



**“UNIVERSIDAD NACIONAL
PEDRO RUIZ GALLO”**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

TESIS

**Para Optar el Título Profesional de:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**“Diseño de un panel didáctico de un sistema
de refrigeración por compresión de vapor
como propuesta para la implementación del
laboratorio de la FIME- UNPRG, 2019”**

Autor:

Custodio Rodríguez, Carlos Enmanuel

Asesor:

Salazar Mendoza, Aníbal Jesús

LAMBAYEQUE - PERÚ

Diciembre del 2019



**"UNIVERSIDAD NACIONAL
PEDRO RUIZ GALLO"**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

TESIS

**Para Optar el Título Profesional de:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**"DISEÑO DE UN PANEL DIDÁCTICO DE UN SISTEMA
DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR
COMO PROPUESTA PARA LA IMPLEMENTACIÓN
DEL LABORATORIO DE LA FIME- UNPRG, 2019"**

Autor:

BACH. CARLOS ENMANUEL CUSTODIO RODRÍGUEZ

Aprobado por el Jurado Examinador:

PRESIDENTE : ING. CARLOS YUPANQUI RODRÍGUEZ

SECRETARIO : MSC. AMADO AGUINAGA PAZ

MIEMBRO : MSC. FREDY DÁVILA HURTADO

ASESOR : DR. ANIBAL SALAZAR MENDOZA

LAMBAYEQUE - PERÚ

Diciembre del 2019



**"UNIVERSIDAD NACIONAL
PEDRO RUIZ GALLO"**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

TESIS

TÍTULO

"DISEÑO DE UN PANEL DIDÁCTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR COMO PROPUESTA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL LABORATORIO DE LA FIME- UNPRG, 2019"

CONTENIDO

CAPÍTULO I: PROBLEMÁTICA DE LA INVESTIGACIÓN.
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.
CAPÍTULO IV: PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN
CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.
CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.
CAPÍTULO VII: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.
BIBLIOGRAFÍA
ANEXOS

AUTOR: BACH. CARLOS ENMANUEL CUSTODIO RODRÍGUEZ

Ing. Carlos Yupanqui Rodríguez
PRESIDENTE

MSc. Amado Aguirre Paz
SECRETARIO

MSc. Fredy Dávila Hurtado
MIEMBRO

Dr. Aribal Salazar Mendoza
ASESOR

LAMBAYEQUE – PERÚ

Diciembre del 2019

DEDICATORIA

*Esta tesis se lo dedico a Dios, quien desde hace más de 3 años
cambió mi perspectiva de la vida.*

*A mis padres Carlos Custodio y María Rodríguez quienes con
sus consejos y ejemplo me formaron como persona.*

*A mis hermanos Arturo y Alejandro como ejemplo de esfuerzo y
dedicación, ustedes pueden ser mejores.*

A mi compañera Alicia Reyes que en todo momento creyó en mí.

AGRADECIMIENTO

A Dios en primer lugar por permitirme conocer a grandes personas y disponer de su apoyo para lograr la culminación de este proyecto.

A mis padres Carlos Custodio y María Rodríguez que siempre me han apoyado en mis proyectos a pesar de las dificultades.

A mis hermanos Arturo y Alejandro que su interés y esfuerzo en mejorar me inspira a darles el mejor ejemplo posible.

A mi compañera Alicia Reyes que estuvo en todo este camino ayudándome y motivándome.

A mis amigos de aula, quienes me han apoyado en la obtención de información y datos.

A mi asesor Aníbal Salazar por sus consejos

A los grandes docentes de la FIME, quienes con su ejemplo inspiran a los estudiantes a ser buenos profesionales.

