B. Tablas resumen de cálculos	143
ANEXO C. Código EES de los cálculos.....	154
ANEXO D. Modelo matemático del sistema de refrigeración.....	177
ANEXO E. Carga debido a pérdidas por las paredes del recinto frío.....	187
ANEXO F. Selección del aceite, el filtro secante y cálculo de la cantidad de refrigerante.....	191
ANEXO G. Tipo de junta y eficiencia de la junta ASME.....	197
ANEXO H. Manual de operación.	199
ANEXO I. Práctica de laboratorio.....	209
ANEXO J. Diagrama eléctrico.....	218

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE BAJA TEMPERATURA POR ETAPAS TIPO BANCO PARA EL LABORATORIO DE SISTEMAS TÉRMICOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER*.

AUTORES: Héctor Fabián Gualdrón Hernández; Martín Felipe Ruiz Romero**

PALABRAS CLAVES: Sistema de refrigeración en dos etapas; baja temperatura; banco de laboratorio; subenfriamiento; interenfriamiento; vapor flash.

DESCRIPCIÓN:

Con el fin de encontrar mejores desempeños en los sistemas de refrigeración cuando se operan en aplicaciones de baja temperatura se han desarrollado los ciclos de refrigeración de múltiples etapas. En este proyecto se diseñó y construyó un sistema de refrigeración en dos etapas con inyección parcial como banco de laboratorio en el cual los estudiantes pueden conocer y analizar el comportamiento del sistema mediante la medición experimental de los principales parámetros de operación.

El equipo construido consta de dos compresores reciprocantes que cumplen con las dos etapas de compresión, un evaporador, un condensador, dos válvulas de expansión, un tanque intermedio en el cual se presenta el interenfriamiento y el subenfriamiento del refrigerante, además posee su respectivo sistema de recuperación de aceite, el tablero de monitoreo permite leer presiones y temperaturas y manipular el encendido y apagado del banco experimental.

Se realizaron pruebas de verificación del montaje del banco, asegurando la no presencia de fugas de refrigerante, posteriormente se realizaron pruebas de funcionamiento del banco con el fin de obtener el comportamiento del sistema ante distintos escenarios. Los resultados experimentales permitieron observar, analizar y comparar el desempeño del sistema construido con respecto a un ciclo simple en relación con las principales variables de operación del sistema. Adicionalmente se obtuvo un modelo matemático que demostró ser una buena herramienta para el análisis del sistema ya que se aproxima tanto en tendencia como en valores al comportamiento real del equipo construido.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Omar Armando Gelvez Arocha

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN EXPERIMENTAL BENCH OF A LOW TEMPERATURE REFRIGERATION SYSTEM BY STAGES FOR THE THERMAL SYSTEMS LABORATORY OF THE SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING OF THE “UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER”.*

AUTHORS: Héctor Fabián Gualdrón Hernández; Martín Felipe Ruiz Romero**

KEY WORDS: Two stages refrigeration system; Low Temperature; Experimental bench; Subcooling; Intercooling; flash steam.

DESCRIPTION:

In order to find better performance in refrigeration systems when are operating in low temperature applications, multi-stage refrigeration cycles have been developed. In this project, a two-stage refrigeration system with partial injection was designed and built as an experimental laboratory bench where students can learn and analyze the system behavior experimental measurement of the main operating parameters.

The built equipment consists of two reciprocating compressors that comply with the two compression stages, an evaporator, a condenser, two expansion valves, an intermediate tank where the refrigerant intercooling and subcooling happen, further has its respective system of oil recovery, the monitoring board allows to read pressures and temperatures and manipulate the on and off of the experimental bench.

Verification tests of the assembly of the bank were performed, ensuring the absence of refrigerant leaks, subsequently tests of the bank's operation were performed in order to obtain the behavior of the system in different conditions. The experimental results allowed to observe, analyze and compare the performance of the built system respect to a simple cycle in relation to the system main operating variables.

Additionally, a mathematical model was obtained, this model proved to be a good tool for the analysis of the system because it approximates both the trend and the real behavior values of the built equipment.

* Bachelor Thesis

** Faculty of Physic-Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering. Director: Ing. Omar Armando Gelvez Arocha

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración en la actualidad tienen una gran variedad de aplicaciones que dependen de las necesidades específicas de cada caso, en la industria las principales aplicaciones se dan para la conservación de alimentos y la climatización de locales (aire acondicionado); estas aplicaciones se puede clasificar también mediante la temperatura que se desea mantener en el sitio, para ello se toman generalmente tres rangos de temperatura los cuales varían dependiendo de cada proveedor, según el catálogo Danfoss¹ : aplicaciones de baja (-35 a -15 °C), media (-15 a -5 °C) y alta temperatura (-5 a +15 °C).

El rango de baja temperatura es el más exigente para un sistema de refrigeración; teniendo en cuenta que en la industria se busca aprovechar al máximo la energía, se ha optado por trabajar un sistema modificado que aumente el rendimiento del sistema cuando se tiene rangos de baja temperatura y altas capacidades de enfriamiento, esta modificación resultó en los sistemas de refrigeración de múltiples etapas los cuales constan de dos o más compresores donde el refrigerante se comprime cada vez más a medida que pasa por cada compresor, reduciendo así la relación de compresión de cada compresor.

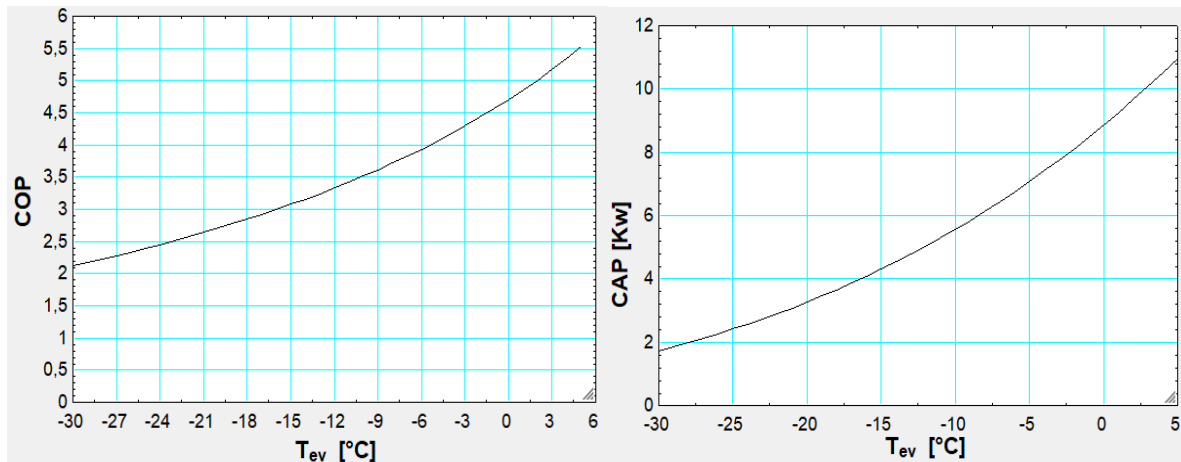
En el presente trabajo se lleva a cabo el diseño y la construcción de un sistema de refrigeración de dos etapas que servirá como banco de experimentación en el laboratorio de Sistemas Térmicos de la Universidad Industrial de Santander, en el cual se facilite el estudio de los sistemas que se implementan actualmente para solucionar los problemas de rendimiento en aplicaciones de baja temperatura.

¹ DANFOSS, CATALOGO DE COMPRESORES, Compresores universales, innovadores y de bajo consumo. En línea [Fecha de consulta: 8//2018]. Disponible en: <http://www.indubel.com.ar/pdf/repuestos/compresores/danfoss/danfoss.pdf>

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

En los sistemas de refrigeración las aplicaciones de baja temperatura en comparación con otras a temperaturas más elevadas requieren un mayor consumo de energía por cantidad de calor extraído, esta relación puede ser expresada mediante el coeficiente de desempeño ($COP=Q/W$) cuyo valor disminuye a medida que la temperatura de evaporación es más baja.

Figura 1 Variación del COP y Capacidad (CAP) en función de la temperatura de evaporación.



Este hecho se debe a la disminución del efecto refrigerante dado por el aumento del vapor de flash producido en la válvula de expansión; Para tratar de reducir estas falencias se pueden realizar modificaciones al ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor adicionando un tanque intermedio que subenfrie la línea de líquido aumentando el efecto refrigerante e inter-enfrié el vapor durante la compresión disminuyendo la potencia consumida, obteniendo así un ciclo de refrigeración en dos etapas que logra aumentar el desempeño del sistema en las aplicaciones de baja temperatura y además contempla problemas operativos que surgen en la industria relacionados principalmente con la localización de los

componentes del sistema de refrigeración, ya que generalmente el recinto frío (que contiene el evaporador) se encuentra lejos del lugar de compresión y condensación.

Teniendo en cuenta lo anterior y en cumplimiento con la misión institucional de formar profesionales de alta calidad se hace necesario que los estudiantes de ingeniería mecánica puedan identificar y relacionar en proporciones de tamaño y de carácter sensitivo los componentes que permiten un funcionamiento eficiente de un sistema de refrigeración de baja temperatura junto con las variables limitantes estudiadas teóricamente en el aula de clase, como: capacidad, potencia de compresión y flujo de refrigerante de manera experimental en un laboratorio tal que puedan verificar que los modelos matemáticos estudiados teóricamente realmente dictan y limitan los sistemas de refrigeración, así como también entender las ventajas operativas que brindan estos sistemas.

2. JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN

Actualmente la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander se encuentra en un proceso de renovación de infraestructura relativo a su zona de laboratorios con objetivo de ofrecer experiencias prácticas de calidad referente a las asignaturas teóricas mediante el estudio de bancos de laboratorio con aplicaciones de la industria moderna.

La asignatura de refrigeración y aire acondicionado es una asignatura de carácter electiva solicitada por el estudiantado de ingeniería mecánica debido a su perfil aplicado en la industria, por tal motivo la elaboración de un banco de refrigeración de baja temperatura de dos etapas permitirá a los estudiantes identificar de manera experimental los componentes y dispositivos que permiten funcionar estos sistemas, relacionando sus características físicas como tamaño y sonido con variables determinantes en estos sistemas como capacidad de refrigeración y potencia consumida.

El banco de refrigeración de baja temperatura de dos etapas también permitirá a los estudiantes verificar la veracidad y aplicabilidad de los modelos matemáticos estudiados en el aula de clase comparándolos con variables de operación medidas en el banco como temperaturas y presiones, como también estudiar de manera práctica las ventajas que supone las mejoras de sub-enfriamiento para evitar el vapor de flash en la entrada de la válvula de expansión y el inter-enfriamiento del vapor destinado a compresión.

3. OBJETIVOS

3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema de refrigeración por etapas para el laboratorio de sistemas térmicos que permita a los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander afianzar los conocimientos adquiridos en la asignatura “refrigeración y aire acondicionado” de manera experimental.

3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

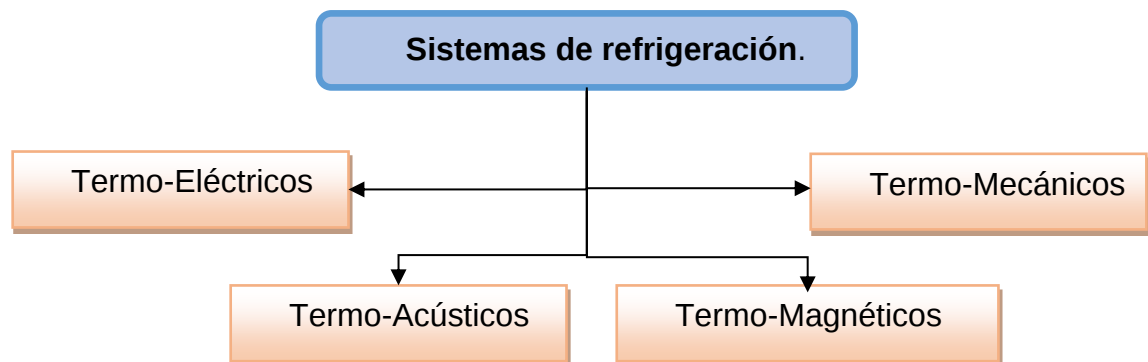
- Elaborar un modelo matemático del sistema de refrigeración por etapas que permita determinar la capacidad de refrigeración teórica y parámetros específicos de los componentes del sistema basados en el uso del compresor Copeland CS12K6E-TF5 y la unidad condensadora Danfoss modelo LCZ028E20Q presentes en el laboratorio de sistemas térmicos.
- Construir un sistema de refrigeración por compresión de vapor en dos etapas con inyección parcial que comprende:
 - Un tanque intermedio que permita el subenfriamiento en la línea de líquido mediante un intercambiador de calor cerrado y el interenfriamiento del gas de descarga de la primera etapa de compresión.
 - Dos válvulas de expansión (para las líneas de presión intermedia y baja presión).
 - Dos compresores (presentes en el laboratorio).
 - Evaporador y condensador.

- Desarrollar una guía de laboratorio que permita encontrar de manera experimental el rendimiento del sistema de refrigeración como función de la temperatura de evaporación.

4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESION DE VAPOR.

Por la experiencia se conoce que el calor fluye en dirección de la temperatura decreciente, este es un proceso natural de transferencia de calor y no necesita de algún dispositivo externo para realizar dicho proceso. Los sistemas de refrigeración son maquinas térmicas que permiten realizar un proceso de transferencia de calor a la inversa, es decir, transferir calor de un medio de baja temperatura a un medio de alta temperatura utilizando alguna fuente de energía externa. Estos sistemas se clasifican en función de la fuente de energía que se utiliza para realizar el proceso; como se muestra en la figura 2, existen diversos tipos de sistemas de refrigeración, donde el tipo más utilizado es el de energía termo-mecánica debido a que ha demostrado tener un mejor rendimiento.

Figura 2. Tipos de sistemas de refrigeración.



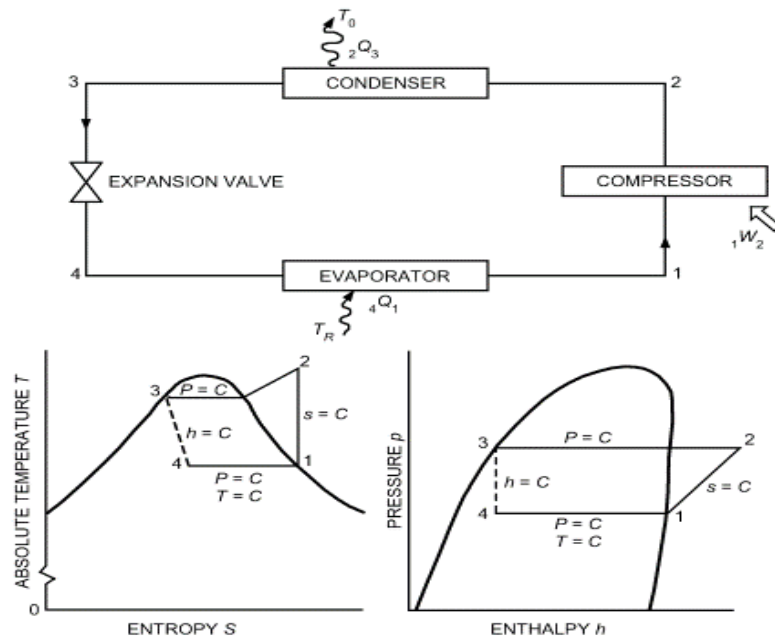
Entre los sistemas de refrigeración termo-mecánicos se encuentran tres tipos: compresión de líquido, compresión de vapor y compresión de gas, donde el de compresión de vapor es el sistema más utilizado debido a sus ventajas en operatividad y costos.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor realiza su trabajo mediante un fluido refrigerante, el cual realiza el ciclo de refrigeración para retirar calor de un medio de baja temperatura y cederlo al medio de alta temperatura.

4.1. CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Este ciclo posee cinco elementos principales: compresor, condensador, evaporador, válvula de expansión y fluido refrigerante, el último es el encargado de realizar el ciclo termodinámico a través de cada uno de los cuatro elementos descritos anteriormente. El fluido toma el calor del recinto frío en el evaporador, se comprime en el compresor, expulsa el calor al ambiente en el condensador y regresa al evaporador después de tener una caída de presión en la válvula de expansión.

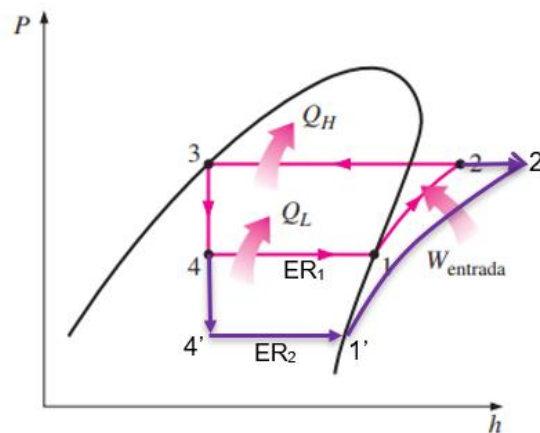
Figura 3. Ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor.



Fuente: ASHRAE, Fundamentals, Capítulo 02, Thermodynamics and refrigeration cycles, 2009, p. 2.7.

El diagrama p-h de la figura 4 muestra el ciclo que sigue el refrigerante a través del sistema de refrigeración, este diagrama permite apreciar de una mejor manera los problemas que se presentan en cuanto al desempeño térmico del sistema cuando la temperatura de evaporación disminuye. Analizando para una temperatura de condensación constante si la presión de evaporación disminuye el efecto refrigerante disminuirá de ER_1 a ER_2 (ver figura 4) por ende la capacidad del sistema también se verá afectada negativamente, por otro lado, se observa que el trabajo de compresión se aumenta debido a la mayor diferencia de presiones que existe entre la presión de condensación y evaporación.

Figura 4. Ciclo simple de refrigeración a distintas presiones de evaporación.



Fuente: Adaptado de CENGEL Y., GHAJAR A., Transferencia de calor y masa: un enfoque practico. Cuarta edición, México. McGraw-Hill, 2011.

Para tratar los problemas ya descritos de disminución de capacidad y aumento del trabajo de compresión, las mejoras al ciclo simple de refrigeración se enfocan en utilizar un sistema de subenfriamiento en la línea de líquido que además de aumentar el efecto refrigerante disminuye la posibilidad de aparición de vapor de flash en la entrada de la válvula de expansión y un sistema de inter-enfriamiento en la compresión del refrigerante que disminuya el trabajo de compresión.

Estas mejoras dan como resultado un sistema de refrigeración que puede poseer un refrigerante (denominados por etapas) o dos refrigerantes (denominados en cascada), el desarrollo de este proyecto se basa en los sistemas por etapas los cuales constan de dos compresores que realizan dos etapas de compresión, así cada compresor posee una relación de compresor menor, además del uso de un tanque intermedio o economizador que se mantiene a una presión intermedia y realiza la función de sub-enfriamiento e inter-enfriamiento del refrigerante; de estos sistemas se encuentran principalmente 3 ciclos, donde cada uno de ellos posee sus ventajas y desventajas:

- Ciclo de inyección total de refrigerante al tanque intermedio.
- Ciclo de inyección parcial de refrigerante al tanque intermedio.
- Ciclo con tanque de recirculación de evaporador inundado.

En el ciclo de inyección total (ver figura 6B) todo el líquido proveniente del condensador es expandido en el tanque intermedio, este funciona para cortas distancias de instalación, puesto que soluciona el problema del desempeño, pero no es solución a la generación de vapor de flash por pérdidas de presión en la línea de líquido antes de la válvula de expansión.

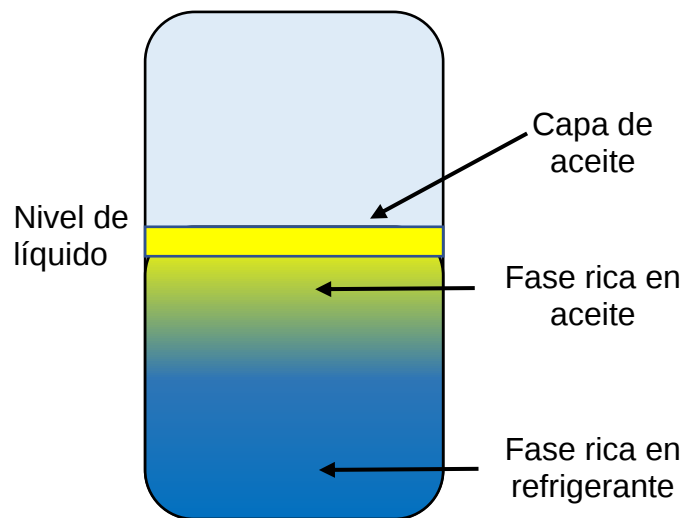
En el ciclo de inyección parcial (ver figura 6A) solo una parte del líquido proveniente del condensador es expandido en el tanque intermedio y la otra es subenfriado, este sistema tiene en cuenta el problema del desempeño a bajas temperaturas y además soluciona la aparición de vapor flash en la línea de líquido.

Por último, el ciclo con tanque de recirculación resuelve los problemas de desempeño y vapor de flash al igual que el ciclo de inyección parcial, pero, aunque su desempeño es mayor la desventaja de este sistema es su alto costo de instalación comparado con los demás ciclos.

Además de las ventajas de desempeño descritas anteriormente, se debe tener en cuenta los aspectos de carácter operativo, cuyo principal aspecto para este caso es la mezcla entre refrigerante y aceite. El tanque intermedio opera de manera similar a un evaporador inundado, y es de esperar que parte del aceite de los compresores llegue hasta el tanque intermedio o cualquier acumulador de líquido.

Los aceites para refrigeración se pueden dividir en aceites totalmente miscibles y parcialmente miscibles, para el caso de los refrigerantes halocarbonados, la mezcla con el aceite es parcialmente miscible, esto implica que a altas presiones y temperaturas la mezcla se da totalmente, pero a bajas temperaturas la mezcla aceite refrigerante forma dos fases, una rica en aceite y otra fase de refrigerante pobre en aceite, dicha fase rica en aceite se forma en la parte superior del líquido refrigerante y puede formar una capa o película de aceite que afecta el proceso de evaporación y el retorno del aceite a los compresores.

Figura 5. Mezcla aceite – refrigerante a bajas temperaturas.



El retorno al compresor del aceite acumulado en la zona superior del tanque requiere un sistema especialmente diseñado para esto. Los sistemas de retorno de aceite funcionan mediante la separación del refrigerante y el aceite, esto se

logra evaporando el refrigerante de la mezcla rica en aceite en una cámara auxiliar utilizando como fuente de calor una resistencia eléctrica o la línea de líquido a alta temperatura.

El sistema con tanque de recirculación posee dos tanques de refrigerante líquido, esto implicaría tener dos sistemas para el retorno de aceite en cada tanque. Por lo anterior, el sistema utilizado en este proyecto fue el ciclo en dos etapas con inyección parcial, el cual se describe a continuación.

4.2. CICLO POR DOS ETAPAS CON INYECCIÓN PARCIAL DE LÍQUIDO.

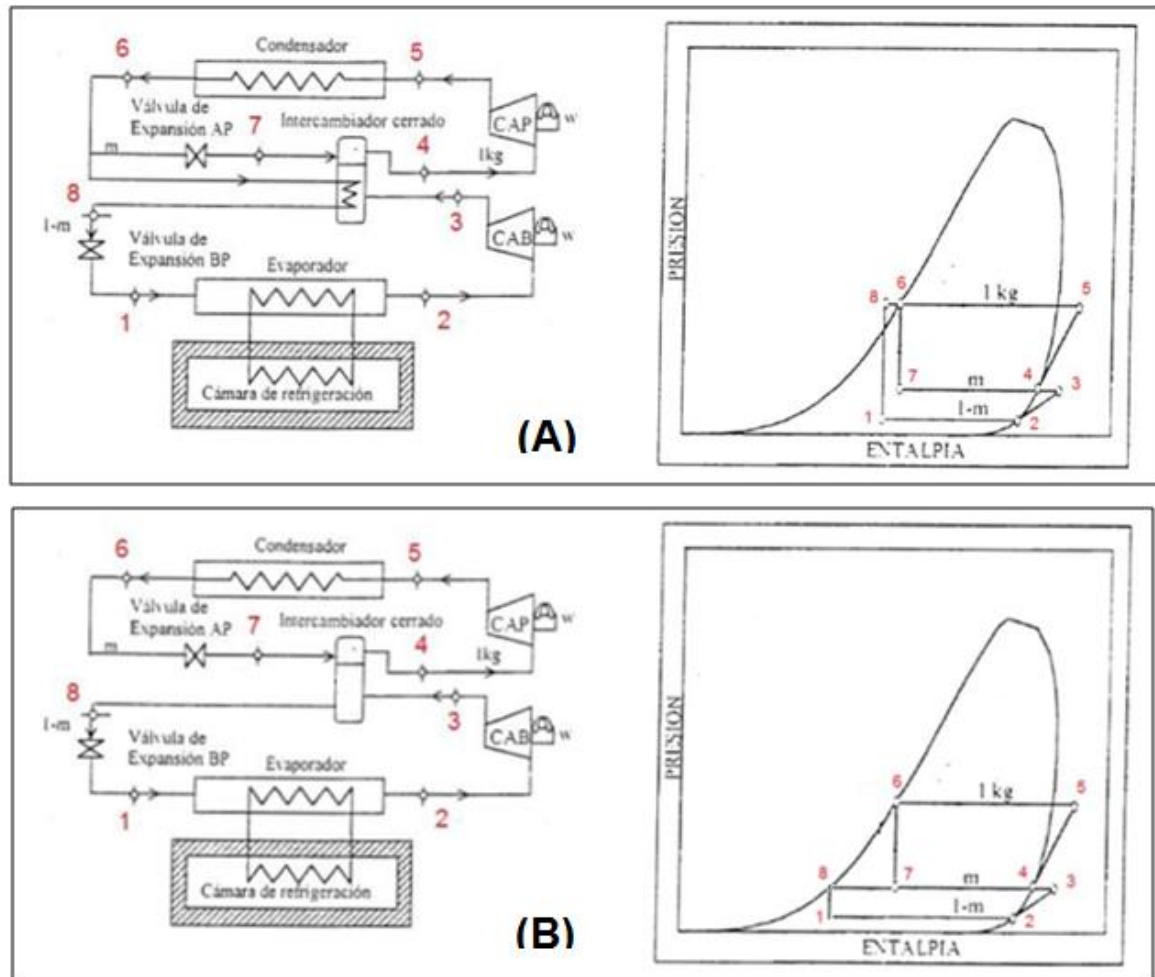
Es un ciclo mejorado en dos etapas, una etapa de baja presión y otra etapa de alta presión, se utilizan dos compresores, uno en cada etapa. En la figura 6A se puede observar el ciclo donde el refrigerante sigue el siguiente proceso²: El fluido refrigerante es aspirado en el estado 2 por el compresor de baja presión, el cual lo comprime hasta un estado 3 a una presión intermedia, en este punto se da el inter-enfriamiento en un tanque intermedio, de este tanque el vapor que se produce en el estado 4 es aspirado por el compresor de alta para después pasar al condensador. En el estado 6 el refrigerante toma dos caminos, uno por una válvula de expansión de alta presión que lleva el fluido al estado 7 y lo inyecta en el tanque intermedio, el otro camino pasa por un intercambiador ubicado en el tanque intermedio, es en este punto donde se lleva a cabo el subenfriamiento, llegando al estado 8 donde se expande hasta el estado 1 en la válvula de expansión de baja presión, para volver así al evaporador.

Este sistema permite reducir el trabajo que debe realizar cada compresor reduciendo a su vez el trabajo total de compresión, además permite generar un subenfriamiento que aumenta la capacidad de retirar calor (h_2-h_1) (ver figura 6) y

² Vivar Gil, BALANCE TERMODINAMICO DE CICLOS DE REFRIGERACION REGENERATIVOS POR COMPRESION DE VAPOR, Universidad Autónoma Metropolitana, División de ciencias básicas e ingeniería, 2001, p 48.

además impide que se forme vapor de flash antes de la válvula de expansión debido a la caída de presión por las tuberías.

Figura 6. Ciclo en dos etapas. 6A con inyección parcial. 6B Con inyección total.



Fuente: Vivar Gil, BALANCE TERMODINAMICO DE CICLOS DE REFRIGERACION REGENERATIVOS POR COMPRESION DE VAPOR, Universidad Autónoma Metropolitana, División de ciencias básicas e ingeniería, 2001

Este sistema posee tres flujos másicos de operación:

- M_{r1} el cual fluye en los puntos 8, 1, 2 y 3, es el flujo másico que mueve el compresor de baja.

- Mr2 el cual fluye en los puntos 4,5 y 6, es el flujo másico que mueve compresor de alta.
- Mr3 el cual fluye en el punto 7, es el flujo másico que se inyecta al tanque intermedio, este flujo es tomado de la línea de líquido.

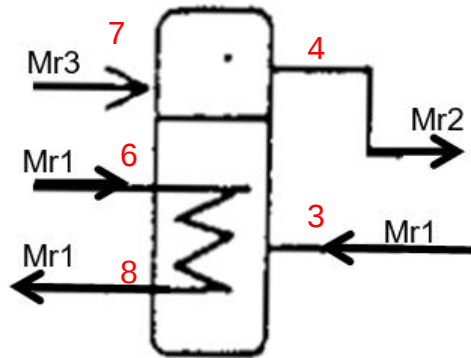
La relación entre estos tres flujos de masa se puede hallar realizando un balance de masa y energía en el tanque intermedio, el cual se puede observar en la figura 7.

$$Mr2 = Mr1 + Mr3 \quad (1)$$

$$Mr3 * h7 + Mr1 * h6 + Mr1 * h3 = Mr1 * h8 + Mr2 * h4 \quad (2)$$

Donde h3, h4, h6, h7 y h8 son las entalpias del refrigerante en cada punto.

Figura 7. Balance de masa en el tanque intermedio.



4.2.1. Capacidad en el ciclo de inyección parcial. La capacidad (CAP) en este ciclo de refrigeración es el flujo de calor que puede absorber en el evaporador, es decir, es el calor que el sistema es capaz de retirar entre los puntos 1 y 2.

$$CAP = Mr1 * (h2 - h1) \quad (3)$$

Donde h_2 y h_1 son las entalpías del refrigerante en los puntos 2 y 1 respectivamente, la diferencia h_2-h_1 es el llamado efecto refrigerante. Mr_1 es el flujo másico que mueve el compresor de baja, es decir:

$$Mr_1 = \rho_v * V_{fis} * \varepsilon_v \quad (4)$$

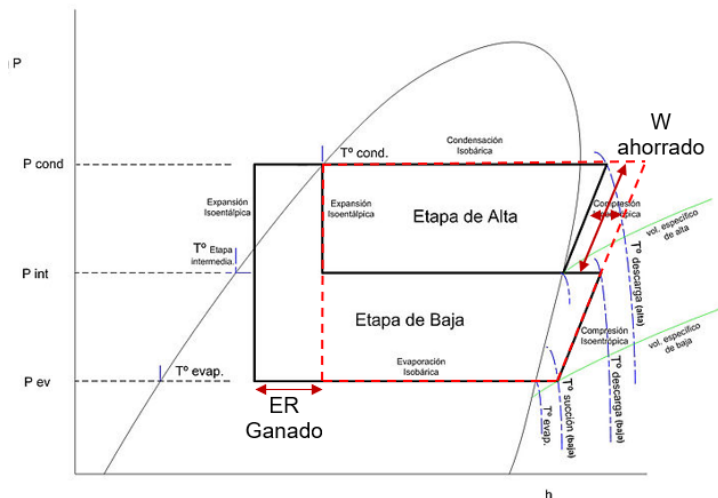
Donde ρ_v es la densidad del refrigerante que entra al compresor, V_{fis} es el flujo volumétrico del compresor y ε_v es la eficiencia volumétrica del compresor.

Remplazando la ecuación (4) en la ecuación (3) se obtiene que la capacidad en el sistema de dos etapas es:

$$CAP = \rho_v * V_{fis} * \varepsilon_v * (h_2 - h_1) \quad (5)$$

Se puede observar en la figura 8 la ganancia en el efecto refrigerante (y por lo tanto en la capacidad) que existe con este sistema, la figura compara el ciclo simple (rojo) con el ciclo en dos etapas (negro).

Figura 8. Comparación del ciclo en dos etapas con el ciclo simple.



Fuente: Sistemas doble etapas, Dossat, Roy J. (2001). *Principios de Refrigeración*

4.2.2. Trabajo de compresión en el ciclo de inyección parcial. El trabajo de compresión es la potencia requerida por los compresores para llevar a cabo el proceso, en este ciclo se utilizan dos compresores o etapas de compresión, por lo tanto, el trabajo total requerido es la suma de los trabajos individuales de cada compresor.

$$W_{total} = W_{baja} + W_{alta} \quad (6)$$

Donde se debe tener en cuenta que flujo másico mueve cada compresor (ya que son diferentes) y hallar el trabajo para cada compresor:

$$W_{baja} = Mr1 * (h3 - h2) = \rho_v * V_{fis} * \varepsilon_v * (h3 - h2) \quad (7)$$

$$W_{alta} = Mr2 * (h5 - h4) = \rho_v * V_{fis} * \varepsilon_v (h5 - h4) \quad (8)$$

Donde los V_{fis} corresponden a cada compresor ya sea de alta o de baja.

En la figura 8 se puede observar el trabajo de compresión que se ahorra en comparación con el ciclo simple, este trabajo ahorrado se determina por la porción de área bajo la curva que no existe en el ciclo de dos etapas (Parte superior derecha del diagrama).

5. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA Y DISEÑO CONCEPTUAL.

En este capítulo se plantea el inicio del proceso de diseño. Se presentan los requerimientos y el diseño conceptual de un sistema de refrigeración por compresión de vapor en dos etapas con inyección parcial.

5.1. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA.

El diseño del sistema de refrigeración en dos etapas debe ser del tipo banco de laboratorio, por lo tanto, es un sistema con fines académicos. Teniendo en cuenta la justificación para la construcción de este sistema, se requiere que los estudiantes de la asignatura refrigeración y aire acondicionado puedan estudiar de manera práctica los diferentes elementos que componen dicho sistema.

Por lo anterior, es necesario que el banco posea distintos escenarios de análisis que incentiven a los estudiantes; el sistema debe ser didáctico y fácil de operar, se deben identificar claramente los elementos que componen el sistema de tal manera que se pueda observar los fenómenos que ocurren y conocer donde están ocurriendo, por ello el factor estético es importante ya que debe ser agradable al usuario, además, se debe tener resultados claros que se puedan visualizar fácilmente y en tiempo real.

Teniendo en cuenta que el sistema estará ubicado en el laboratorio de sistemas térmicos se deben considerar los parámetros de espacio y mantenimiento: el sistema debe ser práctico y compacto cuya ubicación sea sencilla y accesible, su mantenimiento debe ser mínimo y sencillo, se busca la mayor durabilidad posible del equipo.

Por último, el sistema se debe adecuar a los elementos ya disponibles en el laboratorio de sistemas térmicos: compresor Copeland CS12K6E-TF5 y la unidad condensadora Danfoss modelo LCZ028E20Q.

A continuación, se presenta una tabla resumen de los requerimientos del equipo:

Tabla 1. Requerimientos del sistema.

REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA.	
Requisitos	Especificación
• Diversos escenarios de análisis. • Didáctico. • Fácil operación. • Visualización de componentes. • Resultados exactos y en tiempo real. • Poco espacio. • Fácil mantenibilidad. • Uso de los compresores ya presentes.	• Carga impuesta variable. • Sistema de monitoreo sencillo. • Control del banco intuitivo. • Elementos etiquetados. • Bajo error de medición en presiones y temperaturas. • Ubicación compacta, modular. • Válvulas de servicio. • Capacidad impuesta por los compresores existentes.

5.2. DISEÑO CONCEPTUAL.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor en dos etapas con inyección parcial funciona en tres niveles de presión (alta, media y baja), la diferencia con el ciclo simple de refrigeración radica en la incorporación del nivel de presión media lo cual conlleva el uso de elementos adicionales al sistema. El banco se compone principalmente de cuatro subsistemas: el sistema de refrigeración, el sistema de la etapa intermedia, los sistemas auxiliares y el sistema eléctrico.

El sistema de refrigeración hace referencia a los elementos básicos de un sistema de refrigeración como lo son: la unidad de compresión, el evaporador, el condensador y las dos válvulas de expansión.

La primera diferencia con el ciclo simple aparece en el uso de dos válvulas de expansión, las cuales se requieren para expandir desde la presión de alta hacia la presión de baja y presión intermedia.

La unidad de compresión consta de dos compresores que realizan las dos etapas de compresión, de esta forma el primer compresor comprime de baja presión a presión intermedia y el segundo compresor toma el refrigerante a dicha presión intermedia y lo comprime hasta alta presión.

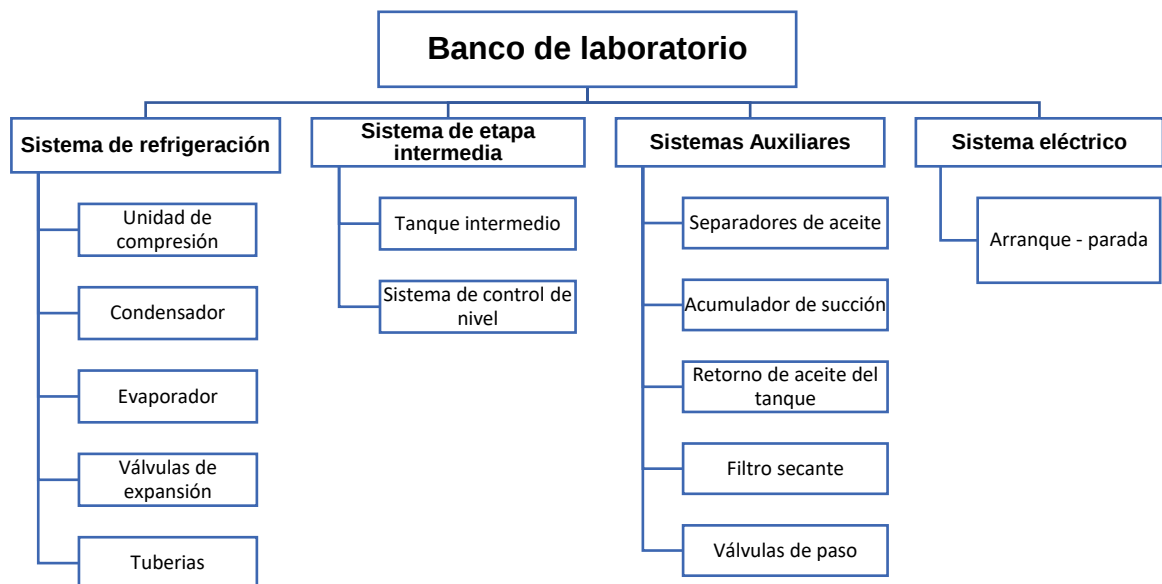
El sistema de la etapa intermedia se compone de un tanque intermedio junto con su control de nivel de líquido. El tanque es un recipiente presurizado (presión intermedia) donde descarga el compresor de primera etapa y succiona el compresor de segunda etapa, en este recipiente se realiza la inyección parcial del líquido, el cual se toma desde la línea de líquido y se expande justo en la entrada del tanque hasta presión intermedia, además el tanque posee un intercambiador de calor tipo serpentín el cual permite subenfriar el refrigerante líquido que proviene del condensador.

El subenfriamiento del refrigerante se contrapone a las pérdidas de presión que existe en las líneas de líquido de gran longitud anteriores a la válvula de expansión con el fin de evitar la aparición del vapor flash, para simular dicha pérdida de presión en el banco compacto se utiliza una válvula que permite generar una caída de presión la cual se monitorea mediante manómetros en la entrada y salida de la válvula.

Los sistemas auxiliares hacen referencia a los accesorios adicionales necesarios para la seguridad, protección y un correcto funcionamiento de los elementos, tales como los separadores de aceite, el acumulador de succión, el sistema para retornar el aceite acumulado en el tanque intermedio, filtros, válvulas, presostatos, etc.

El sistema eléctrico se compone de los contactores y protecciones eléctricas necesarias para realizar el sistema de arranque y parada de los dos compresores. Además de los elementos principales, el banco se compone de un sistema de monitoreo que permite medir presiones y temperaturas del sistema de refrigeración con el fin de obtener los estados termodinámicos reales del sistema.

Figura 9. Sistemas del banco de laboratorio.



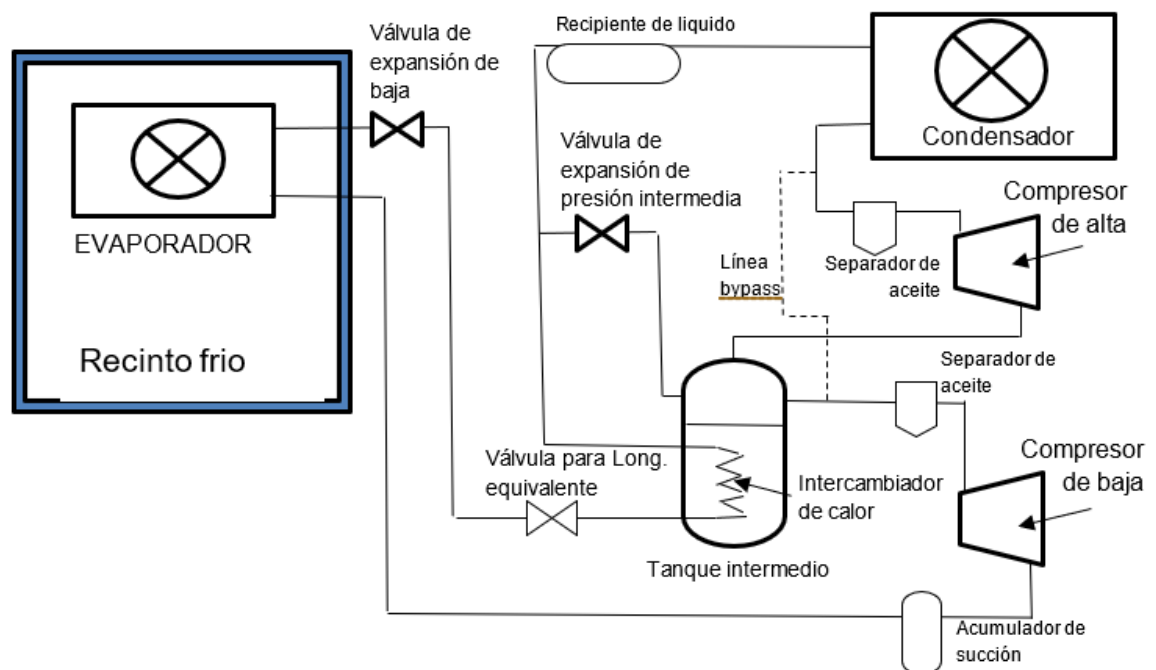
Adicionalmente el banco diseñado contiene una línea bypass entre la descarga del compresor de la primera etapa y la entrada del condensador, con el fin de obtener un circuito de refrigerante que funciona en ciclo simple, de esta manera se logra que el banco tenga la opción de trabajar como el sistema de refrigeración de dos

etapas y también como el sistema en ciclo simple lo cual permitirá la comparación entre dichos ciclos.

La línea bypass en conjunto con válvulas de globo permite aislar el tanque intermedio y el compresor de la segunda etapa, de esta manera se obtiene un ciclo simple.

El diagrama básico del sistema con los elementos principales que lo componen se muestra a continuación.

Figura 10. Esquema preliminar del sistema.



En el diagrama se puede observar los accesorios adicionales del sistema tales como el acumulador de succión, recipiente de líquido y separador de aceite.

Algunos de los elementos del sistema se encuentran disponibles en el laboratorio de sistemas térmicos de la escuela de ingeniería mecánica, estos elementos se describen e identifican a continuación.

5.2.1. Identificación de los componentes disponibles. En esta sección se identifican los elementos presentes y disponibles en el laboratorio. En la siguiente tabla se presentan estos elementos.

Tabla 2. Principales elementos disponibles en el laboratorio de sistemas térmicos.

ELEMENTOS PRINCIPALES DISPONIBLES	
ELEMENTOS	DESCRIPCIÓN
Compresor 1ra etapa	Unidad condensadora Danfoss LCZ 028
Compresor 2da etapa	Compresor Copeland CS12K6E
Condensador	Unidad condensadora Maneurop LCZ 028
Evaporador	Liofilizador
Variador de frecuencia	Variador ABB ACS350 - 03E

A continuación, se muestran los elementos descritos en la tabla 2.

5.2.1.1. Unidad condensadora Danfoss LCZ028E20Q. La unidad contiene el condensador enfriado por aire y un compresor Maneurop LTZ028JH3AV el cual funcionara como compresor en la etapa de baja presión.

Figura 11. Unidad condensadora Danfoss LCZ028E20Q



5.2.1.2. Compresor Copeland CS12K6E-TF5. Compresor que funcionara en la segunda etapa.

Figura 12. Compresor Copeland CS12K6E – TF5



Fuente: Tomada del laboratorio de sistemas térmicos.

5.2.1.3. Recinto frio (lío­filizador). El laboratorio cuenta con un lío­filizador en desuso el cual consta de un recinto aislado con poliuretano y un evaporador en su interior de un antiguo sistema de refrigeración que operaba el lío­filizador, este será el evaporador del banco.

Figura 13. Recinto frio - Lío­filizador



5.2.1.4. Variador de frecuencia. Con el fin de analizar el efecto que produce la velocidad del compresor sobre el sistema de refrigeración, se adicionó a la unidad de compresión el uso de un variador de frecuencia ACS350 presente en el laboratorio de sistemas térmicos, dicho variador actuara sobre el compresor *Maneurop* de la primera etapa.

Figura 14. Variador de frecuencia ACS350



5.2.2. Descripción de los equipos disponibles. Se presentan las características físicas y nominales de cada uno de los elementos disponibles.

5.2.2.1. Compresor primera etapa (Maneurop LTZ028JH3AV). En la tabla 3 se muestran los datos físicos y los parámetros de operación nominales del compresor. De la tabla se puede tomar la temperatura de evaporación y condensación, la capacidad y el grado de sobrecalentamiento.

Tabla 3. Características del compresor de primera etapa.

DATOS COMPRESOR MANEUROP LTZ028JH3AVE	
Velocidad de rotación	2900 rpm
Volumen desplazado	67,89 cm ³
Numero de cilindros	1
Claro del compresor	0,09538
Refrigerante	R404a – R507
Aceite	Poliolester 160 Z
Carga de aceite	0,95 dm ³
Desempeño nominal con R404a y R507	
Capacidad de enfriamiento	1264 W
Consumo de potencia	1369 W
Consumo de corriente @ 230 V	7,81
COP	0,92
Temp. Evaporación: -35 °C; Temp. Condensación: 40°C; 0 K subenfriamiento; 10 K sobrecalentamiento, 50 Hz	

Los datos de velocidad, numero de cilindros y volumen desplazado se especifican en el catálogo del compresor, sin embargo, el dato del claro del compresor no es dado, el claro mostrado en la tabla 3 es un valor aproximado que se calcula utilizando los datos nominales de operación planteando un sistema de ecuaciones de tal manera que la única incógnita sea el valor del claro del compresor.