RESUMEN

En la actualidad existe una alta demanda de los sistemas de refrigeración en las industrias, por lo cual los estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo necesitan del conocimiento teórico y experimental de dicho sistema. En base a la problemática descrita se propuso el diseño de un panel didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, donde los estudiantes tendrán a disposición observar su funcionamiento, cambios de sus parámetros de estado al variar las condiciones de trabajo, problemas en la ejecución, procedimientos de operación y observación de sus componentes, complementando los temas de refrigeración estudiados. El sistema propuesto contiene una zona de refrigeración donde la materia a refrigerar es agua líquida la cual ingresa a temperatura ambiente y se refrigera a una temperatura mínima de 0°C, como uso de flujo de trabajo se eligió el refrigerante 134A por su alta disponibilidad y facilidad de uso en la recarga y ante la presencia de fugas. Dispone de equipos de frío como compresor, evaporador, condensador y diferentes dispositivos de expansión (válvula de expansión y tubos capilares), además de componentes de control y protección (controlador, válvula solenoide, presostatos, entre otros) necesarios para el funcionamiento del sistema, por otro lado, en la observación de los parámetros de funcionamiento están los medidores de amperaje y voltaje, un sensor de temperatura y manómetros, sumando un total de S/.2894.1 en equipos y materiales. Los Equipos de producción de frío en su mayoría fueron seleccionados mediante el software ofrecido por Danfoss, CoolSelector2, el cual proporcionó los datos para la evaluación de selección.

Palabras clave: Panel didáctico, compresión de vapor, sistema de refrigeración, refrigerante, CoolSelector2, Danfoss.

ABSTRACT

At present there is a high demand for refrigeration systems in various industries, which is why students from the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering of the National University Pedro Ruiz Gallo need the theoretical and experimental knowledge of said system. Based on the problem described, the design of a didactic panel of a steam compression refrigeration system is proposed, where students will be available to observe its operation, the changes in its state parameters by varying working conditions, problems in the execution, operation procedures and the observation of its components, complementing the cooling issues studied. The proposed system contains a refrigeration zone, where the matter to be cooled is liquid water which enters at room temperature and is cooled to a minimum temperature of 0°C, we chose 134A refrigerant as workflow use, due to its high availability and ease of use in recharging and in the presence of leaks. The design has cooling equipment such as a compressor, evaporator, condenser and different expansion devices (expansion valve and capillary tubes), as well as control and protection components (controller, solenoid valve, pressure switches, among others) necessary for the operation of the system. On the other hand, in the observation of the operating parameters are the amperage and voltage meters, a temperature sensor and pressure gauges, adding a total of S/.2894.1 in equipment and materials. The Cold Production Equipment was mostly selected through the software offered by Danfoss, CoolSelector2, which provided the data for the selection evaluation.

Keywords: Didactic panel, steam compression, cooling system, coolant, CoolSelector2, Danfoss.

ÍNDICE

DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
RESUMEN	VI
ABSTRACT	VII
ÍNDICE	VIII
INDICE TABLAS.....	XII
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN	2
1.1 Realidad Problemática.....	2
1.2 Formulación del Problema	3
1.3 Delimitación de la Investigación	4
1.4 Justificación e Importancia de la Tesis.....	5
1.5 Limitaciones de la Tesis.....	6
1.6 Objetivos.....	6
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	7
2.1 Antecedentes de Estudios	7
2.2 Desarrollo de la Temática Correspondiente al Tema Desarrollado.	12
2.2.1 Equipos de Paneles de Refrigeración Existentes en el Mercado...	12
2.2.2 La Transferencia de Calor.....	18

2.2.3	Introducción a la Refrigeración por sistema de Compresión de Vapor.	28
2.2.4	Componentes y Equipos de un Sistema de Refrigeración.	34
2.2.5	Refrigerantes.	50
2.2.6	ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers	57
2.2.7	Software de Selección CoolSelector2.	57
2.3	Definición Conceptual de la Terminología Empleada	58
CAPÍTULO III MARCO METODOLÓGICO		66
3.1	Tipo y Diseño de Investigación	66
3.2	Población y Muestra	67
3.3	Métodos y Técnicas de Investigación	68
3.4	Descripción de Instrumentos Utilizados	69
3.5	Análisis Estadístico e Interpretación de Datos.	69
CAPÍTULO IV: PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN		71
4.1	Diseño Térmico y Estructural del Sistema	71
4.1.1	Determinación de Estructura y Distribución de los Componentes del Panel Didáctico.	71
4.1.2	Determinación de Valores Iniciales.	74
4.1.3	Cálculo de Cargas.	75
4.2	Evaluación de Parámetros del Ciclo de Refrigeración	80
4.2.1	Refrigerante R134A	80

4.2.2	Cálculo de Entalpías del Ciclo de Refrigeración	83
4.3	Diseño y Selección de Componentes del Sistema de Refrigeración ...	86
4.3.1	Selección del Compresor.....	86
4.3.2	Diseño del Evaporador.....	89
4.3.3	Selección del Condensador.....	94
4.3.4	Selección Válvula de Expansión	96
4.3.5	Selección de Tuberías.....	97
4.3.6	Selección de Tubo Capilar.....	101
4.3.7	Accesorios	101
4.4	Sistema de Control y Alimentación	106
4.4.1	Diseño del Sistema de Control y Fuerza.	106
4.4.2	Selección de Componentes del Circuito de Control.	108
4.4.3	Selección de Componentes del Circuito de fuerza.	111
4.4.4	Conductores y otros.....	115
4.5	Lectura de Datos	116
4.5.1	Ubicación de los Medidores	116
4.5.2	Selección de Componentes.....	117
4.6	Manual de Uso del Panel Diseñado	118
4.7	Costo del Diseño.....	130
4.7.1	Comparación de Costos de Paneles.....	134
CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS		135

5.1	Resultado en Tablas y Gráficos.....	135
5.1.1	Datos del Panel Didáctico Diseñado.....	135
5.1.2	Características de Selección del Refrigerante R134A.....	137
5.2	Discusión de Resultados.....	140
CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		144
6.1	Conclusiones.....	144
6.2	Recomendaciones	145
BIBLIOGRAFÍA		147
ANEXOS		153

INDICE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de los refrigerantes según el Stand 34	52
Tabla 2. Instrumentos usados.....	69
Tabla 3. Datos de ubicación de la estación meteorológica usada.....	74
Tabla 4. Datos principales para la tabla de frecuencias	75
Tabla 5. Dimensiones y características térmicas de los materiales de la cámara de refrigeración	76
Tabla 6. Condiciones del aire en el ambiente de trabajo	76
Tabla 7. Datos de los parámetros del agua a refrigerar	79
Tabla 8. Propiedades físicas del refrigerante R134A	81
Tabla 9. Propiedades térmicas del R134A	81
Tabla 10. Cálculo de propiedades térmicas de los estados representativos del ciclo de refrigeración	85
Tabla 11. Relación de características para selección de compresor	88
Tabla 12. Datos de la tubería ANSI 1/4 para el cálculo del evaporador	90
Tabla 13. Propiedades del Refrigerante 134A para el cálculo del evaporador .	90
Tabla 14. Propiedades del agua a refrigerar para el cálculo del evaporador....	91
Tabla 15. Características de selección de condensadores ThermoCoil	95
Tabla 16. Relación de características para selección de válvula de expansión térmica	96
Tabla 17. Relación de características para la selección de tubería en la línea de succión.....	98
Tabla 18. Relación de características para la selección de tubería en la línea de descarga	99

Tabla 19. Relación de características para la selección de tubería en la línea de líquido	100
Tabla 20. Tabla de selección de Recibidor de líquido Danphos	102
Tabla 21. Datos de selección de acumulador de refrigerante	103
Tabla 22. Relación de características para la selección de filtro desecante ..	105
Tabla 23. Datos de selección de llave térmica Schneider	112
Tabla 24. Datos de selección de contactor Schneider	113
Tabla 25. Datos de selección de relé térmico	114
Tabla 26. Ficha técnica de tablero de distribución.....	116
Tabla 27. Costos de los equipos de frío.....	130
Tabla 28. Costos de tuberías y accesorios	131
Tabla 29. Costo de componentes del sistema de protección y control	132
Tabla 30. Costo de los equipos del sistema de alimentación	132
Tabla 31. Costo de los equipos de medición del sistema de refrigeración	133
Tabla 32. Costo total del panel didáctico del sistema de refrigeración por compresión de vapor	133
Tabla 33. Relación de costos de Paneles Didácticos.....	134
Tabla 34. Características generales del panel didáctico	135
Tabla 35. Parámetros de funcionamiento del panel didáctico	136
Tabla 36. Relación de GWP y ODP de los refrigerantes	138