El cálculo del claro se presenta ...en la sección 5.2.3.1...

5.2.2.2. Compresor segunda etapa (CS12K6E-TF5). La tabla 4 muestra los datos físicos y los parámetros de operación nominales del compresor de segunda etapa.

Tabla 4. Características del compresor de segunda etapa.

DATOS COMPRESOR COPELAND CS12K6E-TF5	
Flujo volumétrico ($V_{\text{físico}} \cdot \text{Revoluciones}$)	8,73 m ³ /hr
Numero de cilindros	1
Claro del compresor	0,1607
Refrigerante	R134a; R404a; R507; R407a; R448a
Aceite	POE 32, POE 22C, POE 22A
Carga de aceite	1331 ml
Desempeño nominal con R404a	
Capacidad de enfriamiento	3450 W
Consumo de potencia	1870 W
Consumo de corriente @ 230 V	5,8
COP	1,85
Temp. Evaporación: -7 °C; Temp. Condensación: 49°C; 0 K subenfriamiento; 11 K sobrecalentamiento, 60 Hz	

Al igual que el compresor de primera etapa se pueden tomar ciertos datos del catálogo del compresor *copeland*, pero se debe calcular un claro aproximado del compresor, este cálculo se presenta ...en la sección 5.2.3.1...

5.2.2.3. Condensador. Teniendo el equipo físico disponible en el laboratorio es posible tomar los datos físicos del condensador, dichos datos se muestran a continuación.

Tabla 5. Datos geométricos del condensador.

Datos geométricos del condensador	
Tipo de condensador	Enfriado por aire
Número de filas	4
Número de tubos por fila	16
Número total de tubos	64
Numero de aletas	10 aletas / pulgada
Longitud total	0,56 [m]
Tipo de aleta	Aleta corrugada plana
Espesor de aleta	0,0003 [m]
Material aleta	Aluminio
Paso proyectado aleta	0,006 [m]
Profundidad de la corrugación	0,001 [m]
Arreglo de tubos	arreglo 30°
Paso vertical de los tubos	0,0254 [m] (1 pulg)
Paso horizontal de los tubos	0,022 [m] (7/8 pulg)
Diámetro interno tubos	0,0107 [m]
Diámetro externo tubos	0,0127 [m]
Flujo volumétrico de aire en el ventilador	1400 [m ³ /h]

5.2.2.4. Evaporador. El evaporador está compuesto por dos intercambiadores iguales montados en paralelo como muestra la figura 15, los datos presentados en la tabla 6 son de un solo intercambiador.

Tabla 6. Datos geométricos del evaporador.

Datos geométricos del evaporador	
Tipo de condensador	Por aire
Número de filas	2 filas
Número de tubos por fila	8
Número total de tubos	16
Numero de aletas	4 aletas / pulgada
Longitud total	0,484 [m]
Tipo de aleta	Aleta lisa plana
Espesor de aleta	0,0005 [m]
Material aleta	Aluminio
Arreglo de tubos	arreglo 30°
Paso vertical de los tubos	0,0254 [m] (1 pulg)
Paso horizontal de los tubos	0,0285 [m] (1 1/8 pulg)
Diámetro interno tubos	0,008 [m]
Diámetro externo tubos	0,009525 [m] (3/8 pulg)
Flujo volumétrico de aire en el ventilador	400 [m ³ /h]

Figura 15. Evaporadores al interior del liofilizador.



Fuente: Aroca O. Carreño R., Rediseño y recuperación de la capacidad operativa de un liofilizador piloto utilizado en la deshidratación de productos agroindustriales, para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado, trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, Universidad Industrial de Santander, 2010, p. 186

5.2.3. Determinación de las características físicas y capacidades termodinámicas de los elementos. El objetivo es determinar las características o parámetros físicos de cada elemento necesarios para el dimensionamiento del sistema de refrigeración.

5.2.3.1. Determinación de los claros volumétricos de los compresores del compresor. Se deben calcular de manera aproximada el valor del claro del compresor ya que este valor no se encuentra en catálogos.

- **Compresor primera etapa (Maneurop LTZ028JH3AV)**

Con los datos descritos en la tabla 3 se procede a calcular la eficiencia volumétrica (ε_v) mediante la ecuación 3 (donde la única incógnita es ε_v).

$$CAP = \rho_v * V_{fisico} * N_{cil} * RPS * \varepsilon_v * (h2 - h1)$$

CAP, V_{fisico} , N_{cil} y RPS son conocidos, ρ_v , $h2$ y $h1$ dependen de la condición del refrigerante 404a:

$$h2 = enthalpy(R404a; T = T_{ev} + 10; P = P_{ev})$$

$$h1 = enthalpy(R404a; T = T_c; x = 0)$$

$$\rho_v = density(R404a; T = T_{ev} + 10; P = P_{ev})$$

La condición del refrigerante que entra al compresor es la temperatura de evaporación más el sobrecalentamiento que se presenta.

La única incógnita en este sistema es la eficiencia la cual se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_v = 1 - C * \left(\left(\frac{P_c}{P_{ev}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (9)$$

Donde C es el claro que se desea hallar y n es la constante que se relaciona como C_p/C_v y su valor es aproximadamente 1,28. Una vez calculada ε_v se puede hallar directamente el valor C para el compresor de la primera etapa.

$$C = 0,09538.$$

Este dato del claro del compresor es el presentado en la tabla 3.

- **Compresor segunda etapa (CS12K6E-TF5)**

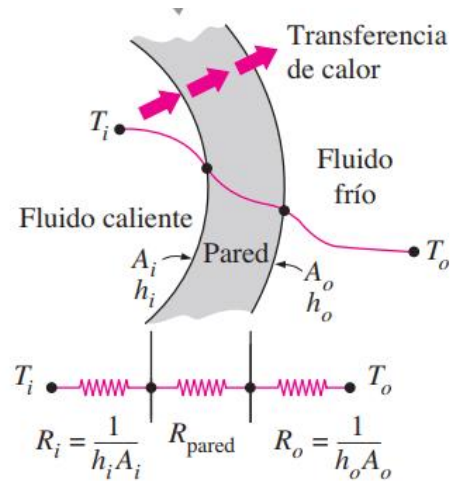
Siguiendo el mismo procedimiento de cálculo del claro para el compresor de primera etapa y con base a la tabla 4, se calcula el claro para el compresor Copeland y se obtiene:

$$C = 0,1607$$

5.2.3.2. Determinación de la constante de capacidad de potencial de transferencia de calor en el condensador. Para realizar un modelo matemático completo del sistema es necesario hallar el área del condensador y la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor, estos son datos que generalmente se pueden hallar en el catálogo o ficha técnica del condensador, pero para este caso no se dispone de catálogo ni de datos reales o confiables, por lo tanto, se calculará una aproximación de manera teórica que permita obtener los datos requeridos, posteriormente los datos obtenidos teóricamente se recalcularan mediante datos obtenidos experimentalmente en el equipo.

Para obtener el valor de la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del condensador se debe hallar primero el valor del coeficiente global de transferencia de calor, para ello se hace uso de la red de resistencias térmicas que existe desde el interior de los tubos hasta el aire ambiente.

Figura 16. Red de resistencias térmicas del condensador.



Fuente: CENGEL Y., GHAJAR A., Transferencia de calor y masa: un enfoque practico. Cuarta edición, México. McGraw-Hill, 2011. pp, 633

Se deben utilizar las correlaciones correspondientes para cada tipo de transferencia de calor presente; en el interior de los tubos se presenta condensación en flujo y en la parte externa del condensador se presenta convección forzada. Los datos por calcular son entonces el coeficiente de transferencia de calor interno y externo para hallar el coeficiente global de la siguiente manera.

$$\frac{1}{U * A} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * L * K} + \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_o * \eta * A_o} \quad (10)$$

Donde h_i y h_o son los coeficientes interno y externo respectivamente, η es la eficiencia de la aleta y U es el coeficiente global de transferencia de calor.

- **Áreas representativas del condensador.** Para obtener el valor de las resistencias térmicas es necesario conocer las áreas interna y externa del condensador, en la zona exterior se deben diferenciar dos áreas: el área

superficial y el área de flujo del aire, estos valores dependen de la geometría del intercambiador. Shah y Dusan³ presentan una metodología para calcular estas áreas para distintos tipos de intercambiadores aleteados.

El área superficial interior se halla de manera simple como el área de un cilindro.

$$A_i = N_{tubos} * \pi * D_i * L \quad (11)$$

Donde N_{tubos} es el número total de tubos, D_i es el diámetro interno del tubo y L es la longitud del condensador.

El área superficial exterior se calcula como la suma entre el área de las aletas y el área libre de aletas.

$$A_o = A_p + A_f \quad (12)$$

$$A_p = \pi * D_o * (L_t - Y_f * N_f) * N_{tubos} + 2 * \left(L2 * L3 - \frac{\pi * D_o^2}{4} * N_{tubos} \right) \quad (13)$$

$$A_f = 2 * \left(L2 * L3 - \left(\frac{\pi * d_o^2}{4} \right) * N_{tubos} \right) * N_f + 2 * L3 * Y_f * N_f \quad (14)$$

Donde:

A_o : Área superficial externa

A_p : Área libre de aletas

A_f : Área de la aleta

D_o : Diámetro externo del tubo

L_t : Largo del condensador

$L2$: Profundidad del condensador

$L3$: Altura del condensador

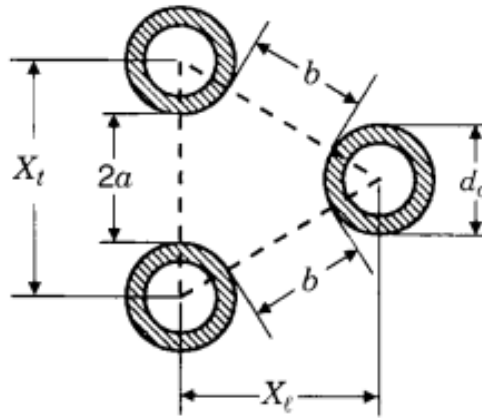
³ Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic; Fundamentals of heat exchangers Design, John Wiley & Sons Inc., 2003.

Y_f : Espesor de la aleta

N_f : Numero de aletas

El área de flujo de aire se toma como el área mínima por el cual fluye el aire, esta área mínima se toma como la menor entre el espaciado vertical de los tubos o dos veces el espaciado diagonal, como se puede observar en la figura 17, donde “2a” es el espaciado vertical y “b” es el espaciado diagonal.

Figura 17. Celda unitaria de un arreglo escalonado de tubos.



Fuente: Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic; Fundamentals of heat exchangers Design, John Wiley & Sons Inc., 2003. p, 567.

$$A_{min} = \left(\left(\left(\frac{L3}{S_t} \right) - 1 \right) * c_{ho} + (S_t - d_o) - (S_t - d_o) * Y_f * N_{fm} \right) * L_t \quad (15)$$

Donde Cho equivale al menor valor entre 2a y 2b.

$$2 * a = (S_t - D_o) - \left((S_t - D_o) * Y_f * N_{fm} \right) \quad (16)$$

$$b = (P_t - d_o) - (S_t - d_o) * Y_f * N_{fm} \quad (17)$$

Donde:

- A_{min} : Área mínima de flujo de aire
- S_t : Paso transversal de los tubos
- N_{fm} : Numero de aletas por metro
- P_t : Equivale a S_t para un arreglo de 30°

Con las anteriores ecuaciones se puede determinar los valores de las áreas necesarias para el cálculo del condensador.

$$A_o = 13,54 [m^2] \quad A_i = 1,205 [m^2] \quad A_{min} = 0,1004 [m^2]$$

- **Coeficiente de transferencia de calor interno (h_i).** Al interior de los tubos se presenta condensación en flujo, por lo tanto, se deben utilizar las ecuaciones correspondientes para flujo bifásico en condensación al interior de tubos, la ASHRAE Fundamentals⁴ presenta una recopilación de las correlaciones empíricas más efectivas para calcular dicho coeficiente, se diferencian dos tipos de flujo: flujo anular con una distribución uniforme y flujo estratificado-ondulado.

- Correlaciones de flujo anular: Shah (1979), Cavallini & Zecchin (1974), Fujii (1995).
- Correlación para flujo estratificado: Dobson & Chato (1998).

Para este caso particular los métodos de: Shah, Cavallini y Dobson cumplen con los rangos permitidos para la aplicación de las correlaciones. Buscando un resultado conservativo se selecciona la correlación de Shah ya que el coeficiente obtenido por este método es el más conservativo en comparación con los otros métodos, ver anexo B-2.

⁴ ASHRAE, Fundamentals, Capitulo 05, Two-phase flow, 2009, p. 5.9-5.10.

Correlación Shah:

$$Nu = h_i * \frac{d_i}{k_l} = 0,023 * Re_l^{0,8} * Pr_l^{0,4} * \left((1 - x)^{0,8} + \frac{3,8 * x^{0,76} * (1 - x)^{0,04}}{\left(\frac{P_c}{P_{cr}}\right)^{0,38}} \right) \quad (18)$$

$$Re_l = G * \frac{d_i}{\mu_l} \quad (19)$$

Donde:

- Nu : Numero de Nusselt
- di : Diámetro interno del tubo
- kl : conductividad térmica del refrigerante liquido
- Rei : Numero de Reynolds
- PrI : Numero de Prandtl
- X : Calidad promedio del condensador
- Pc : Presión de condensación.
- Pcr : Presión critica del refrigerante
- μ_l : Viscosidad del refrigerante líquido.
- G : Flujo masico por unidad de área: $G = \frac{m_r}{A_{transversal}}$

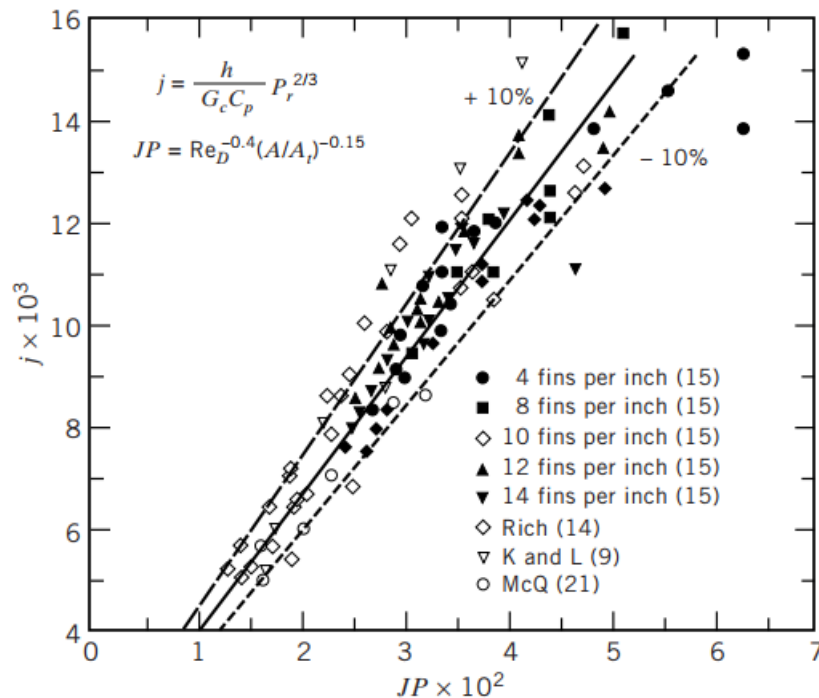
Se obtiene un valor para el coeficiente de transferencia de calor interno de:

$$h_i = 1,713 \left[\frac{Kw}{m^2 \circ C} \right]$$

- **Coeficiente de transferencia de calor externo (ho).** En la parte externa del condensador se presenta convección forzada con el aire, este posee cuatro filas y se puede calcular el coeficiente de convección externo “ho” mediante la

metodología presentada por McQuiston⁵, donde se utiliza una correlación experimental tomada de la ASHRAE desarrollada para intercambiadores aleteados con cuatro filas de tubos, esta correlación se presenta de manera gráfica en la figura 18.

Figura 18. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de aleta plana con 4 filas de tubos.



Fuente: McQuiston, Parker, Spitler, HEATING, VENTILATING AND AIR CONDITIONING ANALYSIS AND DESIGN, 6th edition, John Wiley & Sons Inc. 2005. p, 501.

La correlación muestra el valor de j en función del parámetro JP , variables cuyas ecuaciones se muestran en la figura 18. El parámetro JP depende del número de Reynolds para el aire en referencia al diámetro externo del tubo (D_o), del área

⁵ McQuiston, Parker, Spitler, HEATING, VENTILATING AND AIR CONDITIONING ANALYSIS AND DESIGN, 6th edition, John Wiley & Sons Inc. 2005.

superficial externa A_o (A en la figura 18) y el área libre de aletas A_p (A_t en la figura 17).

$$JP = 0,02866$$

La figura muestra el valor de $JP \times 10^2$ por lo tanto, el valor a buscar en la figura es 2,223; este valor corresponde a un factor j de 0,007333, de igual manera que el factor JP , j está en la figura como $j \times 10^3$, es decir, el valor a buscar en la figura es 7,333.

Cabe resaltar que para hallar este factor j de una manera más exacta se realizó una regresión lineal de los puntos mostrados en la figura, dicha correlación se muestra a continuación.

$$j * 10^3 = (1,39111111 + 267,333333 * JP) \quad (20)$$

Con el valor del factor j se halla el coeficiente de transferencia de calor h_o .

$$h_o = 0,05156 \left[\frac{Kw}{m^2 \circ C} \right]$$

- **Eficiencia de la aleta (η).** El último dato necesario para calcular el coeficiente global de transferencia de calor de la ecuación 10 es la eficiencia de la aleta, para ello McQuiston⁶ muestra un método sencillo y eficaz para el cálculo de una aleta continua, mediante la siguiente ecuación.

$$\eta = 1 - \left(\frac{A_f}{A_o} \right) * (1 - \eta_f) \quad (21)$$

⁶ McQuiston, Parker, Spitler, HEATING, VENTILATING AND AIR CONDITIONING ANALYSIS AND DESIGN, 6th edition, John Wiley & Sons Inc. 2005. P, 490-491.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m * r_o * \Phi)}{m * r_o * \Phi} \quad (22)$$

En este caso η es la eficiencia total del conjunto de aletas y η_f es la eficiencia de una sola aleta. Se deben calcular entonces los valores de m , r_o y Φ .

r_o es el radio externo del tubo ($D_o/2$), el parámetro m esta dado por la ecuación 23.

$$m = \sqrt{\left(\frac{2 * h_o}{K_f * Y_f}\right)} \quad (23)$$

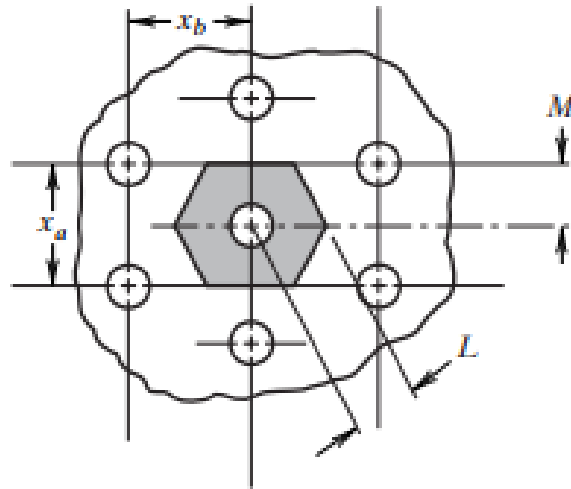
Donde h_o es el coeficiente de transferencia de calor, K_f es la conductividad del material de la aleta y Y_f es el espesor de la aleta. La única incógnita faltante es el parámetro Φ .

$$\Phi = \left(\frac{r_e}{r_o} - 1\right) * \left(1 + 0,35 * \ln\left(\frac{r_e}{r_o}\right)\right) \quad (24)$$

$$\frac{r_e}{r_o} = 1,27 * \psi * (\beta - 0,3)^{0,5} \quad (25)$$

Los parámetros Ψ y β dependen de la forma en que se secciona la aleta para su análisis, tal como se muestra en la figura 19, para el caso de un arreglo de tubos triangular, la división se hace de manera hexagonal.

Figura 19. Arreglo hexagonal de tubos (30°)



Fuente: McQuiston, Parker, Spitler, HEATING, VENTILATING AND AIR CONDITIONING ANALYSIS AND DESIGN, 6th edition, John Wiley & Sons Inc. 2005. p, 491

Los valores Ψ y β se hallan:

$$\psi = \frac{M}{r_o} ; \quad \beta = \frac{L}{M} \quad (26)$$

Finalmente, con las anteriores ecuaciones se obtiene el valor para la eficiencia de la aleta.

$$\eta = 0,9658 \quad \eta_f = 0,9621$$

Los valores altos de eficiencia se obtienen cuando el valor de $m * r_o * \Phi$ tiende a un valor cercano al 0, teniendo en cuenta que r_o es un radio relativamente pequeño (0,00635) es de esperar que el valor de $m * r_o * \Phi$ tienda a un número pequeño, por lo tanto, es justificable el resultado de una eficiencia de aleta cercana a uno.

- **Coeficiente global de transferencia de calor.** Mediante la ecuación 10, se calcula el valor de $U \cdot A$ del condensador.

$$U \cdot A = 0,5005 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$$

- **Constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del condensador (Kc).** Una vez hallado el valor de $U \cdot A$ se calcula la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del condensador mediante la ecuación 27, se debe tener en cuenta que el valor de esta del condensador se usa únicamente en intercambiadores enfriados por aire.

$$Kc = m_a \cdot Cpa \cdot \left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{m_a \cdot Cpa} \right)} \right) \quad (27)$$

Obteniendo como valor:

$$Kc = 0,304 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$$

5.2.3.3. Determinación de la constante de capacidad de potencial de transferencia de calor en el evaporador. Al igual que para el condensador, se debe encontrar la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor para el evaporador. Se tiene el evaporador en las mismas condiciones que el condensador, sin catalogo ni datos, por lo tanto, se debe encontrar una aproximación teórica para la constante de potencial.

El coeficiente global se calcula mediante la ecuación 10, y se debe hallar previamente los valores del coeficiente interno que para este caso es de evaporación en flujo bifásico en un tubo circular, el coeficiente externo que al igual que el condensador es convección forzada en un banco de tubos y la eficiencia de la aleta.

- **Áreas representativas del evaporador.** Las áreas superficial externa e interna, el área de flujo mínimo se calcula mediante las ecuaciones 10 – 16.

$$A_i = 0,219 [m^2] \quad A_{min} = 0,06508 [m^2] \quad A_o = 1,621 [m^2]$$

- **Coeficiente de transferencia de calor interno (hi).** En este caso se tiene evaporación del flujo de refrigerante en tubos circulares, Shao et al⁷ presenta una correlación experimental, para el cálculo de este tipo de coeficientes.

$$h_i = 0,55 * h_{fm} * \left(1 + 3000 * B_o^{0,86} + 1,12 * \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,7} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \right) * F_\alpha^{0,48} \quad (28)$$

$$h_{fm} = 0,023 * \left(\frac{G * (1-x) * d_i}{\mu_l} \right)^{0,9} * Pr_l^{0,4} * \left(\frac{k_l}{d_i} \right) \quad (29)$$

F_α equivale a 1 si $x < 0,7$, de lo contrario se define por la ecuación:

$$F_\alpha = 1 + 0,2 * x^{1,2} * \cos(15) \quad (30)$$

Donde:

- X : Calidad promedio del evaporador
- ρ_l : densidad de liquido
- ρ_v : densidad del vapor
- D_i : diámetro interno del tubo
- Pr_l : Numero de Prandtl
- k_l : conductividad térmica del refrigerante liquido
- μ_l : Viscosidad del refrigerante líquido.

⁷ Shao J., Li X., Guo Z., et al, Flow pattern, pressure drop and heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of R134a in pump-assisted separate heat pipe, Experimental Thermal and Fluid Science 85, 2017.

$$Bo : \text{Numero de evaporación } B_o = \frac{Q_{ev}}{A_i * (G * h_{fg})}$$

Resolviendo el sistema se obtiene:

$$h_i = 3,729 \left[\frac{Kw}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

• **Coeficiente de transferencia de calor externo (ho).** Se presenta convección forzada en un banco de tubos al igual que en el condensador, la diferencia se presenta en el número de filas, por lo tanto, no se puede utilizar la misma correlación, ya que la correlación utilizada en el condensador es solo para intercambiadores con cuatro filas de tubos, para este caso se opta por utilizar las correlaciones presentadas por Shah y Dusan⁸ para intercambiador de aletas planas con un numero de filas mayor o igual a 2. Se utiliza el factor de colborn para hallar el número de Nusselt y posteriormente el coeficiente de transferencia de calor.

$$j = \frac{Nusselt * P_r^{-\frac{1}{3}}}{Re_{dc}} \quad (31)$$

$$j = 0,086 * Re_{dc}^{c_3} * N_{filas}^{c_4} * \left(\frac{P_f}{d_c}\right)^{c_5} * \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{c_6} * \left(\frac{P_f}{S_t}\right)^{-0,93} \quad (32)$$

Donde:

$$c_3 = -0,361 - \frac{0,042 * N_{filas}}{\ln(Re_{dc})} + 0,158 * \ln\left(N_{filas} * \left(\frac{P_f}{d_c}\right)^{0,41}\right)$$

$$c_4 = -1,224 - \frac{0,076 * \left(\frac{S_t}{D_h}\right)^{1,42}}{\ln(Re_{dc})} \quad c_5 = -0,083 + \frac{0,058 * N_{filas}}{\ln(Re_{dc})}$$

⁸ Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic; Fundamentals of heat exchangers Design, John Wiley & Sons Inc., 2003, p, 520-521.

$$c_6 = -5,735 + 1,21 * \ln\left(\frac{Re_{dc}}{N_{filas}}\right)$$

El número de Reynolds esta referenciado al diámetro de collarín el cual es $d_c = D_o + 2 * Y_f$.

- P_f : Paso de las aletas [#aletas/m]
- D_c : Diámetro de collarín
- D_h : Diámetro hidráulico
- S_t : Paso vertical de los tubos
- j : Factor de Colborn
- Re_{dc} : Reynolds con base al diámetro d_c

Con la anterior correlación es posible hallar el número de Nusselt y por consiguiente el coeficiente de transferencia de calor.

$$h_o = 0,03436 \left[\frac{Kw}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

- **Eficiencia de la aleta (η).** La eficiencia de la aleta se calcula mediante el mismo procedimiento planteado en las ecuaciones 21-26, resolviendo el sistema con los datos del evaporador se obtiene.

$$\eta = 0,9643 \quad \eta_f = 0,9571$$

- **Coeficiente global de transferencia de calor.** Mediante la ecuación 10, se calcula el valor de $U * A$ del evaporador.

$$U * A = 0,1007 \left[\frac{Kw}{^\circ C} \right]$$

- **Constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del evaporador (Kev).** Mediante la ecuación 27 se halla el valor de la constante Kev del evaporador, teniendo como resultado.

$$Kev = 0,07169 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$$

6. ANALISIS DEL DISEÑO

El análisis del diseño apunta a desarrollar un modelo que represente en forma matemática, tan fielmente como sea posible, el comportamiento del sistema. Se debe tener en cuenta que el sistema debe utilizar equipos ya disponibles y además dimensionar y seleccionar elementos adicionales de manera que se acoplen a los elementos ya presentes. Por esta circunstancia se desarrollaron tres tipos de modelos que permitieron, de acuerdo con los condicionantes impuestos por los equipos existentes, avanzar de manera segura en la consecución de un sistema final que cumpla cabalmente con los requerimientos impuestos.

Se desarrollaron los siguientes análisis:

- 1) **Análisis de compatibilidad de los compresores:** El objetivo es verificar que los dos compresores utilizados en las dos etapas sean compatibles en tamaño y de manera operativa, la verificación se realiza mediante el modelo un ciclo de refrigeración saturado.
- 2) **Análisis para el diseño y selección de componentes adicionales:** El objetivo es encontrar los parámetros de operación del sistema basados en el modelo de un ciclo de refrigeración con un subenfriamiento asumido.
- 3) **Análisis del desempeño real:** El objetivo es comparar la respuesta real del sistema construido con la respuesta teórica, para obtener una respuesta teórica cercana al sistema real se debe obtener parámetros y constantes experimentales, por ello este análisis se desarrolla de manera posterior a las pruebas experimentales.

6.1. ANALISIS DE COMPATIBILIDAD DE LOS COMPRESORES.

Para verificar la compatibilidad de los compresores se deben cumplir condiciones operativas y de tamaño relacionadas con el refrigerante, el aceite y el tamaño de los compresores.

- El refrigerante: Los dos compresores deben manejar el mismo refrigerante por lo tanto deben ser compatibles con el mismo refrigerante, en este caso los dos compresores son compatibles con el R404a, entonces se cumple la primera condición.
- El aceite: Los compresores deben ser compatibles con un mismo aceite, ya que con el tiempo el ciclo de refrigeración tiende a mezclar los aceites, es inevitable que el aceite del compresor de una etapa llegue hasta el compresor de la otra etapa, para este caso se determinó que dos compresores pueden manejar el aceite POE 32 (ver anexo F-1).
- Tamaño: Es necesario que los compresores sean compatibles en tamaño, teniendo en cuenta la ecuación 1 para los flujos masicos de refrigerante, el compresor de la segunda etapa debe ser capaz de recibir y mover el flujo masico de la primera etapa y la inyección de líquido en el tanque intermedio.

Para comprobar la condición de tamaño de los compresores se calculó el flujo másico teórico que debería mover el compresor de la segunda etapa ($\dot{m}_2$), mediante la utilización de un modelo matemático del sistema en dos etapas a condiciones saturadas basado en el compresor de primera etapa y considerando una temperatura de condensación (T_c) fija de 45°C y una temperatura de evaporación (T_e) que varía entre -35 y -26 °C (Ver tabla 7).

El flujo masico Mr2 fue obtenido mediante los balances de energía y masa planteados en las ecuaciones 1 y 2.

Dicho flujo másico teórico (Mr2) se comparó con el flujo másico real que mueve el compresor de la segunda etapa a las mismas condiciones de operación (Mr2c), el cual se obtiene mediante el volumen físico del compresor utilizando la ecuación 4. La condición es que Mr2c dado por el compresor debe ser mayor o igual que Mr2 dado teóricamente.

La tabla 7 muestra los resultados, el flujo másico Mr1 es el flujo dado por el compresor de la primera etapa. El procedimiento y ecuaciones utilizadas para realizar este modelo se muestra en el anexo B-1.

Tabla 7. Resultados comparación preliminar de flujos másicos.

Resultados comparación flujos másicos Mr2 y Mr2c				
Tev	CAP	Mr1	Mr2	Mr2c
[°C]	[Kw]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
-35	3.324	0.02382	0.04031	0.05286
-34	3.474	0.02495	0.04189	0.05454
-33	3.627	0.02612	0.0435	0.05624
-32	3.786	0.02733	0.04516	0.05797
-31	3.95	0.02858	0.04686	0.05973
-30	4.119	0.02988	0.0486	0.06151
-29	4.293	0.03122	0.05038	0.06332
-28	4.472	0.0326	0.0522	0.06515
-27	4.656	0.03404	0.05407	0.067
-26	4.846	0.03551	0.05599	0.06888

Como se puede observar para los distintos casos de T_{ev} analizados el flujo masico dado por el compresor de segunda etapa es mayor que el flujo masico requerido, es decir que si se cumplen todas las condiciones por lo tanto los dos compresores son compatibles.

Cabe resaltar que los parámetros de operación dados para este cálculo preliminar no son los parámetros reales de operación, por tal motivo los dos flujos masicos en contraste no son iguales, cuando los dos flujos masicos se igualen el sistema se encontrara en su punto de estabilización, esta desigualdad es una muestra de que los parámetros de operación del sistema serán distintos a los empleados para este cálculo.

6.2. ANALISIS PARA EL DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ADICIONALES.

El análisis de enfoca en el desarrollo de un modelo matemático de un sistema en dos etapas que permite hallar los parámetros de operación en los cuales opera el sistema, estos parámetros son necesarios para el dimensionamiento de los elementos faltantes en el sistema de refrigeración de dos etapas. El modelo matemático planteado se basa en la suposición de un subenfriamiento en el condensador el cual acerque la operación del sistema a un resultado más real.

Se deben conocer las presiones de operación y capacidad del sistema para dimensionar, diseñar y seleccionar los elementos adicionales del sistema. La siguiente tabla muestra los elementos a diseñar y seleccionar.

Tabla 8. Elementos adicionales para diseñar y seleccionar.

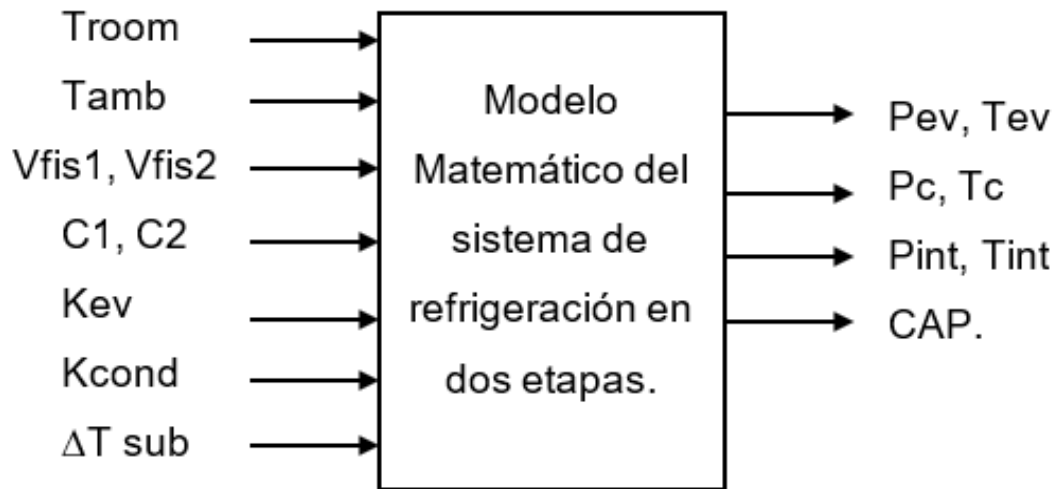
Diseñar	Seleccionar
• Tanque intermedio. • Serpentín de subenfriamiento.	• Válvulas de expansión. • Tuberías. • Resistencias de carga térmica. • Separador de aceite. • Filtro secante. • Válvulas adicionales

El modelo se realiza mediante el programa informático “Engineering Equation Solver-EES” donde se introducen las ecuaciones pertinentes para cada uno de los equipos presentes en el sistema de refrigeración: evaporador, condensador, compresor de alta y baja y tanque intermedio, el código completo de la programación en EES se encuentra en el anexo B-4.

- Evaporador y condensador: Las ecuaciones que modelan estos equipos son el calor transferido, el cual se halla de dos maneras, de forma térmica mediante la diferencia media logarítmica de temperatura y mediante la forma termodinámica como el flujo masico por la diferencia de entalpías.
- Compresores de alta y baja: El modelo de los compresores consta de la ecuación para calcular el flujo masico que mueven los compresores (ecuación 2), teniendo los datos físicos de los compresores.
- Tanque intermedio: El modelo del tanque consta de un balance masico y un balance energético (ecuación 1 y 2) tomando como volumen de control el mismo tanque.

Adicional al modelo matemático de cada componente, se requieren algunos datos de entrada al sistema de ecuaciones, estos datos de entrada se muestran en la tabla 9.

Figura 20. Datos de entrada y salida del modelo matemático.



Además de los modelos para los anteriores equipos, es necesario conocer las propiedades termodinámicas del refrigerante en cada uno de los puntos representativos (8 puntos mostrados en la figura 6), el programa EES permite calcular las propiedades termodinámicas, por lo tanto, la otra parte del modelo son las entalpías, entropías, presiones, densidades y temperaturas del refrigerante en los distintos puntos del ciclo.

Tabla 9. Datos de entrada al modelo matemático de diseño del sistema.

Datos de entrada al modelo matemático en EES		
Dato	Descripción	Valor
Temperatura ambiente (Tamb)	Temperatura del sitio en el cual se ubicará el equipo, para este caso: Laboratorio de Sistemas térmicos, UIS.	28 [°C]
Temperatura del recinto frio (Troom)	Temperatura del recinto frio que se desea alcanzar con el sistema. Criterio de diseñador (aplicación de baja temperatura)	-10 [°C]
Vol. Físico Comp. de alta. (Vfis1)	Volumen físico del compresor de alta, obtenido del catálogo.	308,416 [ft ³ /h]
Vol. Físico comp. de baja (Vfis2)	Volumen físico del compresor de baja, obtenido del catálogo.	68 [cm ³ /rev] @ 2900 rpm
Claro del comp. de alta (C1)	Claro volumétrico del compresor, obtenido anteriormente.	0,1607
Claro del comp. de baja (C2)	Claro volumétrico del compresor, obtenido anteriormente.	0,09538
Kevaporador (Kev)	Constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del evaporador. Calculada anteriormente.	0,07169 [Kw/°C]
Kcondensador (Kc)	Constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del condensador. Calculado anteriormente.	0,3022 [Kw/°C]
ΔT subenfriamiento (ΔT sub)	Subenfriamiento deseado en el serpentín de subenfriamiento. A criterio de diseñador. Cuantos grados por encima de la temperatura intermedia se subenfria el líquido. $T^{\circ}\text{subenfriada} = T^{\circ}\text{int} + \Delta T^{\circ}\text{subenfriamiento}$	8 [°C]

Los datos Troom y ΔT sub son tomados como criterio de diseño, se debe tener en cuenta que la Kev es baja por lo tanto para obtener temperaturas de evaporación de baja temperatura (entre -30 a -40 °C) es de esperar que la temperatura del cuarto posea una suficiente diferencia de temperatura. El ΔT sub debe ser un valor

tal que asegure un área finita de intercambio de calor en el serpentín del tanque intermedio, es decir la temperatura del refrigerante subenfriado debe estar unos grados por encima de la temperatura intermedia (en este caso 8°C por encima).

Resolviendo el sistema planteado anteriormente (ver anexo C-4), se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 10. Resultados de modelo matemático del sistema.

Resultados del modelo matemático.		
Variable	Descripción	Valor
Pev	Presión de evaporación.	111,2 [Kpa]
Tev	Temperatura de evaporación.	-44,27 [°C]
Troom	Temperatura del recinto frio.	-10 [°C]
Pc	Presión de condensación.	1832 [Kpa]
Tc	Temperatura de condensación.	40,05 [°C]
Pint	Presión intermedia.	367,1 [Kpa]
Tint	Temperatura intermedia.	-15,12 [°C]
CAP	Capacidad del sistema.	2,456 [Kw]

6.2.1. Diseño de elementos adicionales. En esta sección se diseña el tanque intermedio y el serpentín de subenfriamiento ubicado al interior del tanque.

6.2.1.1. Diseño del tanque intermedio En el tanque intermedio se lleva a cabo el proceso de inter-enfriamiento y subenfriamiento, dichos procesos se desarrollan a una presión y temperatura intermedia, por lo cual, el tanque debe ser diseñado como un recipiente a presión; se debe tener en cuenta que en los periodos de parada la temperatura del refrigerante tiende a estabilizar a la temperatura ambiente la cual es más alta que la temperatura intermedia de

diseño, es decir, en los periodos de parada el recipiente estará a una presión mayor que la presión nominal.

La presión de diseño del tanque se tomará como la presión máxima del sistema de refrigeración (presión de condensación) y no como la presión nominal del tanque, con el fin de obtener una presión de diseño superior a la máxima presión esperada y además sobreponerse a un aumento de presión inesperado en el tanque.

El laboratorio de sistemas térmicos cuenta con un tanque en acero inoxidable en desuso cuyas dimensiones son apropiadas para el tanque intermedio cumpliendo con la posibilidad de contener un serpentín de subenfriamiento como se muestra en la figura 22 y para tal efecto contener cerca de 8lb de refrigerante líquido, por este motivo, el diseño del tanque se centra en la verificación de que el tanque existente cumple la presión necesaria para el elemento.

El tanque es de acero inoxidable SAE 304, con un diámetro interno de 20 [cm] y una altura de 35 [cm], el espesor del material es calibre 9 (3,80 mm), el tanque se muestra en la figura 21.

Figura 21. Tanque presente en el laboratorio.



La norma ASME⁹ en la sección VIII determina el espesor mínimo para un recipiente a presión mediante la ecuación 32:

$$t_1 = P * \frac{R}{S * E - 0,6 * P} \quad t_2 = P * \frac{R}{2 * S * E + 0,4 * P} \quad (32)$$

Donde el espesor mínimo requerido es el menor entre t_1 y t_2 .

En la ecuación 32 “P” es la presión de diseño, “R” el radio del cilindro, “S” es el esfuerzo de fluencia del material y “E” es el valor de la eficiencia de la junta.

Tabla 11. Valores necesarios para el cálculo del espesor mínimo.

Valores de entrada a la ecuación 32.	
Presión de diseño	1832 [Kpa]
Radio del cilindro	0,1 [m]
Esfuerzo de fluencia del acero SAE304	207000 [Kpa]
Eficiencia de la junta	0,6

- La presión de diseño es la presión de condensación del sistema.
- El radio del tanque es de 10 [cm].
- El esfuerzo de fluencia para el acero inoxidable, según Hamrock¹⁰ tiene un valor de 207 [Mpa].
- La eficiencia de la junta se toma como 0,6 para una soldadura sencilla sin platina de refuerzo - “Single welded butt joint without use of backing strip”, de tipo A y sin examen de inspección (Ver anexo G).

⁹ ASME, ASME Boiler & Pressure vessels Code, Section VIII, Division 1, Rules for construction of pressure vessels, edition 2007, Chapter UG-27.

¹⁰ Hamrock B, et al., Elementos de Máquinas, Apéndice A: Propiedades de los materiales, McGraw Hill, 2000. p, 889.

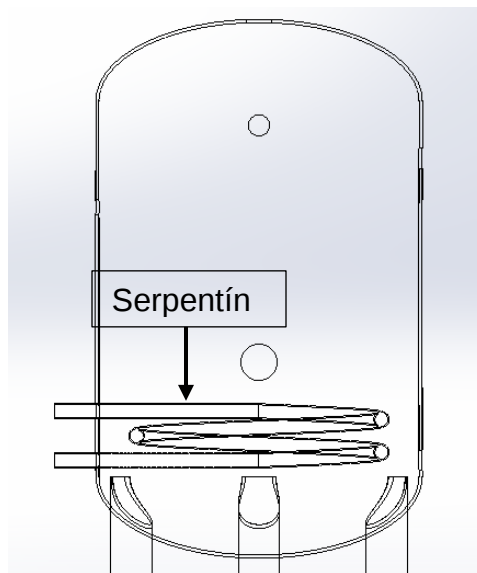
Se hallan los espesores t_1 y t_2 .

$$t_1 = 0,001488 [m] \quad t_2 = 0,0007354 [m]$$

El espesor mínimo requerido para el tanque es de 1,488 [mm] (espesor t_1), el cual es un espesor menor que el espesor del tanque existente, por lo cual se determina que el tanque seleccionado con un espesor de 3,8 [mm] soporta la presión de máxima del sistema.

6.2.1.2. Diseño del serpentín de subenfriamiento. El serpentín de subenfriamiento cumple la función de subenfriar el refrigerante líquido proveniente del condensador, se ubica al interior del tanque intermedio, el diseño del serpentín se enfoca en encontrar el área mínima necesaria para obtener el subenfriamiento deseado el cual se definió en el modelo matemático. El serpentín de subenfriamiento se obtiene mediante tubo de cobre enrollado a manera de resorte, por lo cual el parámetro a encontrar es la longitud mínima requerida de un diámetro especificado.

Figura 22. Ubicación del serpentín de subenfriamiento.



La transferencia de calor en el serpentín se da desde el interior del tubo mediante convección forzada hasta la zona exterior del serpentín (tanque intermedio) donde se da el proceso de evaporación de refrigerante.

Los datos necesarios para hallar una longitud mínima se toman del modelo matemático de diseño planteado anteriormente, los datos se presentan en la tabla 12.

Tabla 12. Datos de diseño del serpentín.

Datos para el diseño del serpentín.	
Presión de condensación	1832 [Kpa]
Presión intermedia	367,1 [Kpa]
Temperatura intermedia	-15,12 [°C]
Temperatura de entrada al serpentín	30,05 [°C]
Temperatura de salida del serpentín	-7,12 [°C]
Flujo masico de refrigerante en el serpentín	0,00861 [Kg/s]

El diámetro de la tubería de cobre utilizada para el serpentín se selecciona mediante un criterio practico, la tubería debe ser lo suficientemente moldeable para un diámetro de enrollado menor al diámetro interno del tanque intermedio (menor a 20 cm), por recomendación técnica el diámetro del tubo de cobre seleccionado es de ¼” nominal (Ver anexo A-4).

Se conoce el valor del cambio de temperatura deseado en el subenfriamiento y el flujo masico del refrigerante, por lo tanto se conoce el calor que se debe retirar al refrigerante, teniendo en cuenta la ecuación (33), se debe conocer en valor del coeficiente global de transferencia de calor para hallar el área mínima requerida, y con ella la longitud mínima conociendo que $\text{Área} = \pi * D * \text{Long}$.

$$Q = U * A * LMTD \quad (33)$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se deben calcular el coeficiente interno en el tubo mediante convección forzada turbulenta (ecuación 34) y el coeficiente externo mediante la correlación correcta para evaporación nucleada (ecuación 35).

Correlación de Gnielinski-1976:

$$Nusselt = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re_i - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (34)$$

Correlación de “copper”:

$$q_r^{\frac{1}{3}} = \left(55 * \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^n * \left(-\log_{10}\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)\right)^{-0,55} * M^{-0,5} \right) * (T_{sup} - T_{sat}) \quad (35)$$

Con las dos correlaciones descritas, es posible calcular los coeficientes interno y externo del intercambiador, encontrando así el área mínima requerida para lograr tal subenfriamiento. El código completo del cálculo de la longitud mínima en EES se encuentra en el anexo B-6.

$$Long_{min} = 1,583 [m]$$

6.2.2. Selección y descripción de componentes adicionales. En esta sección se muestra el proceso de selección y la descripción de algunos elementos adicionales al sistema de refrigeración.

6.2.2.1. Válvulas de expansión. Se seleccionan dos válvulas de expansión, una para la primera etapa y otra para la segunda etapa.

- **Válvula de expansión para la primera etapa.** Se seleccionó una válvula de expansión termostática (VET) Danfoss para la primera etapa, el uso de tubo capilar fue descartado debido a que sería necesario una longitud muy grande para lograr la capacidad y caída de presión necesaria. La válvula de expansión termostática se selecciona en dos partes: Cuerpo de la válvula y orificio.

Cuerpo de la válvula: El cuerpo seleccionado debe ser para refrigerante 404a, en el sector local se encuentran las válvulas de expansión tipo T2 y TE2, para este caso se selecciona un cuerpo TES2, la letra S es la nomenclatura para el refrigerante 404a, esta válvula posee ecualizador externo el cual se recomienda para evitar la diferencia de presión entre la salida y entrada del evaporador.

Orificio: El orificio es seleccionado en función de la capacidad requerida y el subenfriamiento presente, para este caso se tiene una capacidad nominal de 2,456 [Kw] y Δ subenfriamiento total de 47 [°C] (Temp. Condensación – Temp. Salida serpentín), se debe calcular un factor de corrección en función del subenfriamiento que se muestra en la figura 23, con este factor se halla una capacidad corregida con la cual se entra en la tabla de la figura 24.

Figura 23. Factor de corrección para la selección del orificio.

Factor de corrección

Refrigerante	Subenfriamiento [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R22	0.98	1	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44
R134a	0.98	1	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R404A/R507	0.96	1	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78
R407C	0.97	1	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57

Fuente: Catálogo Danfoss para VET tipo T2 y TE2 (...Ver anexo A-3...)

Figura 24. Selección del agujero para R404a

		R404A/R507				
Tipo de válvula/ Orificio	Temp. cond. ³⁾ [°C]	Capacidad en [kW]				
		Temp. evaporación [°C]				
		-40	-35	-30	-10	0
T2 / 0X	35	0.32	0.34	0.36	0.42	0.43
T2 / 00		0.59	0.64	0.69	0.86	0.92
T2 / 01		0.92	1.1	1.2	1.8	2.2
T2 / 02		1.2	1.4	1.7	2.7	3.2
T2 / 03		2.2	2.6	3.0	4.8	5.7
T2 / 04		3.3	3.9	4.5	7.1	8.5
T2 / 05		4.3	4.9	5.6	9.0	10.7
T2 / 06		5.2	6.0	6.9	11.0	13.1
T2 / 0X	45	0.29	0.31	0.33	0.40	0.42
T2 / 00		0.55	0.60	0.64	0.83	0.90
T2 / 01		0.85	0.98	1.1	1.8	2.1
T2 / 02		1.1	1.3	1.5	2.6	3.2
T2 / 03		1.9	2.3	2.7	4.6	5.7
T2 / 04		3.0	3.5	4.1	6.9	8.4
T2 / 05		3.8	4.4	5.2	8.7	10.6
T2 / 06		4.7	5.5	6.4	10.6	12.9

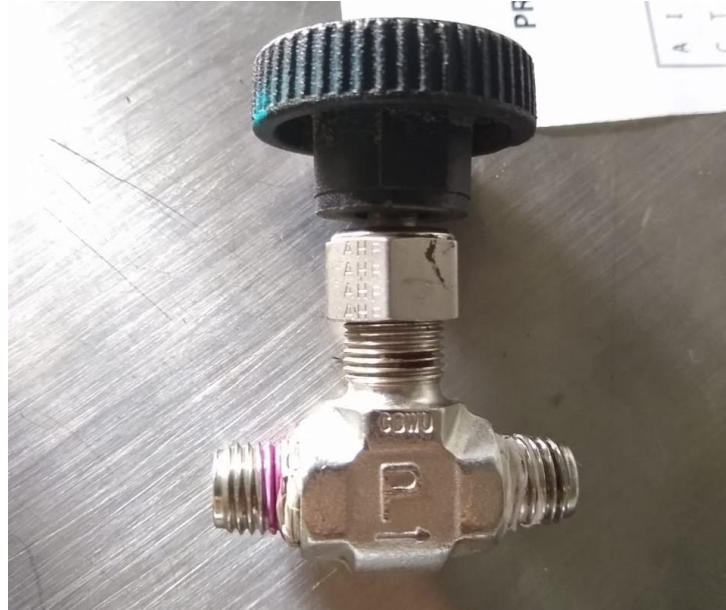
Fuente: Catálogo Danfoss para VET tipo T2 y TE2 (...Ver anexo A-3...)

El factor de corrección es de 1,73, lo cual sa como resultado una capacidad corregida de 1,415 [Kw]. Para hallar el agujero se debe interpolar los datos para la temperatura de condensación de 40 [°C], y extrapolar los datos para la temperatura de evaporación de -44 [°C]; se obtiene una capacidad para el agujero 03 de 1,719 [Kw].

El agujero seleccionado es 03 ya que cumple con la capacidad requerida del sistema.

- **Válvula de expansión de segunda etapa.** El elemento de expansión de la segunda etapa debe cumplir dos condiciones, controlar el nivel de líquido en el tanque intermedio y expandir el refrigerante desde la presión de condensación hasta la presión intermedia. Se selecciona una válvula de aguja como elemento de expansión (figura 25) y un interruptor de nivel tipo flotador el cual acciona una válvula solenoide para el control de nivel de líquido.

Figura 25. Válvula de aguja para etapa intermedia.



6.2.2.2. Resistencias para la carga térmica. El recinto frío cuenta con dos resistencias de 1500 [w] de potencia a 115 [v], una de las resistencias es controlada mediante PWM para permitir la variación de la carga del recinto. La carga total del recinto se obtiene mediante la suma de las resistencias, las pérdidas por paredes y el motor del ventilador al interior del recinto.

$$Carga_{tot} = C_{resistencia} + C_{motor} + C_{perdidas} \quad (36)$$

La carga por el motor se toma como la potencia consumida del motor, el cual consume 0,8 [A] a 220 [V] lo cual resulta en una carga de 176 [w].

La carga por pérdidas fue obtenida por Aroca y Carreño¹¹, donde obtuvieron las resistencias térmicas para la cámara, el fondo y la tapa del liofilizador, con estas

¹¹ Aroca O, Carreño R. Rediseño y recuperación de la capacidad operativa de un liofilizador piloto utilizado en la deshidratación de productos agroindustriales, para el laboratorio de refrigeración y

tres resistencias se halla la resistencia total térmica de las paredes, los cálculos de dicha carga se encuentran en ...el anexo E....

$$R_{total} = 1070 \left[\frac{^{\circ}C}{KW} \right]$$

Por lo tanto, la carga por perdidas está dada como $C_{perdidas} = \frac{\Delta T}{R_{total}}$

6.2.2.3. Tuberías. El diámetro de las tuberías debe ser tal que se cumpla la caída de presión y velocidad máxima permitida por la ASHRAE en cada una de las líneas, teniendo en cuenta que a mayor diámetro de tubería existen menores perdidas de presión. Para la capacidad que se tiene en este sistema los diámetros mínimos requeridos son pequeños, por lo tanto, los diámetros se seleccionan con base a los puertos de conexión de los elementos más representativos ya disponibles y se verifica únicamente la velocidad máxima en las líneas, así los diámetros de succión y descarga se toman como el mismo diámetro de succión y descarga del compresor, la línea de líquido tiene el diámetro de salida del condensador.

Los diámetros seleccionados se muestran en la tabla 13, junto con la velocidad recomendada por la ASHRAE y la velocidad real esperada en la línea la cual fue calculada con los flujos masicos de cada línea. En la tabla se puede apreciar que con los diámetros seleccionados cumplen con la velocidad recomendada en la succión, descarga y línea de líquido.

Tabla 13. Diámetros de las tuberías del sistema.

Ubicación	Diámetro nominal	Velocidad recomendada	Velocidad real
Succión de baja	5/8 “	4,5 – 20 m/s	17,47 m/s
Succión de alta	5/8”	4,5 – 20 m/s	8,529 m/s
Descarga de baja	3/8”	<18 m/s	17,52 m/s
Descarga de alta	3/8”	<18 m/s	9,353 m/s
Línea de líquido.	3/8”	<1,5 m/s	0,5273 m/s

Los diámetros externos e internos de las tuberías se dan en ...el anexo A-4....

6.2.2.4. Aceite del compresor. El aceite utilizado es el POE 32, cuyas propiedades físicas son iguales en viscosidad y densidad a las propiedades del Poliolester 160Z como se puede apreciar en ...el anexo F-1..., donde se demuestra que el POE 32 es compatible a los dos compresores.

6.2.2.5. Separadores de aceite. Los separadores se ubican justo en la descarga del compresor, su función es retornar al compresor el aceite que arrastra el refrigerante del compresor. Su selección depende del tamaño del compresor, ya que el separador recibe su descarga. Las figuras 26 y 27 muestran los separadores de baja y alta respectivamente.

Figura 26. Separador de aceite del compresor de baja presión.



Figura 27. Separador de aceite del compresor de alta presión.



6.2.2.6. Acumulador de succión. El acumulador de succión evita que llegue líquido al compresor de baja; su función es amortiguar los cambios de carga, acumulando el líquido que no alcanza a ser evaporado, se ubica en la succión del compresor de baja, para el compresor de la etapa de alta el tanque intermedio sirve como un acumulador de succión.

6.2.2.7. Filtro secante. Filtro DML163 (Ver anexo F-2) está ubicado en justo en la descarga del condensador, debe ser capaz de secar la totalidad del refrigerante hasta el punto de equilibrio de sequedad.

6.2.2.8. Válvula de simulación para caída de presión. Esta válvula simula una caída de presión en la línea de líquido, está ubicada antes de la válvula de expansión termostática y después del serpentín de subenfriamiento. Para cuantificar la pérdida de presión se ubica dos manómetros, en la entrada y salida de la válvula. La válvula seleccionada es una válvula Danfoss Shut-off BML de 3/8" ya que este es el diámetro de la tubería.

Figura 28. Válvula Shut-off BML Danfoss



6.2.2.9. Accesorios adicionales.

- Válvulas de paso: son válvulas de corte de flujo las cuales son utilizadas para aislar elementos del sistema, estas válvulas son del mismo tipo que la válvula de simulación debido a la facilidad de su adquisición.
- Visores de líquido: Se ubican en la línea de líquido antes y después de la válvula de simulación, permite observar la generación de vapor flash que se produce luego de una gran pérdida de presión.
- Sensores: El sistema de monitoreo de los parámetros del sistema están dados por manómetros de alta y baja presión y lectores de temperatura del tipo PTC.

Figura 29. Diagrama en detalle del banco de laboratorio.

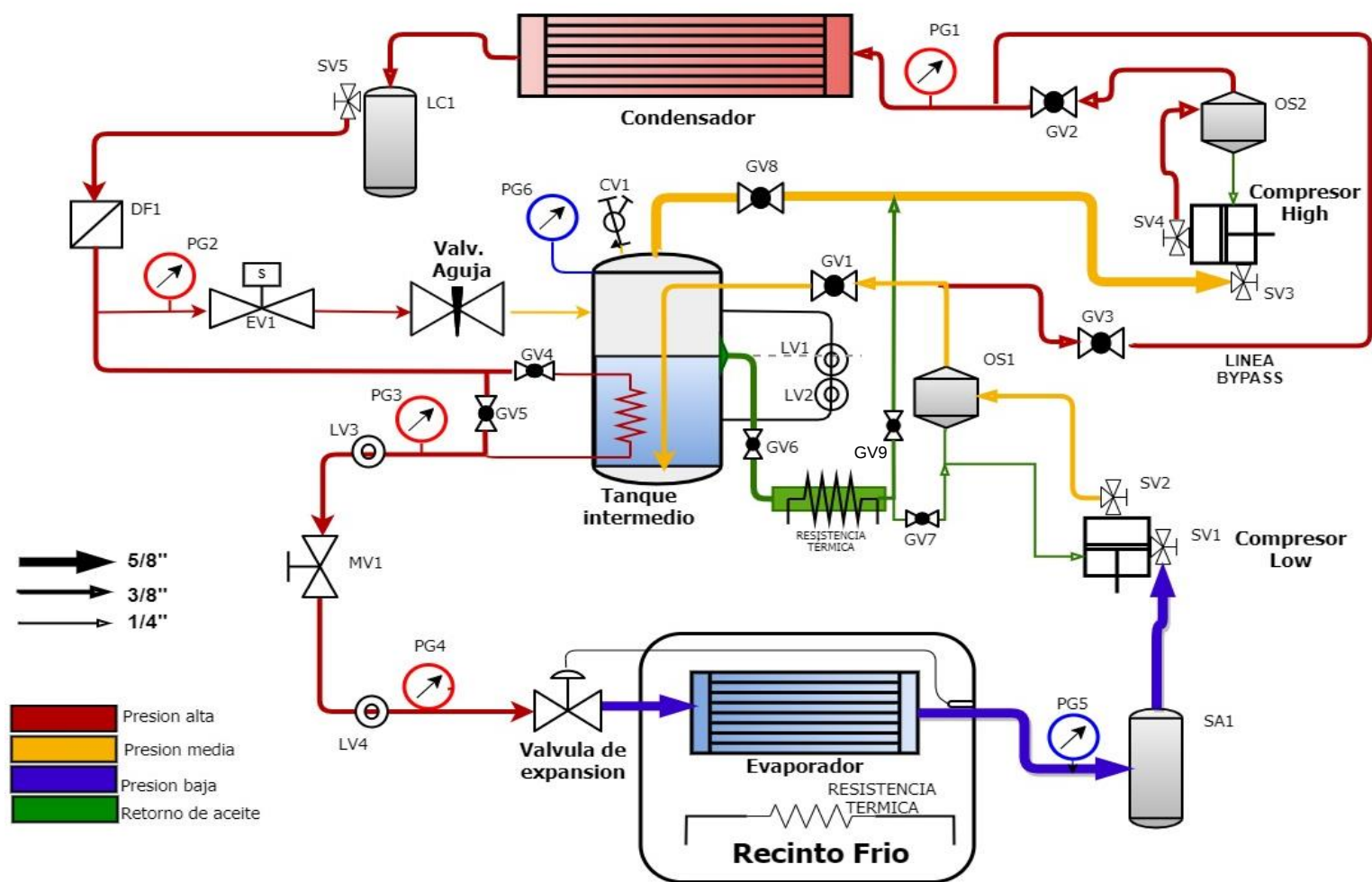


Tabla 14. Descripción de los elementos del diagrama en detalle.

Elemento	Descripción
OS1	Separador de aceite primera etapa
OS2	separador de aceite segunda etapa
LC1	Recipiente de liquido
SA1	Acumulador de succión (1ra etapa)
DF1	Filtro secante
EV1	Válvula solenoide para control de nivel
SV1	Válvula de servicio compresor de baja (succión)
SV2	Válvula de servicio compresor de baja (descarga)
SV3	Válvula de servicio compresor de alta (succión)
SV4	Válvula de servicio compresor de alta (descarga)
SV5	Válvula de servicio recipiente liquido
GV1	Válvula de globo para aislar la descarga 1ra etapa del tanque intermedio
GV2	Válvula de globo para aislar la descarga 2da etapa del condensador
GV3	Válvula de globo para bypass de ciclo simple.
GV4	Válvula de globo para aislar el serpentín de enfriamiento
GV5	Válvula de globo para bypass del serpentín de subenfriamiento
GV6	Válvula de globo para eliminar capa de aceite en el tanque
GV7	Válvula de globo para permitir el paso de aceite al compresor de baja
GV8	Válvula para evitar la migración de refrigerante en los periodos de parada
GV9	Válvula de globo para permitir paso de refrigerante a la succión.
LV1	Visor para nivel del tanque
LV2	Visor para nivel del tanque
LV3	Visor antes de la perdida de presión en la válvula
LV4	Visor después de la perdida de presión en la válvula
MV1	Válvula para simulación de perdida de presión
PG1	Manómetro de alta - entrada condensador
PG2	Manómetro de alta - entrada a la inyección
PG3	Manómetro de alta - antes de la perdida de presión
PG4	Manómetro de alta- después de la perdida de presión
PG5	Manómetro de baja - Línea de succión
PG6	Manómetro de media- Tanque intermedio
CV1	Válvula de carga tanque intermedio

6.3. ANALISIS DEL DESEMPEÑO REAL.

El análisis para el desempeño real del sistema se realiza por medio de un modelo matemático que consta de la aplicación de los balances de masa y energía al sistema de refrigeración de dos etapas el cual permite comparar el desempeño real del sistema con el teórico calculado, este modelo contempla el subenfriamiento, el sobrecalentamiento y el trabajo no isentrópico de compresión y por tal razón necesita los valores reales de los potenciales de capacidad de transferencia de calor los cuales son hallados a partir del sistema construido.

En ...el capítulo 10... se realiza el desarrollo del modelo matemático real del sistema para su posterior aplicación y análisis.

7. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.

La mayoría de los elementos del sistema de refrigeración de dos etapas propuesto fueron seleccionados reduciendo el montaje a la integración de los elementos seleccionados con elementos auxiliares que fueron contruidos para lograr una funcionalidad adecuada del sistema.

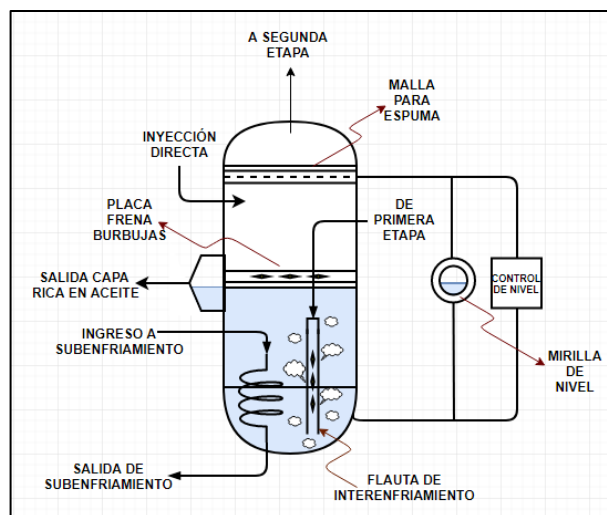
Los elementos contruidos fueron:

- Tanque intermedio
- Sistema de separación de aceite en el tanque intermedio

7.1. TANQUE INTERMEDIO.

El tanque contiene el serpentín de subenfriamiento de la línea de líquido, una “flauta” de inter-enfriamiento para el vapor de descarga del compresor de primera etapa. Además de sus funciones principales el tanque permite su control y visualización del nivel de líquido.

Figura 30. Esquema del tanque intermedio.



7.1.1. Conexiones. Las conexiones del tanque se realizaron acorde los diámetros de tubería entrante o saliente, estas conexiones son de dos tipos; conexión roscada por medio de racores y niples y conexiones pasantes que permiten pasar tubería a través de la pared del tanque sin interrupciones, tal es el caso de la línea de subenfriamiento y la línea de descarga de la primera etapa de compresión.

Figura 31. Conexiones soldadas



7.1.2. Control de nivel. El control de nivel esta dado por un interruptor de nivel tipo flotador el cual acciona una válvula solenoide que permite el ingreso de líquido refrigerante al tanque intermedio. El interruptor de nivel está conectado a las líneas de las mirillas, las cuales permiten observar el nivel de líquido dentro del tanque intermedio.

Figura 32. Interruptor de nivel.



7.1.3. Serpentín de subenfriamiento. Para el serpentín de subenfriamiento se enrolló 5 metros de tubería flexible de cobre tipo L de ¼" con un diámetro de 12 cm, esta longitud es mayor a la longitud mínima requerida, esta longitud determina un nivel de líquido más alto en el tanque intermedio lo cual facilita el montaje del interruptor de nivel con la disposición física de los otros componentes, además, el líquido presente en el tanque intermedio funciona como amortiguador ante los cambios de presiones debido a variaciones de carga del sistema.

La longitud extra para el subenfriamiento permite obtener un mayor subenfriamiento del refrigerante líquido, aumentando el efecto refrigerante y la capacidad del sistema, además permite simular caídas de presión más grandes por pérdidas en la tubería antes de aparecer vapor en la entrada de la válvula de expansión.

7.1.4. "Flauta" de inter-enfriamiento. Ésta permite dividir el flujo másico de refrigerante proveniente de la primera etapa de compresión en múltiples corrientes de burbujas inmersas en líquido refrigerante a menor temperatura, proporcionando intercambio de calor de contacto directo facilitando así el inter-enfriamiento de dicho flujo.

Esta flauta es un tubo de cobre flexible tipo L de diámetro 3/8" doblado en forma de herradura y agujereada por su periferia que descarga el vapor de inter-enfriamiento en el fondo del tanque.

Figura 33. Serpentín de subenfriamiento y “flauta” de inter-enfriamiento.



7.1.5. Platina de frenado de burbuja. Es una lámina de acero inoxidable de 1/32" de espesor agujereada en múltiples orientaciones radiales que permite restringir el flujo de burbujas provenientes de la flauta en dirección a la superficie, esta restricción proporciona más tiempo de intercambio de calor entre las burbujas de vapor y el refrigerante líquido.

7.1.6. Malla para contención de espuma. Como medida de seguridad se instaló una malla con huecos de 4 mm de diámetro cerca al cabezal superior del tanque que permite parar el exceso de espuma que pueda llevar líquido a la línea de succión de la segunda etapa de compresión.

Figura 34. Placa para la burbuja y malla para contención de espuma



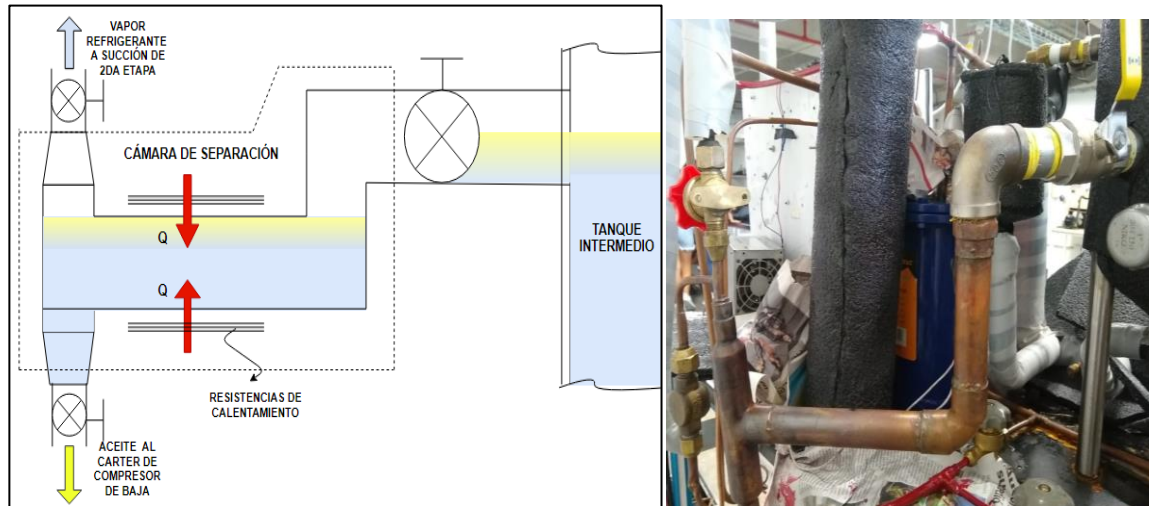
7.2. SISTEMA DE RECUPERACION DE ACEITE

El sistema trabaja con R404a y aceite poliolester (POE) que presenta una miscibilidad parcial en el refrigerante, esto significa que a bajas presiones y temperaturas se generara una capa rica en aceite en la superficie de líquido en el tanque intermedio, dificultando la recirculación del aceite por el sistema de refrigeración, por tal motivo es necesario tomar dicha capa rica en aceite y hacer la separación del aceite por medio de la evaporación del refrigerante.

Para la construcción del recuperador de aceite del tanque se debe ubicar una salida a la altura del nivel de líquido para solo tomar la capa de refrigerante rica en aceite, esta corresponde a la altura del interruptor de nivel, este refrigerante es llevado a una cámara la cual debe permanecer a presión de succión del compresor de segunda etapa donde se calienta por medio de unas resistencias eléctricas logrando la evaporación completa, posteriormente con la ayuda del juego de válvulas de la cámara se drena el aceite al Carter del compresor de la primera etapa.

La cámara de separación corresponde a un tubo de cobre de 1" y longitud de 25 cm delimitada con válvulas de paso BML de Danfoss.

Figura 35. Sistema de recuperación de aceite.



7.3. MONTAJE

La estructura del banco estaba presente en el laboratorio de sistemas térmicos (estructura en desuso) y posee geometría rectangular de dos plantas hechas con ángulos de acero estructural tipo L 35x35x3 y láminas de acero al carbono de 2 mm de espesor las cuales sirven como placas base.

El sistema está dividido en dos niveles físicos, en el nivel inferior se ubicó las etapas de compresión dada por la unidad condensadora LCZ028E20Q y el Compresor Copeland CS12K6E-TF5-551, en el nivel superior se ubicó el tanque intermedio, la válvula de simulación de tubería y el panel de control, El sistema se ubica anclado a un costado del liofilizador el cual funciona como recinto del evaporador.

La conexión del sistema fue realizada con tubería flexible de cobre tipo L ubicadas en la estructura tal que permita al estudiantado hacer fácil seguimiento de las líneas.

Figura 36. Montaje final del sistema.



8. COSTOS.

Los costos de construcción del equipo se dividen en dos partes: costos de material y costos de mano de obra los cuales se pueden observar en la tabla 16 y 17.

El proyecto esta avaluado en \$29.911.942. Se presenta el resumen de los costos en la tabla 15.

Tabla 15. Resumen de costos totales del proyecto.

COSTOS TOTALES	
Costo por materiales	\$ 15.961.942
Costo por mano de obra	\$ 13.950.000
Costo Total del proyecto	\$ 29.911.942
Costo de los materiales presentes	\$ 11.840.500

Tabla 16. Costo de materiales.

COSTOS DE MATERIALES	
Sistema de refrigeración	
Unidad de compresión	
Unidad condensadora Danfoss Maneurop LCZ 028	\$ 3.660.000
Compresor Copeland CS12K6E	\$ 1.300.000
Evaporador	
Liofilizador	\$ 4.000.000
Resistencias térmicas	\$ 194.000
Válvulas de expansión.	
VET Danfoss TE2, agujero 03	\$ 325.000
Válvula de aguja Parker	\$ 190.000
Tuberías	
Tuberia (3/8"; 5/8"; 1/4"), uniones, mirillas y manómetros.	\$ 682.700
Refrigerante	\$ 650.000
Subtotal	\$ 11.001.700

Tabla 16 (Continuación).

Sistema de etapa intermedia		
Tanque intermedio		
Tanque	\$	250.000
Soldadura	\$	260.000
Conexiones	\$	300.000
Sistema de control de nivel		
Interruptor de nivel	\$	349.000
Mirillas de nivel	\$	137.800
Subtotal	\$	1.296.800
Sistemas Auxiliares		
Separadores de aceite		
Separador de baja	\$	218.000
Separador de alta	\$	205.000
Acumulador de succión	\$	182.000
Retorno de aceite del tanque		
Resistencia térmica	\$	25.000
Tubería de cobre	\$	124.500
Filtro secante	\$	45.000
Válvulas de paso		
Válvulas Shut-off BML x8	\$	905.000
Subtotal	\$	1.704.500
Sistema eléctrico		
Contactor + Protección (x2)	\$	515.000
Interruptores (x2)	\$	95.000
Conexiones	\$	172.000
Variador de frecuencia.	\$	1.176.942
Subtotal	\$	1.958.942
TOTAL \$ 15.961.942		

Tabla 17. Costos de mano de obra

COSTO MANO DE OBRA	
Concepto	Valor
Trabajo intelectual	
Tesistas	\$ 4.800.000
Director de tesis	\$ 7.000.000
Montaje y construcción	
Sistema de refrigeración	\$ 1.200.000
Sistema eléctrico	\$ 350.000
Pruebas hidrostáticas	\$ 600.000
TOTAL	\$ 13.950.000

Cabe aclarar que una gran parte de los materiales necesarios para la construcción del banco de laboratorio, se encuentran ya disponibles en el laboratorio de sistemas térmicos, el costo de estos elementos ya presentes se presenta a continuación.

Tabla 18. Costo de los materiales presentes en el laboratorio.

COSTO MATERIALES PRESENTES EN EL LABORATORIO	
Elemento	Costo
Unidad condensadora Danfoss Maneurop LCZ 028	\$ 3.660.000
Compresor Copeland CS12K6E	\$ 1.300.000
Liofilizador	\$ 4.000.000
Válvulas de aguja Parker	\$ 190.000
Tanque	\$ 250.000
Interruptor de nivel	\$ 349.000
Separador de alta	\$ 205.000
Acumulador de succión	\$ 182.000
Sistema eléctrico	\$ 1.704.500
TOTAL	\$ 11.840.500

9. PRUEBAS.

Las pruebas del banco de laboratorio se dividen en dos partes: pruebas de verificación del montaje y pruebas de funcionamiento, las primeras tienen como fin la verificación de un correcto montaje del sistema, se verifica la hermeticidad del sistema para tener total seguridad de que no existe fuga alguna, la segunda parte de las pruebas se realizan con el fin de obtener el comportamiento real del banco sometido a distintos escenarios de operación.

9.1. PRUEBAS DE VERIFICACIÓN DE MONTAJE.

El objetivo de estas pruebas es asegurar un sistema libre de fugas que pueden causar la pérdida de refrigerante, las pruebas se realizaron mediante la presurización y vaciado al interior del sistema de refrigeración, se realizaron en 3 etapas: presurización con aire comprimido de cada elemento por separado, segundo, presurización con nitrógeno del sistema completo y por último se realizó vacío al sistema.

- **Presurización con aire comprimido:** De manera previa al montaje total del sistema de refrigeración se presurizo el tanque intermedio, el interruptor de nivel, los separadores de aceite y el acumulador de succión por separado con aire comprimido a 120 [psi] durante 16 horas con el fin de encontrar fugas en los elementos de manera visual con espuma y con el manómetro el cual debería mantener los 120 [psi] durante la totalidad del tiempo de la prueba.
- **Presurización con nitrógeno:** Posterior al montaje del sistema se presurizó la totalidad del sistema (líneas de tuberías y elementos) con nitrógeno a 300 [psi] durante 48 horas, el objetivo además de asegurar la

inexistencia de fugas es asegurar la resistencia mecánica de los componentes del sistema y barrer la totalidad de la humedad presente en el aire, la verificación de la hermeticidad del sistema se realizó de manera visual con los manómetros.

- **Vaciado del sistema:** Se realizó el vacío del sistema para eliminar toda la humedad presente al interior del sistema de manera previa a la carga de refrigerante, se utilizó una bomba de vacío accionada durante 4 horas y se mantuvo el vacío generado durante 12 horas. Posteriormente se realizó la carga del refrigerante.

Tabla 19. Pruebas de verificación del montaje.

Tipo de prueba	Presión de prueba	Tiempo de prueba	Método de inspección
Aire comprimido	120 [psi-g]	16 horas	Visual: espuma y manómetros.
Nitrógeno	300 [psi-g]	48 horas	Visual: espuma y manómetros.
Vacío	-30 [inhg]	12 horas	Visual: manómetros.

De manera adicional, posteriormente a la carga del refrigerante, se utilizó un detector de fugas el cual mide la concentración de refrigerante en el ambiente, el objetivo es tener una verificación adicional de la no presencia de fugas en el sistema.

Figura 37. Detector de fugas de refrigerante.



9.2. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

Se realizaron cuatro pruebas que permiten analizar el comportamiento real del sistema de refrigeración en dos etapas por inyección parcial.

- Prueba de variación de la carga
- Prueba de variación de las revoluciones por minuto del compresor de primera etapa
- Efecto del subenfriamiento
- Comportamiento del ciclo simple

El banco posee los siguientes puntos de sensado principales:

Tabla 20. Puntos de sensado principales del banco de laboratorio.

Punto de sensado	Ubicación en el banco
Presión de condensación (Alta presión) (Pcond)	Caja de mando
Presión intermedia (Pint)	Caja de mando
Presión de evaporación (baja presión) (Pev)	Caja de mando
T° succión del compresor de baja. (Tsucción)	Caja de mando
T° succión del compresor de alta (Tdescarga)	Caja de mando
T° descarga del compresor de baja (Tsucción)	Modulo lector de temperatura.
T° descarga del compresor de alta (Tdescarga)	Modulo lector de temperatura.
T° Salida del condensador (Tout_cond)	Caja de mando
T° ingreso al subenfriamiento. (Tin_sub)	Modulo lector de temperatura
T° salida del subenfriamiento (Tout_sub)	Modulo lector de temperatura
T° recinto (Trecinto)	
Presión de ingreso a la válvula de simulación.	Línea de líquido, (Zona frontal del banco)
Presión de salida de la válvula de simulación.	Línea de líquido, (Zona frontal del banco)

Adicionalmente el variador de velocidad del compresor de primera etapa (baja) mide la corriente y la frecuencia a la cual está funcionando el compresor.

Mediante el uso de una pinza amperimétrica y un multímetro se mide la corriente y el voltaje de las resistencias de carga y del compresor de segunda etapa.

9.2.1. Variación de la carga. El objetivo de esta prueba es analizar el comportamiento del banco cuando es sometido a una variación de la carga impuesta en el recinto frio

Características de la prueba:

- Se tomaron 5 estados a 5 niveles de carga diferentes que se lograron mediante la variación de la potencia de las resistencias.
- Se debe esperar el tiempo necesario para obtener una correcta estabilización del sistema para cada carga impuesta, el tiempo de espera entre estados fue entre 2 – 3 horas.
- El compresor de primera etapa se mantuvo con una frecuencia constante de 50 Hz (2900 rpm).

Los datos tomados se muestran en la tabla 21.

Los parámetros principales de operación son las presiones del sistema, en las figuras 38 - 39, se presenta el comportamiento de las presiones.

Análisis de resultados:

Para un volumen físico del compresor, un condensador y un evaporador determinado, la capacidad del sistema aumenta a medida que se tienen temperaturas de evaporación más elevadas, lo cual es el comportamiento esperado con una tendencia similar a la figura 1 donde se presentó el COP y la capacidad contra la temperatura de evaporación de manera teórica.

De la misma manera que la capacidad, las presiones y el COP del sistema aumentan a mayores capacidades, se debe tener en cuenta que aunque es mejor el desempeño del sistema, este no se debe sobrecargar respecto a su condición nominal pues se ajustaría la Temperatura de evaporación y por lo tanto la

temperatura del recinto frio que podría ser inaceptable para la calidad del producto a refrigerar.

Tabla 21. Resultados de la variación de la carga del sistema con frecuencia fija.

Variación de la carga del sistema							
Parámetros			Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
Carga térmica	Resistencia fija	-----	13,3 A @120 V	13,3 A @120 V	13,3 A @120 V	0	0
	Resistencia Variable	-----	13,3 A @120 V	10 A @98V	0	10 A @98V	6 A @47V
	Carga total	Kw	3,363	2,749	1,793	1,191	0,5108
Presiones	Pev	psig	17	13	5	0	-9 [inhg]
	Pint	psig	92	78	58	48	34
	Pcond	psig	310	292	290	270	245
Compresor de baja	Tsucción	°C	-11,9	-15,6	-22,1	-24,1	-26,1
	Tdescarga	°C	56,8	57	55,6	54,8	54,8
	Corriente	A	5,8 A @185V	5,2 A @185V	4,6 A @185V	4,1 A @185V	3,7 A @185V
	Frecuencia	Hz	50	50	50	50	50
Compresor de alta.	Tsucción	°C	4,3	1,4	-4,9	-5,4	-10,4
	Tdescarga	°C	61	56,7	56,9	67,9	65,6
	Corriente	A	5,5 A @220V	5 A @220V	4,5 A @220V	4,1 A @220V	3,6 A @220V
Condensador	Tout_condensador	°C	29,5	28,9	25,2	25,7	25,2
	Tin_air	°C	23,6	24,2	24	23,8	23,5
	Tout_air	°C	27,3	26,9	26,6	26,1	26,2
Subenfriamiento	Tin_sub	°C	29	28,2	26,4	24,9	24,3
	Tout_sub	°C	8,8	5,2	-1,4	-4,1	-8,3
Recinto	T° recinto	°C	28,8	27	1,1	-14	-33

Figura 38. Capacidad vs Tev, a RPM constantes.

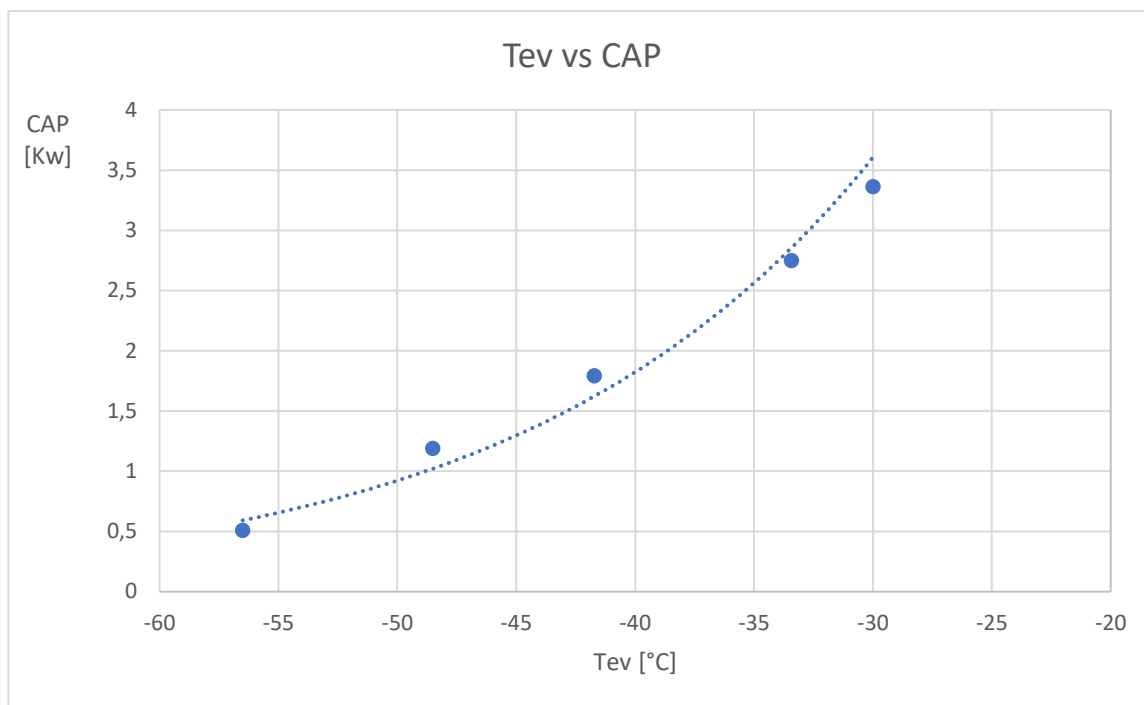


Figura 39. Presión vs Capacidad, a RPM constantes.

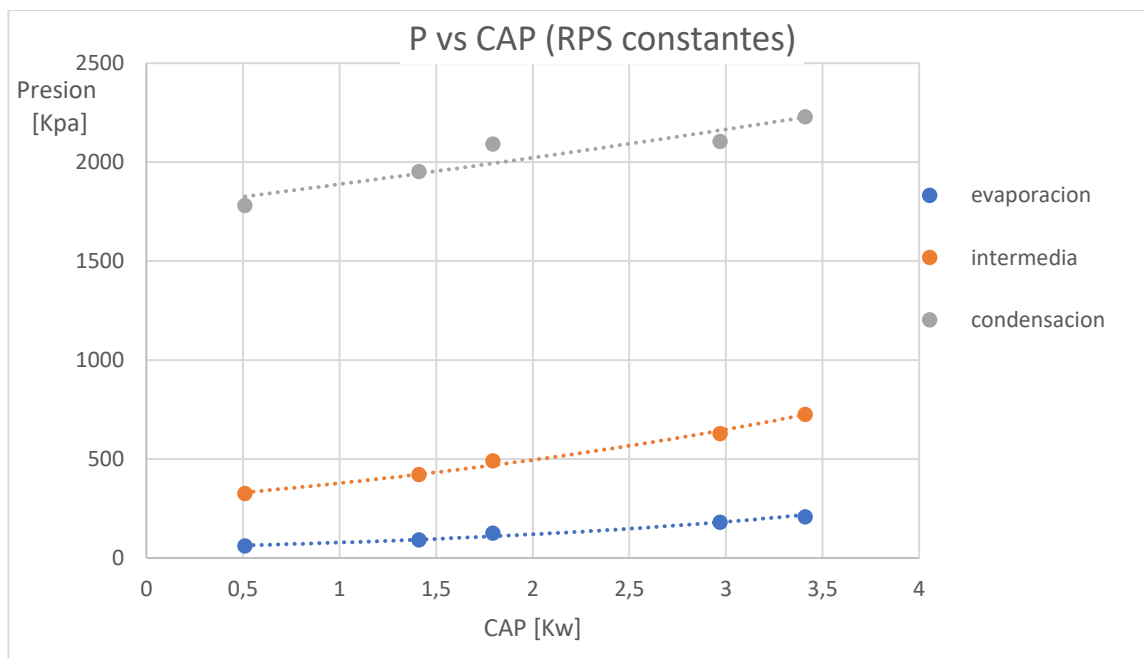
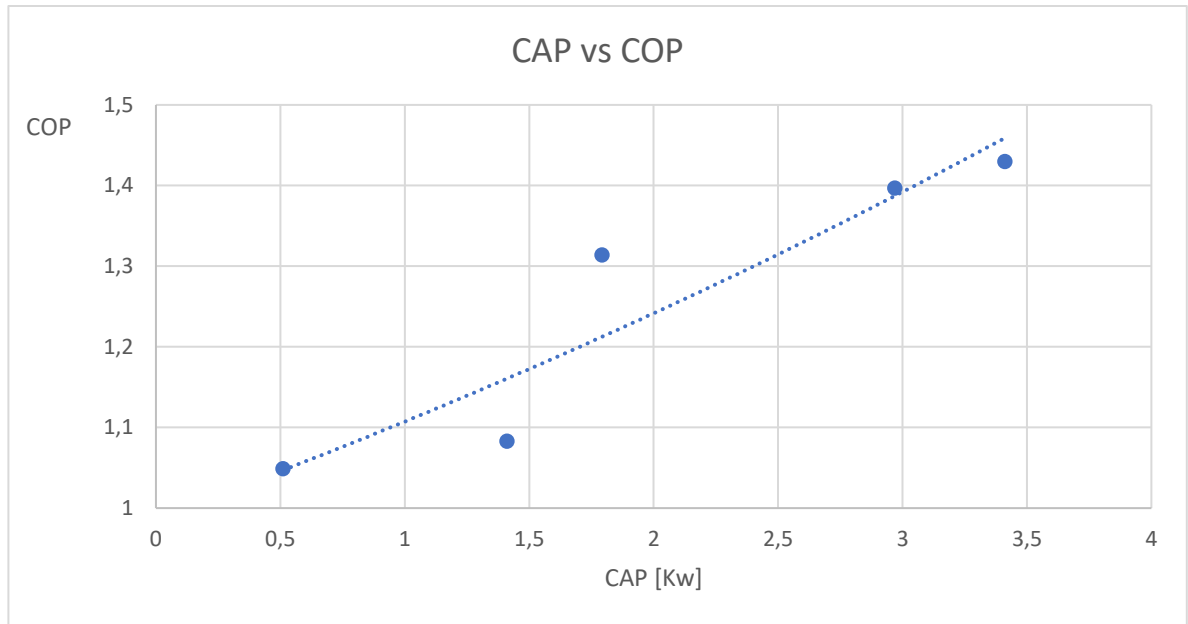


Figura 40. Capacidad vs COP, a RPM constantes.



9.2.2. Variación de las revoluciones por minuto del compresor de la primera etapa. Esta prueba tiene como objetivo analizar el comportamiento del sistema cuando se varía las revoluciones por minuto (RPM) del compresor de primera etapa manteniendo una presión de evaporación fija.

Características de la prueba:

- Se tomaron 4 estados en total, dos estados a 60 Hz y dos estados a 30 Hz.
- Los estados se tomaron para dos presiones de evaporación fijas, 0 psi-g y 5 psi-g.
- Se debe esperar el tiempo necesario para una correcta estabilización del sistema, el tiempo de espera entre estados fue de 2-3 horas.

- Estos 4 estados permiten comparar la capacidad a la misma temperatura de evaporación para dos velocidades de compresor diferentes.

Los datos tomados se muestran en la tabla 22.

Con los datos obtenidos se encuentra la tendencia en capacidad del sistema para dos velocidades de rotación distintas del compresor de primera etapa.

Análisis de resultados:

El efecto principal que produce la variación de las RPM del compresor de baja es sobre la capacidad del sistema, se observa en la figura 41, que a menores velocidades del compresor se obtienen menores capacidades, esto se debe a que una velocidad de rotación menor equivale a un compresor de menor tamaño.

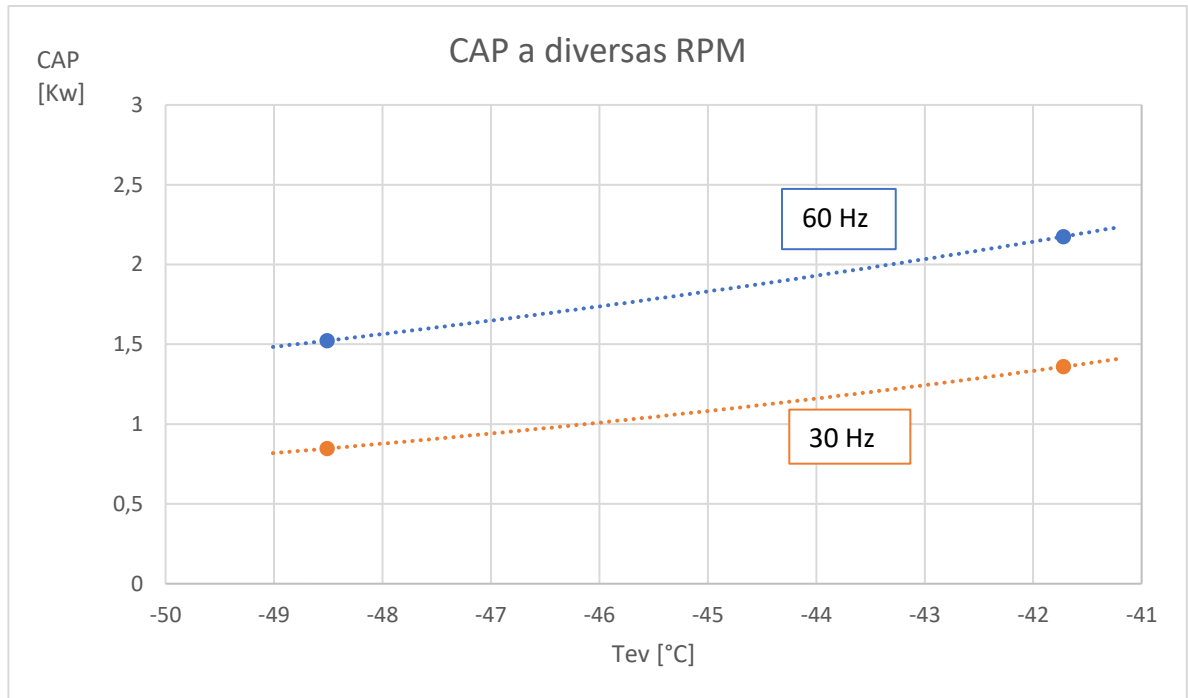
Para este caso el COP calculado a 0 psi-g de evaporación a 60 – 30 Hz, se obtienen los siguientes COP: 1,101 a 60 Hz y 1,236 a 30 Hz.

A menores RPM se tienen desempeños mas elevados, este hecho concuerda con lo esperado, ya que la disminución de RPM se utiliza en el control de los sistemas de refrigeración para ahorrar energía ante la variación de la carga térmica, en este caso se demuestra que con capacidades mas bajas y RPM menores se obtienen desempeños mas elevados.