INDICE FIGURAS

Figura 1. ET412C Sistema frigorífico con dos cámaras de refrigeración.....	13
Figura 2. ET 350 Cambios de estado en el circuito de refrigeración	14
Figura 3. ET 411C Instalación frigorífica de compresión.....	15
Figura 4. ET 101 Circuito de refrigeración por compresión sencillo	16
Figura 5. Unidad de refrigeración por compresión de vapor RA1-MKII-A/B/G .	17
Figura 6. Capa límite hidrodinámica.....	22
Figura 7. Capa límite térmica	24
Figura 8. Transición de flujo laminar a turbulento	25
Figura 9. Diagrama del Ciclo de Carnot	29
Figura 10. Ciclo de Carnot inverso	30
Figura 11. Procesos en un sistema de refrigeración por compresión de vapor	33
Figura 12. Funcionamiento de un compresor recíprocante	37
Figura 13. Funcionamiento compresor rotatorio.....	38
Figura 14. Evaporador de expansión seca.....	39
Figura 15. Condensador enfriado por agua	41
Figura 16. Estructura interna de una válvula de expansión termostática.....	43
Figura 17. Gráfica de curvas de disparo	45
Figura 18. Curvas de disparo de disyuntores Schneider	46
Figura 19. Clasificación según su inflamabilidad y toxicidad	54
Figura 20. Diagrama de equipos del sistema de generación de frío.....	71
Figura 21. Ubicación de los equipos del sistema de refrigeración.....	72
Figura 22. Despiece de materiales de la zona de Refrigeración	73
Figura 23. Diagrama de Mollier del refrigerante R134A.	82

Figura 24. Diagrama de Humedad relativa vs Salto térmico	83
Figura 25. Diagrama P-h para análisis de los estados del ciclo de refrigeración	85
Figura 26. Dimensiones de la válvula de expansión térmica T20X.....	97
Figura 27. Recibidor LBC seleccionado.....	102
Figura 28. Acumulador XMK	104
Figura 29. Válvula de servicio	106
Figura 30. Diagrama de circuito de control y fuerza del sistema de refrigeración	107
Figura 31. Diagrama de conexiones eléctricas del controlador.....	108
Figura 32. Botón paro de emergencia	110
Figura 33. Selector ON/OFF.....	110
Figura 34. Diagrama de ubicación de los medidores en el sistema de refrigeración	116
Figura 35. Diseño de Panel vs Costo (Grafica de barras).....	134
Figura 36. Límite de carga de R134A permitida en función de su toxicidad...	139

INTRODUCCIÓN

En los últimos años nuestro país va en aumento en la demanda de las plantas de refrigeración, sobre todo en el sector de las agroindustrias de las cuales la necesidad de sistemas de refrigeración es proporcional al crecimiento en sus actividades, como menciona el gerente general de Frio Packing, que debido a la necesidad de calidad y cuidado de sus productos, las agroindustrias optan por construir sus propias plantas de refrigeración (Flores Chávez, 2019). Por otra parte, los estudiantes de ingeniería deben tener la preparación adecuada para cubrir el campo de estos sistemas. La presente tesis tiene como finalidad el diseño de un panel didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, uno de los sistemas más usados desde los refrigeradores domésticos hasta los grandes equipos de amoníaco y CO₂. El presente diseño propuesto es de nivel básico, adecuado para el aprendizaje introductorio a los estudiantes.

La tesis inicia con la descripción de la problemática existente enfocado en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional Pedro Ruíz Gallo, la cual no cuenta con un equipo de refrigeración para el aprendizaje de los estudiantes, seguidamente se muestra antecedentes de diseño de estos paneles a nivel nacional e internacional, y empresas extranjeras dedicadas su la venta. En el capítulo III se describe la metodología empleada para el diseño, comprendida por los métodos de investigación, proceso de diseño y el análisis de datos. Siguiendo el capítulo IV con el desarrollo de la propuesta de diseño, donde se usaron los programas CoolSelector2 y Cade Simu. En el capítulo V se describe el costo del diseño, el funcionamiento de su sistema de control, las características del refrigerante usado y las discusiones en relación a otros diseños. Finalizando con las conclusiones obtenidas en el proceso de diseño y las recomendaciones de manejo y posibles mejoras del sistema.

CAPÍTULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Realidad Problemática

En el entorno educativo en el campo de las ciencias aplicadas, para un correcto aprendizaje es necesario disponer de distintas herramientas de estudio, las cuales nos proporcionan el conocimiento teórico y práctico, este último nos permite comparar y analizar nuestro conocimiento teórico en un caso real. Debido a ello, estudiantes de las ciencias aplicadas cuentan con laboratorios que pretenden satisfacer las necesidades académicas mediante el uso de paneles didácticos.

Según la investigación de Huamani Huaranja (2018) realizada en Lima- Perú, nos muestra el impacto que produjeron los módulos experimentales en el aprendizaje mediante el uso de test pre y post a la aplicación de estos módulos. Huamani Huaranja implementó módulos didácticos en el procedimiento del aprendizaje en el curso de Física I donde se logró un aumento del 22,6% del rendimiento procedimental, un incremento del 11,78% en resultados actitudinales, y un 13,5% de diferencia en rendimiento conceptual (entendimiento de los conceptos del curso). Mostrando de tal manera una mejora significativa del rendimiento académico (Huamani Huaranja, 2018). Por otra parte, Guerrero, Araque y Gallo (2016) aplicaron un prototipo de módulo didáctico para sistemas electrónicos de potencia, con funciones de observación de las curvas características de los dispositivos electrónicos, circuitos de control de potencia y circuitos de conversión de AC a CC, concluyeron que en cuanto a la experiencia en el laboratorio los estudiantes mostraron gran interés en el uso de los módulos didácticos de electrónica de potencia y el uso de los módulos didácticos permite que el estudiante dedique más tiempo al estudio y análisis de las topologías usadas en el proceso de experimentación. (Guerrero Hernández, Araque Gallardo, & Gallo Nieves, 2016)

De lo cual podemos tomar una respuesta objetiva sobre la importancia de los paneles didácticos en el proceso de aprendizaje de los estudiantes de ciencias aplicadas.

Por otra parte, la gran demanda de los sistemas de refrigeración comercial e industrial, en gran porción por las agroindustrias y su constante crecimiento en el Perú (Flores Chávez, 2019) además de la gran dependencia de la cadena de frío para mantener la calidad de sus productos en mayor tiempo (ExpoFrio, 2015), necesita de profesionales aptos para su desarrollo y mantenimiento, por lo tanto es importante que los estudiantes cuenten con una preparación adecuada en base a la identificación de componentes, operación, fallas, cálculos y selección de estos sistemas de refrigeración. Los alumnos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional Pedro Ruíz Gallo en el 10mo ciclo cursan la materia “Procesos térmicos II” la cual se basa en el estudio de los sistemas de refrigeración, el temario de dicha materia cuenta con evaluación de conocimientos teóricos más un proyecto final. En base a las condiciones de aprendizaje de los alumnos de la FIME- UNPRG y a las necesidades mencionadas, es necesario la implementación de una herramienta que contribuya a su aprendizaje práctico y experimental en los sistemas de refrigeración, los paneles didácticos.

1.2 Formulación del Problema

Falta de disposición de un panel didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para el aprendizaje práctico y experimental por parte de los alumnos de la FIME- UNPRG.

1.3 Delimitación de la Investigación

Se presentan las siguientes delimitaciones de la investigación:

1.3.1 Delimitación Espacial

El módulo didáctico se propuso para uso en el laboratorio de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional Pedro Ruíz Gallo, en el distrito de Lambayeque, ubicado en la Provincia de Lambayeque del departamento de Lambayeque, en el norte del Perú. Ubicado en:

UTM ZONA 17M: 621069.68 m E, 9258353.52 m S

Altitud: 78 m.s.n.m.

Norte: Con el distrito de Mochumí, Provincia de Lambayeque.

Este: Con el distrito de Ferreñafe, Provincia de Ferreñafe.

Sur: Con el distrito de Chiclayo, Provincia de Chiclayo.

Oeste: Con el distrito de San José. Provincia de Lambayeque.

1.3.2 Delimitación Temporal

El tiempo de desarrollo del proyecto está entre los meses de Junio a Noviembre del 2019.