Tabla 22. Resultados de la variación de la carga a distintas frecuencias.

Variación de la carga del sistema						
Parámetros			Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4
Frecuencia de baja	Frecuencia	Hz	60	60	30	30
Carga térmica	Resistencia fija	-----	13,3 A @120 V	0	0	0
	Resistencia Variable	-----	6,7 A @58V	12 A @110V	11 A @105V	7,9 A @80V
	Carga total	Kw	2,175	1,523	1,36	0,847
Presiones	Pev	psi-g	5	0	6	0
	Pint	psi-g	67	55	45	37
	Pcond	psi-g	294	285	250	240
Compresor de baja	Tsucción	°C	-20,7	-24	-21,1	-25,4
	Tdescarga	°C	61,3	60,9	42,9	42,2
	Corriente	A	4,8 A @220V	4,3 A @220V	4,4 A @145V	3,9 A @145V
Compresor de alta.	Tsucción	°C	1,4	-5,3	-8,3	-9,9
	Tdescarga	°C	63	63,4	63,3	61,5
	Corriente	A	4,8 A @220V	4,2 A @220V	4 A @220V	3,7 A @220V
Condensador	Tout_condensador	°C	28	26,4	25,3	25,1
Subenfriamiento	Tin_sub	°C	27,5	25,3	24,6	24,5
	Tout_sub	°C	1,6	-3,6	-7,6	-8,8
Recinto	T° recinto	°C	9	-4,9	-6,8	-18,2

Figura 41. Capacidad vs Tev, a distintas RPM.



9.2.3. Efecto del subenfriamiento. El objetivo de la prueba es demostrar de manera práctica una de las ventajas del subenfriamiento. El subenfriamiento en la línea de líquido evita la aparición de vapor flash cuando existe una caída de presión producto de una gran longitud de la línea de líquido. En esta prueba se compara la caída de presión permisible hasta la aparición de vapor flash cuando se posee subenfriamiento en el serpentín (estado 1) y cuando no hay subenfriamiento (estado 2).

Características de la prueba:

- Para realizar la prueba sin subenfriamiento la válvula GV4 debe estar cerrada y la válvula GV5 debe estar abierta.

- Los dos estados se realizan a una carga y frecuencia constantes, las condiciones de la prueba se muestran en la tabla 23.

Para obtener la caída de presión permisible se mide la presión en los manómetros de entrada y salida de la válvula de simulación, se cierra la válvula de simulación hasta el punto en el que inicia la aparición de vapor flash, en este punto se da la caída de presión permisible.

Análisis de resultados:

La tabla 24 demuestra que cuando se presenta un subenfriamiento mayor la caída de presión permisible es mayor; es posible cubrir una mayor longitud de tubería. Este hecho demuestra una de las ventajas del sistema en dos etapas con inyección parcial ya que es posible ubicar la unidad condensadora lejos de la unidad de evaporación sin que se genere vapor flash a causa de las pérdidas de presión en las tuberías de gran longitud.

Tabla 23. Condiciones de la prueba del efecto del subenfriamiento

Condiciones de la prueba.		
Carga	Amp. Resistencia	13,3 [A] @120V
	Carga total.	1,794 [Kw]
Presiones	Pev	7 [psi-g]
	Pint	55 [psi-g]
	Pcond	290 [psi-g]
Compresor de Baja.	Tsuccion	-18,8 [°C]
	Tdescarga	50,1 [°C]
	Corriente	4,5 [A]
	Frecuencia	40 [Hz]
Compresor de Alta.	Tsuccion	-2,7 [°C]
	Tdescarga	67,7 [°C]
	Corriente	4,3 [A]
Condensador	Tcondensacion	25,8 [°C]
Recinto	Trecinto	0,6 [°C]

Tabla 24. Resultados para la caída de presión permisible.

Con subenfriamiento			Sin Subenfriamiento		
Tsub_in	Tsub_out	ΔT sub	Tsub_in	Tsub_out	ΔT sub
25	-3,2	28,2	25,5	24,9	0,6
ΔP permisible		230 [psi]	ΔP permisible		85 [psi]

9.2.4. Comportamiento del ciclo simple. El objetivo de esta prueba es obtener un punto de comparación entre el ciclo simple y el ciclo de dos etapas, haciendo uso de la línea de bypass para ciclo simple se puede operar el banco de laboratorio en ciclo simple.

Características de la prueba:

- Se tomaron dos estados en ciclo simple.
- Los dos estados se fijan a presiones de evaporación distintas.
- La frecuencia del compresor de baja se mantiene constante.
- Se manipula la carga hasta que el sistema estabilice en la presión deseada.

Los datos para los dos estados obtenidos se presentan en la tabla 25.

Tomando como base la figura 38 en la cual se presentó la tendencia en capacidad del ciclo de dos etapas, se realizó una comparación grafica entre las capacidades del ciclo simple y dos etapas.

Análisis de resultados:

La figura 43 muestra la tendencia de la capacidad para el ciclo en dos etapas y el ciclo simple, se demuestra que la capacidad de un sistema en dos etapas es

mayor (aproximadamente el doble) que en un ciclo simple. El parámetro de capacidad es la principal variable de comparación entre estos dos tipos de ciclos cuando el sistema de refrigeración ya se encuentra determinado, una comparación entre COP de los sistemas ya construidos sería errónea, en las siguientes líneas se dará una explicación de este fenómeno.

Como se observa en la figura 42 los parámetros de operación del ciclo simple son distintos a los del ciclo en dos etapas; aunque la medición se realice a la misma presión de evaporación, se puede observar la diferencia que existe en la presión de condensación.

El ciclo simple posee una menor presión de condensación ya que el sistema posee un condensador fijo, la presión de condensación dependerá entonces del calor de condensación que se desea retirar, para un ciclo simple cuya capacidad es menor que un ciclo en dos etapas, el calor de condensación será menor también, es decir, se obtendrá una presión de condensación menor.

Para obtener una comparación correcta entre COP se deben trabajar los dos ciclos dentro de los mismos parámetros de operación (misma capacidad y relación de compresión) esto se debe a que el COP, como ya se demostró anteriormente, varía en función de estos parámetros.

Para el caso del estado 1 a 12 psi-g de evaporación, se obtiene un COP de 1,67 mediante las ecuaciones planteadas en el anexo D-1, si este valor, se compara con el estado 2 de la tabla 21 (a 13 psi-g de evaporación) donde se obtiene un COP de 1,4, de manera incorrecta se podría concluir que el ciclo simple es mejor, pero se debe tener en cuenta que no se está comparando a las mismas condiciones (la única condición igual es la temperatura de evaporación), y en este caso el ciclo simple posee una capacidad menor (aproximadamente la mitad del

ciclo dos etapas) por lo tanto no cumpliría con las condiciones requeridas para el proceso.

Tabla 25. Resultados del comportamiento del ciclo simple.

Parámetros		Estado 1	Estado 2
Carga	Amp. Resistencia	11 [A] @105V	13,3 [A] @120V + 5,5 [A] @38V
	Carga total. [Kw]	1,345	1,983
Presiones	Pev	12 [psi-g]	17 [psi-g]
	Pcond	215 [psi-g]	230 [psi-g]
Compresor de Baja.	Tsucción	-19,7 [°C]	-13,2 [°C]
	Tdescarga	78,5 [°C]	84,3 [°C]
	Corriente	6,7 [A]	7,4 [A]
	Frecuencia	50 [Hz]	50 [Hz]
Condensador	T° salida condensador	26,3 [°C]	27 [°C]
Línea de liquido	T° Línea liquido	25,7 [°C]	26,2 [°C]
Recinto	Trecinto	9,3 [°C]	22,1 [°C]

Figura 42. Estados ciclo simple vs dos etapas. P_{ev} constante (17 psi-g)

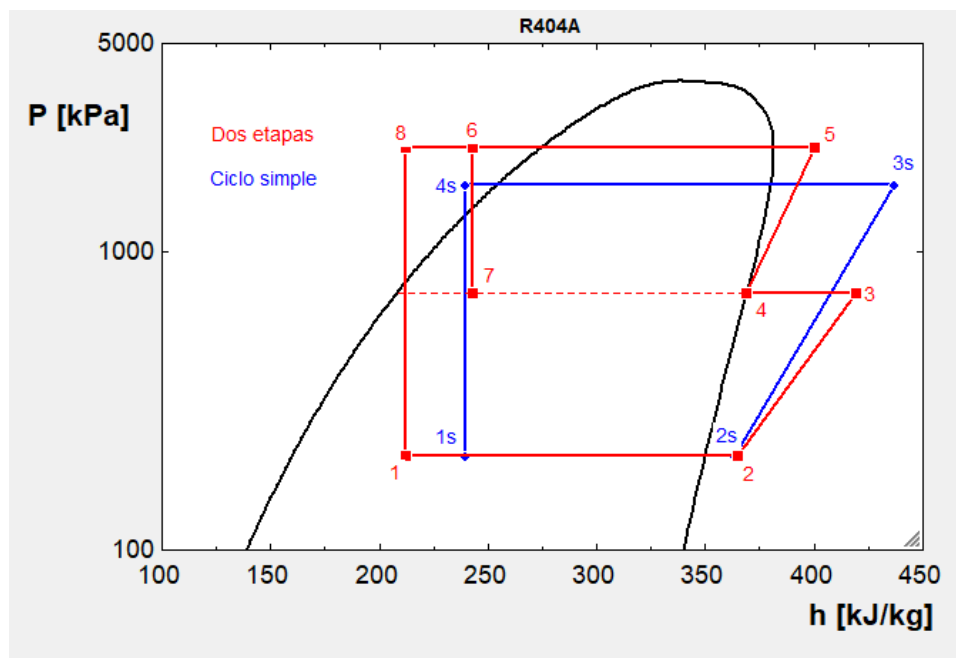
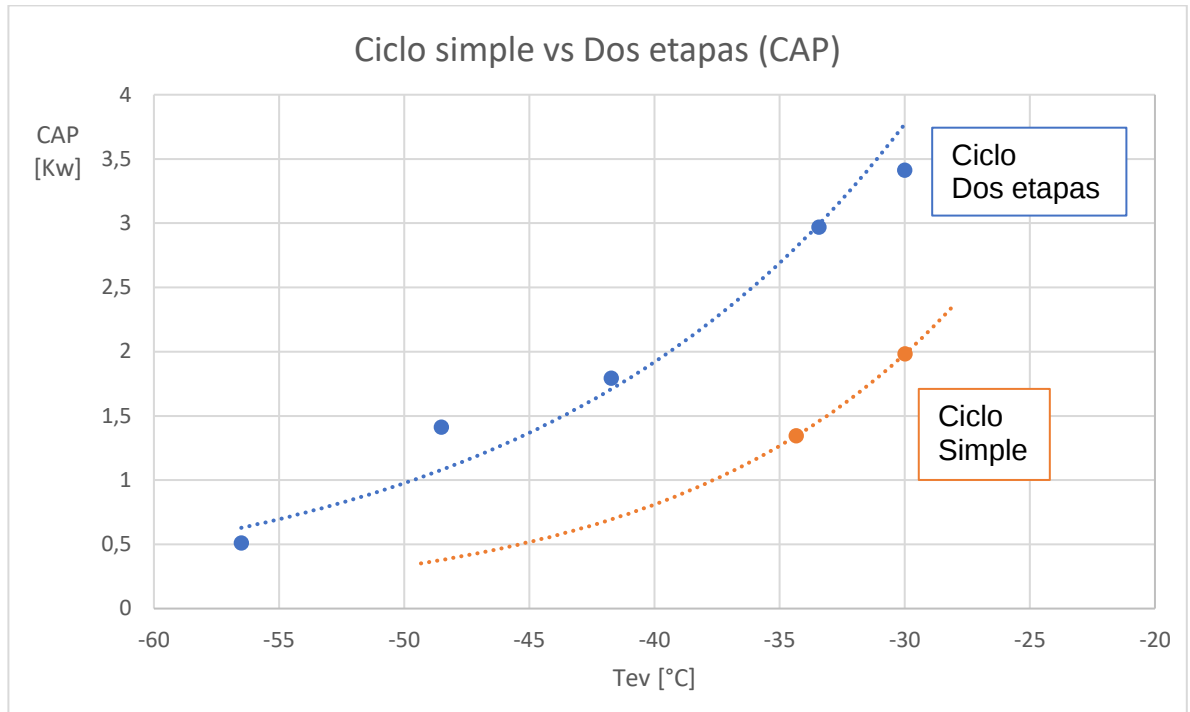


Figura 43. Comparación en capacidad del ciclo simple y dos etapas.



10. ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO REAL DEL SISTEMA

El análisis se enfoca en el desarrollo de un modelo matemático que represente, de la manera más exacta posible, el comportamiento del sistema, para ello se deben tener en cuenta ciertas consideraciones.

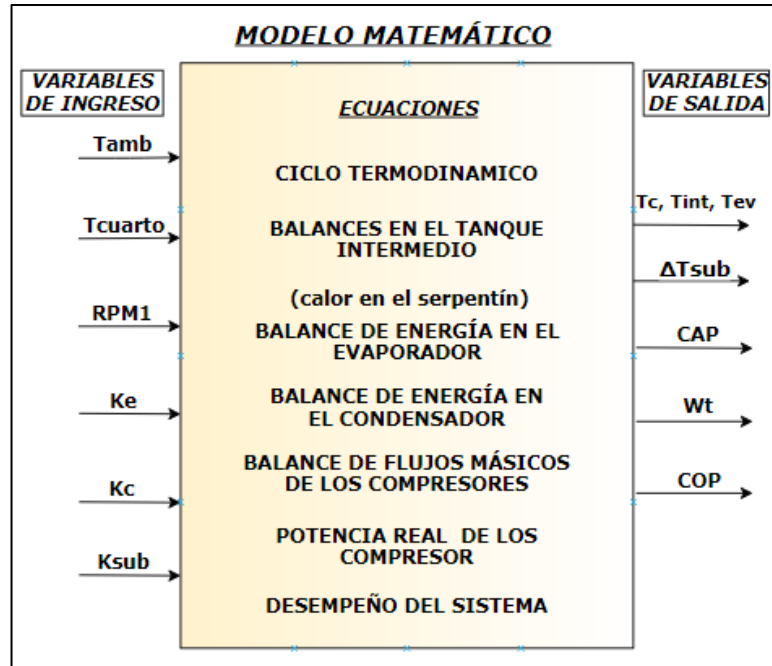
El modelo matemático es un sistema de ecuaciones que es resuelto simultáneamente, este sistema entrega valores teóricos de operación del sistema de refrigeración como capacidad y temperaturas de estabilización a partir de variables de ingreso como temperaturas de los recintos frío y caliente y tamaño de los componentes.

Las consideraciones asumidas para simplificar el modelo son:

- 1) El sobrecalentamiento del evaporador se toma constante de 20 [C] y está definido por la válvula de expansión instalada.
- 2) La eficiencia isentrópica de los compresores se toma constante a lo largo del rango de capacidad del sistema.
- 3) No se considera las caídas de presión del refrigerante en los componentes y en las tuberías.
- 4) Se considera que el vapor de succión proveniente del tanque intermedio hacia la segunda etapa de compresión es saturado.
- 5) El modelado corresponde a un análisis en estado estable

En la figura 44 se muestra esquemáticamente el funcionamiento del modelo matemático.

Figura 44 Composición del modelo matemático



El éxito del modelado matemático radica en definir acertadamente la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del evaporador “ K_e ”, del condensador subenfriado “ K_c ” y “ K_{sub} ” y el valor del coeficiente global de transferencia de calor por el área “ UA ” del serpentín de subenfriamiento correspondientes al comportamiento real del sistema presentes en las siguientes ecuaciones del modelado.

$$CAP = K_{ev} * (T_{cuarto} - T_{ev}) \quad (36)$$

$$Q_c = K_c * (T_c - T_{amb}) + Q_{subcond} \quad (37)$$

$$Q_{subcond} = K_{sub} * DMLT_{cond} \quad (38)$$

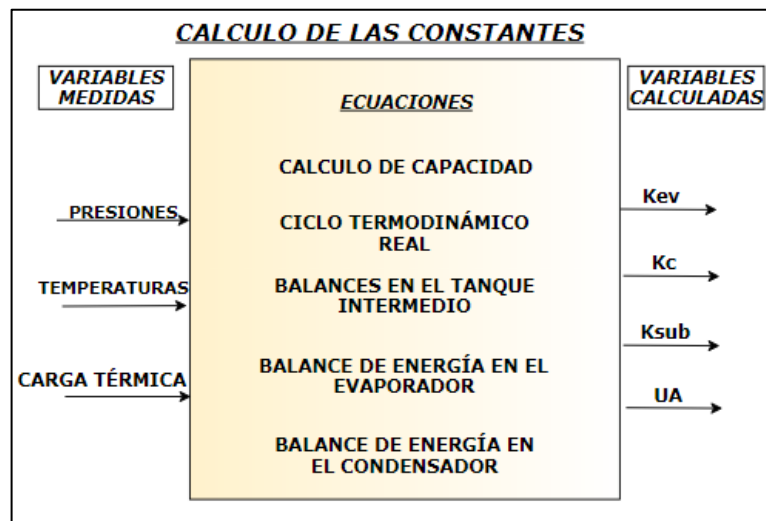
$$Q_{sub} = UA * DMLT_{sub} \quad (39)$$

10.1. CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LAS CONSTANTES DE POTENCIAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para calcular los valores reales de estas constantes se midió las temperaturas y presiones del ciclo en estado estable bajo una condición de carga térmica conocida, de esta manera pudo ser calculado los respectivos calores de evaporación, condensación y subenfriamiento y por ende las respectivas constantes.

Las ecuaciones para el cálculo de las constantes de potencial de transferencia de calor están presentes en el anexo D-3 y su funcionamiento es mostrado en la Figura 45.

Figura 45 Cálculo de las constantes de potencial de transferencia de calor los componentes



Solucionando el sistema de ecuaciones del anexo D-3 se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 26. Resultados experimentales de las constantes de potencial de transferencia de calor.

CAP [Kw]	K _{ev} [Kw/°C]	K _c [Kw/°C]	K _{sub} [Kw/°C]	U*A [Kw/°C]
3411	0,05802	0,1725	0,09928	0,06718
2969	0,04915	0,1928	0,08869	0,05379
1793	0,04188	0,1162	0,09976	0,02814
1411	0,04089	0,1215	0,06123	0,02076
Valores promedio	0,047485	0,15075	0,08724	Correlación

A partir de la tabla 26 se toman los siguientes valores promedio de “K_{ev}”, “K_c” y “K_{sub}” y se realiza una correlación para el valor de “U*A” del serpentín de subenfriamiento para ser usados en el modelo matemático final del sistema de refrigeración de dos etapas.

$$K_{ev} = 0,04749 \left[\frac{Kw}{C} \right] \quad K_c = 0,1508 \left[\frac{Kw}{C} \right] \quad K_{sub} = 0,08724 \left[\frac{Kw}{C} \right]$$

$$UA = -0,001313 + 0,01215 * CAP + 0,002271 * CAP^2$$

Se debe tener en cuenta que el valor de la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del evaporador es relativamente pequeño, esto provoca una alta diferencia entre la temperatura del evaporador y el recinto frío para cumplir con una condición de carga, esto es apreciable en la tabla 21 observando la temperatura de evaporación y del recinto frío

Para el U*A se obtuvo una regresión y no un constante promedio ya que este valor depende del flujo másico de refrigerante que circula por el serpentín el cual varía a medida que la capacidad cambia. Esto es apreciable en la tabla 26.

10.2. EFICIENCIA ISENTRÓPICA.

El modelo matemático real debe considerar que las etapas de compresión no son ideales, es decir, tienen una eficiencia isentrópica menor que la unidad; para

realizar el cálculo de estos valores que serán usados en el modelo matemático se llevó al sistema a una condición media de carga definida por:

$$CAP = 2,950 [Kw] \quad RPM = 2900 [RPM] \quad Tamb = 24 [C]$$

Bajo esta condición se calcularon las eficiencias isentrópicas de compresión evaluando la siguiente ecuación:

$$\text{Eficiencia}_s = \frac{h_{out_s} - h_{real_{in}}}{(h_{Real_{out}} - h_{real_{in}})} \quad (40)$$

Donde:

h_{out_s} : Entalpia de salida isentropica

$h_{real_{in}}$: Entalpia real de ingreso

$h_{Real_{out}}$: Entalpia real de salida

En la tabla 27 se presenta el estado de carga media y los valores de eficiencia isentrópicas calculadas.

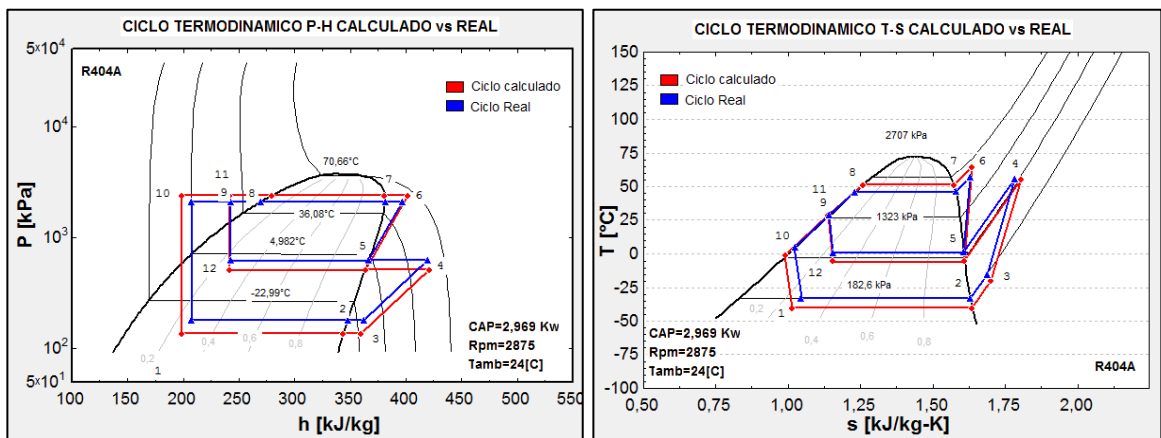
Tabla 27. Resultados de la eficiencia isentrópica a carga media.

Estado de carga media			
	Variable	Valor	Unidad
Sistema	Capacidad	2,95	Kw
	Pev	13	psi-g
	Pint	78	psi-g
	Pc	292	psi-g
Compresor de baja	Tsucción	-15,6	°C
	Tdescarga	55,6	°C
	Velocidad	2875	RPM
	Eficiencia isentrópica calculada	0,4725	-
Compresor de alta	Tsucción	1,4	°C
	Tdescarga	56,7	°C
	Eficiencia isentrópica calculada	0,7753	-

10.3. APLICACIÓN Y COMPARACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO.

En la figura 46 se muestra la respuesta de la aplicación del modelo matemático al caso del estado 2 de las pruebas realizadas mostradas en la tabla 21. Como es apreciable, el ciclo azul y rojo correspondiente al real medido y al calculado respectivamente, estos presentan una evidente cercanía en valor y tendencia; también se puede observar el ciclo no corresponde a ciclos ideales saturados de compresión isentrópicos.

Figura 46. Diagramas P-h y T-s del ciclo modelado vs ciclo real experimental.



En el anexo D-2 se presenta las respuestas de la aplicación del modelo en forma de graficas P-H y T-S a diferentes estados correspondiente a las pruebas de la tabla 21.

El sistema construido permite variar la velocidad del compresor de baja, las figuras 47 - 48 muestran la capacidad y el desempeño calculado con el modelo a diferentes velocidades del compresor de baja.

Se puede observar que el modelo real tiene el mismo comportamiento que el sistema construido (Ver figuras 38 y 41), donde la capacidad del sistema aumenta

con el aumento de la velocidad del compresor y disminuye con la temperatura de evaporación.

En la figura 48 se puede observar que el desempeño del sistema aumenta con la temperatura de evaporación y disminuye con el aumento de la velocidad del compresor.

Figura 47. Capacidad vs T_{ev} . Modelo real a distintas RPM

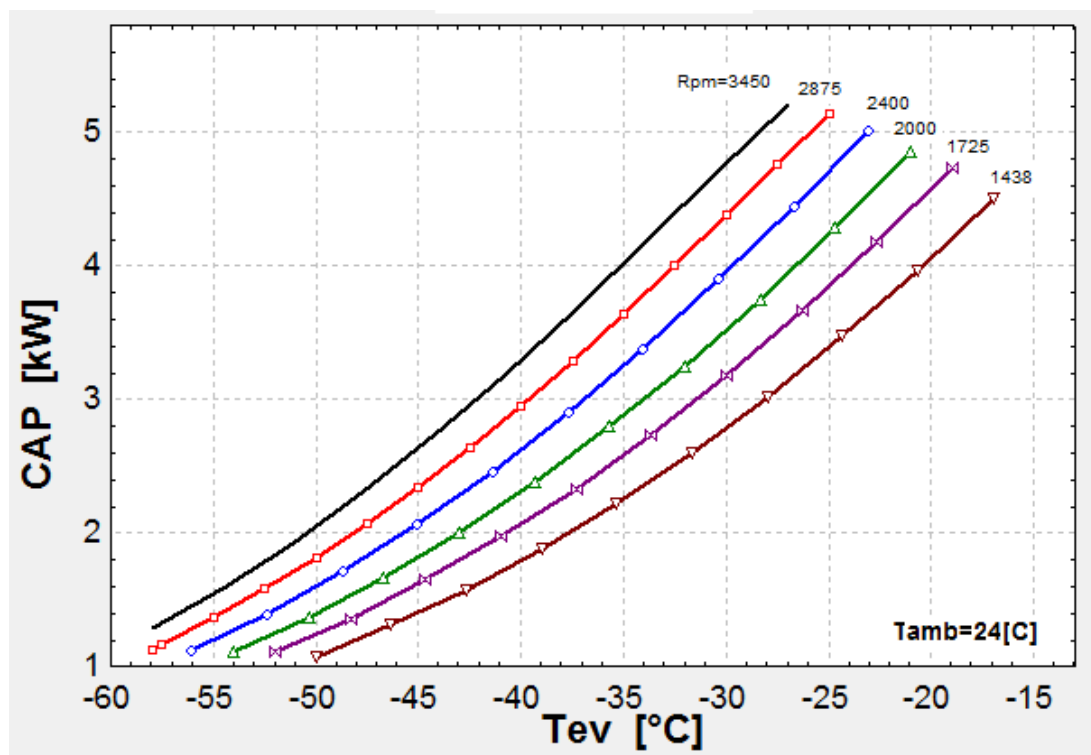
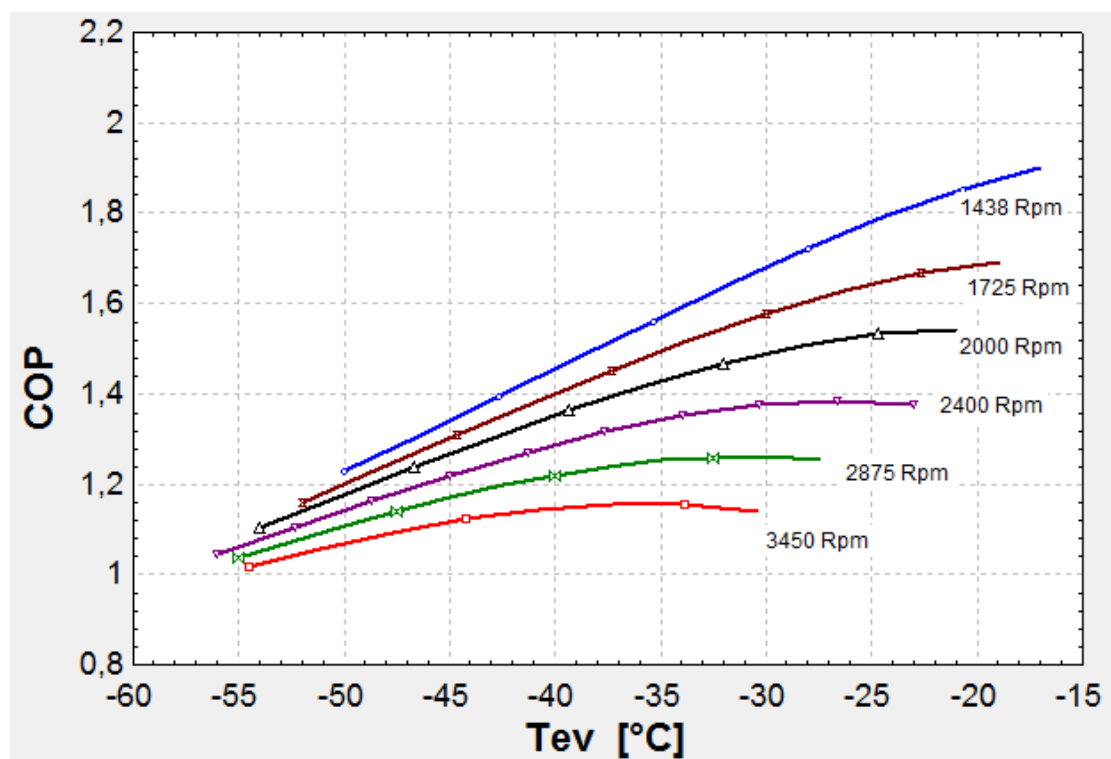


Figura 48. COP vs T_{ev} . Modelo real a distintas RPM



11.CONCLUSIONES.

Se diseñó y construyó un sistema de refrigeración por compresión de vapor en dos etapas con inyección parcial de refrigerante para el laboratorio de sistemas térmicos de la universidad industrial de Santander en el cual se puede analizar el comportamiento real de los parámetros principales mediante la medición de presiones y temperaturas en los puntos más representativos del ciclo.

Las pruebas experimentales del sistema permitieron observar y comparar el desempeño del sistema construido respecto de un ciclo simple, en relación con los siguientes factores:

- **RESPECTO DE LA CAPACIDAD:** La capacidad del sistema en dos etapas construido es aproximadamente el doble de la capacidad de un ciclo simple operando a la misma temperatura de evaporación.
- **RESPECTO DEL EFECTO DEL SUBENFRIAMIENTO ADICIONAL OBTENIDO:** Se observó que el sistema de refrigeración de dos etapas con subenfriamiento en el tanque intermedio permite un subenfriamiento extra al del condensador de entre 20 y 30 [°C].

Se evidenció experimentalmente que el subenfriamiento extra al condensador producto del paso por el serpentín de subenfriamiento en el tanque intermedio además de aumentar la capacidad térmica del sistema permite compensar el efecto de producción de vapor de flash debido a la caída de presión en la línea de líquido, evitando que a la entrada de la Válvula de expansión se presente una mezcla de vapor y líquido. Para el caso se podría soportar una caída de presión 2.7 veces mayor.

- **RESPECTO DEL COP:** No es relevante realizar una comparación entre los valores del COP de un ciclo simple y un ciclo en dos etapas para un sistema en el cual los elementos (condensador, evaporador, compresores) sean los mismos. Si se comparan los dos sistemas para una misma temperatura de evaporación, la temperatura de condensación en cada uno de ellos será diferente producto de la diferencia de capacidad y por ende del requerimiento de rechazo de calor en el condensador.
- **RESPECTO DEL CONTROL DE CAPACIDAD POR VARIACION DE LA RPM DEL COMPRESOR DE BAJA.** Se comprobó experimentalmente sobre el sistema construido que a menores temperaturas de evaporación menor es la capacidad, el desempeño y las presiones del sistema y para menores RPM del compresor de primera etapa se obtienen menores capacidades, pero un mayor COP, lo cual demuestra el ahorro energético que se obtiene cuando se desarrolla un control sobre las RPM del compresor
- **RESPECTO LA CARGA.** Se observó que el sistema de refrigeración se adapta a un aumento en la carga del sistema de refrigeración mediante un aumento en las presiones del sistema elevando la temperatura de evaporación, intermedia y condensación, esta última permite un mayor rechazo de calor al ambiente por medio del condensador.

Se comprobó que el modelado matemático es una buena herramienta para el análisis del sistema construido observando las gráficas de presión contra entalpia y Temperatura contra entropía del anexo D-2 en donde es notable la aproximación en valores y tendencia del ciclo termodinámico del modelo matemático con respecto al ciclo de estabilización del sistema construido.

Se encontró que para el sistema construido el elemento limitante es el evaporador con un potencial de capacidad de transferencia de calor “Ke” de 0,047485 [Kw/°C] que induce una alta diferencia de temperatura entre el recinto frío y el refrigerante en evaporación; esta diferencia corresponde casi a 60 [°C] a condición nominal de capacidad de refrigeración 3,363 [Kw].

La práctica de laboratorio genera una experiencia para el estudiantado en el cual puede comprender la relación entre capacidades de refrigeración y potencias consumidas con tamaños físicos de los componentes principales; también pone en evidencia componentes auxiliares que no son analizados termodinámicamente, pero son fundamentales para el funcionamiento del sistema, aterrizando el concepto de sistema de refrigeración desde la teoría académica a la realidad operativa y funcional.

12.RECOMENDACIONES.

El banco de laboratorio posee un variador de frecuencia que afecta el compresor de la primera etapa, si se desea analizar más a fondo el sistema de refrigeración se puede implementar estrategias de control sobre el sistema actuando en la velocidad de rotación del compresor, el variador de frecuencia permite ser controlado mediante entradas digitales facilitando la programación de una estrategia de control.

Si se desea realizar una comparación correcta entre el desempeño (COP) de un ciclo simple y un ciclo dos etapas, se debe realizar la comparación entre el mismo rango de presiones y capacidad. Se debe comparar el sistema de refrigeración en dos etapas con un sistema en ciclo simple que sea equivalente. Se puede obtener una comparación de manera teórica con un modelo matemático de un ciclo simple en el mismo rango de presiones y capacidad.

Realizar la verificación de la posición de las válvulas cada vez que se desee utilizar el banco.

Se recomienda realizar el procedimiento de recuperación de aceite del tanque intermedio cada vez que se inicie el banco de laboratorio, ya que en este momento la capa de aceite se encuentra acumulada en la superficie del refrigerante.

Con el fin de evitar el fenómeno de arranques inundados, se recomienda realizar el proceso de evacuado (ver anexo H) cuando se apaga el sistema y el tiempo de parada será prolongado.

BIBLIOGRAFÍA.

AROCA Oscar, CARREÑO Ray. Rediseño y recuperación de la capacidad operativa de un liofilizador piloto utilizado en la deshidratación de productos agroindustriales, para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado, Trabajo de grado ingeniero mecánico, Bucaramanga, Universidad Industrial de Santander, Facultad de ingeniería Físico-mecánicas, Escuela de ingeniería mecánica, 2010

ASHRAE, Handbook Fundamentals, Chapter 05, Two-phase flow, Chapter 02, Thermodynamics and refrigeration cycles, Edition 2009. 1971 Tuillie Circle, Atlanta, USA, 2005, ISBN 1-931862-71-0

ASHRAE, Handbook Refrigeration systems and applications, Chapter 01, Liquid overfeed system, Chapter 02, System practice for Halocarbon refrigerants, SI Edition 2009.

ASME, ASME Boiler & Pressure vessels Code, Section VIII, Division 1, Rules for construction of pressure vessels, edition 2007.

BARAJAS D, GOMEZ M, Determinación del consumo energético de un sistema de refrigeración en carga parcial bajo esquemas de control continuo y on-off. Trabajo de grado ingeniero mecánico, Bucaramanga, Universidad Industrial de Santander, Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de ingeniería mecánica, 2009.

CENGEL Y., GHAJAR A., Transferencia de calor y masa: un enfoque practico. Cuarta edición, México. McGraw-Hill, 2011. ISBN- 978-607-15-0540-8

DANFOSS, CATALOGO DE COMPRESORES, Compresores universales, innovadores y de bajo consumo. [En línea] (Recuperado el: 8/Mayo/2018).

Disponible en:
<http://www.indubel.com.ar/pdf/repuestos/compresores/danfoss/danfoss.pdf>

HAMROCK B, JACOBSON B, SCHMID S., Elementos de Máquinas, Apéndice A: Propiedades de los materiales, McGraw Hill, 2000. ISBN – 970-10-2799-X

MCQUISTON, PARKER, SPITLER, Heating, ventilating and air conditioning analysis and design, 6th edition, John Wiley & Sons Inc. 2005. ISBN 0-471-47015-5

RAMESH K. Shah, DUSAN P. Sekulic; Fundamentals of heat exchangers Design, John Wiley & Sons Inc., 2003, p, 520-521. ISBN 0-471-32171-0

SHAO J., LI X., GUO Z., et al, Flow pattern, pressure drop and heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of R134a in pump-assisted separate heat pipe, Experimental Thermal and Fluid Science 85, 2017 (240-247). [En línea] (Recuperado el 12/Junio/2019) Disponible en:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177717300675>

VIVAR Gil, Balance termodinámico de ciclos de refrigeración regenerativos por compresión de vapor, Universidad Autónoma Metropolitana, División de ciencias básicas e ingeniería, 2001.

ANEXOS

ANEXO A. Catálogos y fichas técnicas.

1. Catálogo Compresor LTZ (Primera etapa)



Danfoss Maneurop LTZ Compressors

Danfoss Maneurop LTZ compressors are of the hermetic reciprocating type and are designed for low evaporating temperature applications.

All components are of high quality and precision in order to assure a long product life.

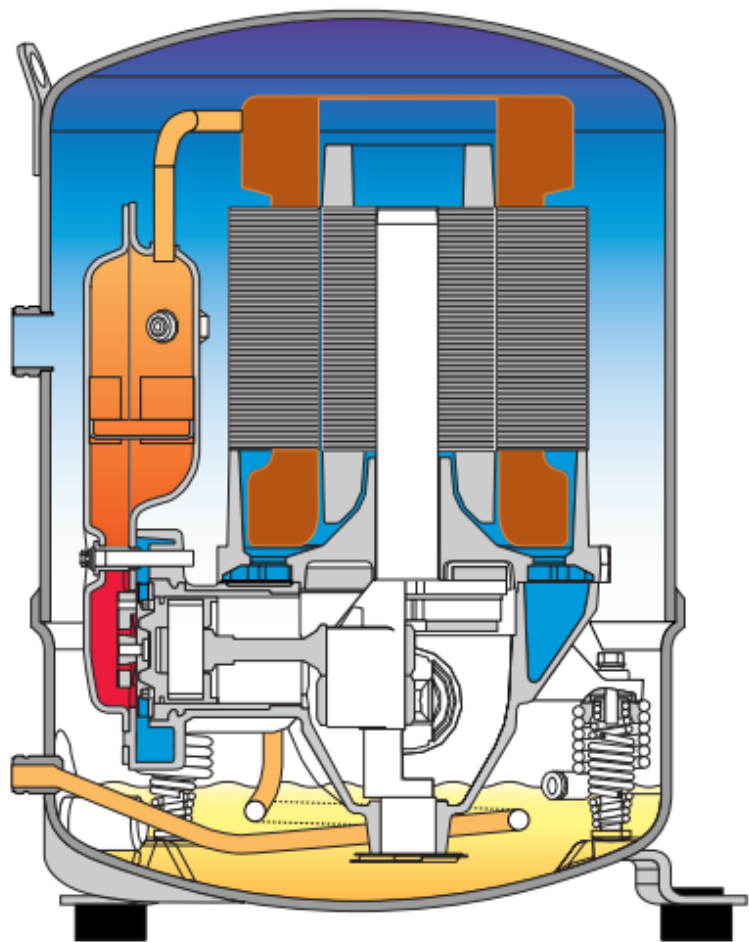
The positive benefits of internal motor protection, high efficiency circular valve design and high torque motors provide for a quality installation.

The LTZ series is specifically designed for use with the HFC refrigerants R404A, and R507, using I60Z polyester oil as lubricant. These compressors can be used in new installations and also to replace Maneurop® LTE compressors in existing installations.

LTZ compressors have a large internal free volume that protects against the risk of liquid hammering when liquid refrigerant enters the compressor.

LTZ compressors are fully suction-gas cooled. This means that no additional compressor cooling is required and allows the compressors to be insulated with acoustic jackets, to obtain lower sound levels, without the risk of compressor overheating.

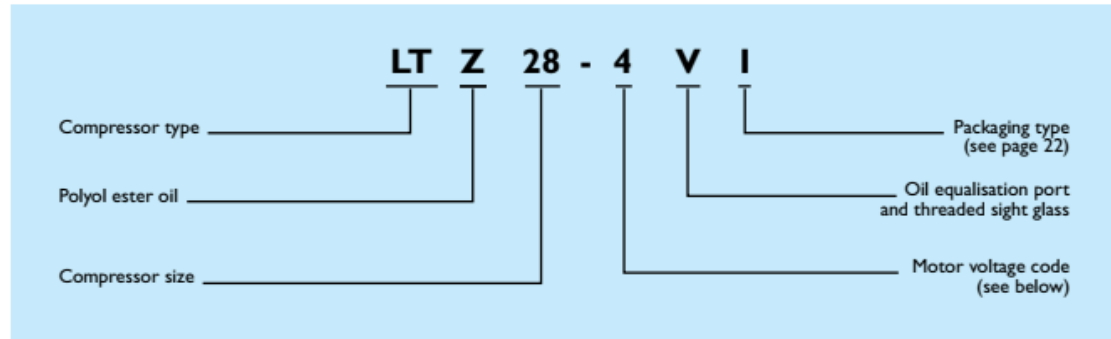
LTZ compressors are available in 7 different models with displacement ranging from 48 to 272 cm³/rev. Six different motor voltage ranges are available for single and three phase power supplies at 50 and 60 Hz.



All models are available in VE version with oil equalisation and oil sight glass. One cylinder models are also available without oil equalisation and oil sight glass.

Compressor nomenclature

ORDER REFERENCE



EXAMPLE:

LTZ 28 - 4I LTZ 28, individual packaging (I), motor voltage code 4, standard version

LTZ 28 - 4VI LTZ 28, individual packaging (I), motor voltage code 4, VE version (V)

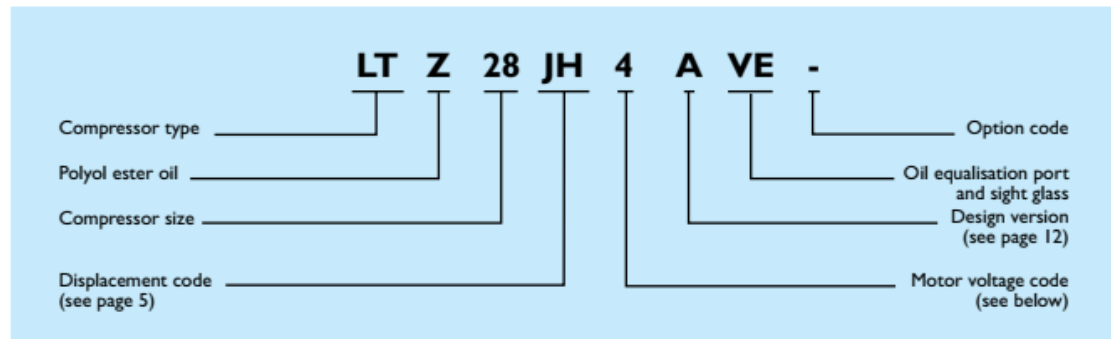
LTZ 28 - 4M LTZ 28, multiple packaging (M), motor voltage code 4, standard version

LTZ 28 - 4VM LTZ 28, multiple packaging (M), motor voltage code 4, VE version (V)

Individual packaging: single packaging per compressor

Multiple packaging: single packaging for several compressors, full pallet (number of compressors per pallet depending on compressor model).

COMPRESSOR REFERENCE (INDICATED ON THE COMPRESSOR NAMEPLATE)



MOTOR VOLTAGE

Motor Code	Nominal voltage	Voltage application range
1	208-230 V / 1 ph / 60 Hz	187 - 253 V
3	200-230 V / 3 ph / 60 Hz	180 - 253 V
4	400 V / 3 ph / 50 Hz 460 V / 3 ph / 60 Hz	360 - 440 V 414 - 506 V
5	230 V / 1 ph / 50 Hz	207 - 253 V
6	230 V / 3 ph / 50 Hz	207 - 253 V
9	380 V / 3 ph / 60 Hz	342 - 418 V

Specifications

TECHNICAL SPECIFICATIONS AND VERSIONS

Compressor model	Displacement		Cyl. number	Oil charge	Net weight	Design versions					
						motor voltage code					
	(cm ³ /rev)	(m ³ /h)*				1	3	4	5	6	9
L TZ 22 JE	48.06	8.36	1	0.95	21	S-VE	S-VE	S-VE	S-VE	-	S-VE
L TZ 28 JH	67.89	11.81	1	0.95	23	S-VE	S-VE	S-VE	S-VE	-	S-VE
L TZ 40 HL	96.13	16.73	2	1.8	35	-	-	VE	-	-	-
L TZ 44 HM	107.71	18.74	2	1.8	35	VE	VE	VE	-	VE	VE
L TZ 50 HP	135.78	23.63	2	1.8	35	VE	VE	VE	-	VE	VE
L TZ 88 HU	215.44	37.49	4	3.9	62	-	VE	VE	-	VE	VE
L TZ 100 HW	271.55	47.25	4	3.9	64	-	VE	VE	-	VE	VE

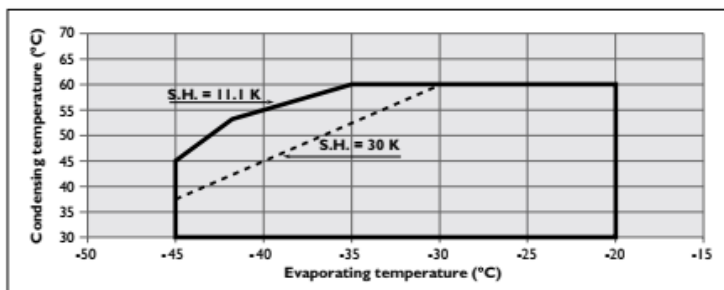
* At 2900 rpm • S: without oil sight glass and oil equalisation connection • VE: with threaded oil sight glass and 3/8" flare oil equalisation connection.