1.3.3 Delimitación Temática

El desarrollo de esta tesis está enfocado en el diseño de un panel didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, determinar y seleccionar sus componentes y establecer costos para una futura construcción de este.

1.4 Justificación e Importancia de la Tesis

En el Perú no se cuenta con empresas que dispongan de estos paneles didácticos de refrigeración, los cuales para conseguirlos se deben importar desde el exterior del país, algunas empresas extranjeras como TecnoEdu, Edibon, Armfield, Gunt Hamburg y PA Hilton proporcionan paneles didácticos de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

1.4.1 Justificación Técnica

Se generó bibliografía en la cual podrán tomar como ejemplo otros investigadores al procedimiento de diseño del panel didáctico de un sistema de refrigeración a compresión de vapor, realizar mejoras o añadirle otras funcionalidades con fines de aprendizaje.

1.4.2 Justificación Económica

Debido a que los paneles didácticos de sistema de refrigeración no se encuentran a la venta en nuestro país, se busca generar una alternativa económicamente inferior del costo de construcción en relación a los existentes en el mercado, los cuales son vendidos por empresas que se encuentran en el extranjero.

1.4.3 Justificación Social

Mediante el diseño y selección de los componentes del panel didáctico del sistema de refrigeración a compresión, del cual al ser ejecutado, los estudiantes de la facultad de ingeniería mecánica y eléctrica de la UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUÍZ GALLO estarán preparados y no sólo en conocimiento teórico, también en experiencias y reconocimiento de los sistemas de refrigeración, en lo que respecta detección de fallas, procedimiento de operación, componentes, perturbaciones, cambios de funcionamiento del sistema, entre otros. Además, al igual que en la UNPRG, otras universidades e institutos cuentan con la misma carencia de estos

paneles didácticos, algunas sólo cuentan con las piezas como uso de reconocimiento de componentes. Por lo cual también es aplicable en otros lugares donde sea necesario el aprendizaje práctico experimental.

1.5 Limitaciones de la Tesis

Para la obtención de los registros de temperatura ambiente se ha limitado los datos proporcionados por SENAMHI, de la estación meteorológica disponible en el distrito de Lambayeque y del registro de todo el año 2018.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivo General

Diseñar un panel didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor económico en relación a otros diseños existentes, para uso de experimentación y aprendizaje del funcionamiento por parte de los alumnos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional Pedro Ruíz Gallo, Lambayeque-2019.

1.6.2 Objetivos Específicos

- Realizar el diseño térmico del sistema de refrigeración de compresión de vapor.
- Realizar el diseño del sistema de alimentación y control.
- Desarrollar un manual de uso del panel didáctico diseñado.
- Determinar el costo económico del sistema de refrigeración por compresión de vapor en comparación a otros diseños realizados.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de Estudios

Debido al variado uso, y la gran demanda, de los sistemas de refrigeración en la actualidad, las carreras de ciencias en universidades e institutos optan por disponer de equipos y herramientas que complementen el aprendizaje mediante experiencias de interacción del estudiante ante estos sistemas de refrigeración.

2.1.1 Antecedentes a nivel nacional:

En Arequipa se encontró el diseño y construcción de Delgado y Villar (2015) de un módulo de refrigeración y congelación para el laboratorio de la Facultad de Ingeniería de Procesos de la Universidad Nacional de San Agustín, destinado principalmente para estudios del comportamiento del equipo de acuerdo a las diferentes condiciones de funcionamiento. El módulo diseñado cuenta con dos focos de temperaturas de 22°C y -18°C, su cámara de refrigeración diseñada para refrigerar 10L de agua (se considera que ingresa a una temperatura de 15°C), como flujo de trabajo usa el refrigerante R134A el cual es impulsado por un compresor hermético de 1/6 hp. Respecto a la muestra de parámetros de funcionamiento, el equipo está compuesto de 2 manómetros de 500psi de alta y 250 psi de baja, 2 termómetros de capacidades de -10 a 100°C y -40° a 150°C y un controlador digital Gauge 512 ri para el control de temperaturas de funcionamiento. En el proceso de cálculo consideraron las cargas por calor sensible y latente del agua a congelar, obteniendo una potencia frigorífica de 342 KJ/h con el sistema trabajando 16 horas seguidas. En la selección de componentes no consideran presostatos, válvula solenoide, recibidores y equipos de protección eléctrica. Para la construcción del panel de pruebas se presupuestó un costo directo de S/. 2269.81 donde incluye los materiales, equipos y accesorios. (Delgado Zúñiga & Villar Villegas, 2015)