NOMINAL PERFORMANCE R404A, R507- 50 HZ

Compressor model	NOMINAL RATINGS * R404A, R507					
	Cooling capacity (W)	Power input (kW)	Current input (A)			COP (W/W)
			400V / 3 ph	230V / 1 ph	230V / 3 ph	
L TZ 22 JE	825	945	2.14	5.36	-	0.87
L TZ 28 JH	1 264	1 369	2.85	7.81	-	0.92
L TZ 40 HL	1 934	2 206	4.42	-	-	0.88
L TZ 44 HM	2 115	2 578	5.72	-	13.05	0.82
L TZ 50 HP	2 917	3 401	6.29	-	13.15	0.86
L TZ 88 HU	4 002	4 810	9.62	-	15.88	0.83
L TZ 100 HW	5 545	6 017	10.28	-	16.69	0.92

* Ratings with R404A at dew point conditions or with R507: - 35°C evaporating temperature, 40°C condensing temperature, 0 K subcooling, 10 K superheat, 50 Hz
Capacity and power input data ± 5%

OPERATING ENVELOPE



Application Envelope
for LTZ compressors with
R404A/R507

Performance tables R404A / R507

400 V / 3 ph / 50Hz

Models	TE	-45			-40			-35			-30			-25			-20		
	TC	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C
LTZ 22 JE 4	30	470	0.62	1.7	740	0.76	2.0	1 090	0.92	2.3	1 530	1.10	2.6	2 090	1.30	2.8	2 770	1.53	3.1
	40	340	0.63	1.6	550	0.78	1.8	820	0.95	2.1	1 190	1.14	2.4	1 640	1.35	2.7	2 200	1.59	3.0
	50	-	-	-	370	0.77	1.8	550	0.95	2.1	810	1.15	2.4	1 140	1.37	2.7	1 560	1.62	3.0
	60	-	-	-	-	-	-	440	0.94	2.2	570	1.15	2.5	760	1.38	2.8	1 020	1.65	3.0
LTZ 28 JH 4	30	920	0.87	1.9	1 280	1.08	2.3	1 740	1.32	2.7	2 340	1.58	3.1	3 070	1.87	3.5	3 980	2.19	4.0
	40	560	0.90	2.0	870	1.12	2.4	1 260	1.37	2.8	1 760	1.65	3.3	2 380	1.95	3.8	3 150	2.30	4.3
	50	-	-	-	550	1.12	2.4	850	1.38	2.9	1 230	1.68	3.4	1 710	2.01	3.9	2 310	2.38	4.5
	60	-	-	-	-	-	-	560	1.35	2.8	800	1.67	3.3	1 130	2.03	3.9	1 540	2.43	4.6
LTZ 40 HL 4	30	1 200	1.45	3.2	1 720	1.78	3.7	2 420	2.14	4.3	3 340	2.54	4.9	4 510	2.97	5.5	5 950	3.43	6.1
	40	950	1.50	3.2	1 360	1.83	3.8	1 930	2.21	4.4	2 690	2.61	5.0	3 660	3.05	5.7	4 880	3.52	6.3
	50	-	-	-	910	1.84	3.8	1 310	2.22	4.4	1 870	2.64	5.1	2 600	3.09	5.7	3 550	3.57	6.4
	60	-	-	-	-	-	-	880	2.20	4.3	1 200	2.63	4.9	1 670	3.09	5.6	2 310	3.59	6.3
LTZ 44 HM 4	30	1 170	1.81	5.0	1 810	2.19	5.3	2 660	2.58	5.7	3 760	2.96	6.1	5 140	3.34	6.5	6 820	3.70	7.0
	40	900	1.75	4.9	1 420	2.16	5.3	2 110	2.58	5.7	3 020	3.00	6.2	4 170	3.43	6.6	5 580	3.84	7.2
	50	-	-	-	910	2.07	5.2	1 410	2.53	5.7	2 070	3.00	6.2	2 950	3.48	6.7	4 050	3.95	7.3
	60	-	-	-	-	-	-	930	2.37	5.5	1 330	2.90	6.0	1 880	3.44	6.6	2 630	3.98	7.3
LTZ 50 HP 4	30	1 770	2.49	5.2	2 560	2.95	5.7	3 590	3.42	6.2	4 890	3.87	6.8	6 470	4.31	7.3	8 390	4.72	7.9
	40	1 370	2.37	5.1	2 050	2.88	5.7	2 920	3.40	6.3	4 010	3.93	6.9	5 370	4.45	7.6	7 020	4.95	8.3
	50	-	-	-	1 330	2.75	5.5	1 990	3.34	6.2	2 850	3.95	7.0	3 920	4.57	7.8	5 250	5.19	8.7
	60	-	-	-	-	-	-	1 230	3.14	5.9	1 800	3.85	6.8	2 540	4.59	7.8	3 500	5.33	8.8
LTZ 88 HU 4	30	2 140	3.59	7.3	3 280	4.12	8.4	4 800	4.65	9.4	6 760	5.19	10.3	9 220	5.72	11.2	12 230	6.25	12.0
	40	1 720	3.54	7.5	2 700	4.16	8.6	4 000	4.81	9.6	5 690	5.49	10.6	7 830	6.20	11.6	10 480	6.93	12.5
	50	-	-	-	1 650	3.97	8.6	2 670	4.77	9.7	4 030	5.63	10.8	5 770	6.54	11.8	7 970	7.50	12.7
	60	-	-	-	-	-	-	1 470	4.34	9.4	2 410	5.40	10.5	3 690	6.54	11.6	5 350	7.76	12.7
LTZ 100 HW 4	30	3 370	4.50	8.0	4 880	5.27	9.2	6 830	6.03	10.4	9 290	6.77	11.6	12 300	7.47	12.8	15 940	8.11	14.0
	40	2 530	4.19	7.6	3 850	5.09	8.9	5 550	6.02	10.3	7 690	6.96	11.7	10 330	7.89	13.1	13 550	8.80	14.4
	50	-	-	-	2 340	4.74	8.7	3 710	5.87	10.3	5 450	7.05	11.9	7 650	8.27	13.5	10 340	9.49	15.1
	60	-	-	-	-	-	-	2 040	5.34	10.2	3 300	6.81	12.0	4 950	8.34	13.9	7 020	9.93	15.8

230 V / 1 ph / 50Hz

Models	TE	-45			-40			-35			-30			-25			-20		
	TC	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C	P.F.	P.A.	C
LTZ 22 JE 5	30	470	0.62	4.2	740	0.76	4.9	1 090	0.92	5.7	1 530	1.10	6.4	2 090	1.30	7.1	2 770	1.53	7.8
	40	340	0.63	3.9	550	0.78	4.6	820	0.95	5.4	1 190	1.14	6.1	1 640	1.35	6.8	2 200	1.59	7.6
	50	-	-	-	370	0.77	4.5	550	0.95	5.3	810	1.15	6.0	1 140	1.37	6.8	1 560	1.62	7.5
	60	-	-	-	-	-	-	440	0.94	5.4	570	1.15	6.2	760	1.38	6.9	1 020	1.65	7.6
LTZ 28 JH 5	30	920	0.87	5.2	1 280	1.08	6.2	1 740	1.32	7.3	2 340	1.58	8.5	3 070	1.87	9.7	3 980	2.19	11.0
	40	560	0.90	5.5	870	1.12	6.6	1 260	1.37	7.8	1 760	1.65	9.1	2 380	1.95	10.4	3 150	2.30	11.8
	50	-	-	-	550	1.12	6.6	850	1.38	7.9	1 230	1.68	9.3	1 710	2.01	10.8	2 310	2.38	12.4
	60	-	-	-	-	-	-	560	1.35	7.5	800	1.67	9.1	1 130	2.03	10.7	1 540	2.43	12.5

LEGEND

TE evaporating temperature (°C)
TC condensing temperature (°C)

P.F. cooling capacity (W)

P.A. power input (kW)

C current consumption (A)

RATING CONDITIONS

Superheat 10 K

Subcooling 0 K

2. Compresor Copeland.

CS12K6E-TF5

HFC, R-404A, 60 Hz, 3 -Phase, 200/230 V
Extended Medium Temp



Production Status: Available for sale to all U.S. customers. Please check with your local Emerson Climate Technologies Representative for international availability.

Performance

Evaporator Temp.(°C)	-7	-23
Condensing Temp.(°C)	49	49
Return Gas Temp.(°C)	4	4
Liquid Temp.(°C)	49	49
Capacity (Watts)	3450	1155
Power (W):	1870	1080
Current (Amps):	5.80	3.60
COP:	1.85	1.06
Mass Flow (g/s):	35	11
<u>Sound Data @</u>		
Sound Power (dBA):	0 Avg	0 Max
Vibration mm(peak-peak):	0.0 Avg	0.0 Max
Record Date:	1995-12-15	

Mechanical

Displacement(cm ³ /Rev):	41.60
Displacement	8.73
Overall Length	259.79
Overall Width (mm):	245.24
Overall Height	338.07
Mounting Length (mm):	190.50
Mounting Width (mm):	190.50
Mounting Height (mm):	347.73 *
Suction Size (mm),Type:	15.88 Stub
Discharge Size (mm),Type:	12.69 Stub
Initial Oil Charge (ml):	1331
Oil Recharge (ml):	1272
Net Weight (kg):	27.2
Internal Free Volume (cm ³):	
Horse Power:	
*Overall compressor height on Copeland Brand Product's specified mounting grommets.	

Electrical

LRA-High* (Amp):	51.0
LRA Low* (Amp):	
LRA-Half Winding (Amp):	
MCC (Amps):	10.5
Max Operating Current (Amp):	9.6
RLA, MCC/1.4;use for contactor selection(Amp):	7.5
RLA, MCC/1.56;use for breaker & wire size selection(Amp):	6.7
RPM:	
UL File No:	
UL File Date:	1984-12-28
*Low and High refer to the low and high nominal voltage ranges for which the motor is approved.	

Capacitors

Alternate Applications

Refrigerant	Voltage	Phase	Freq (Hz)	Application
R-134a HFC	200/230	3	60	High Temp
R-134a HFC	200/240	3	50	High Temp
R-404A HFC	200/230	3	60	High Temp
R-404A HFC	200/240	3	50	Extended Medium Temp
R-507 HFC	200/230	3	60	Extended Medium Temp
R-507 HFC	200/240	3	50	Extended Medium Temp
R-22 HCFC	200/230	3	60	Medium Temperature
R-407A HFC	200/230	3	60	Medium Temperature
R-448A HFO	200/230	3	60	Medium Temperature
R-449A HFO	200/230	3	60	Medium Temperature

Rating Conditions

4.4 °C Return Gas
0 K Subcooling
35 °C Ambient Air Over

60 Hz Operation

EXTENDED MEDIUM TEMPERATURE

HFCs Require Use of Polyol Ester
Lubricant Approved on Form 93-11

Refer AE-1298 for restrictions

CS12K6E-TF5

COPELAWELD® HFC-404A
COMPRESSOR
TF5 200/230-3-60

Condensing Temperature °C
(Sat. Dew Pt. Pressure, bar)

Evaporating Temperature °C (Sat. Dew Pt. Pressure, bar)

		-30.0(2)	-25.0(2.5)	-20.0(3)	-15.0(3.6)	-10.0(4.3)	-5.0(5.1)	-2.0(5.6)
60.0 (28.7)	C			750	1,230	1,790	2,430	2,845
	P			1,080	1,370	1,660	1,940	2,100
	A			3.5	4.4	5.2	6.0	6.5
	M			34	56	83	116	138
	E			0.7	0.9	1.1	1.3	1.4
	%			45.1	52.5	56.8	59.2	60.1
55.0 (25.7)	C		645	1,100	1,655	2,295	3,050	3,500
	P		902	1,170	1,440	1,700	1,950	2,090
	A		3.1	3.8	4.6	5.3	6.1	6.5
	M		25	44	67	94	127	149
	E		0.7	0.9	1.2	1.4	1.6	1.7
	%		43.0	51.5	56.5	59.3	60.8	61.2
50.0 (23)	C	500	920	1,450	2,080	2,805	3,600	4,150
	P	755	988	1,230	1,480	1,720	1,940	2,050
	A	2.7	3.3	4.0	4.7	5.4	6.0	6.4
	M	18	33	52	76	104	137	159
	E	0.7	0.9	1.2	1.4	1.6	1.9	2.0
	%	38.4	48.6	54.9	58.7	60.7	61.6	61.8
45.0 (20.4)	C	720	1,205	1,800	2,505	3,300	4,250	4,800
	P	833	1,050	1,280	1,510	1,720	1,900	1,990
	A	2.9	3.5	4.1	4.7	5.4	5.9	6.2
	M	23	39	60	84	113	146	169
	E	0.9	1.1	1.4	1.7	1.9	2.2	2.4
	%	43.6	51.8	56.8	59.8	61.4	61.9	62.0
40.0 (18.1)	C	940	1,485	2,155	2,950	3,850	4,850	5,500
	P	892	1,100	1,310	1,510	1,700	1,850	1,920
	A	3.0	3.6	4.2	4.8	5.3	5.8	6.0
	M	28	45	66	91	121	154	177
	E	1.1	1.4	1.6	1.9	2.3	2.6	2.9
	%	46.8	53.6	57.9	60.3	61.5	61.8	61.7
35.0 (16.1)	C	1,170	1,775	2,515	3,400	4,350	5,450	6,150
	P	933	1,130	1,320	1,500	1,660	1,770	1,820
	A	3.1	3.6	4.2	4.7	5.2	5.5	5.7
	M	33	51	72	98	128	162	186
	E	1.3	1.6	1.9	2.3	2.6	3.1	3.4
	%	48.9	54.7	58.4	60.4	61.2	61.2	61.0
30.0 (14.1)	C	1,405	2,080	2,890	3,850	4,900	6,100	6,850
	P	959	1,140	1,320	1,470	1,600	1,680	1,710
	A	3.2	3.7	4.2	4.6	5.0	5.3	5.4
	M	37	56	78	104	135	170	194
	E	1.5	1.8	2.2	2.6	3.1	3.6	4.0
	%	50.5	55.4	58.4	60.0	60.5	60.2	59.7
25.0 (12.4)	C	1,650	2,390	3,300	4,300	5,450	6,750	7,600
	P	971	1,140	1,300	1,430	1,530	1,580	1,580
	A	3.2	3.7	4.1	4.5	4.8	5.0	5.0
	M	42	61	84	111	142	178	201
	E	1.7	2.1	2.5	3.0	3.6	4.3	4.8
	%	51.7	55.8	58.2	59.2	59.2	58.5	57.7

C: Capacity (W), P: Power (W), A: Current (Amps), M: Mass Flow (kg/hr), E: COP, %: Isentropic Efficiency (%)

Nominal Performance Values (±5%) based on 72 hours run-in. Subject to change without notice. Current @ 230 V

3. Catálogo Válvula de expansión

Danfoss



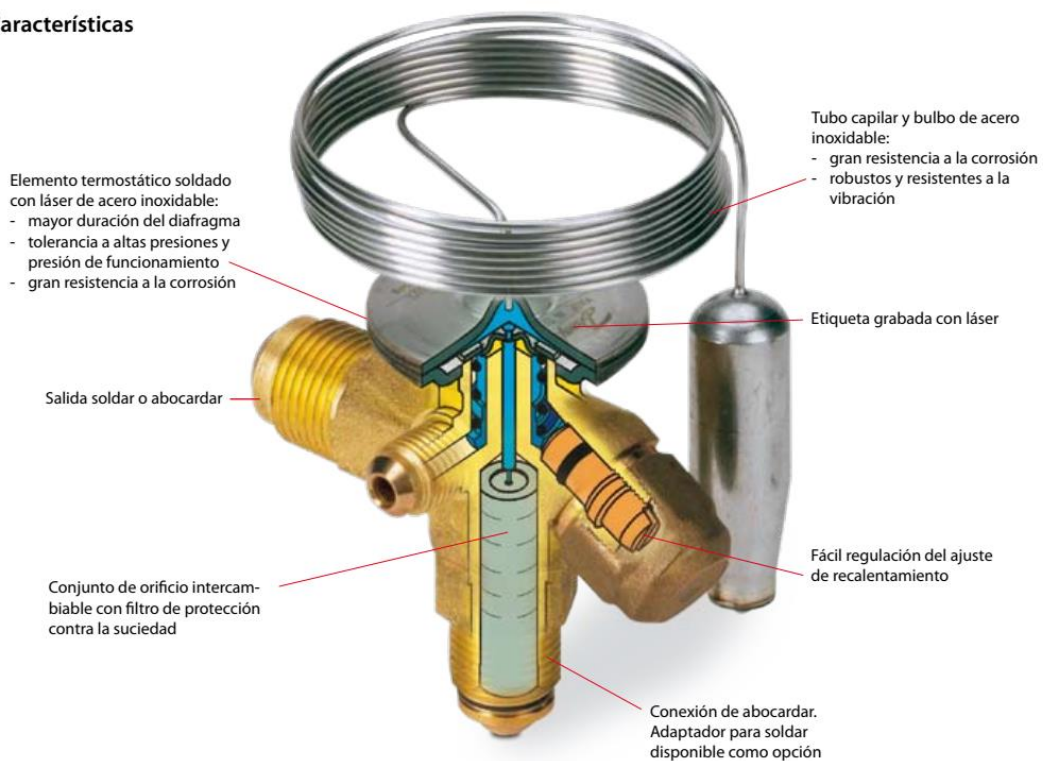
Válvulas de expansión termostática
Tipo T2 / TE2



T2 / TE2: de toda garantía y fácil de utilizar

Las válvulas de expansión termostática regulan la inyección de líquido refrigerante en los evaporadores. La inyección se controla en función del recalentamiento del refrigerante. Por tanto, son especialmente adecuadas para inyección de líquido en evaporadores "secos", en los cuales el recalentamiento a la salida del evaporador es proporcional a la carga de éste.

Características



Aplicaciones	Ventajas	Datos técnicos
- Plantas tradicionales de refrigeración - Bombas de calor - Unidades de aire acondicionado - Enfriadores de líquido - Máquinas de hielo - Refrigeración en transporte	- Amplia gama de temperaturas. Se puede utilizar tanto en aplicaciones de congelación y refrigeración como en aire acondicionado. - Conjunto de orificio intercambiable - fácil de almacenar - fácil ajuste de capacidades - mejores prestaciones	- Puede suministrarse con MOP (presión máxima de funcionamiento). Protege el motor del compresor contra la presión de evaporación excesiva durante un funcionamiento normal. - Capacidad nominal de 0,5 a 15,5 kW para R22. - Se pueden suministrar válvulas para rangos de temperaturas especiales. - Se pueden suministrar adaptadores soldar/roscar.

Datos técnicos y pedidos

Elemento termostático con abrazadera de sensor, sin: orificio, cono de filtro y tuercas

Conexión abocardar × abocardar

Refrigerante	Tipo de válvula	Igualación de presión Abocardar	Tubo capilar	Conexión		Código ¹⁾					
				Entrada × Salida		Gama N -40 a +10°C		Gama NM -40 a -5°C	Gama NL -40 a -15°C	Gama B -60 a -25°C	
				m	in. × in. mm × mm	Sin MOP	MOP +15°C	MOP 0°C	MOP -10°C	Sin MOP	MOP -20°C
R22	TX 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3206	068Z3208	068Z3224	068Z3226	068Z3207	068Z3228
	TEX 2	1/4 in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3209	068Z3211	068Z3225	068Z3227	068Z3210	068Z3229
R407C	TZ 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3496	068Z3516				
	TEZ 2	1/4 in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3501	068Z3517				
R134a	TN 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3346	068Z3347	068Z3393	068Z3369		
	TEN 2	1/4 in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3348	068Z3349	068Z3392	068Z3370		
R404A/R507	TS 2	-	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3400	068Z3402	068Z3406	068Z3408	068Z3401	068Z3410
	TES 2	1/4 in.	1.5	3/8 × 1/2	10 × 12	068Z3403	068Z3405	068Z3407	068Z3409	068Z3404	068Z3411

Elemento termostático con abrazadera de sensor, sin: orificio, cono de filtro y tuercas

Conexión abocardar × soldar

Refrigerante	Tipo de válvula	Igualación de presión Soldar	Tubo capilar	Conexión		Código ¹⁾				
				Entrada abocardar	Salida soldar ODF	Gama N -40 a +10°C		Gama NL -40 a -15°C	Gama B -60 a -25°C	
						Sin MOP	MOP +15°C	MOP -10°C	Sin MOP	MOP -20°C
R22	TX 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3281	068Z3287	068Z3366	068Z3357	068Z3319
	TX 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3302	068Z3308		068Z3361	068Z3276
	TEX 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3284	068Z3290	068Z3367	068Z3359	068Z3220
	TEX 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3305	068Z3311		068Z3363	068Z3277
R407C	TZ 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3502	068Z3329			
	TZ 2	-	1.5	10 mm	12 mm		068Z3514			
	TEZ 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3446	068Z3447			
	TEZ 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3503	068Z3515			
R134a	TN 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3383	068Z3387			
	TN 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3384	068Z3388			
	TEN 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3385	068Z3389			
	TEN 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3386	068Z3390			
R404A/R507	TS 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3414	068Z3416	068Z3429	068Z3418	068Z3420
	TS 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3435	068Z3423	068Z3436	068Z3425	068Z3427
	TES 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3415	068Z3417	068Z3430	068Z3419	068Z3421
	TES 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3422	068Z3424	068Z3437	068Z3426	068Z3428

Conjunto de orificio

Nº orificio	Gama N: -40 a +10°C								Gama B: -60 a -25°C				Código ¹⁾	
	Capacidad nominal en toneladas (TR)				Capacidad nominal en kW				Capacidad nominal en toneladas (TR)		Capacidad nominal en kW		Versión abocardar × abocardar ²⁾	Versión para adaptador soldar ²⁾
	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R404A R507	R22	R404A R507		
0X	0.15	0.16	0.11	0.11	0.50	0.50	0.40	0.38	0.15	0.11	0.50	0.38	068-2002	068-2089
00	0.30	0.30	0.25	0.21	1.0	1.1	0.90	0.70	0.20	0.21	0.70	0.70	068-2003	068-2090
01	0.70	0.80	0.50	0.45	2.5	2.7	1.8	1.6	0.30	0.45	1.0	1.6	068-2010	068-2091
02	1.0	1.1	0.80	0.60	3.5	3.8	2.6	2.1	0.60	0.60	2.1	2.1	068-2015	068-2092
03	1.5	1.6	1.3	1.2	5.2	5.6	4.6	4.2	0.80	1.0	2.8	3.5	068-2006	068-2093
04	2.3	2.5	1.9	1.7	8.0	8.6	6.7	6.0	1.2	1.4	4.2	4.9	068-2007	068-2094
05	3.0	3.2	2.5	2.2	10.5	11.3	8.6	7.7	1.5	1.7	5.2	6.0	068-2008	068-2095
06	4.5	4.9	3.0	2.6	15.5	16.7	10.5	9.1	2.0	1.9	7.0	6.6	068-2009	068-2096

La capacidad nominal está basada en: Temperatura de evaporación te = +5°C para rango N y te = -30°C para rango B, Temperatura de condensación tc = +32°C, y temperatura de refrigerante líquido delante de la válvula tl = +28°C.

Adaptador soldar cobre sin conjunto de orificio

Conexión - soldador ODF	Código ¹⁾
1/4 in.	068-2062
6 mm	068-2063
6 mm	068-4101²⁾
3/8 in.	068-2060
10 mm	068-2061
10 mm	068-4100²⁾

¹⁾ Códigos en negrita ofrecen habitualmente plazos de entrega más cortos

²⁾ Incluido el filtro

Filtro

Tipo de filtro	Código ¹⁾
Para conexión abocardar	068-0003
Para adaptador soldar cobre	068-0015

El adaptador está diseñado para utilizarse con las válvulas de expansión termostática T2 y TE2.

Cuando el adaptador se acopla debidamente, cumple los requisitos de estanqueidad estipulados por la directiva DIN 8964.

El orificio estándar (aboc. × aboc.) de las T2 y TE2 puede utilizarse con el adaptador soldar cobre cuando se cambia el filtro de la válvula de expansión por otro filtro pedido por separado. Sólo de esta manera se cumplen los requisitos DIN 8964. No se puede utilizar el adaptador de soldar cobre (FSA) en la entrada de la T2.

Capacidades

Tipo de válvula/ Orificio	Temp. cond. ³⁾ [°C]	R22					R134a					R404A/R507					R407C				
		Capacidad en [kW]					Capacidad en [kW]					Capacidad en [kW]					Capacidad en [kW]				
		Temp. evaporación [°C]					Temp. evaporación [°C]					Temp. evaporación [°C]					Temp. evaporación [°C]				
		-35	-30	-10	0	5	-30	-10	-5	0	5	-40	-35	-30	-10	0	-10	-5	0	5	10
T2 / OX	25	0.49	0.51	0.55	0.54	0.51	0.35	0.40	0.41	0.41	0.40	0.33	0.35	0.37	0.42	0.41	0.59	0.59	0.59	0.58	0.55
T2 / 00		0.95	1.00	1.1	1.1	1.1	0.61	0.73	0.75	0.77	0.77	0.61	0.66	0.70	0.85	0.88	1.2	1.2	1.3	1.3	1.2
T2 / 01		1.6	1.7	2.4	2.7	2.7	0.88	1.3	1.5	1.6	1.6	0.96	1.1	1.2	1.8	2.1	2.5	2.7	2.9	3.1	3.2
T2 / 02		2.2	2.5	3.5	3.9	3.9	1.2	1.9	2.0	2.1	2.2	1.3	1.5	1.7	2.6	3.0	3.7	4.0	4.3	4.5	4.6
T2 / 03		3.9	4.3	6.2	6.9	7.0	2.2	3.3	3.6	3.8	4.0	2.4	2.7	3.1	4.7	5.4	6.6	7.1	7.6	8.1	8.3
T2 / 04		5.7	6.4	9.1	10.2	10.5	3.2	4.8	5.2	5.6	5.9	3.5	4.0	4.6	7.0	8.0	9.8	10.6	11.4	12.0	12.5
T2 / 05		7.3	8.0	11.6	13.0	13.3	4.0	6.1	6.6	7.1	7.5	4.5	5.1	5.8	8.9	10.2	12.4	13.4	14.4	15.2	15.7
T2 / 06		8.9	9.8	14.1	15.9	16.3	4.9	7.5	8.2	8.7	9.1	5.5	6.2	7.1	10.8	12.4	15.1	16.4	17.6	18.6	19.2
T2 / OX	35	0.53	0.55	0.60	0.61	0.60	0.37	0.44	0.45	0.45	0.46	0.32	0.34	0.36	0.42	0.43	0.61	0.62	0.63	0.63	0.62
T2 / 00		1.0	1.1	1.2	1.3	1.3	0.64	0.79	0.83	0.86	0.88	0.59	0.64	0.69	0.86	0.92	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
T2 / 01		1.7	1.8	2.6	3.0	3.2	0.93	1.4	1.6	1.7	1.9	0.92	1.1	1.2	1.8	2.2	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5
T2 / 02		2.3	2.6	3.8	4.4	4.7	1.3	2.0	2.2	2.4	2.6	1.2	1.4	1.7	2.7	3.2	3.9	4.3	4.6	5.0	5.3
T2 / 03		4.1	4.6	6.8	7.9	8.4	2.3	3.6	4.0	4.4	4.7	2.2	2.6	3.0	4.8	5.7	7.0	7.6	8.3	8.9	9.4
T2 / 04		6.1	6.8	10.1	11.8	12.5	3.4	5.3	5.8	6.4	6.9	3.3	3.9	4.5	7.1	8.5	10.3	11.3	12.3	13.3	14.2
T2 / 05		7.7	8.6	12.8	14.9	15.8	4.2	6.7	7.4	8.1	8.8	4.3	4.9	5.6	9.0	10.7	13.0	14.3	15.6	16.7	17.8
T2 / 06		9.5	10.5	15.6	18.2	19.3	5.2	8.2	9.1	9.9	10.7	5.2	6.0	6.9	11.0	13.1	15.9	17.4	19.0	20	22
T2 / OX	45	0.55	0.57	0.64	0.65	0.64	0.38	0.45	0.47	0.48	0.49	0.29	0.31	0.33	0.40	0.42	0.62	0.63	0.64	0.64	0.64
T2 / 00		1.0	1.1	1.3	1.4	1.4	0.65	0.82	0.86	0.90	0.94	0.55	0.60	0.64	0.83	0.90	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
T2 / 01		1.7	1.9	2.8	3.2	3.4	0.96	1.5	1.7	1.8	2.0	0.85	0.98	1.1	1.8	2.1	2.7	2.9	3.2	3.4	3.7
T2 / 02		2.4	2.7	4.0	4.8	5.1	1.3	2.1	2.4	2.6	2.8	1.1	1.3	1.5	2.6	3.2	3.9	4.3	4.7	5.2	5.6
T2 / 03		4.3	4.8	7.2	8.5	9.2	2.3	3.8	4.2	4.7	5.1	1.9	2.3	2.7	4.6	5.7	7.0	7.7	8.5	9.2	9.9
T2 / 04		6.3	7.1	10.7	12.7	13.7	3.4	5.6	6.2	6.9	7.6	3.0	3.5	4.1	6.9	8.4	10.4	11.5	12.6	13.8	14.9
T2 / 05		8.0	9.0	13.6	16.1	17.3	4.3	7.0	7.8	8.7	9.6	3.8	4.4	5.2	8.7	10.6	13.2	14.5	15.9	17.3	18.7
T2 / 06		9.8	11.0	16.6	19.6	21	5.3	8.6	9.6	10.7	11.7	4.7	5.5	6.4	10.6	12.9	16.0	17.7	19.4	21	23
T2 / OX	55	0.56	0.58	0.65	0.67	0.67	0.38	0.45	0.47	0.49	0.50	0.26	0.28	0.30	0.37	0.39	0.60	0.61	0.62	0.63	0.63
T2 / 00		1.1	1.1	1.3	1.4	1.4	0.63	0.81	0.86	0.90	0.95	0.48	0.53	0.57	0.75	0.82	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3
T2 / 01		1.7	1.9	2.8	3.3	3.6	0.95	1.5	1.7	1.9	2.0	0.74	0.86	1.0	1.7	2.0	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6
T2 / 02		2.3	2.6	4.1	5.0	5.4	1.2	2.1	2.4	2.7	2.9	0.82	1.0	1.3	2.4	2.9	3.8	4.2	4.7	5.1	5.6
T2 / 03		4.3	4.8	7.4	8.9	9.6	2.2	3.8	4.3	4.8	5.3	1.5	1.8	2.2	4.2	5.3	6.8	7.5	8.3	9.1	9.9
T2 / 04		6.4	7.2	11.0	13.3	14.4	3.4	5.7	6.4	7.2	7.9	2.4	2.9	3.5	6.3	7.8	10.1	11.3	12.4	13.7	14.9
T2 / 05		8.1	9.1	14.0	16.7	18.1	4.2	7.0	8.0	9.0	10.0	3.0	3.7	4.4	7.9	9.9	12.8	14.2	15.7	17.2	18.7
T2 / 06		9.9	11.1	17.0	20	22	5.2	8.7	9.8	11.0	12.1	3.8	4.6	5.4	9.7	12.1	15.6	17.3	19.1	21	23

³⁾ Temp. de condensación en el punto de burbuja.

Factor de corrección

Refrigerante	Subenfriamiento [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R22	0.98	1	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44
R134a	0.98	1	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R404A/R507	0.96	1	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78
R407C	0.97	1	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57

Cuando el subenfriamiento ≠ 4 K entonces:

1. Valor de tabla × Factor = Capacidad de planta
2. Capacidad de planta : Factor = Valor de tabla

Ejemplo:

Refrigerante = R407C

$Q_{nom} = 10 \text{ kW}$

$t_e = 0^\circ\text{C}$

$t_c = 55^\circ\text{C}$

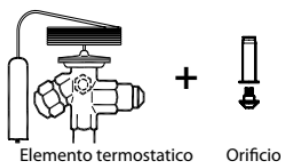
$\Delta t_{sub} = 25 \text{ K}$

Selección:

1. T2, Orificio 04 = $12.4 \text{ kW} \times 1.27 = 15.75 \text{ kW} \rightarrow$ Válvula muy grande

Selección correcta:

2. $10 \text{ kW} / 1.27 = 7.9 \text{ kW} \rightarrow$ T2, Orificio 03



4. Catálogo tubería de cobre Tipo L



**CÁTALOGO
NACOBRE**

 @nacionaldecobre  /nacobre  Nacobre Videos Oficial

 **entre
maestros** | **DESCARGA
NUESTRA APP**

 una empresa de
elementia



TIPO	DIÁMETRO				ESPESOR DE PARED	PESO POR ROLLO		LONGITUD DE ROLLO	USOS Y APLICACIONES		
L	NOMINAL	EXTERIOR						18.30 m	• Tomas domiciliarias de agua potable, gas L.P. y natural • Aire acondicionado • Refrigeración		
	1/4"	6.35mm	3/8"	0.375"	9.525mm	0.030"	0.762 mm			7.575 lb	3.439 kg
	3/8"	9.5mm	1/2"	0.500"	12.700mm	0.035"	0.889mm			11.907lb	5.406kg
	1/2"	12.7mm	5/8"	0.625"	15.875mm	0.040"	1.016mm			17.127lb	7.776kg
	5/8"	15.785mm	3/4"	0.750"	19.090mm	0.042"	1.067mm			21.760lb	9.879 kg
	3/4"	19mm	7/8"	0.875"	22.225mm	0.045"	1.143mm			27.337 lb	12.411kg
	1"	25mm	1 1/8"	1.125"	28.575mm	0.050"	1.270mm			39.341lb	17.861 kg
USOS GENERALES Y REFRIGERACIÓN	1/8"	3.175 mm	1/8"	0.125"		0.030"	0.762 mm	1.735 lb	0.788kg	15.24 m	• Instalaciones de gas L.P. y natural • Aire acondicionado • Refrigeración (Tubería con puntas selladas y deshidratada)
	3/16"	4.762mm	3/16"	0.187"		0.030"	0.762 mm	2.870lb	1.303kg		
	1/4"	6.350mm	1/4"	0.250"		0.030"	0.762 mm	4.022lb	1.826kg		
	5/16"	7.937mm	5/16"	0.312"		0.032"	0.813mm	5.460lb	2.479kg		
	3/8"	9.525mm	3/8"	0.375"		0.032"	0.813mm	6.665lb	3.023kg		
	1/2"	12.700mm	1/2"	0.500"		0.032"	0.813mm	9.094lb	4.125 kg		
	5/8"	15.875mm	5/8"	0.625"		0.035"	0.889mm	12.586lb	5.714kg		
	3/4"	19.00mm	3/4"	0.750"		0.035"	0.889mm	15.240lb	6.924kg		

Tuberías	Norma NMX	Norma ASTM
M, L y K	NMX-W-018-SCFI	B-88
L Flexibles Gas	NMX-W-018-SCFI	B-88
Usos Generales	NMX-W-018-SCFI	B-68
Refrigeración	NMX-W-018-SCFI	B-280

ANEXO B. Tablas resumen de cálculos

1. Verificación de flujos masicos de los compresores.

Ecuación	Descripción	Datos	Resultados.
$mr2c = \rho_{vap2} * Vfis2 * \varepsilon_{v2}$ $mr1 = \rho_{vap1} * Vfis1 * \varepsilon_{v1}$ $\varepsilon_{v1} = 1 - C1 * \left(\left(\frac{Pint}{Pev} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$ $\varepsilon_{v2} = 1 - C2 * \left(\left(\frac{Pc}{Pint} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$	Mr1 y mr2 dados por los compresores.	$Vfis1 = 68 \frac{cm^3}{rev}$ $Vfis2 = 41,09 \frac{cm^3}{rev}$ $C1 = 0,09538$ $C2 = 0,1607$ $Tc = 45 ^\circ C$ $Tev = Tabla paramétrica.$	Ver tabla paramétrica en anexo C-1
$mr3 * h7 + mr1 * h6 + mr1 * h3$ $= mr1 * h8 + mr2 * h4$ $mr2 = mr1 + mr3$	Balance energético y másico. Mr1 dado por el compresor y Mr2 calculado teóricamente.	$R\$ = R404a$ $h1 = h8$ $h8 = enthalpy(R\$; T = Tsub; P = Pc)$ $h6 = enthalpy(R\$; X = 0; P = Pc)$ $h5 = enthalpy(R\$; S = s4; P = Pc)$ $h4 = enthalpy(R\$; X = 1; P = Pint)$ $h3 = enthalpy(R\$; S = s2; P = Pint)$ $h2 = enthalpy(R\$; T = Tev; X = 1)$ $h7 = h6$ $s4 = entropy(R\$; P = Pint; X = 1)$ $s2 = entropy(R\$; P = Pev; X = 1)$ $Tsub = Tint + 6$	Mr2 y mr1 en tabla paramétrica anexo C-1.

2. Cálculo de la Constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del condensador.

Ecuación	Descripción	Datos	Resultados
"Área libre de aletas" $A_p = \pi * D_o * (L_t - Y_f * N_f) * N_{tubos} + 2 * \left(L2 * L3 - \frac{\pi * D_o^2}{4} * N_{tubos} \right)$ "Área de las aletas" $A_f = 2 * \left(L2 * L3 - \left(\frac{\pi * d_o^2}{4} \right) * N_{tubos} \right) * N_f + 2 * L3 * Y_f * N_f$ "Área Total" $A_o = A_p + A_f$ "Área mínima" $A_{min} = \left(\left(\left(\frac{L3}{S_t} \right) - 1 \right) * c_{ho} + (S_t - d_o) - (S_t - d_o) * Y_f * N_{fm} \right) * L_t$	Área exterior del condensador	$L_t = 0,56 [m]$ $L2 = N_{filas} * S_l$ $L3 = N_{TF} * S_t$ $D_o = 0,0127$ $N_{filas} = 4$ $N_{TF} = 16$ $N_{tubos} = N_{filas} * N_{tf}$ $N_f = floor\left(\frac{10}{0,0254} * 0,56\right)$	$A_o = 13,54 [m^2]$ $A_{min} = 0,1004 [m^2]$ $A_f = 12,22 [m^2]$
$\eta_f = \frac{\tanh(m * r_o * \Phi)}{m * r_o * \Phi}$ $m = \sqrt{\frac{2 * h_o}{K_f * Y_f}}$ $\eta = 1 - \left(\frac{A_f}{A_o} \right) * (1 - \eta_f)$	Eficiencia de las aletas	$Y_f = 0,0003 [m]$ $K = \frac{\text{conductivity}('copper', T = 50)}{1000}$ $r_o = \frac{D_o}{2}$	$\eta = 0,9658$ $\eta_f = 0,9621$

$h_i = 0,023 * \frac{k_l}{d_i} * Re_l^{0,8} * Pr_l^{0,4}$ $* \left((1-x)^{0,8} + \frac{3,8 * x^{0,76} * (1-x)^{0,04}}{\left(\frac{P_c}{P_{cr}}\right)^{0,38}} \right)$ $Re_l = G * \frac{d_i}{mu_l}$	Coeficiente de transferencia de calor interno a los tubos. Condensación.	$G = \frac{m_r}{A_t}$ $mu_l = Viscosity(R\$; T = T_c; x = 0)$ $mu_v = Viscosity(R\$; T = T_c; x = 1)$ $k_l = \frac{Conductivity(R\$; T = T_c; x = 0)}{1000}$ $Pr_l = Prandtl(R\$; T = T_c; x = 0)$ $Cp_l = Cp(R\$; T = T_c; x = 0)$ $X = 0,8$ $D_i = 0,0107$	$h_i = 1,713 \left[\frac{Kw}{m^2 \circ C} \right]$
$j1 = \frac{1,39111111 + 267,333333 * JP}{1000}$ $j1 = \frac{h_o}{Cpa} * P_r^{\frac{2}{3}}$	Coeficiente de transferencia de calor externo a los tubos	$JP = Re_d^{-0,4} * \left(\frac{A_o}{A_p} \right)^{-0,15}$ $G_{air} = Q_{air} * \frac{rho}{A}$ $Q_{air} = 1400 \frac{m^3}{h}$	$h_o = 0,05156 \left[\frac{Kw}{m^2 \circ C} \right]$
$\frac{1}{UA} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * pi * L * N_{tubos} * K} + \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_o * \eta * A_o}$	Valor de U*A	Datos calculados anteriormente	$U * A = 0,5005 \left[\frac{Kw}{\circ C} \right]$
$Kcond = m_a * Cpa * \left(1 - exp\left(-\frac{UA}{m_a * Cpa}\right) \right)$	Constante del condensador	Datos calculados anteriormente	$Kcond = 0,304 \left[\frac{Kw}{\circ C} \right]$

2.1. Otros métodos para el cálculo del coeficiente interno.

Ecuación	Descripción	Resultado
$h_i = 0,023 * \frac{k_l}{d_i} * Re_l^{0,8} * Pr_l^{0,4} * \left((1-x)^{0,8} + \frac{3,8 * x^{0,76} * (1-x)^{0,04}}{\left(\frac{P_c}{P_{cr}}\right)^{0,38}} \right)$	Método Shah (Método utilizado)	$h_i = 1,713 \left[\frac{Kw}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
$Nusselt_i = \frac{h_i * D_i}{K_l}$ $Nusselt_i = Nusselt_{film} + \left(1 - \frac{\theta}{\pi}\right) * Nusselt_{forced}$ $\left(1 - \frac{\theta}{\pi}\right) = \frac{\arccos(2 * \varepsilon_v - 1)}{\pi}$ $\varepsilon_v = \left(1 + \left(\frac{rho_v}{rho_l} \right) * \left(\frac{1-x}{x} \right) * \left(0,4 + 0,6 * \left(\frac{\left(\frac{rho_l}{rho_v} + 0,4 * \frac{1-x}{x} \right)^{0,5}}{1 + 0,4 * \frac{1-x}{x}} \right)^{0,5} \right) \right)^{-1}$ $Nusselt_{film} = \left(\frac{0,23 * Re_v^{0,12}}{1 + 1,11 * X_{tt}^{0,58}} \right) * \left(Ga * \frac{Pr_l}{H} \right)^{0,25}$ $Nusselt_{forced} = 0,0195 * Re_l^{0,8} * Pr_l^{0,4} * \left(1,376 + \frac{a2}{X_{tt}^{b2}} \right)^{0,5}$	Método Dobson & Chato.	$h_i = 14,49 \left[\frac{Kw}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
$h_i = 0,0344 * \frac{k_l}{d_i} * Re_l^{0,83} * Pr_l^{0,35} * \left(1 + x * \left(\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} - 1 \right) \right)^{0,82}$	Método Cavallini	$h_i = 1,793 \left[\frac{Kw}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

3. Cálculo de la constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del evaporador.

Ecuación	Descripción	Datos	Resultados
"Área libre de aletas" $A_p = \pi * D_o * (L_t - Y_f * N_f) * N_{tubos} + 2 * \left(L2 * L3 - \frac{\pi * D_o^2}{4} * N_{tubos} \right)$ "Área de las aletas" $A_f = 2 * \left(L2 * L3 - \left(\frac{\pi * d_o^2}{4} \right) * N_{tubos} \right) * N_f + 2 * L3 * Y_f * N_f$ "Área Total" $A_o = A_p + A_f$ "Área mínima" $A_{min} = \left(\left(\left(\frac{L3}{S_t} \right) - 1 \right) * c_{ho} + (S_t - d_o) - (S_t - d_o) * Y_f * N_{fm} \right) * L_t$	Área exterior del evaporador	$L_t = 0,484 [m]$ $L2 = N_{filas} * S_l$ $L3 = N_{TF} * S_t$ $D_o = 0,009525 [m]$ $N_{filas} = 2$ $N_{TF} = 9$ $N_{tubos} = N_{filas} * N_{tf}$ $N_f = floor(3 * 19,06)$ (tres aletas por pulgada)	$A_o = 1,621 [m^2]$ $A_{min} = 0,06508 [m^2]$ $A_f = 1,352 [m^2]$
$\eta_f = \frac{\tanh(m * r_o * \Phi)}{m * r_o * \Phi}$ $m = \sqrt{\frac{2 * h_o}{K_f * Y_f}}$ $\eta = 1 - \left(\frac{A_f}{A_o} \right) * (1 - \eta_f)$	Eficiencia de las aletas	$Y_f = 0,0005 [m]$ $K = \frac{\text{conductivity('copper', T = 50)}}{1000}$ $r_o = \frac{D_o}{2}$	$\eta = 0,9643$ $\eta_f = 0,9571$

$h_i = 0,55 * h_{fm} * \left(1 + 3000 * B_o^{0,86} + 1,12 * \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,7} * \left(\frac{\rho_{ol}}{\rho_{ov}} \right)^{0,41} \right) * F_{alpha}^{0,48}$ $h_{fm} = 0,023 * \left(\frac{G * (1-x) * d_i}{\mu_l} \right)^{0,9} * Pr_l^{0,4} * \left(\frac{k_l}{d_i} \right)$ $F_{alpha} = if(x; 0,7; F_{alpha_1}; F_{alpha_1}; F_{alpha_2})$ $F_{alpha_1} = 1$ $F_{alpha_2} = 1 + 0,2 * x^{1,2} * \cos(15)$	Coeficiente de transferencia de calor interno a los tubos. Evaporación.	$G = \frac{m_r}{A_t}$ $B_o = \frac{q}{G * h_{lv}}$ $q = \frac{Q_e}{A_i}$ $\mu_l = Viscosity(R\$; T = T_c; x = 0)$ $\mu_v = Viscosity(R\$; T = T_c; x = 1)$ $k_l = \frac{Conductivity(R\$; T = T_c; x = 0)}{1000}$ $Pr_l = Prandtl(R\$; T = T_c; x = 0)$ $Cp_l = Cp(R\$; T = T_c; x = 0)$ $X = 0,2$ $D_i = 0,008 [m]$	$h_i = 3,729 \left[\frac{Kw}{m^2 \circ C} \right]$
$j = 0,086 * Re_{dc_3}^c * N_{filas_4}^c * \left(\frac{P_f}{d_c} \right)_5^c * \left(\frac{P_f}{D_h} \right)_6^c * \left(\frac{P_f}{S_t} \right)^{-0,93}$ "Donde" $c_3 = -0,361 - \frac{0,042 * N_{filas}}{\ln(Re_{dc})} + 0,158$ $* \ln \left(N_{filas} * \left(\frac{P_f}{d_c} \right)^{0,41} \right)$ $c_4 = -1,224 - \frac{0,076 * \left(\frac{S_L}{D_h} \right)^{1,42}}{\ln(Re_{dc})}$ $c_5 = -0,083 + \frac{0,058 * N_{filas}}{\ln(Re_{dc})}$ $c_6 = -5,735 + 1,21 * \ln \left(\frac{Re_{dc}}{N_{filas}} \right)$	Coeficiente de transferencia de calor externo a los tubos	"Diámetro del collar de la aleta" $d_c = D_o + 2 * Y_f$ $Re_{dc} = (\rho * u_m * d_c) / (\mu)$ $\mu = Viscosity(Air; T = T_{amb})$ $k_{air} = \frac{Conductivity(Air; T = T_{amb})}{1000}$	$h_o = 0,03436 \left[\frac{Kw}{m^2 \circ C} \right]$

$j = \frac{Nusselt * P_r^{-\frac{1}{3}}}{Re_{dc}}$ $Nusselt = \frac{h_o * D_h}{K_{air}}$			
$\frac{1}{UA} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * L * N_{tubos} * K} + \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_o * \eta * A_o}$	Valor de U*A	Datos calculados anteriormente	$U * A = 0,1007 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$
$Kev = m_a * Cpa * \left(1 - \exp\left(-\frac{UA}{m_a * Cpa}\right) \right)$	Constante del evaporador	Datos calculados anteriormente	$Kev = 0,07169 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$

4. Modelo matemático de diseño.

Ecuación	Descripción	Datos	Resultados
$h1 = h8$ $h8 = \text{enthalpy}(R\$; T = T_{\text{sub}}; P = P_c)$ $h6 = \text{enthalpy}(R\$; T = T_{\text{subcond}}; P = P_c)$ $h5 = \text{enthalpy}(R\$; S = s4; P = P_c)$ $h4 = \text{enthalpy}(R\$; X = 1; P = P_{\text{int}})$ $h3 = \text{enthalpy}(R\$; S = s2; P = P_{\text{int}})$ $h2 = \text{enthalpy}(R\$; T = T_{\text{ev}}; X = 1)$ $h7 = h6$ $P_c = \text{pressure}(R\$; T = T_c; x = 0)$ $P_{\text{ev}} = \text{pressure}(R\$; T = T_{\text{ev}}; x = 0)$ $T_{\text{int}} = \text{Temperature}(R\$; P = P_{\text{int}}; X = 0)$ $s4 = \text{entropy}(R\$; P = P_{\text{int}}; X = 1)$ $s2 = \text{entropy}(R\$; P = P_{\text{ev}}; X = 1)$	Propiedades termodinámicas requeridas.	$R\$ = R404a$ $T_{\text{subcond}} = T_c - 10$ $T_{\text{sub}} = T_{\text{int}} + 8$	$h1 = 190,4 \text{ [kJ/kg]}$ $h2 = 340,9 \text{ [kJ/kg]}$ $h3 = 364,7 \text{ [kJ/kg]}$ $h4 = 358,2 \text{ [kJ/kg]}$ $h5 = 390,1 \text{ [kJ/kg]}$ $h6 = 244,1 \text{ [kJ/kg]}$ $h7 = 244,1 \text{ [kJ/kg]}$ $h8 = 190,4 \text{ [kJ/kg]}$ $P_c = 1832 \text{ [kPa]}$ $P_{\text{ev}} = 111,2 \text{ [kPa]}$
"Energía" $mr3 * h7 + mr1 * h6 + mr1 * h3 = mr1 * h8 + mr2 * h4$ "masa" $mr2 - mr1 = mr3$	Balance de energía y masa.	Entalpias calculadas anteriormente. Flujos masicos provenientes de los compresores.	$T_{\text{int}} = -15,12 \text{ [°C]}$ $mr3 = 0,00861 \text{ [Kg/s]}$

$CAP = mr1 * (h2 - h1)$ $CAP = Kev * (Troom - Tev)$	Capacidad en el evaporador	$Kev = 0,07169 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$ $Troom = -10 [^{\circ}C]$	CAP=2,456 [kw] Tev=-44,27 [°C]
$Qc = mr2 * (h5 - h6)$ $Qc = Kcond * (Tc - T_{amb})$	Calor retirado en el condensador	$T_{amb} = 28 [^{\circ}C]$ $Kcond = 0,304 \left[\frac{Kw}{^{\circ}C} \right]$	Qc=3,64 [Kw] Tc=40,05 [°C]
$mr1 = \rho_{vap1} * Vfis1 * \varepsilon_{v1}$ $\varepsilon_{v1} = 1 - C1 * \left(\left(\frac{Pint}{Pev} \right)^{\frac{1}{n1}} - 1 \right)$ $\rho_{vap1} = density(R\$; P = Pev; x = 1)$	Flujo másico que mueve el compresor de baja	$n1 = \frac{Cp1}{Cv1}$ $Vfis1 = 68 \frac{cm^3}{rev}$ $C1 = 0,09538$	mr1=0,01632 [Kg/s]
$mr2 = \rho_{vap2} * Vfis2 * \varepsilon_{v2}$ $\varepsilon_{v2} = 1 - C2 * \left(\left(\frac{Pc}{Pint} \right)^{\frac{1}{n2}} - 1 \right)$ $\rho_{vap2} = density(R\$; P = Pint; x = 1)$	Flujo másico que mueve el compresor de alta	$n2 = \frac{Cp2}{Cv2}$ $Vfis2 = 41,09 \frac{cm^3}{rev}$ $C2 = 0,1607$	mr2=0,02493 [Kg/s]

5. Espesor del tanque.

Ecuación	Descripción	Datos	Resultados
$t_1 = P * \frac{R}{S * E - 0,6 * P}$ $t_2 = P * \frac{R}{2 * S * E + 0,4 * P}$	Cálculo del espesor mínimo del tanque intermedio según ASME	$P = 1832 [Kpa]$ $R = 0,1 [m]$ $S = 207000 [Kpa]$ $E = 0,6$	$t_1 = 0,001488 [m]$ $t_2 = 0,0007354 [m]$

6. Serpentin de subenfriamiento.

Ecuación	Descripción	Datos	Resultados
$Nusselt = h_i * \frac{D_i}{k_r}$ $Nusselt = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re_i - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$ $f = (0,79 * \ln(Re_i) - 1,64)^{-2}$	Coeficiente de transferencia de calor interno a los tubos. Convección forzada	$D_i = 0,004826 [m]$ $Re_i = 4 * \frac{m_r}{\pi * D_i * \mu}$ $m_r = 0,00861 \left[\frac{kg}{s}\right]$ $P_c = 1832 [Kpa]$	$h_i = 1221 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
$q_r^{\frac{1}{3}} = \left(55 * \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^n * \left(-\log_{10}\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)\right)^{-0,55} * M^{-0,5}\right)$ $n = 0,12 - 0,21 * \log_{10}(R_p)$	Transferencia de calor externo a los tubos. Ebullición nucleada.	$P_{int} = 367,1 [kpa]$ $D_e = 0,00635 [m]$ $T_{sat} = \text{Temperature}(R\$; P = P_{int}; X = 0)$	$q_r = 14504 \left[\frac{W}{^\circ C}\right]$
$Q_{int} = Q_{ext}$ $Q_{ext} = q_r * A_{ext}$ $Q_{int} = UA * LMTD$ $Q_{int} = m_r * C_{p_r} * \Delta T$ $\frac{1}{UA} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 * \pi * L * K_c} + \frac{1}{h_i * A_{int}} + \frac{1}{h_e * A_{ext}}$ $LMTD = \frac{(T_i - T_{sat}) - (T_{out} - T_{sat})}{\ln\left(\frac{T_i - T_{sat}}{T_{out} - T_{sat}}\right)}$	Balance de energía tomando como superficie de control la superficie exterior del tubo.	$T_i = 30,05 [^\circ C]$ $T_{out} = T_{int} + 8$	$h_e = 2496 \left[\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)}\right]$ $Q_{ext} = 458,1 [W]$ $L = 1,583 [m]$

ANEXO C. Código EES de los cálculos.

1. Código EES verificación flujo másico de los compresores.

CÁLCULO PARA COMPROBAR EL FLUJO MASICO DE LOS DOS COMPRES

Objetivo: Determinar si el compresor de alta es capaz o no de mover el flujo másico proveniente del compresor de baja

Datos

$$T_{ev} = -20 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$T_c = 45 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$P_{int} = \sqrt{P_c \cdot P_{ev}}$$

$$R\$ = \text{'R404a'}$$

Propiedades termodinamicas

$$h_1 = h_8$$

$$h_8 = h \left[R\$; T = T_{sub} ; P = P_c \right]$$

$$h_6 = h \left[R\$; x = 0 ; P = P_c \right]$$

$$h_5 = h \left[R\$; s = s_4 ; P = P_c \right]$$

$$h_4 = h \left[R\$; x = 1 ; P = P_{int} \right]$$

$$h_3 = h \left[R\$; s = s_2 ; P = P_{int} \right]$$

$$h_2 = h \left[R\$; T = T_{ev} ; x = 1 \right]$$

$$h_7 = h_6$$

$$P_c = P \left[R\$; T = T_c ; x = 0 \right]$$

$$P_{ev} = P \left[R\$; T = T_{ev} ; x = 0 \right]$$

$$T_{int} = T \left[R\$; P = P_{int} ; x = 0 \right]$$

$$s_4 = s \left[R\$; P = P_{int} ; x = 1 \right]$$

$$s_2 = s \left[R\$; P = P_{ev} ; x = 1 \right]$$

Balance en el interenfriamiento

Energía

$$m_{r3} \cdot h_7 + m_{r1} \cdot h_6 + m_{r1} \cdot h_3 = m_{r1} \cdot h_8 + m_{r2} \cdot h_4$$

masa

$$m_{r2} = m_{r1} + m_{r3}$$

En el evaporador

$$CAP = m_{r1} \cdot [h_2 - h_1]$$

Temperatura de subenfriamiento

$$T_{\text{sub}} = T_{\text{int}} + 6$$

CHEQUEO DEL COMPRESOR POR LA MASA DE REFRIGERANTE

Compresor de media

$$C2 = 0,1607$$

$$mr2c = \rho_{\text{vap2}} \cdot V_{\text{fis2}} \cdot \varepsilon_{v2}$$

$$V_{\text{fis2}} = 308,416 \cdot \left| 0,00000786579 \cdot \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{ft}^3/\text{h}} \right|$$

$$\varepsilon_{v2} = 1 - C2 \cdot \left[\left(\frac{P_c}{P_{\text{int}}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} - 1 \right]$$

$$\rho_{\text{vap2}} = \rho [R\$; P = P_{\text{int}} ; x = 1]$$

$$n = 1,28$$

compresor de baja

$$C1 = 0,09538$$

$$mr1 = \rho_{\text{vap1}} \cdot V_{\text{fis1}} \cdot \varepsilon_{v1}$$

$$V_{\text{fis1}} = 11,81 \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{1/\text{s}}{1/\text{h}} \right|$$

$$\varepsilon_{v1} = 1 - C1 \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{int}}}{P_{\text{ev}}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} - 1 \right]$$

$$\rho_{\text{vap1}} = \rho [R\$; P = P_{\text{ev}} ; x = 1]$$

Parametric Table: Table 1

	Tev [°C]	CAP	mr1	mr2	mr2c [m³/s]
Run 1	-35	3,324	0,02382	0,04031	0,05286
Run 2	-34	3,474	0,02495	0,04189	0,05454
Run 3	-33	3,627	0,02612	0,0435	0,05624
Run 4	-32	3,786	0,02733	0,04516	0,05797
Run 5	-31	3,95	0,02858	0,04686	0,05973
Run 6	-30	4,119	0,02988	0,0486	0,06151
Run 7	-29	4,293	0,03122	0,05038	0,06332
Run 8	-28	4,472	0,0326	0,0522	0,06515
Run 9	-27	4,656	0,03404	0,05407	0,067
Run 10	-26	4,846	0,03551	0,05599	0,06888

2. Código EES Constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del condensador.

-----Datos geometricos-----

$$N_{\text{filas}} = 4 \quad \text{Numero de filas}$$

$$N_{\text{TF}} = 16 \quad \text{Numero de tubos por fila}$$

$$N_f = \text{FLOOR} \left[\frac{10}{0,0254} \cdot 0,56 \right]$$

Numero de aletas para 10 aletas por pulgada

$$N_{\text{fm}} = \frac{N_f}{L_t} \quad \text{Numero de aletas por metro}$$

$$N_{\text{tubos}} = N_{\text{filas}} \cdot N_{\text{TF}} \quad \text{Numero Total de tubos}$$

$$P_f = \frac{0,56}{N_f} \quad \text{Paso de aletas, [m/N.aletas]}$$

$$Y_f = 0,0003 \quad [\text{m}] \quad \text{Espesor de las aletas}$$

$$S_t = 0,0254 \quad [\text{m}] \quad \text{Paso vertical de los tubos}$$

$$S_l = 0,022 \quad [\text{m}] \quad \text{Paso horizontal de los tubos}$$

$$L_t = 0,56 \quad [\text{m}]$$

Longitud cada tubo, Largo condensador

$$L_2 = N_{\text{filas}} \cdot S_l \quad \text{Profundidad condensador}$$

$$L_3 = N_{\text{TF}} \cdot S_t \quad \text{Altura condensador}$$

$$D_o = 0,0127 \quad \text{Diametro exterior de los tubos}$$

$$D_i = 0,0107 \quad \text{Diametro interior de los tubos}$$

$$e = \frac{D_o - D_i}{2} \quad \text{Espesor del tubo}$$

$$K = \frac{k [\text{Copper ; } T = 50]}{1000}$$

conductividad del cobre, Material de los tubos

$$A_t = \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \quad \text{Area transversal del tubo}$$

$$L = L_t$$

$$2 \cdot X_{\text{film}} = 0,006 \quad [\text{m}] \quad \text{Paso proyectado de la corrugacion de la aleta}$$

$$P_{\text{df}} = 0,001 \quad [\text{m}] \quad \text{Profundidad de la corrugacion}$$

$$\text{tetha}_f = \arctan [1 / 3]$$

-----Datos operativos-----

Aire

$$Q_{\text{air}} = 1400 \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}^3/\text{h}} \right|$$

$$t_{\text{db},1} = 26$$

$$t_{\text{wb},1} = 22$$

$$P_{\text{op}} = 90,66$$

Refrigerante

$$T_{\text{ev}} = -30$$

$$T_{\text{c}} = 45$$

-----Cálculo del area exterior-----

Area libre de aletas

$$A_p = \pi \cdot D_o \cdot [L_t - Y_f \cdot N_f] \cdot N_{\text{tubos}} + 2 \cdot \left[L2 \cdot L3 - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot N_{\text{tubos}} \right]$$

Area de las aletas

$$A_f = 2 \cdot \left[L2 \cdot L3 - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot N_{\text{tubos}} \right] \cdot N_f + 2 \cdot L3 \cdot Y_f \cdot N_f$$

Area Total

$$A_o = A_p + A_f$$

-----Cálculo del Area interior-----

$$A_i = N_{\text{tubos}} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L$$

-----Cálculo de la eficiencia-----

Relaciones para hallar la eficiencia en aletas continuas, segun Mcquiston, pag 490

$$\eta_f = \frac{\tanh [m \cdot r_o \cdot \phi]}{m \cdot r_o \cdot \phi}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{K_f \cdot Y_f}}$$

$$r_o = \frac{D_o}{2}$$

$$\phi = \left[\frac{r_e}{r_o} - 1 \right] \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{r_e}{r_o} \right) \right]$$

$$\frac{r_e}{r_o} = 1,27 \cdot \psi \cdot [\beta - 0,3]^{0,5}$$

$$\psi = \frac{M_m}{r_o}$$

$$\beta = \frac{L_m}{M_m}$$

Para un arreglo triangular 30°

$$M_m = \frac{S_t}{2}$$

$$L_m = 0,5 \cdot \left[\sqrt{M_m^2 + S_t^2} \right] \quad \text{Por geometria de hexagono}$$

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot [1 - \eta_f]$$

Propiedades

Conductividad termica del aluminio

$$K_f = \frac{k[\text{'Aluminum'; 32}]}{1000}$$

-----Sistema de refrigeración-----

$$Q_e = m_r \cdot [h_2 - h_1]$$

$$Q_c = m_r \cdot [h_3 - h_4]$$

Termodinamica del ciclo

$$R\$ = \text{'R404a'}$$

$$h_1 = h_4$$

$$h_2 = h[R\$; T = T_{ev}; x = 1]$$

$$h_3 = h[R\$; P = P_c; s = s_2]$$

$$h_4 = h[R\$; T = T_c; x = 0]$$

$$P_c = P[R\$; T = T_c; x = 1]$$

$$P_{ev} = P[R\$; T = T_{ev}; x = 1]$$

$$P_{cr} = P_{Crit}[R\$]$$

$$s_2 = s[R\$; T = T_{ev}; x = 1]$$

$$x = 0,8$$

-----Calculo de h_f -----

Metodo Fundamentals heat exchangers-Flujo anular- SHAH

$$h_i = 0,023 \cdot \frac{k_l}{D_i} \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_i^{0,4} \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{\left(\frac{P_c}{P_{cr}}\right)^{0,38}} \right]$$

$$Re_i = G \cdot \frac{D_i}{\mu_l}$$

$$G = \frac{m_r}{4 \cdot A_t}$$

Propiedades

$$\rho_l = \rho [R\$; T = T_c ; x = 0]$$

$$\rho_v = \rho [R\$; T = T_c ; x = 1]$$

$$\mu_l = \text{Visc} [R\$; T = T_c ; x = 0]$$

$$\mu_v = \text{Visc} [R\$; T = T_c ; x = 1]$$

$$k_l = \frac{k [R\$; T = T_c ; x = 0]}{1000}$$

$$h_{l,r} = h [R\$; T = T_c ; x = 0]$$

$$h_{v,r} = h [R\$; T = T_c ; x = 1]$$

$$h_{lv} = h_{v,r} - h_{l,r}$$

$$Pr_l = \text{Pr} [R\$; T = T_c ; x = 0]$$

$$Cp_l = \text{Cp} [R\$; T = T_c ; x = 0]$$

-----Calculo del h_o -----

Area minima

$$2 \cdot a = S_t - D_o - [S_t - D_o] \cdot Y_f \cdot N_{fm}$$

$$b = P_t - D_o - [S_t - D_o] \cdot Y_f \cdot N_{fm}$$

$$P_t = S_t \text{ Para un arreglo de } 30^\circ$$

$$c_{ho} = \text{If} [2 \cdot a ; 2 \cdot b ; 2 \cdot a ; 2 \cdot a ; 2 \cdot b]$$

$$A_{min} = \left[\left(\frac{L3}{S_t} - 1 \right) \cdot c_{ho} + S_t - D_o - (S_t - D_o) \cdot Y_f \cdot N_{fm} \right] \cdot L_t$$

Metodologia McQuiston para el coeficiente externo en condensadores de 4 filas de tubos

$$JP = Re_d^{-0,4} \cdot \left[\frac{A_o}{A_p} \right]^{-0,15}$$

$$Re_d = G_{air} \cdot \frac{D_o}{\mu}$$

$$j1 = \frac{1,391 + 267,3 \cdot JP}{1000}$$

$$j1 = \frac{h_o}{G_{air} \cdot C_{pa}} \cdot P_r^{[2/3]}$$

$$G_{air} = Q_{air} \cdot \frac{\rho}{A_{min}}$$

Conductividad del aire

$$k_{air} = \frac{k [AIRH2O ; T = T_{db,prom} ; B = T_{wb,prom} ; P = P_{op}]}{1000}$$

Diámetro del collar de la aleta

$$d_c = D_o + 2 \cdot Y_f$$

Diámetro hidráulico

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{min} \cdot L2}{A_o}$$

Numero de Reynolds

$$Re_{dc} = \frac{\rho \cdot u_m \cdot d_c}{\mu}$$

$$\mu = Visc [AIRH2O ; T = T_{db,prom} ; B = T_{wb,prom} ; P = 101,325]$$

Numero de Prandt

$$P_r = Pr [Air ; T = T_{db,prom}]$$

Densidad

$$\rho = \rho [AIRH2O ; T = T_{db,prom} ; B = T_{wb,prom} ; P = 101,325]$$

Velocidad

$$u_m = If [S_D ; M_h ; u_{m,2} ; u_{m,1} ; u_{m,1}]$$

$$M_h = \frac{S_t + D_o}{2}$$

$$S_D = \sqrt{S_t^2 + S_l^2}$$

$$u_{m,1} = \left[\frac{S_t}{S_t - D_o} \right] \cdot V_{air,prom}$$

$$u_{m,2} = \frac{S_t}{2 \cdot [S_D - D_o]} \cdot V_{air,prom}$$

$$m_a = \rho \cdot Q_{air}$$

$$Q_{air} = V_{air,prom} \cdot L_t \cdot L_3$$

-----Calculo del Calor retirado(Solo sensible)-----

Propiedades

$$T_{db,prom} = \frac{t_{db,1} + T_{db,2}}{2}$$

$$T_{wb,prom} = \frac{t_{wb,1} + T_{wb,2}}{2}$$

Humedad del aire

$$\omega_{a1} = \omega [AIRH_2O ; T = t_{db,1} ; B = t_{wb,1} ; P = P_{op}]$$

$$\omega_{a2} = \omega [AIRH_2O ; T = T_{db,2} ; B = T_{wb,2} ; P = P_{op}]$$

$$\omega_{a1} = \omega_{a2}$$

$$C_{pa} = C_p [AIRH_2O ; T = T_{db,prom} ; B = T_{wb,prom} ; P = P_{op}]$$

Calculo del UA

$$\frac{1}{UA} = \frac{\ln \left[\frac{D_o}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot N_{tubos} \cdot K} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_o \cdot \eta \cdot A_o}$$

$$U = \frac{UA}{A_o}$$

Calculo de la Kcondensador

$$K_{cond} = m_a \cdot C_{pa} \cdot \left[1 - \exp \left(\frac{-UA}{m_a \cdot C_{pa}} \right) \right]$$

Calor Retirado

$$Q_c = m_a \cdot C_{pa} \cdot [T_{db,2} - t_{db,1}]$$

$$Q_c = K_c \cdot [T_c - t_{db,1}]$$

$$Q_c = UA \cdot LMTD$$

$$LMTD = \frac{T_c - t_{db,1} - [T_c - T_{db,2}]}{\ln \left[\frac{T_c - t_{db,1}}{T_c - T_{db,2}} \right]}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$a = 0,005602$
 $A_{min} = 0,1004$
 $A_t = 0,00008992$
 $C_{pa} = 1,037$
 $d_c = 0,0133 \text{ [m]}$
 $D_o = 0,0127 \text{ [m]}$
 $\eta_f = 0,9621$
 $h_1 = 268,1$
 $h_4 = 268,1$
 $h_{l,r} = 268,1$
 $j_1 = 0,009056$
 $K_c = 0,308$
 $K_f = 0,2355$
 $L_2 = 0,088 \text{ [m]}$
 $L_m = 0,0127 \text{ [m}^{10}\text{]}$
 $\mu = 0,0000188$
 $m_a = 0,4455 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $m_r = 0,04581$
 $N_{fm} = 392,9 \text{ [1/m]}$
 $\omega_{a1} = 0,017$
 $P_{r1} = 2,906$
 $P_{cr} = 3735 \text{ [kPa]}$
 $P_f = 0,002545$
 $P_t = 0,0254 \text{ [m]}$
 $Q_e = 3,724$
 $Re_{dc} = 2770 \text{ [m]}$
 $\rho_l = 934$
 $r_o = 0,00635$
 $S_l = 0,022 \text{ [m]}$
 $T_c = 45$
 $T_{db,prom} = 32,34$
 $T_{wb,2} = 25,15$
 $UA = 0,5077$
 $U_{m,2} = 1,038$
 $X_{film} = 0,003$

$A_f = 12,22 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_o = 13,54 \text{ [m}^2\text{]}$
 $b = 0,0112 \text{ [m]}$
 $C_{pi} = 1,854$
 $D_h = 0,00261 \text{ [1/m]}$
 $e = 0,001$
 $G = 127,4$
 $h_2 = 349,4$
 $h_i = 1,713$
 $h_o = 0,05155$
 $JP = 0,02867 \text{ [m}^{-5}\text{]}$
 $K_{cond} = 0,308$
 $k_l = 0,00006063$
 $L_3 = 0,4064 \text{ [m]}$
 $L_t = 0,56 \text{ [m]}$
 $\mu_l = 0,00009502$
 $M_h = 0,01905 \text{ [m]}$
 $N_f = 220$
 $N_{TF} = 16$
 $\omega_{a2} = 0,017$
 $\psi = 2$
 $P_{df} = 0,001 \text{ [m]}$
 $P_{op} = 90,66$
 $Q_{air} = 0,3889 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $R\$ = 'R404a'$
 $Re_l = 14341 \text{ [m]}$
 $\rho_v = 118$
 $s_2 = 1,627$
 $S_t = 0,0254 \text{ [m]}$
 $t_{db,1} = 26$
 $T_{ev} = -30$
 $T_{wb,prom} = 23,57$
 $U_m = 3,418$
 $V_{air,prom} = 1,709$
 $Y_f = 0,0003 \text{ [m]}$

$A_i = 1,205 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_p = 1,317 \text{ [m}^2\text{]}$
 $\beta = 1$
 $Ch_o = 0,0112$
 $D_i = 0,0107$
 $\eta = 0,9658$
 $G_{air} = 4,438 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $h_3 = 395,8$
 $h_{iv} = 112,9$
 $h_{v,r} = 381,1$
 $K = 0,3949$
 $k_{air} = 0,00002613$
 $L = 0,56 \text{ [m]}$
 $LMTD = 11,53$
 $m = 38,2$
 $\mu_v = 0,00001518$
 $M_m = 0,0127 \text{ [m]}$
 $N_{filas} = 4$
 $N_{tubos} = 64$
 $\phi = 1,422$
 $P_c = 2045$
 $P_{ev} = 202,2$
 $P_r = 0,7263$
 $Q_c = 5,851 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $Re_d = 2998 \text{ [m]}$
 $\rho = 1,145$
 $r_e = 0,0135$
 $S_D = 0,0336 \text{ [m}^{10}\text{]}$
 $tetha_f = 18,43$
 $T_{db,2} = 38,67$
 $t_{wb,1} = 22$
 $U = 0,0375 \text{ [1/m}^2\text{]}$
 $U_{m,1} = 3,418$
 $x = 0,8$

3. Código EES constante de potencial de capacidad de transferencia de calor del evaporador.

-----Datos geometricos-----

$$N_{\text{filas}} = 2 \quad \text{Numero de filas}$$

$$N_{\text{TF}} = 9 \quad \text{Numero de tubos por fila}$$

$$N_f = \text{FLOOR} [3 \cdot 19,06] \quad \text{Numero de aletas para 3 aletas por pulgada}$$

$$N_{\text{fm}} = \frac{N_f}{L_t} \quad \text{Numero de aletas por metro}$$

$$N_{\text{tubos}} = N_{\text{filas}} \cdot N_{\text{TF}} \quad \text{Numero Total de tubos}$$

$$P_f = \frac{0,484}{N_f} \quad \text{Paso de aletas, [m/N.aletas]}$$

$$Y_f = 0,0005 \quad \text{[m] Espesor de las aletas}$$

$$S_t = 0,0254 \quad \text{[m] Paso vertical de los tubos}$$

$$S_l = 0,0285 \quad \text{[m] Paso horizontal de los tubos}$$

$$L_t = 0,484 \quad \text{[m] Longitud cada tubo, Largo condensador}$$

$$L2 = N_{\text{filas}} \cdot S_l \quad \text{Profundidad condensador}$$

$$L3 = N_{\text{TF}} \cdot S_t \quad \text{Altura condensador}$$

$$D_o = 0,009525 \quad \text{Diametro exterior de los tubos}$$

$$D_i = D_o - 2 \cdot 0,000762 \quad \text{Diametro interior de los tubos}$$

$$e = \frac{D_o - D_i}{2} \quad \text{Espesor del tubo}$$

$$K = \frac{k [\text{Aluminum ; } T = 50]}{1000} \quad \text{conductividad del cobre, Material de los tubos}$$

$$A_t = \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \quad \text{Area transversal del tubo}$$

$$L = L_t$$

-----Datos operativos-----

Aire

$$Q_{\text{air}} = 400 \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}^3/\text{h}} \right|$$

$$P_{\text{op}} = 101,3$$

Refrigerante

$$T_{\text{ev}} = -35$$

$$T_c = 45$$

-----Calculo del area exterior-----

Area libre

$$A_p = \pi \cdot D_o \cdot [L_t - Y_f \cdot N_f] \cdot N_{\text{tubos}} + 2 \cdot \left[L2 \cdot L3 - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot N_{\text{tubos}} \right]$$

Area de las aletas

$$A_f = 2 \cdot \left[L2 \cdot L3 - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot N_{\text{tubos}} \right] \cdot N_f + 2 \cdot L3 \cdot Y_f \cdot N_f$$

Area Total

$$A_o = A_p + A_f$$

-----Calculo del Area interior-----

$$A_i = N_{\text{tubos}} \cdot \pi \cdot D_i \cdot L$$

-----Calculo de la eficiencia-----

Relaciones para hallar la eficiencia en aletas continuas, segun Mcquiston, pag 490

$$\eta_f = \frac{\tanh [m \cdot r_o \cdot \phi]}{m \cdot r_o \cdot \phi}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{K_f \cdot Y_f}}$$

$$r_o = \frac{D_o}{2}$$

$$\phi = \left[\frac{r_e}{r_o} - 1 \right] \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{r_e}{r_o} \right) \right]$$

$$\frac{r_e}{r_o} = 1,27 \cdot \psi \cdot [\beta - 0,3]^{0,5}$$

$$\psi = \frac{M_m}{r_o}$$

$$\beta = \frac{L_m}{M_m}$$

Para un arreglo triangular 30°

$$M_m = \frac{S_t}{2}$$

$$L_m = 0,5 \cdot \left[\sqrt{M_m^2 + S_t^2} \right] \quad \text{Por geometria de hexagono}$$

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot [1 - \eta_f]$$

Propiedades

Conductividad termica del aluminio

$$K_f = \frac{k['Aluminum'; 32]}{1000}$$

-----Sistema de refrigeracion-----

$$Q_e = m_r \cdot [h_2 - h_1]$$

$$Q_c = m_r \cdot [h_3 - h_4]$$

Termodinamica del ciclo

$$R\$ = 'R404a'$$

$$h_1 = h_4$$

$$h_2 = h[R\$; T = T_{ev}; x = 1]$$

$$h_3 = h[R\$; P = P_c; s = s_2]$$

$$h_4 = h[R\$; T = T_c; x = 0]$$

$$P_c = P[R\$; T = T_c; x = 1]$$

$$P_{ev} = P[R\$; T = T_{ev}; x = 1]$$

$$P_{cr} = P_{crit}(R\$)$$

$$s_2 = s[R\$; T = T_{ev}; x = 1]$$

$$x = 0,2$$

-----Calculo de h_i -----

Ecuaciones para calculo de h

Metodo Jie Shao (2016)

$$h_i = 0,55 \cdot h_{fm} \cdot \left[1 + 3000 \cdot B_o^{0,86} + 1,12 \cdot \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \right] \cdot F_\alpha^{0,48}$$

$$h_{fm} = 0,023 \cdot \left[\frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_l} \right]^{0,9} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_i}$$

$$F_\alpha = If[x; 0,7; F_{\alpha,1}; F_{\alpha,1}; F_{\alpha,2}]$$

$$F_{\alpha,1} = 1$$

$$F_{\alpha,2} = 1 + 0,2 \cdot x^{1,2} \cdot \cos[15]$$

$$B_o = \frac{q}{G \cdot h_{lv}}$$

$$q = \frac{Q_e}{A_i}$$

$$G = \frac{m_r}{4 \cdot A_t}$$

Propiedades

$$\rho_l = \rho [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]$$

$$\rho_v = \rho [R\$; T = T_{ev} ; x = 1]$$

$$\mu_l = \text{Visc} [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]$$

$$\mu_v = \text{Visc} [R\$; T = T_{ev} ; x = 1]$$

$$k_l = \frac{k [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]}{1000}$$

$$h_{l,r} = h [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]$$

$$h_{v,r} = h [R\$; T = T_{ev} ; x = 1]$$

$$h_{lv} = h_{v,r} - h_{l,r}$$

$$Pr_l = Pr [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]$$

$$Cp_l = Cp [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]$$

-----Calculo del h_o -----

Area minima

$$2 \cdot a = S_t - D_o - [S_t - D_o] \cdot Y_f \cdot N_{fm}$$

$$b = P_t - D_o - [S_t - D_o] \cdot Y_f \cdot N_{fm}$$

$$P_t = S_t \text{ Para un arreglo de } 30^\circ$$

$$c_{ho} = \text{If} [2 \cdot a ; 2 \cdot b ; 2 \cdot a ; 2 \cdot a ; 2 \cdot b]$$

$$A_{min} = \left[\left(\frac{L3}{S_t} - 1 \right) \cdot c_{ho} + S_t - D_o - (S_t - D_o) \cdot Y_f \cdot N_{fm} \right] \cdot L_t$$

Correlacion para calcular factor de Colburn. Para $Nr \geq 2$, Asumiendo aletas planas

$$j = 0,086 \cdot Re_{dc}^{c_3} \cdot N_{filas}^{c_4} \cdot \left[\frac{P_f}{d_c} \right]^{c_5} \cdot \left[\frac{P_f}{D_h} \right]^{c_6} \cdot \left[\frac{P_f}{S_t} \right]^{-0,93}$$

Donde

$$c_3 = -0,361 - \frac{0,042 \cdot N_{filas}}{\ln [Re_{dc}]} + 0,158 \cdot \ln \left[N_{filas} \cdot \left(\frac{P_f}{d_c} \right)^{0,41} \right]$$

$$c_4 = -1,224 - \frac{0,076 \cdot \left[\frac{S_l}{D_h} \right]^{1,42}}{\ln [Re_{dc}]}$$

$$c_5 = -0,083 + \frac{0,058 \cdot N_{filas}}{\ln [Re_{dc}]}$$

$$c_6 = -5,735 + 1,21 \cdot \ln \left[\frac{Re_{dc}}{N_{filas}} \right]$$

Relacion entre el factor de Colburn y el numero de Nusselt

$$j = \frac{Nusselt \cdot P_r^{\left[\frac{-1}{3} \right]}}{Re_{dc}}$$

Relacion entre Nusselt y coeficiente de transferencia de calor por conveccion

$$Nusselt = \frac{h_o \cdot D_h}{K_{air}}$$

$$K_{air} = \frac{k [Air ; T = T_{amb}]}{1000}$$

Diametro del collar de la aleta

$$d_c = D_o + 2 \cdot Y_f$$

Diametro hidraulico

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{min} \cdot L_2}{A_o}$$

Numero de Reynolds

$$Re_{dc} = \frac{\rho \cdot u_m \cdot d_c}{\mu}$$

$$\mu = \mathbf{Visc} [Air ; T = T_{amb}]$$

Numero de Prandt

$$P_r = \mathbf{Pr} [Air ; T = T_{amb}]$$

Densidad

$$\rho = \rho [Air ; T = T_{amb} ; P = 101,325]$$

Velocidad

$$u_m = \mathbf{If} [S_D ; M_h ; u_{m,2} ; u_{m,1} ; u_{m,1}]$$

$$M_h = \frac{S_t + D_o}{2}$$

$$S_D = \sqrt{S_t^2 + S_l^2}$$

$$u_{m,1} = \left[\frac{S_t}{S_t - D_o} \right] \cdot V_{air,prom}$$

$$u_{m,2} = \frac{S_t}{2 \cdot [S_D - D_o]} \cdot V_{air,prom}$$

$$m_a = \rho \cdot Q_{air}$$

$$Q_{air} = V_{air,prom} \cdot L_t \cdot L_3$$

-----Calculo del Calor retirado(Solo sensible)-----

Calculo del UA

$$\frac{1}{UA} = \frac{\ln \left[\frac{D_o}{D_i} \right]}{4 \cdot \pi \cdot L \cdot N_{tubos} \cdot K} + \frac{1}{h_i \cdot 2 \cdot A_i} + \frac{1}{h_o \cdot \eta \cdot 2 \cdot A_o}$$

$$U = \frac{UA}{2 \cdot A_o}$$

Calculo de la Kcondensador

$$K_{ev} = m_a \cdot C_{pa} \cdot \left[1 - \exp \left(\frac{-UA}{m_a \cdot C_{pa}} \right) \right]$$

$$C_{pa} = C_p [Air ; T = T_{amb}]$$

Calor Ganado

$$Q_e = 3,2 \text{ [kW]}$$

$$Q_e = K_{ev} \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = T_{amb} - T_{ev}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$a = 0,00747$$

$$A_{min} = 0,06508$$

$$A_t = 0,00005028$$

$$B_o = 0,0003729$$

$$C_3 = -0,2773$$

$$C_6 = 1,994$$

$$d_c = 0,01053 \text{ [m]}$$

$$D_o = 0,009525 \text{ [m]}$$

$$\eta^f = 0,9571$$

$$A_f = 1,352 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_o = 1,621 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$b = 0,01494 \text{ [m]}$$

$$C_{pa} = 1,004$$

$$c_4 = -1,278$$

$$C_{ho} = 0,01494$$

$$D_h = 0,009153 \text{ [1/m]}$$

$$e = 0,000762$$

$$F_\alpha = 1$$

$$A_i = 0,219 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_p = 0,2688 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\beta = 1,228$$

$$C_{pi} = 1,276$$

$$c_5 = -0,06662$$

$$\Delta T = 44,63$$

$$D_i = 0,008001$$

$$\eta = 0,9643$$

$$F_{\alpha,1} = 1$$

$F_{\alpha,2} = 1,028$
 $h_2 = 346,5$
 $h_{fm} = 0,8844$
 $h_{l,r} = 153,5$
 $j = 0,01205 \text{ [m}^3\text{-7-3/1}^2\text{]}$
 $K_{air} = 0,00002436$
 $L = 0,484 \text{ [m]}$
 $L_m = 0,0156 \text{ [m}^{10}\text{]}$
 $\mu = 0,00001776$
 $m_a = 0,1387 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $m_r = 0,04084$
 $N_{filas} = 2$
 $N_{tubos} = 18$
 $\psi = 2,667$
 $P_f = 0,008491$
 $P_t = 0,0254 \text{ [m]}$
 $Q_c = 5,278 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $Re_{dc} = 1189 \text{ [m]}$
 $\rho_v = 8,619$
 $s_2 = 1,631$
 $S_t = 0,0254 \text{ [m]}$
 $T_{ev} = -35$
 $u_m = 1,607$
 $V_{air,prom} = 1,004$

$G = 203,1$
 $h_3 = 397,3$
 $h_i = 3,729$
 $h_o = 0,03436$
 $K = 0,2373$
 $K_f = 0,2355$
 $L_2 = 0,057 \text{ [m]}$
 $L_t = 0,484 \text{ [m]}$
 $\mu^l = 0,0002816$
 $M_h = 0,01746 \text{ [m]}$
 $Nusselt = 12,91$
 $N_{fm} = 117,8 \text{ [1/m]}$
 $\phi = 3,2$
 $P_c = 2045$
 $P_{op} = 101,3$
 $q = 14,61 \text{ [kW/m}^2\text{]}$
 $Q_e = 3,2 \text{ [kW]}$
 $\rho = 1,248$
 $r_e = 0,01554$
 $S_D = 0,03818 \text{ [m}^{10}\text{]}$
 $T_{amb} = 9,635$
 $U = 0,03106 \text{ [1/m}^2\text{]}$
 $u_{m,1} = 1,607$
 $x = 0,2$

$h_1 = 268,1$
 $h_4 = 268,1$
 $h_{lv} = 193$
 $h_{v,r} = 346,5$
 $K_{ev} = 0,07169$
 $k_l = 0,00008846$
 $L_3 = 0,2286 \text{ [m]}$
 $m = 24,16$
 $\mu_v = 0,00000993$
 $M_m = 0,0127 \text{ [m]}$
 $N_f = 57$
 $N_{TF} = 9$
 $P_n = 4,064$
 $P_{ev} = 163,6$
 $P_r = 0,7319$
 $Q_{air} = 0,1111 \text{ [m}^3\text{/s]}$
 $R\$ = 'R404a'$
 $\rho^l = 1271$
 $r_o = 0,004763$
 $S_i = 0,0285 \text{ [m]}$
 $T_c = 45$
 $UA = 0,1007$
 $u_{m,2} = 0,4451$
 $Y_f = 0,0005 \text{ [m]}$

4. Modelo matemático de diseño.

DISEÑO DEL CICLO POR ETAPAS

Datos

$$T_{amb} = 28$$

$$T_{room} = -10 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$CAP=3,52 \text{ [Kw]}$$

Temperatura de subenfriamiento

$$T_{sub} = T_{int} + 8$$

-----Propiedades termodinamicas-----

$$R\$ = 'R404a'$$

$$h_1 = h_8$$

$$h_8 = h [R\$; T = T_{sub} ; P = P_c]$$

$$h_6 = h [R\$; T = T_{subcond} ; P = P_c]$$

$$h_5 = h [R\$; s = s_4 ; P = P_c]$$

$$h_4 = h [R\$; x = 1 ; P = P_{int}]$$

$$h_3 = h [R\$; s = s_2 ; P = P_{int}]$$

$$h_2 = h [R\$; T = T_{ev} ; x = 1]$$

$$h_7 = h_6$$

$$P_c = P [R\$; T = T_c ; x = 0]$$

$$P_{ev} = P [R\$; T = T_{ev} ; x = 0]$$

$$T_{int} = T [R\$; P = P_{int} ; x = 0]$$

$$s_4 = s [R\$; P = P_{int} ; x = 1]$$

$$s_2 = s [R\$; P = P_{ev} ; x = 1]$$

$$T_{subcond} = T_c - 10 \text{ Se asumen } 10^{\circ}\text{C de subenfriamiento}$$

-----Balance en el tanque intermedio-----

Energia

$$m_{r3} \cdot h_7 + m_{r1} \cdot h_6 + m_{r1} \cdot h_3 = m_{r1} \cdot h_8 + m_{r2} \cdot h_4$$

masa

$$m_{r2} - m_{r1} = m_{r3}$$

-----En el evaporador-----

$$CAP = m_{r1} \cdot [h_2 - h_1]$$

$$CAP = K_{ev} \cdot [T_{room} - T_{ev}]$$

$$K_{ev} = 0,07169 \text{ [Kw/(}^{\circ}\text{C)]}$$

-----En el condensador-----

$$Q_c = m_{r2} \cdot [h_5 - h_6]$$

$$Q_c = K_{cond} \cdot [T_c - T_{amb}]$$

$$K_{cond} = 0,3022 \text{ [Kw/(}^{\circ}\text{C)]}$$

$$T_{amb2}=43$$

-----compresor de baja-----

$$C_1 = 0,09538$$

$$m_{r1} = \rho_{hovap1} \cdot V_{fis1} \cdot \varepsilon_{v1}$$

$$V_{fis1} = 68 \cdot \frac{1}{100^3} \cdot \frac{RPM1}{60} \text{ El 60 convierte RPM a RPS, y (1/100}^3\text{) convierte cm}^3 \text{ a m}^3$$

$$RPM1 = 2900$$

$$\varepsilon_{v1} = 1 - C_1 \cdot \left[\left(\frac{P_{int}}{P_{ev}} \right)^{\left(\frac{1}{n_1} \right)} - 1 \right]$$

$$\rho_{hovap1} = \rho [R\$; P = P_{ev} ; x = 1]$$

$$n_1 = \frac{C_{p1}}{C_{v1}}$$

$$C_{p1} = C_p [R\$; x = 1 ; P = P_{ev}]$$

$$C_{v1} = C_v [R\$; x = 1 ; P = P_{ev}]$$

-----Compresor de media-----

$$C_2 = 0,1607$$

$$m_{r2} = \rho_{hovap2} \cdot V_{fis2} \cdot \varepsilon_{v2}$$

$$V_{fis2} = 308,416 \cdot \left| 0,00000786579 \cdot \frac{m^3/s}{ft^3/h} \right|$$

$$\varepsilon_{v2} = 1 - C_2 \cdot \left[\left(\frac{P_c}{P_{int}} \right)^{\left(\frac{1}{n_2} \right)} - 1 \right]$$

$$\rho_{hovap2} = \rho [R\$; P = P_{int} ; x = 1]$$

$$n2 = \frac{Cp2}{Cv2}$$

$$Cp2 = \mathbf{Cp} \left[\text{R\$} ; x = 1 ; P = \text{Pint} \right]$$

$$Cv2 = \mathbf{Cv} \left[\text{R\$} ; x = 1 ; P = \text{Pint} \right]$$

----- *trabajo y COP*-----

$$Wa = mr2 \cdot [h5 - h4] \quad \text{Trabajo del compresor de alta}$$

$$Wb = mr1 \cdot [h3 - h2] \quad \text{Trabajo del compresor de baja}$$

$$Wt = Wb + Wa \quad \text{Trabajo Total}$$

$$\text{COP} = \frac{\text{CAP}}{Wt}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$C1 = 0,09538$$

$$\text{COP} = 2,075 \quad [\text{kW}]$$

$$Cv1 = 0,6795 \quad [\text{kJ/kg-K}]$$

$$\varepsilon_{v2} = 0,5488$$

$$h3 = 364,7 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h6 = 244,1$$

$$K_{\text{cond}} = 0,3022 \quad [\text{Kw}/(^{\circ}\text{C})]$$

$$mr2 = 0,02493 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$n2 = 1,202$$

$$\text{Pint} = 367,1$$

$$\rho_{\text{vap1}} = 5,983 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$s2 = 1,64 \quad [\text{kJ/kg-K}]$$

$$T_{\text{ev}} = -44,27 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{sub}} = -7,117$$

$$V_{\text{fis1}} = 0,003287 \quad [1/\text{s}]$$

$$Wb = 0,3885 \quad [1/\text{s}]$$

$$C2 = 0,1607$$

$$Cp1 = 0,7931 \quad [\text{kJ/kg-K}]$$

$$Cv2 = 0,7615$$

$$h1 = 190,4 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h4 = 358,2$$

$$h7 = 244,1$$

$$K_{\text{ev}} = 0,07169 \quad [\text{Kw}/(^{\circ}\text{C})]$$

$$mr3 = 0,00861$$

$$Pc = 1832 \quad [\text{kPa}]$$

$$Qc = 3,64 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\rho_{\text{vap2}} = 18,73$$

$$s4 = 1,615$$

$$T_{\text{int}} = -15,12 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{subcond}} = 30,05$$

$$V_{\text{fis2}} = 0,002426 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$Wt = 1,184$$

$$\text{CAP} = 2,456 \quad [\text{kW}]$$

$$Cp2 = 0,9154$$

$$\varepsilon_{v1} = 0,83$$

$$h2 = 340,9 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h5 = 390,1$$

$$h8 = 190,4$$

$$mr1 = 0,01632 \quad [1/\text{s}]$$

$$n1 = 1,167$$

$$P_{\text{ev}} = 111,2 \quad [\text{kPa}]$$

$$\text{R\$} = \text{'R404a'}$$

$$\text{RPM1} = 2900$$

$$T_c = 40,05 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{room}} = -10 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{amb}} = 28 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$Wa = 0,7953 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

5. Código EES del cálculo del espesor del tanque intermedio.

CALCULO DEL ESPESOR DEL TANQUE INTERMEDIO ----- DISEÑO MECANICO

$P = 1832$ [kPa] Se diseña el tanque para que soporte la maxima presion del sistema que es la Pcond

$R = 0,1$ [m] Se escoge el Radio del tanque.

De la norma ASME seccion VIII-Capitulo UG-27

Se escoge el mayor espesor entre:

$$t_1 = P \cdot \left[\frac{R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} \right]$$

$$t_2 = P \cdot \left[\frac{R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \right]$$

Para el esfuerzo de fluencia del acero, se toma acero inoxidable tipo austenitico- Hamrock, Tabla A.1- pag 889

$S = 207000$ [kPa]

Para hallar E-Eficiencia de la junta, Se usa la Norma ASME seccion VIII cap UW-12

Se toma la soldadura sencilla sin platina de refuerzo- Single welded butt joint without use of backing strip

El tipo de la soldadura es TIPO A, y no se realiza ningun examen de inspeccion

$E = 0,6$

Relacion Diametro/Espesor para confirmar que se trata de pared delgada o gruesa

$$Rel = 2 \cdot \frac{R}{t_1}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$E = 0,6$

$Rel = 134,4$

$t_2 = 0,0007354$ [m]

$P = 1832$ [kPa]

$S = 207000$ [kPa]

$R = 0,1$ [m]

$t_1 = 0,001488$ [m]

6. Código EES del Cálculo de la longitud de tubería mínima en el serpentín.

CALCULO DE LA LONGITUD DE TUBERIA NECESARIA EN EL TANQUE INTERMEDIO

Se basa en hallar el Area requerida para subenfriar el refrigerante

-----DATOS-----

$$m_r = 0,00861 \text{ [kg/s]}$$

$$P_c = 1832 \text{ [kPa]}$$

$$T_i = 30,05 \text{ [°C]}$$

$$T_{out} = T_i - \Delta T$$

$$T_{sat} = T \text{ [R\$; P = Pint ; x = 0]}$$

$$T_{prom} = \frac{T_i + T_{out}}{2}$$

$$T_{out} = T_{int} + 8$$

$$P_{int} = 367,1 \text{ [kPa]}$$

$$T_{int} = T \text{ [R\$; P = Pint ; x = 0]}$$

$$D_i = \left[1 / 4 - 2 \cdot 0,03 \right] \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|$$

$$D_e = 1 / 4 \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|$$

$$R\$ = 'R404a'$$

-----CONVECCION FORZADA-----

interno a los tubos

$$Re_i = 4 \cdot \frac{m_r}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \text{ Re es 14656, luego es flujo turbulento}$$

$$\mu = \text{Visc} \text{ [R\$; T = Tprom ; P = Pc]}$$

$$Nusselt = h_i \cdot \frac{D_i}{k_r}$$

$$k_r = k \text{ [R\$; T = Tprom ; P = Pc]}$$

$$Nusselt = \frac{\frac{f}{8} \cdot [Re_i - 1000] \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left[\frac{f}{8} \right]^{0,5} \cdot [Pr^{(2/3)} - 1]} \text{ Gnielinski-1976, Nusselt para flujo turbulento}$$

$$Pr = Pr \text{ [R\$; T = Tprom ; P = Pc]}$$

$$f = [0,79 \cdot \ln(Re_i) - 1,64]^{-2} \text{ Petukhov-1970... f para tubos lisos}$$

-----EBULLICION NUCLEADA-----

Correlacion de COPPER - externo a los tubos

$$q_r [1 / 3] = 55 \cdot \left[\frac{P}{P_{cr}} \right]^n \cdot \left[-\log \left(\frac{P}{P_{cr}} \right) \right]^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot [T_{sup} - T_{sat}] \quad T_{sat} \text{ es la misma } T_{int}$$

$$n = 0,12 - 0,21 \cdot \log [R_p]$$

$$R_p = 1$$

$$P = P_{int}$$

$$P_{cr} = P_{crit} [R\$]$$

$$M = \text{MolarMass} [R404a]$$

$$P_r = Pr [R\$; T = T_{sat} ; x = 0]$$

$$q_r = h_e \cdot [T_{sup} - T_{sat}]$$

-----BALANCE DE ENERGIA EN Tsup-----

La idea es suponer una Tsup tal que Qint sea igual a Qext

$$Q_{int} = Q_{ext}$$

$$Q_{ext} = q_r \cdot A_{ext} \quad \text{Calor externo}$$

$$A_{ext} = \pi \cdot D_e \cdot L$$

$$Q_{int} = UA \cdot LMTD \quad \text{Calor interno}$$

$$A_{int} = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$LMTD = \frac{T_i - T_{sat} - [T_{out} - T_{sat}]}{\ln \left[\frac{T_i - T_{sat}}{T_{out} - T_{sat}} \right]}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{\ln \left[\frac{D_e}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot Kc} + \frac{1}{h_i \cdot A_{int}} + \frac{1}{h_e \cdot A_{ext}}$$

$$Q_{int} = m_r \cdot C_{p_r} \cdot \Delta T$$

$$C_{p_r} = Cp [R\$; T = T_{prom} ; P = P_c]$$

$$Kc = k [Copper ; T = T_{sup}]$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

$$A_{ext} = 0,03159$$

$$\Delta T = 37,17 [^{\circ}C]$$

$$A_{int} = 0,02401$$

$$D_e = 0,00635$$

$$C_{p_r} = 1432 [J/kg-K]$$

$$D_i = 0,004826$$

f = 0,02836
Kc = 399,6 [W/m-K]
LMTD = 21,47 [C]
mr = 0,00861 [kg/s]
P = 367,1 [kPa]
Pint = 367,1 [kPa]
Qext = 458,1 [kg-C/s]
R\$ = 'R404a'
Tint = -15,12 [C]
Tsup = -9,307 [C]
UA = 21,34

he = 2496
kr = 0,0735 [W/m-K]
M = 97,6 [kg/kmol]
n = 0,12
Pc = 1832 [kPa]
Pr = 3,018
Qint = 458,1 [kg-C/s]
Rei = 14661 [kg/s]
Tprom = 11,47 [C]
Ti = 30,05 [C]

hi = 1221
L = 1,583
μ = 0,0001549 [kg/m-s]
Nusselt = 80,17 [m-K/W]
Pcr = 3735 [kPa]
Pri = 3,525
qr = 14504 [C]
Rp = 1
Tsat = -15,12 [C]
Tout = -7,117 [C]

ANEXO D. Modelo matemático del sistema de refrigeración

1. Ecuaciones del modelo

MODELADO MATEMATICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION DE DOS ETAPAS

Datos de ingreso

Condicion ambiental

$$T_{amb} = 24 \text{ [C]}$$

Tamaño de los componentes del sistema

$$K_c = 0,1508 \text{ [Kw/C]}$$

$$K_{ev} = 0,047485 \text{ [Kw/C]}$$

$$K_{sub} = 0,08724 \text{ [Kw/C]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento} = 20 \text{ [C]}$$

Estado de carga

$$CAP = 3,411 \text{ [kW]}$$

Velocidad del compresor de baja

$$RPM1 = 2875$$

-----Propiedades termodinamicas-----

$$R\$ = 'R404a'$$

$$h_1 = h_8$$

$$h_8 = h(R\$; T = T_{sub} ; P = P_c)$$

$$h_6 = h(R\$; T = T_{subcond} ; P = P_c)$$

$$h_{6sat} = h(R\$; x = 0 ; P = P_c)$$

$$h_5 = h(R\$; s = s_4 ; P = P_c)$$

$$h_4 = h(R\$; x = 1 ; P = P_{int})$$

$$h_3 = h(R\$; s = s_2 ; P = P_{int})$$

$$h_2 = h(R\$; P = P_{ev} ; T = T_{sobre})$$

$$h_7 = h_6$$

$$P_c = P(R\$; T = T_c ; x = 0)$$

$$P_{ev} = P(R\$; T = T_{ev} ; x = 0)$$

$$T_{int} = T(R\$; P = P_{int} ; x = 0)$$

$$s_4 = s(R\$; P = P_{int} ; x = 1)$$

$$s_2 = s(R\$; P = P_{ev} ; T = T_{sobre})$$

-----Balance en el tanque intermedio-----

Energia

$$mr2 \cdot h6 + mr1 \cdot h3_{R;calc} = mr1 \cdot h8 + mr2 \cdot h4$$

masa

$$mr2 - mr1 = mr3$$

Serpentin de subenfriamiento

$$Q_{sub} = UA \cdot DMLT$$

$$Q_{sub} = mr1 \cdot (h6 - h8)$$

$$UA = -0,001313 + 0,01215 \cdot CAP + 0,002271 \cdot CAP^2$$

$$DMLT = \frac{a - b}{\ln \left[\frac{a}{b} \right]}$$

$$a = T_{subcond} - T_{int}$$

$$b = T_{sub} - T_{int}$$

-----En el evaporador-----

$$CAP = mr1 \cdot (h2 - h1)$$

$$CAP = K_{ev} \cdot (T_{cuarto} - T_{ev})$$

$$\text{Sobrecalentamiento} = T_{sobre} - T_{ev} \quad \text{Definido por la valvula de expansion}$$

-----En el condensador-----

$$Q_c = mr2 \cdot (h5_{R;calc} - h6)$$

$$Q_c = K_c \cdot (T_c - T_{amb}) + Q_{subcond}$$

$$Q_{subcond} = K_{sub} \cdot DMLT_{sub}$$

$$Q_{subcond} = mr2 \cdot (h6_{sat} - h6)$$

$$DMLT_{sub} = \frac{a1 - b1}{\ln \left[\frac{a1}{b1} \right]}$$

$$a1 = T_c - T_{amb2}$$

$$b1 = T_{subcond} - T_{amb}$$

$$Q_c = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{amb} - T_{amb2})$$

$$m_a = 0,93$$

$$C_{pa} = 1,005$$

-----compresor de baja-----

$$mr1 = \rho_{vap1} \cdot V_{fis1} \cdot \varepsilon_{v1}$$

$$V_{fis1} = 68 \cdot \frac{1}{100^3} \cdot \frac{RPM1}{60}$$

El 60 convierte RPM a RPS, y $(1/100^3)$ convierte cm³ a m³

$$C1 = 0,09538$$

$$\varepsilon_{v1} = 1 - C1 \cdot \left[\left(\frac{P_{int}}{P_{ev}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} - 1 \right]$$

$$\rho_{vap1} = \rho (R\$; P = P_{ev} ; x = 1)$$

$$\eta_{Low} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_{3R;calc} - h_2}$$

$$\eta_{Low} = 0,4725$$

$$h_{3s} = h_3$$

$$h_{3R;calc} = h (R\$; T = T_{des,L} ; P = P_{int})$$

-----Compresor de media-----

$$mr2 = \rho_{vap2} \cdot V_{fis2} \cdot \varepsilon_{v2}$$

$$V_{fis2} = 308,416 \cdot \left| 0,00000786579 \cdot \frac{m^3/s}{ft^3/h} \right|$$

$$C2 = 0,1607$$

$$\varepsilon_{v2} = 1 - C2 \cdot \left[\left(\frac{P_c}{P_{int}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} - 1 \right]$$

$$\rho_{vap2} = \rho (R\$; P = P_{int} ; x = 1)$$

$$n = 1,12$$

$$\eta_{High} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_{5R;calc} - h_4}$$

$$\eta_{High} = 0,7753$$

$$h_{5s} = h_5$$

$$h_{5R;calc} = h (R\$; T = T_{des,h} ; P = P_c)$$

Eficiencia de un ciclo simple operando a las mismas condiciones de T_c y T_e

$$COP_{simple} = \frac{h_{2_{simple}} - h_{1_{simple}}}{h_{3_{simple}} - h_{2_{simple}}}$$

$$h_{2_{simple}} = h(R404a; T = T_e; x = 1)$$

$$s_{2_{simple}} = s(R404a; T = T_e; x = 1)$$

$$h_{1_{simple}} = h(R404a; T = T_c; x = 0)$$

$$h_{3_{simple}} = h(R404a; P = P_c; s = s_{2_{simple}})$$

----- trabajo y COP -----

$$W_a = m_{r2} \cdot (h_{5_{R;calc}} - h_4)$$

$$W_{ai} = m_{r2} \cdot (h_5 - h_4)$$

$$W_b = m_{r1} \cdot (h_{3_{R;calc}} - h_2)$$

$$W_t = W_b + W_a$$

$$COP = \frac{CAP}{W_t}$$

2. Resultados de la aplicación del modelo matemático comparados con los valores medidos correspondientes a los estados estables de la tabla 21.
Estado 1: Capacidad= 3,363 [Kw]

Diagrama P - H

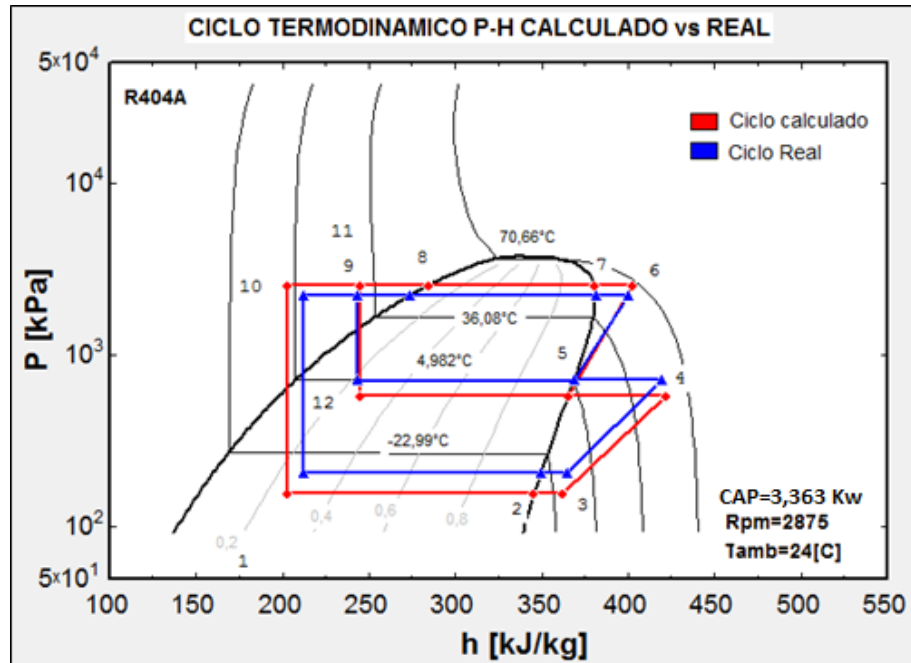
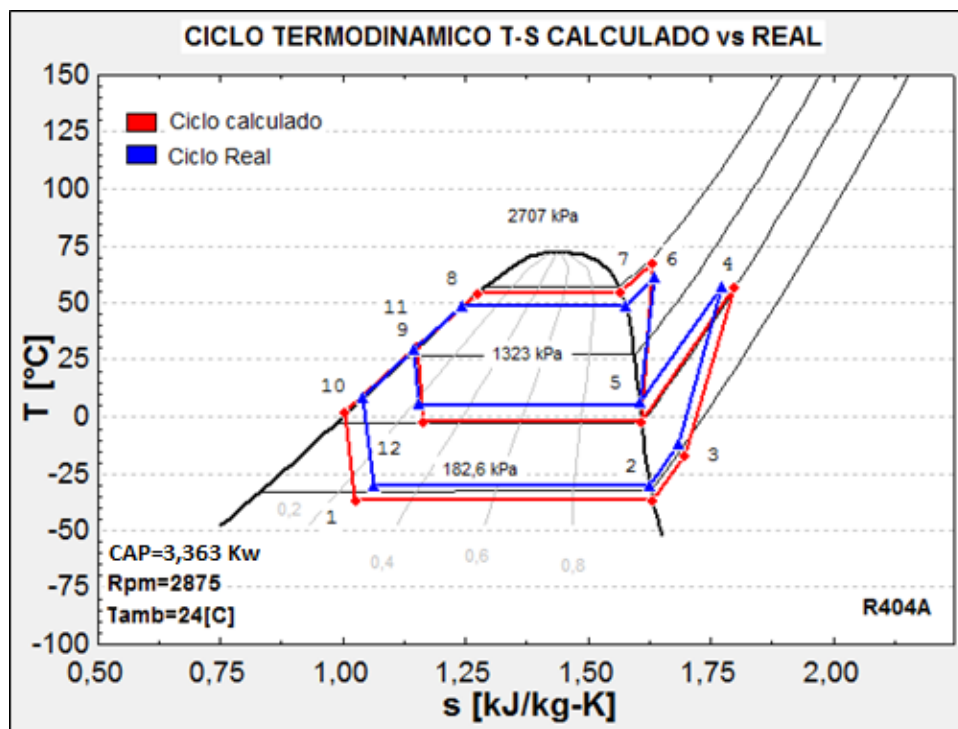


Diagrama T - S



Estado 2: Capacidad=2,749 [Kw]

Diagrama P - h

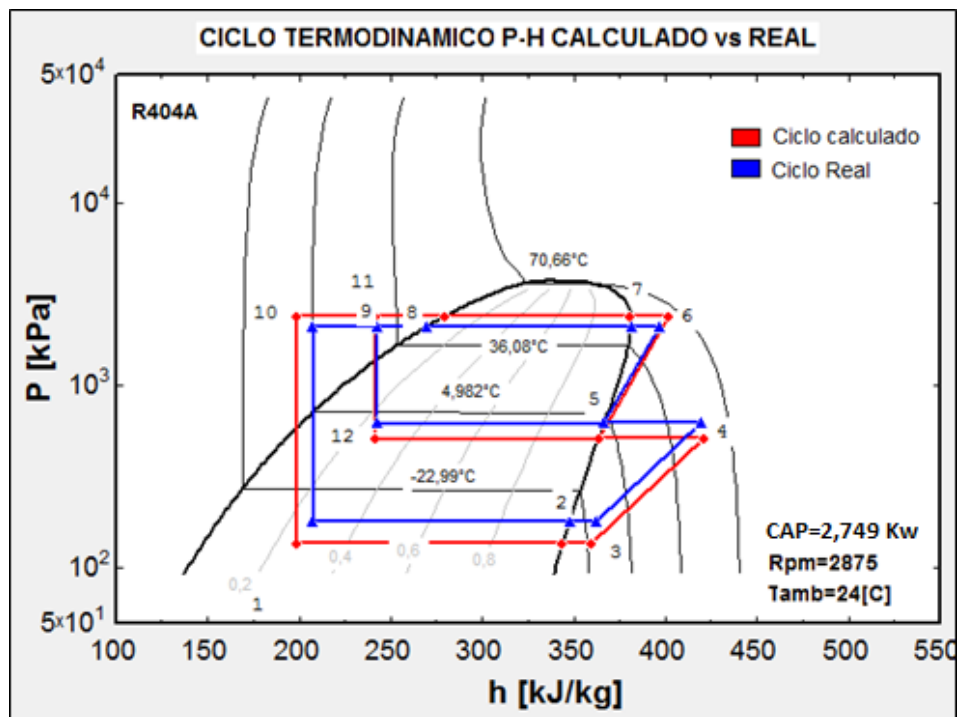
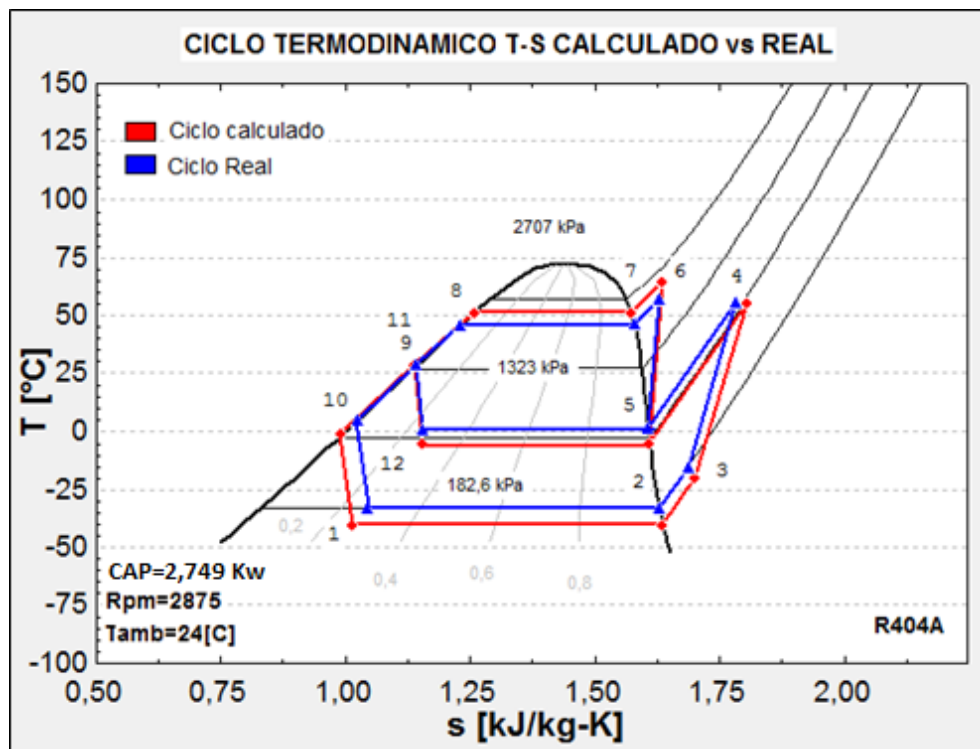


Diagrama T - s



Estado 3: Capacidad=1,793 [Kw]

Diagrama P - H

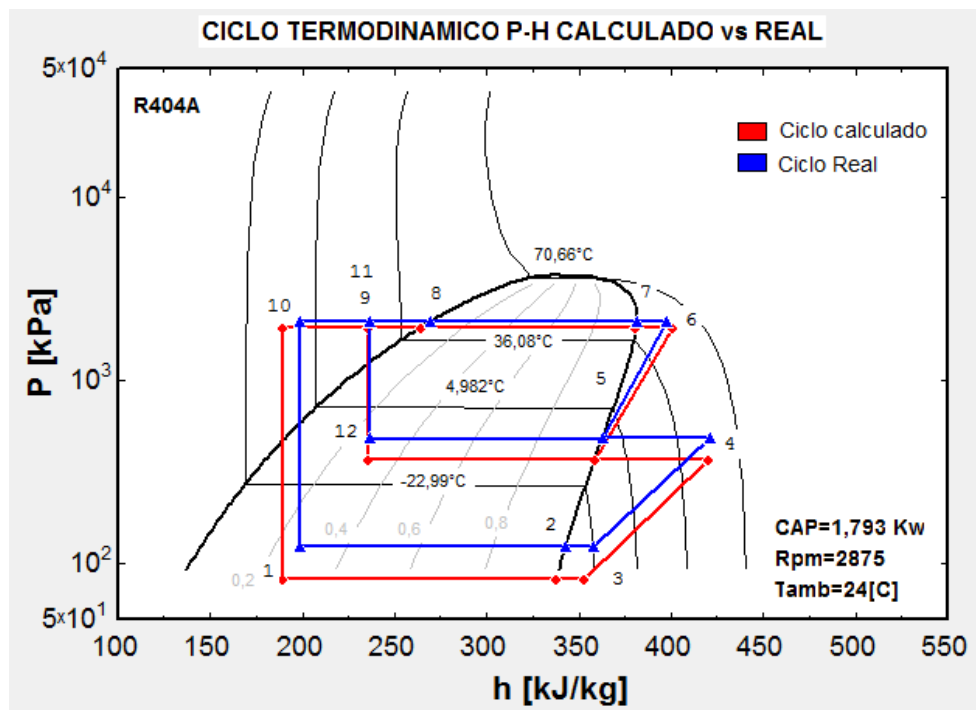
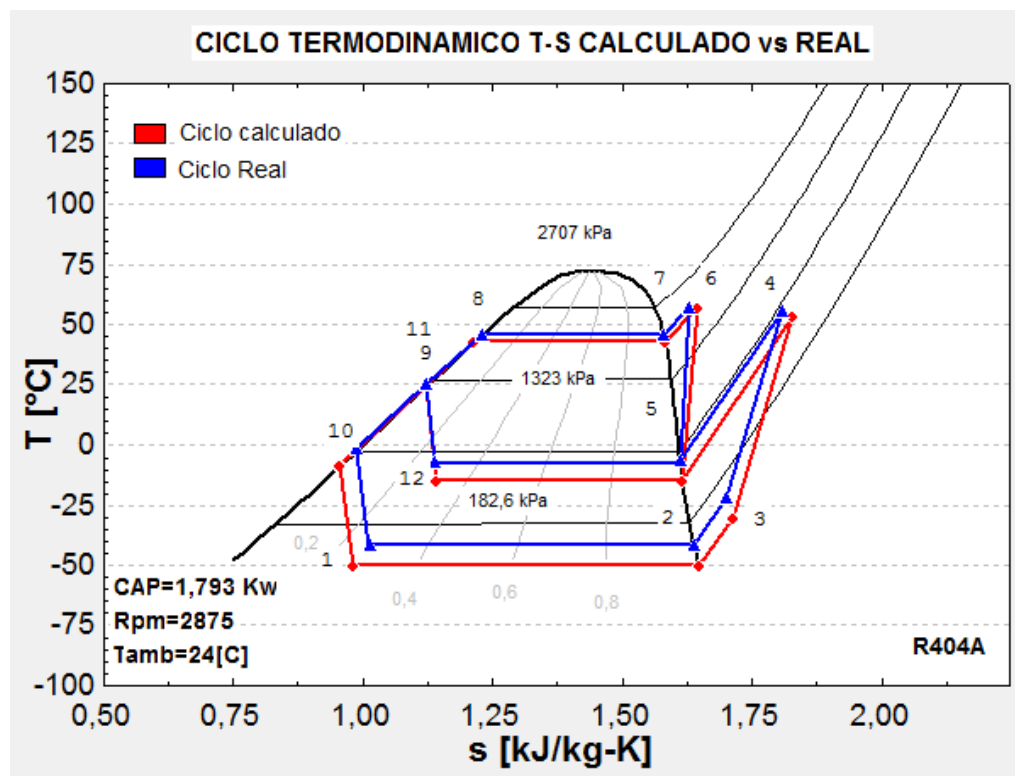


Diagrama T - S



Estado 4 : Capacidad=1,191 [Kw]

Diagrama P - H

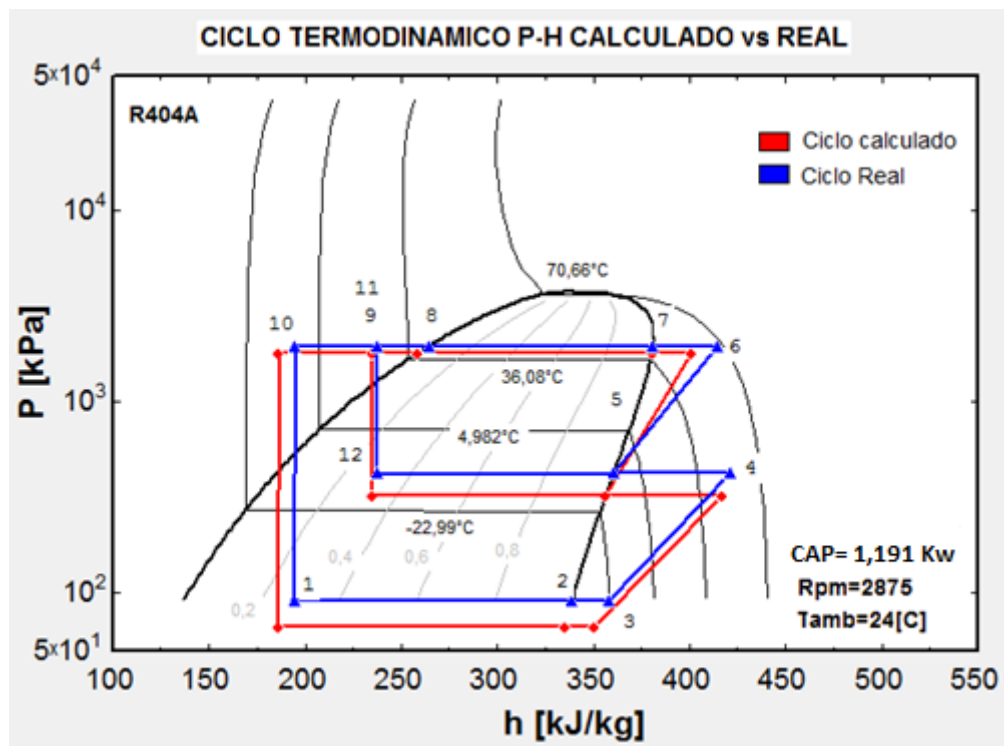
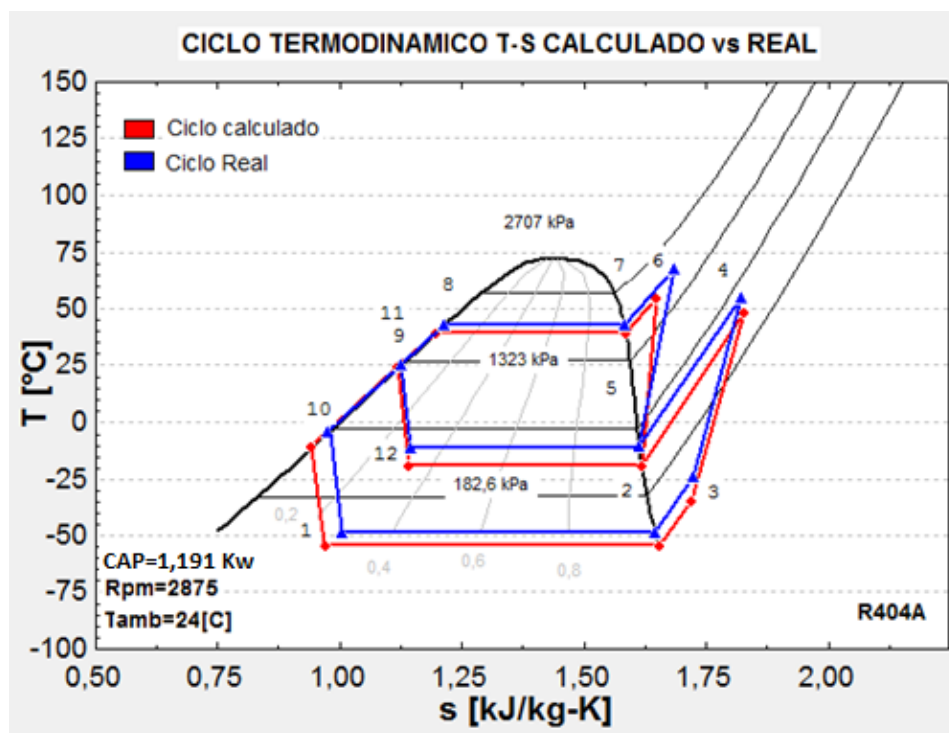


Diagrama T - S



3. Calculo experimental de las constantes de potencial de capacidad de transferencia de calor.

Calculo para obtener las constantes de los equipos experimentalmente

Datos experimentales

$$P_{atm} = 680 \cdot \left| 0,1333224 \cdot \frac{kPa}{mmHg} \right|$$

$$CAP = C_{resis} + C_{motor} + C_{perdidas}$$

$$C_{resis} = \frac{120 \cdot (A_f + A_v)}{1000}$$

$$A_f = 6,7$$

$$A_v = 13,3$$

$$C_{motor} = 0,176$$

$$C_{perdidas} = \frac{T_{amb} - T_{cuarto}}{1070}$$

Presiones

$$P_{ev} = 13 \cdot \left| 6,895 \cdot \frac{kPa}{psi} \right| + P_{atm}$$

$$P_{int} = 78 \cdot \left| 6,895 \cdot \frac{kPa}{psi} \right| + P_{atm}$$

$$P_c = 292 \cdot \left| 6,895 \cdot \frac{kPa}{psi} \right| + P_{atm}$$

$$T_{amb} = 24$$

$$T_{amb2} = 27$$

$$T_{cuarto} = 27$$

$$T_{C_{out}} = 29$$

$$T_{C_{in}} = T_{d_{alta}}$$

$$T_{S_{alta}} = 1,4$$

$$T_{d_{alta}} = 56,7$$

$$T_{S_{baja}} = -15,6$$

$$T_{d_{baja}} = 57$$

$$T_{sub_{in}} = 28,2$$

$$T_{sub_{out}} = 5,2$$

Constante del evaporador

$$CAP = K_{ev} \cdot (T_{cuarto} - T_{ev})$$

Constante del condensador

$$Q_c = K_c \cdot (T_c - T_{amb}) + Q_{subcond}$$

$$Q_{subcond} = K_{sub} \cdot DMLT_c$$

$$DMLT_c = \frac{a_1 - b_1}{\ln \left[\frac{a_1}{b_1} \right]}$$

$$a_1 = T_c - T_{amb2}$$

$$b_1 = T_{c_{out}} - T_{amb}$$

$$Q_c = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{amb2} - T_{amb})$$

$$C_{pa} = C_p \left[\text{Air}; T = \frac{T_{amb} + T_{amb2}}{2} \right]$$

sobrecalentamiento

$$\text{sobre} = T_{s_{baja}} - T_{ev}$$

UA del serpentín

$$Q_{sub} = UA \cdot DMLT$$

$$DMLT = \frac{a - b}{\ln \left[\frac{a}{b} \right]}$$

$$a = T_{sub_{in}} - T_{int}$$

$$b = T_{sub_{out}} - T_{int}$$

Propiedades termodinámicas

$$R\$ = 'R404a'$$

$$h_1 = h_8$$

$$h_8 = h(R\$; T = T_{sub_{out}}; P = P_c)$$

$$h_6 = h(R\$; T = T_{c_{out}}; P = P_c)$$

$$h_{6sat} = h(R\$; x = 0; P = P_c)$$

$$h_5 = h(R\$; T = T_{c_{in}}; P = P_c)$$

$$h_4 = h(R\$; T = T_{s_{alta}}; P = P_{int})$$

$$h_4 = \text{enthalpy}(R\$; X=1; P=P_{int})$$

$$h_3 = h(R\$; T = T_{d_{baja}}; P = P_{int})$$

$$h_2 = h(R\$; P = P_{ev}; T = T_{s_{baja}})$$

$$h_7 = h_6$$

$$T_c = T(R\$; P = P_c; x = 0)$$

$$T_{int} = T(R\$; P = P_{int}; x = 0)$$

$$T_{ev} = T(R\$; P = P_{ev}; x = 0)$$

ANEXO E. Carga debido a pérdidas por las paredes del recinto frío.

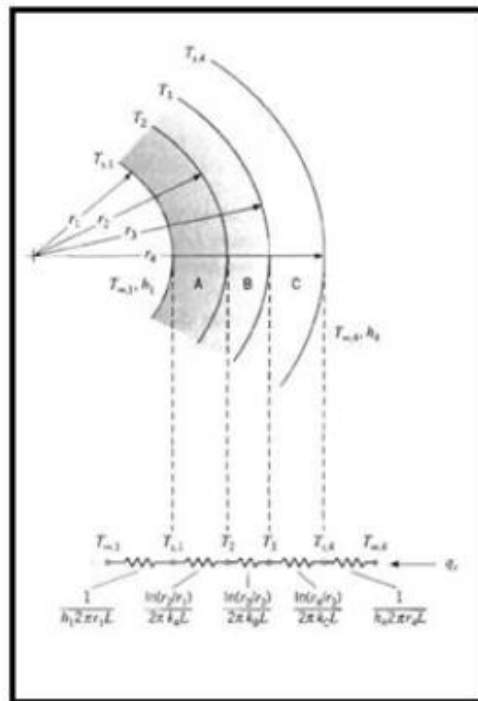
Se presentan las tablas obtenidas por: AROCA O, CARREÑO R. Rediseño y recuperación de la capacidad operativa de un liofilizador piloto utilizado en la deshidratación de productos agroindustriales, para el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado, Trabajo de grado ingeniero mecánico, Bucaramanga, Universidad Industrial de Santander, Facultad de ingeniería Físico-mecánicas, Escuela de ingeniería mecánica, 2010.

En esta sección se presenta el cálculo de la carga debida a las perdidas por paredes del liofilizador, se divide en tres secciones, la cámara (hace referencia a la zona cilíndrica), el fondo y la tapa del liofilizador.

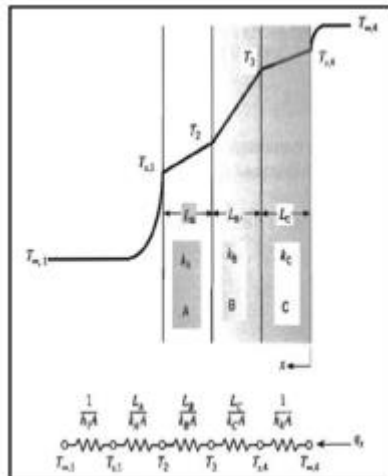
A: espesor de lamina de AISI 304

B: espesor de poliuretano

A: espesor de lamina de AISI 304



CALCULO DE CARGAS PARA LA CÁMARA			
	A	B	C
material	Aisi 304 (3mm)	Poliuretano (6,5 cm)	Lamina brillante(calibre 22)
Areas (ft^2)	18,43644905	22,39146288	22,43405533
K (BTU/h ft R)	8,6	0,013289	8,6
L (ft)	2,9529	2,9529	2,9529
Resistencia	6,23606E-05	0,788249914	1,191E-05
Resistencia Total			0,788324184
Calor Total [BTU/h]			138,1411381
CALOR TOTAL [BTU]			3093,182166



CALCULO DE CARGAS PARA EL FONDO			
	A	B	C
Material	Aisi 304 (3mm)	Poliuretano (6,5 cm)	Lamina brillante(calibre 22)
Áreas (ft²)	3,104521288	3,104521288	3,104521288
K (BTU/h ft R)	8,6	0,013289	8,6
L (ft)	0,009843	0,16405	0,0022967
Resistencia	0,000368667	3,976392912	8,60223E-05
Resistencia Total			3,976847602
CALOR TOTAL BTU			27,38349841

CALCULO DE CARGAS PARA LA TAPA			
	A	B	C
Material	Aisi 304 (3mm)	Poliuretano (6,5 cm)	Lamina brillante(calibre 22)
Áreas (ft²)	3,104521288	3,104521288	3,104521288
K (BTU/h ft R)	8,6	0,013289	8,6
L (ft)	0,009843	0,16405	0,0022967
Resistencia	0,000368667	3,976392912	8,60223E-05
Resistencia Total			3,976847602
CALOR TOTAL BTU			27,38349841

Con el valor de la resistencia total de cada elemento, se calcula la resistencia total del liofilizador como una resistencia equivalente de las tres resistencias anteriores en paralelo.

Calculo de la resistencia termica total del recinto frio

Datos - tomados del proyecto liofilizador

$$R_{\text{tapa}} = 3,977 \text{ [(h-°f)/Btu]}$$

$$R_{\text{fondo}} = 3,977 \text{ [(h-°f)/Btu]}$$

$$R_{\text{cilindro}} = 0,7883 \text{ [(h-°f)/Btu]}$$

$$\frac{1}{R_{\text{total}}} = \frac{1}{R_{\text{tapa}}} + \frac{1}{R_{\text{fondo}}} + \frac{1}{R_{\text{cilindro}}} \quad \text{Resistencia total en (h-°f)/Btu}$$

$$R_t = R_{\text{total}} \cdot \left| 1896 \cdot \frac{^{\circ}\text{C/Kw}}{(^{\circ}\text{F-h)/Btu}} \right| \quad \text{Resistencia total en } ^{\circ}\text{C/Kw}$$

$$R_{\text{cilindro}} = 0,7883 \text{ [(h-°f)/Btu]} \quad R_{\text{fondo}} = 3,977 \text{ [(h-°f)/Btu]}$$

$$R_{\text{tapa}} = 3,977 \text{ [(h-°f)/Btu]} \quad R_{\text{total}} = 0,5645$$

$$R_t = 1070 \text{ [C-Btu/Kw-F-h]}$$

ANEXO F. Selección del aceite, el filtro secante y cálculo de la cantidad de refrigerante.

1. SELECCIÓN DE ACEITE.

En el capítulo 5.3.2 se presentó el tipo de aceite de cada compresor:

Compresor Copeland: POE 32.

Compresor Maneurop: Poliolester 160Z.

Se debe encontrar un aceite que posea propiedades iguales de lubricación (en viscosidad y densidad).

Propiedades del lubricante poliolester 160Z

160Z		Polyolester
Property	Specification	Test method
Viscosity at 40°C	30 - 34 cSt	ASTM D 445
Viscosity at 100°C	5.2 - 6.2 cSt	ASTM D 445
Density at 15.6°C	0.975 - 0.981 g/ml	ASTM 1298
Colour	150 (max)	ISO 2210
Pour point	-45 °C (max)	ASTM D 97
Flash point	260 °C	ASTM D 92
Dielectric strength at 25°C	44 kV (min)	
Acid value (Tan)	0.04 mgKOH/g (max)	ASTM D 974

Fuente: *Data sheet aceites lubricantes Danfoss*

El lubricante POE 32 de Parker Emkarate, se presenta en la siguiente figura en dos tipos de lubricante: RL32H&HB y RL323MAF.

Si se compara el lubricante POE 32 con el lubricante 160Z se encuentra que poseen propiedades físicas similares.

	160Z	32
Viscosidad a 40°C	30 – 34 cSt	31.2 – 32.5 cSt
Densidad	0,975 – 0,981 g/ml @ 15,6 °C	0,977 – 0,981 g/ml @ 20 °C

Propiedades típicas de los lubricantes Emkarate® RL

Analysis	Method	RL5H+	RL22H	RL32H & HB	RL323MAF	RL46H	RL68H & HB	RL100H & HB	RL170H	RL220H
Viscosity @ 40°C (cSt)	ASTM D445	5.8	18.9	32.5	31.2	45.3	66.6	96.5	170	215
Viscosity @ 100°C (cSt)	ASTM D445	1.9	4.2	5.8	5.6	7.1	9.4	11.3	17.0	18.8
Viscosity Index	ASTM D2270	131	120	121	125	116	120	103	107	98
Pour Point (°C)	ASTM D97	-60	-52	-46	-40	-46	-39	-28	-25	-25
Density @ 20°C (g/ml)	ASTM D1298	0.926	0.995	0.977	0.981	0.977	0.977	0.969	0.968	0.975
Flash Point COC (°C)	ASTM D92	184	240	258	240	260	270	260	290	280
Acid Value (mg KOH/g)	ASTM D974	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05	<0.05

The Emkarate® RL range is available in a variety of packages.
These values are not intended for use in preparing specifications.
Additional information is available upon request.

Fuente: *Lista lubricantes aprobados Emkarate/ Parker*

Se determinó que es posible utilizar el lubricante POE 32 (Akon Vektor 32), el cual está disponible comercialmente en el área metropolitana de Bucaramanga.

Propiedades del lubricante seleccionado.

CARACTERÍSTICAS	MÉTODO ASTM	32	46	68
Peso Específico @15.6°C	D 1298	0.977	0.978	0.980
Temp. de Ecurrimiento °C	D 97	-50	-46	-38
Temp. de Inflamación °C	D 92	240	250	270
Punto de Floculación, °C		-48	-44	-39
Viscosidad cinemática @ 40°C, cSt	D 445	32	46	68
Viscosidad Cinemática @ 100°C, cSt	D 445	5.8	7.4	9.5
Número de Acidez Total, mg KOH/g	D 974	0.02	0.02	0.02
Desgaste, cuatro bolas, mm2	D 4172	0.93	0.85	0.80
Falex, lbs	D 3233	1250	1300	1350

2. FILTRO SECANTE Y CANTIDAD DE REFRIGERANTE

El filtro secante debe ser seleccionado para cumplir dos condiciones:

1. Capacidad de líquido [Kw]: La capacidad a la cual opera el sistema de refrigeración. Esta capacidad se toma como si el efecto refrigerante fuese el calor latente de vaporización.
2. Capacidad de secado [Kg]: Cantidad de refrigerante presente en el sistema.

La selección del filtro secante se realiza con base a la siguiente figura:

DML							R134a, R507, R404A, R22, R407C, R410A			
<i>Capacidad de secado y de líquido - Tipo DML</i>										
Tipo	Capacidad de secado en kg de refrigerante ¹⁾						Capacidad de líquido en kW ²⁾			Presión de trabajo máx. PS [bar]
	R134a		R404A R507		R22, R407C R410A		R134a	R404A R507	R22 R407C R410A	
	24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C				
DML 082/082s	12.5	12	20	11.5	12.5	11	7	5	8	46
DML 082.5s	12.5	12	20	11.5	12.5	11	10	8	11	46
DML 083/083s	12.5	12	20	11.5	12.5	11	19	14	21	46
DML 084/084s	12.5	12	20	11.5	12.5	11	26	20	29	46
DML 085/085s	12.5	12	20	11.5	12.5	11	42	31	46	46
DML 162/162s	27	25.5	43.5	24	27	23	7	5	8	46
DML 162.5s	27	25.5	43.5	24	27	23	10	8	11	46
DML 163/163s	27	25.5	43.5	24	27	23	22	16	24	46
DML 164/164s	27	25.5	43.5	24	27	23	30	22	33	46
DML 165/165s	27	25.5	43.5	24	27	23	43	30	47	46
DML 166/166s	27	25.5	43.5	24	27	23	44	31	48	46
DML 167s	27	25.5	43.5	24	27	23	44	31	48	46

Se observa que la capacidad mínima para el refrigerante R404a es de 5 [Kw], lo cual es un valor dos veces mayor que la capacidad nominal del sistema.

La presión máxima de trabajo del filtro secante es de 46 [bar], teniendo en cuenta que la presión máxima del sistema de refrigeración es aproximadamente 20 [bar] se determina que el parámetro limitante para seleccionar el filtro es la cantidad de refrigerante a secar (Capacidad de secado).

Para obtener una aproximación de la cantidad de refrigerante del sistema se calcula el refrigerante necesario en el condensador, recipiente de líquido y el tanque intermedio. Dicho cálculo se presenta a continuación.

-----Refrigerante en el condensador-----

$$A_t = 0,00008992 \text{ [m}^2\text{]} \text{ Area transversal de los tubos}$$

$$L = 0,56 \text{ [m]} \text{ Longitud de los tubos}$$

$$N_{\text{tubos}} = 64 \text{ Numero total de tubos}$$

$$Vol_{\text{cond}} = A_t \cdot L \cdot N_{\text{tubos}} \text{ Volumen de los tubos}$$

$$\rho_{\text{cond}} = \rho [\text{R404A ; } T = 40 ; x = 0] \text{ Densidad del liquido a } T^\circ \text{ Condensación}$$

$$m_{\text{cond}} = Vol_{\text{cond}} \cdot \rho_{\text{cond}} \text{ Masa de refrigerante en el condensador}$$

-----Recipiente de liquido-----

$$Vol_{\text{rl}} = 3,1 \text{ [L]} \text{ Volumen del recipiente de liquido}$$

$$m_{\text{rl}} = \frac{Vol_{\text{rl}}}{1000} \cdot \rho_{\text{cond}} \text{ Masa de refrigerante en el recipiente de liquido}$$

-----Tanque intermedio-----

$$h = 0,16 \text{ [m]} \text{ Nivel de liquido en el tanque}$$

$$d = 0,2 \text{ [m]} \text{ Diametro del tanque}$$

$$Vol_{\text{ti}} = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot h \text{ Volumen de liquido en el tanque intermedio}$$

$$\rho_{\text{int}} = \rho [\text{R404A ; } T = -15 ; x = 0] \text{ Densidad del liquido a } T^\circ \text{ intermedia}$$

$$m_{\text{ti}} = Vol_{\text{ti}} \cdot \rho_{\text{int}} \text{ Masa de refrigerante en el tanque intermedio}$$

-----Masa total-----

$$M_t = m_{\text{ti}} + m_{\text{rl}} + m_{\text{cond}}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$A_t = 0,00008992 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$L = 0,56 \text{ [m]}$$

$$m_{ri} = 2,991 \text{ [L]}$$

$$\rho_{cond} = 965$$

$$Vol_{ri} = 3,1 \text{ [L]}$$

$$d = 0,2 \text{ [m]}$$

$$M_t = 12,16$$

$$m_{ti} = 6,054 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\rho_{int} = 1205$$

$$Vol_{ti} = 0,005027 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$h = 0,16 \text{ [m]}$$

$$m_{cond} = 3,11 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$N_{tubos} = 64$$

$$Vol_{cond} = 0,003223 \text{ [m}^3\text{]}$$

Se requieren 12 Kg de refrigerante por lo tanto se debe seleccionar un filtro 162 – 167.

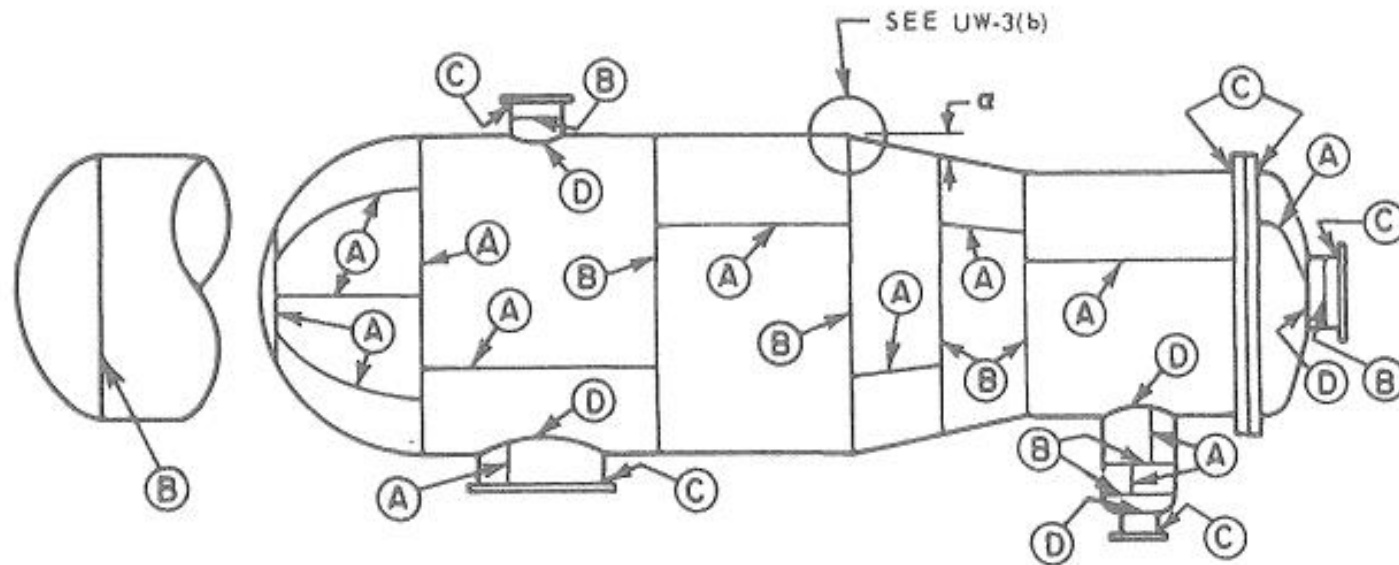
Buscando en el mercado local se encuentra que es de fácil adquisición el filtro DML 163, el cual cumple con todas las condiciones y por tanto es seleccionado.



ANEXO G. Tipo de junta y eficiencia de la junta ASME

Tipo de junta y eficiencia de la junta, Tomado de: ASME, ASME Boiler & Pressure vessels Code, Section VIII, Division 1, Rules for construction of pressure vessels, edition 2007.

Tipo de Junta según localización.



Eficiencia de la junta.

TABLE UW-12
MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means which will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips which remain in place are excluded.	None	A, B, C & D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below	A, B, C & D	0.90	0.80	0.65
		(b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Fig. UW-13.1, sketch (i)	A, B & C	0.90	0.80	0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B & C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) thick	A	NA	NA	0.55
		(b) Circumferential joints not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) thick	B & C [Note (3)]	NA	NA	0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (4)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick	B	NA	NA	0.50
		(b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{5}{8}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	C	NA	NA	0.50

Manual de operación

Introducción

Este documento tiene como objetivo aclarar la operación del laboratorio de refrigeración de dos etapas, posee gráficos, tablas y comentarios para ser más fácil su comprensión

La correcta operación del banco brindara seguridad a los usuarios y al sistema mismo.

Descripción del sistema

El sistema de refrigeración está compuesto por dos compresores (de baja y alta), evaporador en el recinto frio, condensador, un tanque intermedio, componentes auxiliares como separadores de aceite y acumulador de succión, tuberías y válvulas de paso.

El sistema de refrigeración contempla la operación en dos etapas y simple; la figura 2,3 y4 facilitan la comprensión del sistema global e independiente según el modo de operación

Posición de las válvulas según modo de operación.

ESTADO DE LAS VALVULAS OPERACION DOS ETAPAS	
Valvula	Estado
GV1	ABIERTA
GV2	ABIERTA
GV3	CERRADA
GV4	ABIERTA
GV5	CERRADA
GV6	CERRADA
GV7	CERRADA
GV8	CERRADA
GV9	ABIERTA

**Tabla 1. Estado de las válvulas
operación dos etapas**

ESTADO DE LAS VALVULAS OPERACION SIMPLE	
Valvula	Estado
GV1	CERRADA
GV2	CERRADA
GV3	ABIERTA
GV4	CERRADA
GV5	ABIERTA
GV6	CERRADA
GV7	CERRADA
GV8	CERRADA
GV9	CERRADA

**Tabla 2. Estado de las válvulas
operación simple**

Note que las válvulas “GV6, 7 y 8” normalmente están cerradas debido a que ellas corresponden al proceso de separación de aceite en el tanque intermedio, proceso que no es continuo.

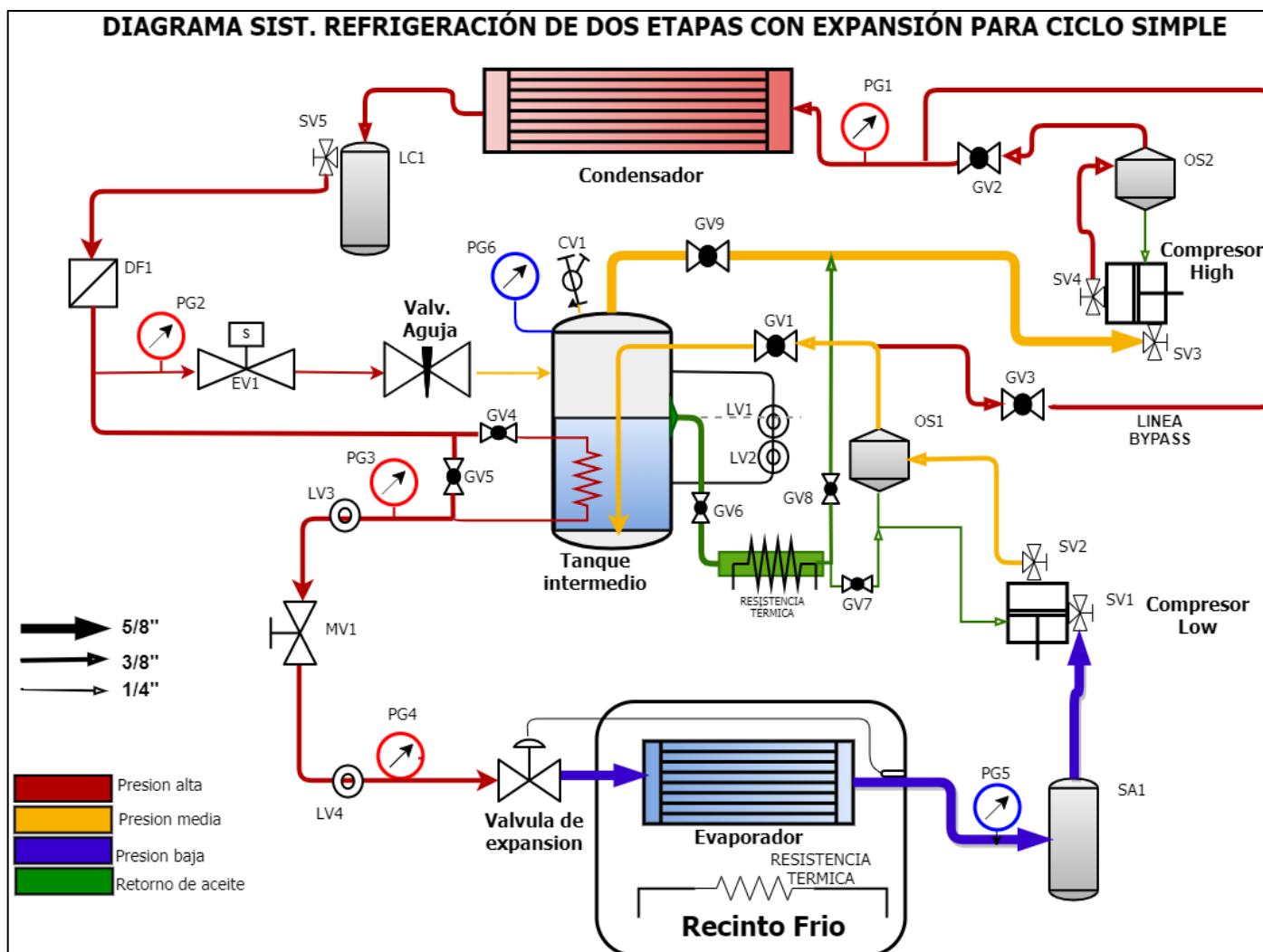


Figura 1. Sistema de refrigeración completo

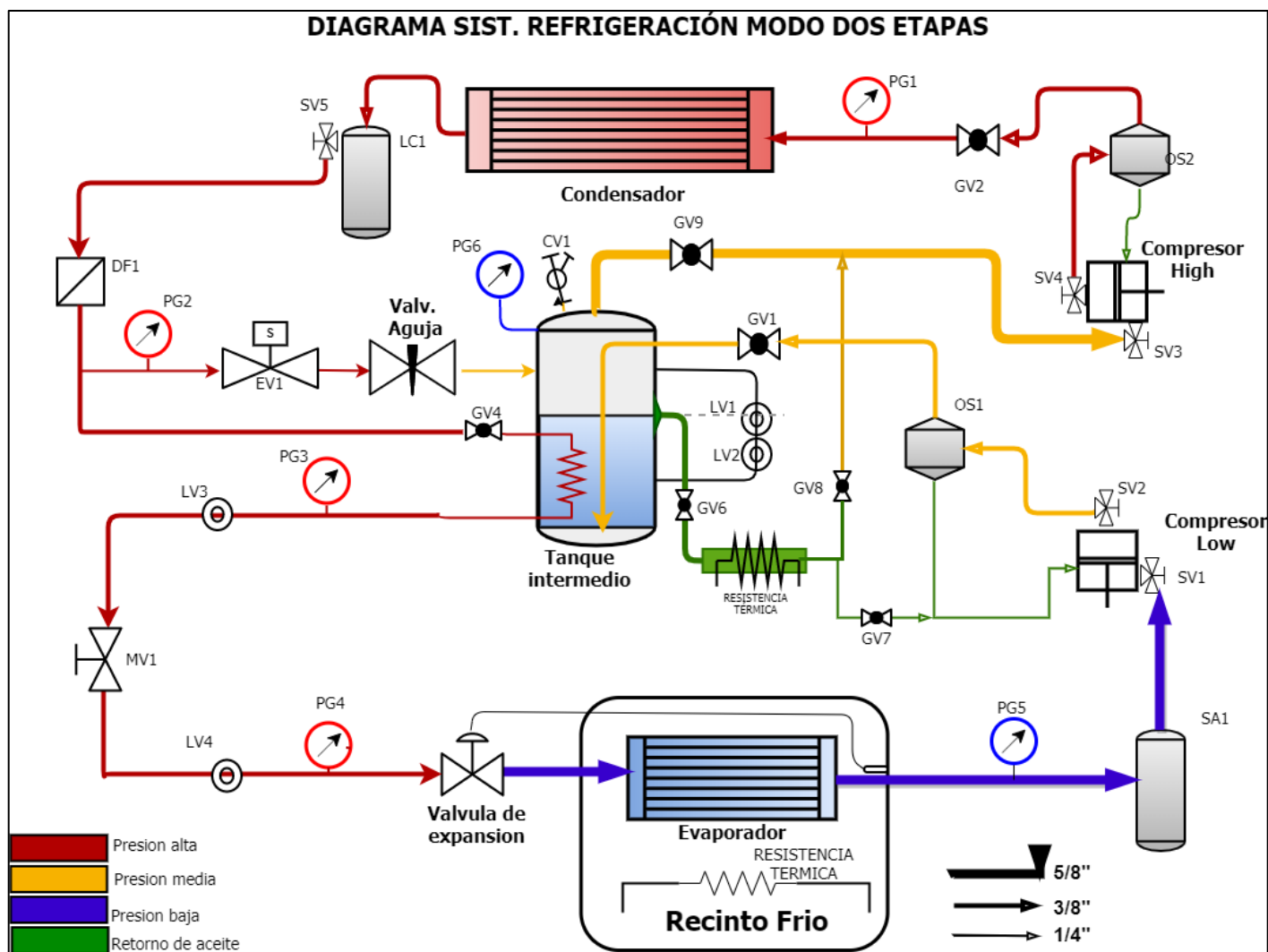


Figura 2. Sistema de refrigeración operación dos etapas

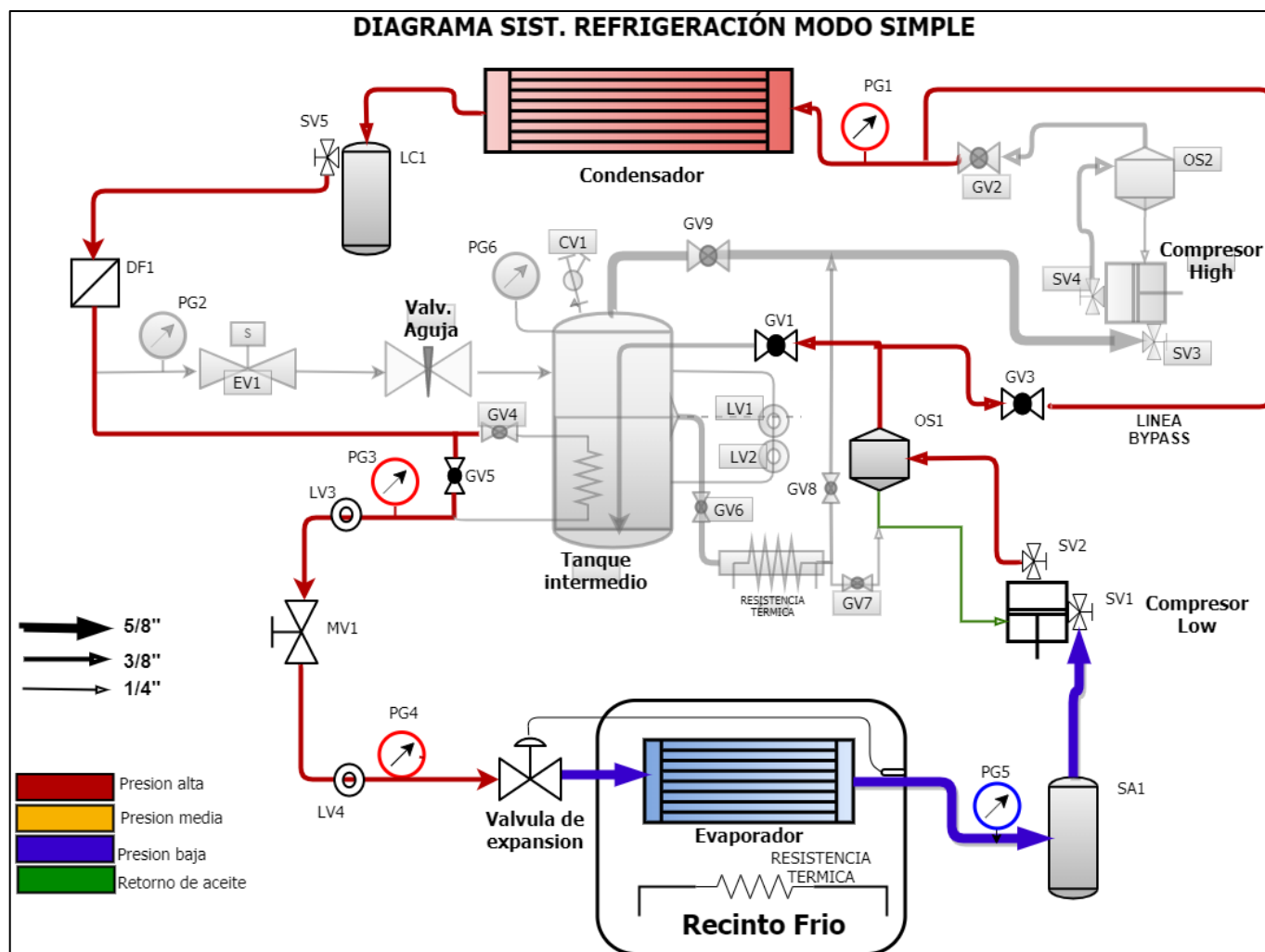


Figura 3. Sistema de refrigeración operación simple.

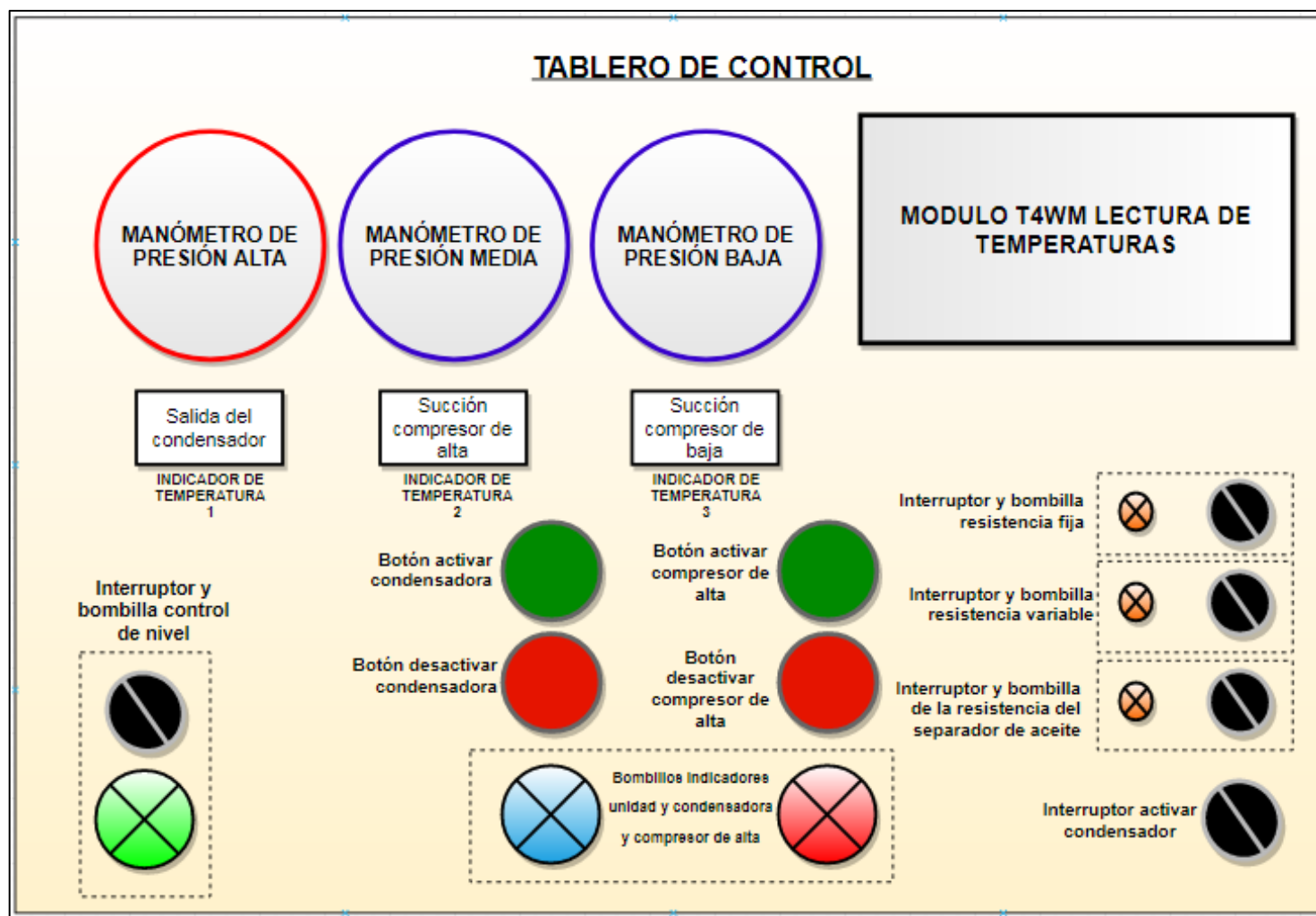


Figura 4. Tablero de control

Operación del tablero de control

El tablero de control posee tres manómetros correspondientes a las presiones baja, media y alta, tres indicadores de temperatura, un módulo de lectura de cinco temperaturas, botones de arranque y parada para la unidad condensadora y el compresor de alta, interruptores activación para el ventilador del condensador, el control de nivel y las resistencias de carga del sistema (ver figura 4).

Activación de la unidad condensadora

El botón de activación de la unidad condensadora activa el compresor de baja, su respectivo variador de frecuencia y el ventilador del condensador, el arranque del compresor se realiza con el botón de arranque en el variador de frecuencia y el arranque del condensador se realiza con el interruptor presente en el tablero de control.

El botón de desactivar desactiva el compresor de baja, condensador, variador de frecuencia

Activación del compresor de baja

Oprimiendo el botón de activación y parada del compresor de alta este dará arranque y parada respectivamente

Activación del control de nivel

Este se enciende con el interruptor de activación presente en la esquina inferior izquierda, EL CONTROL DE NIVEL SOLO DEBE ESTAR ACTIVO PARA LA OPERACIÓN DE DOS ETAPAS

Este control posee un bombillo que indica cuando esta activada la válvula solenoide permitiendo el paso a la inyección directa, que el bombillo este apagado no indica que el sistema de control de nivel está apagado, esto ocurre cuando el interruptor de nivel interrumpe la acción de la válvula solenoide por un aumento en el nivel del tanque y tarda en reactivarla unos segundos por un temporizador.

Siempre que el interruptor del control de nivel este encendido y la fuente este encendida el control de nivel estará activo

Activación de las resistencias de carga

Estas solo deben accionarse con los interruptores respectivos.

Activación del ventilador del evaporador

Se activa directo sobre el panel de control del liofilizador.

Antes de la operación

Estas acciones deben llevarse a cabo por el operador antes que el sistema esté trabajando.

Verificaciones de seguridad

Refiere a condiciones que se deben verificar para garantizar la seguridad de los componentes del sistema.

Aceite de los compresores

El compresor es el corazón del sistema de refrigeración, este es el componente motriz del sistema y debe tener un mínimo de nivel de aceite para garantizar un buen funcionamiento.

Los dos compresores presentes en el sistema de refrigeración poseen una mirilla para verificar el nivel de aceite, este debe estar en el nivel recomendado en la figura 1.

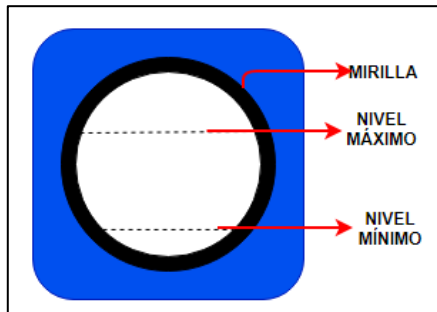


Figura1. Nivel de aceite recomendado en los compresores

Retorno del aceite en el tanque intermedio durante parada

Después de una parada se presenta una clara distinción entre el aceite y el refrigerante líquido en el tanque intermedio, aprovechando esta situación debe tomarse la capa superficial rica en aceite, llevarse a la cámara de separación para que una vez el sistema esté trabajando se efectué la separación y el aceite retorne al compresor de baja.

Pasos a realizar:

Teniendo el sistema apagado

- 1) Cerrar completamente válvula GV7 (normalmente debe estar cerrada)
- 2) Cerrar completamente válvula GV8
- 3) Abrir válvula GV6 y esperar a que se inunde la cámara de separación, observar la mirilla de líquido de la cámara.
- 4) Cerrar la válvula GV6

La continuación del proceso se realiza con el sistema encendido en el paso número 5 de la separación de aceite durante la operación

Irregularidades

Verificar visualmente que no se presenten irregularidades en la estructura, tubería, tanque y elementos auxiliares.

Verificar el correcto funcionamiento de los lectores de temperatura y manómetros observando los valores medidos.

Encendido del sistema

El sistema está encendido y funcionando si las válvulas están configuradas según el modo de operación y están trabajando los ventiladores, compresores y las resistencias del recinto frío.

Seguir los pasos para un correcto funcionamiento del sistema

a) Sistema operando con dos etapas

- 1) Conectar la fuente ATX (Si la fuente está encendida el ventilador del panel de control siempre estará encendido)
- 2) Activar el interruptor principal de la caja de poder. (este está ubicado en la pared junto al banco)

Los interruptores secundarios presentes en el panel de control deben estar normalmente activos.

- 3) Activar la unidad condensadora como se indica en la operación del tablero de control
- 4) Encender el ventilador del condensador con el interruptor inferior derecho
- 5) Encender el ventilador del recinto frío en el panel de control del Liofilizador
- 6) Encender el control de nivel como se indica en la operación del tablero de control

Encendido de los compresores

- 7) Dar arranque al compresor de alta como se indica en la operación del panel del control, DEBE ESTAR ENCENDIDO EL VENTILADOR DEL CONDENSADOR
- 8) Esperar a que el compresor de alta baje la presión de media hasta 20 psi por encima de la presión de baja.
- 9) Dar arranque al compresor de baja.
- 10) Encender la resistencias de carga solo hasta cuando la temperatura del recinto frío sea de por lo menos 0 [C].

b) Sistema en operación simple

En este modo todo trabaja excepto el compresor de alta y el control de nivel, se debe realizar los pasos del 1 al 5 del encendido de dos etapas y saltar al paso 9.

Durante la operación

- 1) Solo durante la operación se puede variar la velocidad del compresor de baja
- 2) Verificar que el ventilador del panel de control este encendido, esto implica que la fuente ATX está encendida y por ende el arduino y el control de nivel están activo.
- 3) Verificar la evolución de las presiones
- 4) Verificar la lógica de las temperaturas medidas, las más altas deben ser las descargas de los compresores.
- 5) Verificar que no se calienten o enfríen tuberías que deben estar desactivadas según el modo de operación
- 6) Verificar las corrientes consumidas por los compresores, la corriente del compresor de baja lo indica el variador de frecuencia, el de alta se mide con la pinza amperimétrica
- 7) Observar que la vibración de los compresores y tuberías este dentro de lo normal.

Separación de aceite en el tanque

Este proceso solo se realiza si el sistema está en modo de operación de dos etapas.

- 1) Cerrar completamente válvula GV7 (normalmente debe estar cerrada)
- 2) Cerrar completamente válvula GV8

- 3) Abrir completamente la válvula GV6 y esperar a que se inunde la cámara de separación, observar la mirilla de líquido de la cámara.
- 4) Cerrar completamente la válvula GV6
- 5) Abrir lentamente la válvula GV8.
- 6) Encender la resistencia del separador de aceite en el panel de control, durante este periodo el refrigerante líquido rico en aceite se evapora por el calor aportado por la resistencia y es succionado por el compresor de alta, al mantener la válvula GV8 abierta la cámara de separación permanece a la presión intermedia.
Se debe estar observando la mirilla del separador de aceite para evidenciar la evaporación del refrigerante.
- 7) Una vez agotado el refrigerante líquido cerrar la válvula "GV8"
- 8) Abrir lentamente la válvula GV7 para drenar el aceite separado al Carter del compresor de baja.
- 9) Para impulsar el aceite al Carter puede descargarse un IMPULSO de vapor de la línea de succión del compresor de alta al cárter del compresor de baja, abriendo y cerrando rápidamente la válvula GV8 mientras está abierta la válvula GV7 **SOLO DEBE SER UN IMPULSO**

Apagado del sistema

Debido a la naturaleza de uso no continuo del banco sino esporádico ocasional debe realizarse un apagado evacuado del sistema, esto es evacuar el evaporador de líquido refrigerante y cerrar el ingreso a la succión del compresor de alta, esto para evitar migración siguiendo los siguientes pasos.

- 1) Apagar las resistencias de carga, desactivando los interruptores en el panel de control
- 2) Cerrar completamente la válvula MV1 y la válvula GV9
- 3) Apagar el compresor alta oprimiendo el botón de desactivar el compresor de alta en el panel de control
- 4) Desactivar el control de nivel con el interruptor del panel de control
- 5) Apagar el ventilador del evaporador con el interruptor presente en el panel de control de liofilizador.
- 6) Esperar 5 min mientras el compresor de baja evacua el evaporador o hasta que este llegue a los 10 psi, **LA PRESION DE MEDIA NO DEBE SUBIR DE 180 PSI EN TAL CASO PASAR AL PASO 7**
- 7) Apagar el compresor de baja con el botón de parar en el variador de frecuencia.
- 8) Apagar el ventilador del condensador oprimiendo el botón de desactivar condensadora en el panel de control.
- 9) Apagar el interruptor principal del sistema ubicado en la caja de la pared.
- 10) Desconectar la fuente ATX.

Después de la operación

Debe recoger el hielo presente y secar el agua escurrida sobre la estructura soporte

Recomendaciones y comentarios

- Debe arrancarse primero el compresor de alta, si el arranque es simultaneo podrá subirse mucho la presión de condensación y dispara el compresor de alta por el presostato
- No debe aplicársele una rampa de arranque suave al compresor de baja porque esta genera excesiva vibración y sobrecarga al compresor de baja.
- La frecuencia del compresor de baja no debe bajar de 25 hz porque se presenta una fuerte vibración.
- Si la presión de condensación empieza a elevarse por encima de 360 [psi] debido a un transitorio inducido por el sobrecalentamiento de la válvula de expansión y la carga del sistema puede utilizarse el Bypass de la válvula "GV5", el cual reduce el subenfriamiento aumentando el sobrecalentamiento y propiciando más la apertura de la válvula de expansión.

ANEXO I. Práctica de laboratorio.

PRACTICA DE LABORATORIO #1

SISTEMAS DE REFRIGERACION DE DOS ETAPAS

LABORATORIO DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO



MARTIN FELIPE RUIZ ROMERO

HECTOR FABIAN GUALDRON HERNANDEZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2019

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración en la actualidad tienen una gran variedad de aplicaciones que dependen de las necesidades específicas de cada caso, se puede clasificar mediante la temperatura que se desea mantener en el sitio, para ello se toman generalmente tres rangos de temperatura aplicaciones de baja (-35 a -15 °C), media (-15 a -5 °C) y alta temperatura (-5 a +15 °C).

En los sistemas de refrigeración las aplicaciones de baja temperatura en comparación con otras a temperaturas más elevadas requieren un mayor consumo de energía relativo a la cantidad de calor retirada.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Estudiar el comportamiento de los sistemas de refrigeración de dos etapas frente a variaciones de carga.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Estudiar el comportamiento de la capacidad y el desempeño del sistema con respecto a la variación de la temperatura de evaporación.
- Comparar el desempeño del sistema de dos etapas con un ciclo simple de compresión de vapor operando bajo las mismas condiciones de temperatura de evaporación y condensación.
- Reconocer los componentes principales que constituyen el sistema de refrigeración.

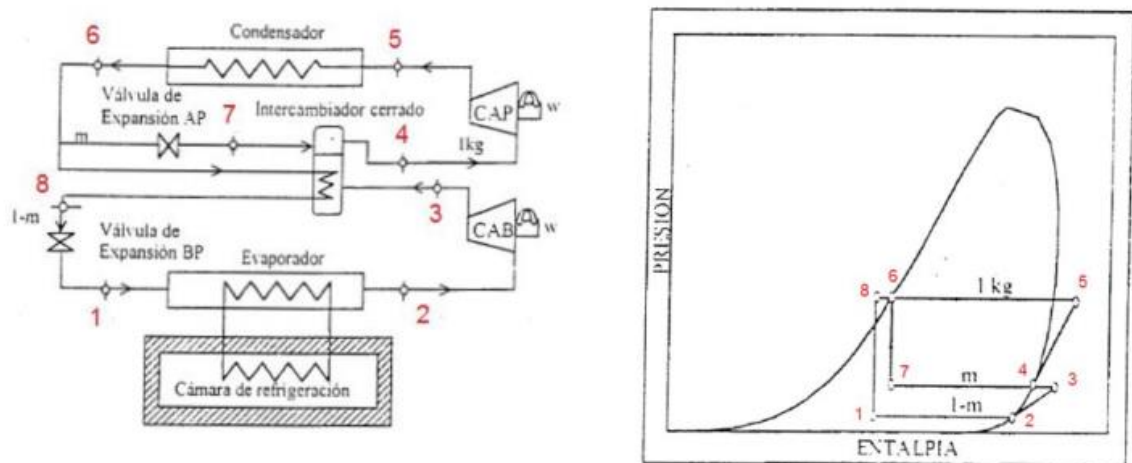
MARCO TEÓRICO

Ciclo de refrigeración de dos etapas

Es un ciclo mejorado en dos etapas, una etapa de baja presión y otra etapa de alta presión, se utilizan dos compresores, uno en cada etapa.

En la figura 6 se puede observar el ciclo donde el refrigerante sigue el siguiente proceso¹²: El fluido refrigerante es aspirado en el estado 2 por el compresor de baja presión, el cual lo comprime hasta un estado 3 a una presión intermedia, en este punto se da el inter-enfriamiento en un tanque intermedio, de este tanque el vapor que se produce en el estado 4 es aspirado por el compresor de alta para después pasar al condensador. En el estado 6 el refrigerante toma dos caminos, uno por una válvula de expansión de alta presión que lleva el fluido al estado 7 y lo inyecta en el tanque intermedio, el otro camino pasa por un intercambiador ubicado en el tanque intermedio, es en este punto donde se lleva a cabo el subenfriamiento, llegando al estado 8 donde se expande hasta el estado 1 en la válvula de expansión de baja presión, para volver así al evaporador.

Figura 49. **Ciclo en dos etapas con inyección parcial.**



Fuente: Vivar Gil, BALANCE TERMODINAMICO DE CICLOS DE REFRIGERACION REGENERATIVOS POR COMPRESION DE VAPOR, Universidad Autónoma Metropolitana, División de ciencias básicas e ingeniería, 2001

Este sistema permite reducir el trabajo que debe realizar cada compresor reduciendo a su vez el trabajo total de compresión, además permite generar un

¹² Vivar Gil, BALANCE TERMODINAMICO DE CICLOS DE REFRIGERACION REGENERATIVOS POR COMPRESION DE VAPOR, Universidad Autónoma Metropolitana, División de ciencias básicas e ingeniería, 2001, p 48.

subenfriamiento que impide que se forme vapor de flash en la válvula de expansión debido a la caída de presión por las tuberías.

Este sistema posee tres flujos másicos de operación:

- Mr1 el cual fluye en los puntos 8, 1,2 y 3, es el flujo másico que mueve el compresor de baja.
- Mr2 el cual fluye en los puntos 4,5 y 6, es el flujo másico que mueve compresor de alta.
- Mr3 el cual fluye en el punto 7, es el flujo másico que se inyecta al tanque intermedio, este flujo es tomado de la línea de líquido.

Consultar:

- Compresión en etapas múltiples con interenfriamiento
- Miscibilidad del aceite en los sistemas de refrigeración.

1. PROCEDIMIENTO TOMA DE DATOS

a) Teniendo el sistema en estado estable se debe tomar los siguientes datos con los módulos de lecturas de temperaturas y manómetros:

Variación de la carga del sistema						
Parámetros			Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4
Carga térmica	Resistencia fija	-----				
	Resistencia Variable	-----				
	Carga total	Kw				
Presiones	Pev	psi-g				
	Pint	psi-g				
	Pcond	psi-g				
Compresor de baja	Tsucción	°C				
	Tdescarga	°C				
	Corriente	A				
	Frecuencia	Hz				
Compresor de alta.	Tsucción	°C				
	Tdescarga	°C				
	Corriente	A				
Condensador	Tout_condensador	°C				
	Tin_air	°C				
	Tout_air	°C				
Subenfriamiento	Tin_sub	°C				
	Tout_sub	°C				
Recinto	T° recinto	°C				

b) observar sobre el banco la caída de presión admisible en la línea de líquido antes de crear vapor de flash con y sin subenfriamiento.

ELEMENTOS UTILIZADOS

- Pinza amperimétrica y multímetro

2. DESARROLLOS MATEMATICOS

- **VARIACION DE LA CAPACIDAD Y DESEMPEÑO DEL SISTEMA**

Se debe generar una gráfica de capacidad, potencia total de compresión y desempeño contra la temperatura de evaporación.

CÁLCULOS

Temperaturas del sistema:

$$T_{ev} = T_{sat}(R404a: P = P_{ev}; X = 0)$$

$$T_{int} = T_{sat}(R404a: P = P_{int}; X = 0)$$

$$T_c = T_{sat}(R404a: P = P_c; X = 0)$$

Los valores de presiones deben ser absolutos

Cálculo de la capacidad:

$$CAP = C_{resis} + C_{motor} + C_{perdidas}$$

$$CAP = m_{r1} * (h_{succ_{LOW}} - h_{sub})$$

$$C_{resis} = \frac{(120 * A_f + V_{RV} * A_v)}{1000}$$

$$C_{perdidas} = (T_{amb} - T_{cuarto})/1070$$

$$C_{motor} = 0,176$$

Dónde cada variable representa:

C_{resis}: Carga impuesta por las resistencias

C_{perdidas}: Carga impuesta por las infiltraciones de calor

C_{motor}: Carga impuesta por el ventilador

A_f: Corriente de la resistencia fija

A_v: Corriente de la resistencia variable

V_{RV}: voltaje de la resistencia variable

$h_{succ_{LOW}}$: Entalpia de succión del compresor de baja

h_{sub} : Entalpia del líquido subenfriado al ingreso de la válvula de expansión

Las entalpias son calculadas a las presiones y temperaturas medidas

m_{r1} : Flujo másico del evaporador

Con las ecuaciones anteriores se calcula la capacidad y el flujo de refrigerante “mr1” pasante por el evaporador

Cálculo de los flujos másicos

Balance de energía en el tanque intermedio

$$m_{r2} * h_{sal_{cond}} + m_{r1} * h_{des_{LOW}} = m_{r1} * h_{sub} + m_{r2} * h_{succ_{HIGH}}$$

$h_{sal_{cond}}$: Entalpia a la salida del condensador

$h_{des_{LOW}}$: Entalpia de descarga del compresor de baja

$h_{succ_{High}}$: Entalpia a la succión del compresor de alta

Las entalpias son calculadas a las presiones y temperaturas medidas

Se halla calor del condensador “Qc”, “mr” y “mr2”

Cálculo de la potencia consumida:

$$W_t = W_b + W_a$$

$$W_b = m_{r1} * (h_{des_{LOW}} - h_{succ_{LOW}})$$

$$W_a = m_{r2} * (h_{des_{High}} - h_{succ_{High}})$$

$h_{des_{High}}$: Entalpia de descarga del compresor de alta

W_t : Potencia total de compresión

W_b : Potencia del compresor de baja

W_a : Potencia del compresor de alta

Desempeño del sistema

$$COP = CAP/W_t$$

COP : Coeficiente de operación del sistema

Evaluando las ecuaciones anteriores en cada estado estable se encuentran valores de capacidad y desempeño los cuales deben ser registrados en la siguiente tabla.

Parámetros vs T_{ev}				
Parámetros	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4
Capacidad				
Potencia total de compresión				
COP				
T_{ev}				
T_{int}				
T_c				

- Comparación de desempeños

Cálculos:

Se debe calcular el coeficiente de operación de un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor no isentrópico que opera entre las temperaturas de evaporación y condensación del sistema de dos etapas.

$$COP_{simple} = (h_2 - h_1)/(h_{3r} - h_2)$$

Dónde:

$$h_2 = h_{R404a}(T = T_{ev}; X = 1)$$

$$S_2 = S_{R404a}(T = T_{ev}; X = 1)$$

$$h_1 = h_{R404a}(T = T_c; X = 0)$$

$$Eficiencia_{simple} = (h_3 - h_2)/(h_{3r} - h_2)$$

$Eficiencia_{simple} = 0,66$ (Corresponde a la eficiencia del compresor presente en el laboratorio calculada a carga media de 1,345 Kw con 50 hz y a temperatura ambiente de 24 [c])

Parámetros vs T_{ev}				
Parámetros	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4
COP				
COP_{simple}				

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Analizar el comportamiento de las gráficas obtenidas y comparar con el comportamiento teórico de un sistema de refrigeración simple.
- Comparar los desempeños del sistema de dos etapas con el simple.
- Analizar el comportamiento de la caída de presión permisible antes de crear vapor de flash con y sin subenfriamiento.
- Analizar la importancia de los componentes auxiliares incluyendo los del tanque intermedio para el correcto funcionamiento del sistema.

4. CONCLUSIONES

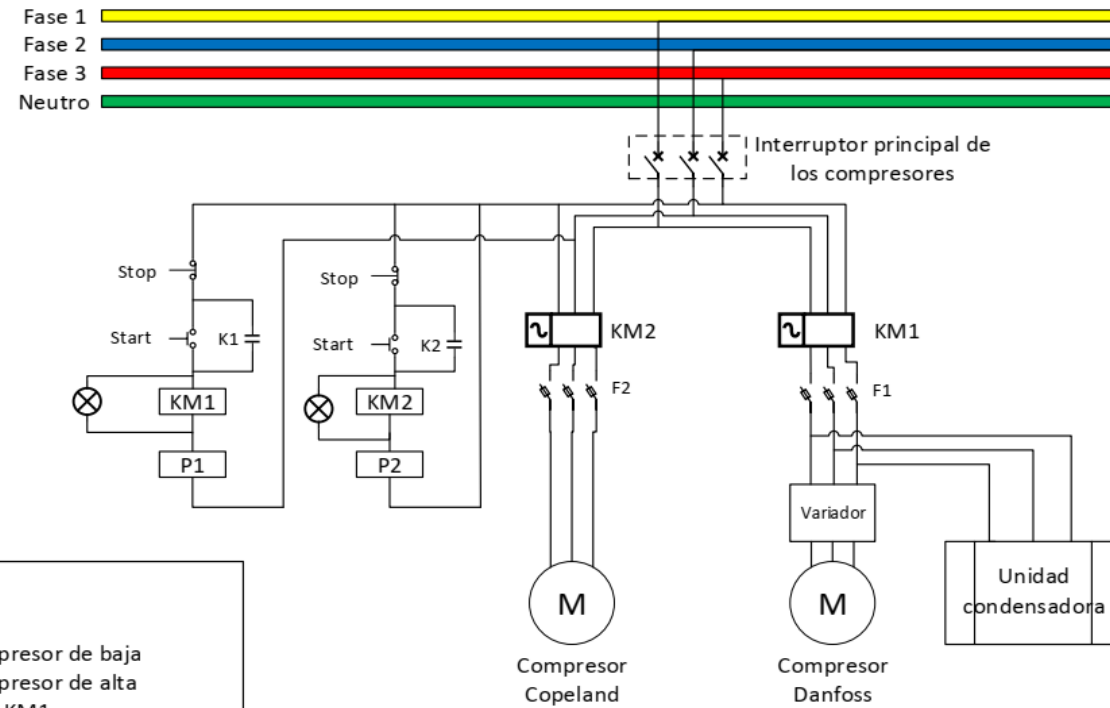
Se debe generar mínimo cuatro conclusiones a partir de los análisis.

BIBLIOGRAFÍA

Referenciar el marco teórico.

ANEXO J. Diagrama eléctrico.

CONEXIÓN ELECTRICA DE LOS COMPRESORES



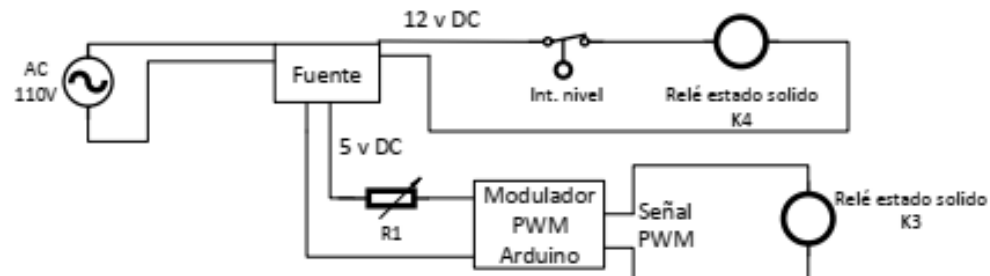
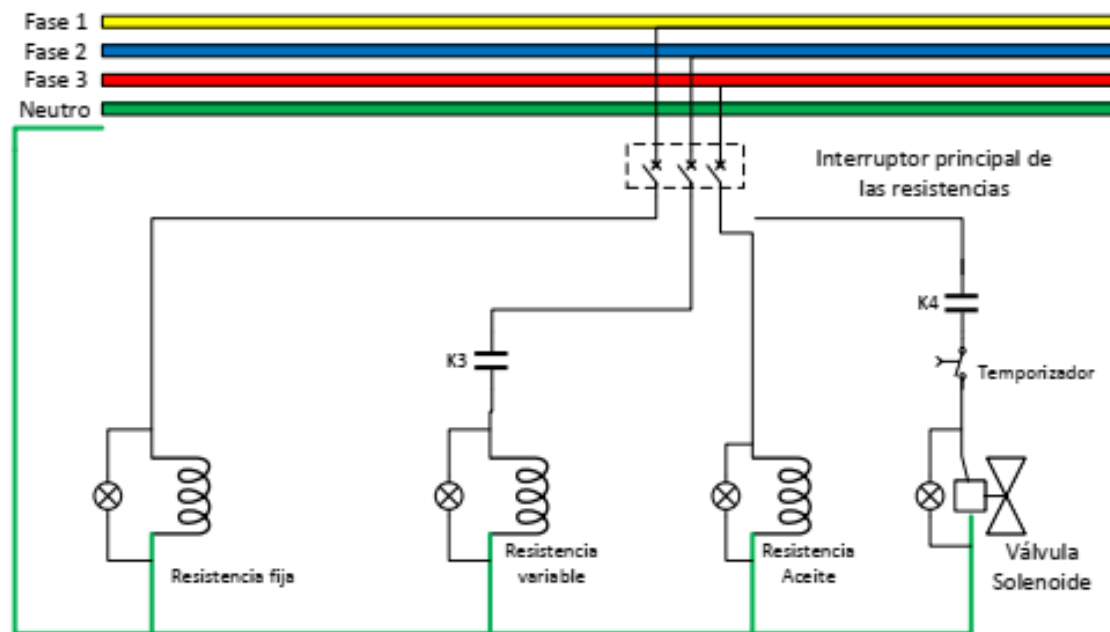
Elementos

KM1-Contactador compresor de baja
 KM2-Contactador compresor de alta
 K1-Contacto NO de KM1
 K2-Contacto NO de KM1

P1-Presostato del compresor de baja
 P2-Presostato del compresor de alta

F1-Protección térmica de baja
 F2-Protección térmica de alta

CONEXIÓN RESISTENCIAS Y VÁLVULA SOLENOIDE



Elementos

- K3-Contacto NO del Relé K3
- K4-Contacto NO del Relé K4
- R1-Potenciometro 10K