Por otro lado, en Puno encontramos el trabajo de tesis realizado por Guevara y Benito (2011) de un módulo de ensayos de refrigeración por compresión de vapor para la empresa Frío Industrial Andino Juliaca, con fines de desarrollar ensayos de técnicas de refrigeración, considerando una temperatura ambiente de 12.5°C en promedio al día. El sistema cuenta con recintos de congelado y refrigeración, con rangos de funcionamiento de 34°C y -13.4°C de temperatura de alta y de baja. En el sistema de medición y protección se usaron manómetros de alta y baja presión, presostatos, válvula solenoide, termómetros, voltímetro y amperímetro. En el proceso de cálculo consideraron las cargas de pérdidas al exterior, cargas de refrigeración, conservación y de pérdidas diversas. El diseño se desarrolla en referencia a un compresor de 0.25 hp y como fluido de trabajo el refrigerante R134A. Construido el equipo evaluaron la eficiencia del sistema al 85% y 100% de su capacidad total con 600g de agua a congelar (con temperaturas de entrada de 30.5 y 68.5 °C), obteniendo como resultados en capacidad frigorífica de 158.47 y 186.47 Watts respectivamente. (Guevara Benavente & Benito Ochochoque, 2012)

2.1.2 Antecedentes a nivel internacional:

El diseño de Conesa Sorolla (2018) en su tesis “Desarrollo de un Equipo Didáctico de Refrigeración Basado en el Ciclo de Compresión de Vapor” realizado en la Universidad Jaume I de España, con fines educativos, muestra el comportamiento del sistema de refrigeración ante los diferentes estados de funcionamiento mediante la transparencia de sus intercambiadores de calor permite visualizar el proceso de evaporación y condensador del refrigerante (R600A). Dispone de un sistema de adquisición de datos, del cual algunos de sus componentes son: sensores DHT22 (de temperatura y humedad relativa para la entrada y salida de los intercambiadores de calor), sondas de temperatura y presión de los cuales las señales emitidas son

recibidas por una placa Arduino 2560R3, mostrados por pantallas LCD (conectadas mediante un módulo LCD PCF8574) y procesadas en salidas de puerto USB para registro de los datos tomados por los sensores mencionados. El procedimiento de cálculo se desarrolló a través del software ESS, tomando como rangos de temperatura de 0 °C y 35°C del evaporador y condensador respectivamente, determinando los estados principales del ciclo de refrigeración y un flujo másico de 7,82 kg/h. En la selección de los equipos primero se determinó la capacidad frigorífica del condensador (618,64 W), considerando un valor de 1700 W/m².K como dato del coeficiente interno de transferencia de calor por convección (valor obtenido de “Experimental study on heat transfer characteristics”) y, para la variación de temperatura, la temperatura logarítmica media entre el flujo de refrigerante y del aire exterior, el mismo procedimiento se dio para el evaporador, culminando con el compresor teniendo en cuenta de no superar la capacidad frigorífica del condensador. El costo del panel diseñado está presupuestado en un valor de S/. 3750,29. (Conesa Sorolla , 2018)

En México el diseño de Bernal Vargas (2013) desarrollado en la “Universidad Nacional Autónoma de México”, de un panel didáctico de un sistema de refrigeración, trabaja con un rango de temperaturas de 7 hasta -20°C en la zona a congelar, dispone la variación de su carga térmica debido a las distintas cargas de congelado. Para evitar el escarche (formaciones de hielo en las tuberías del evaporador) el equipo cuenta con 3 resistencias calefactoras de 1500 W cada una las cuales funcionan de manera independiente o al mismo tiempo, dispone de un compresor de 1 hp, una válvula de expansión, tubos capilares y como fluido de trabajo el refrigerante R134A. El equipo cuenta con una tarjeta de toma de datos de la empresa “National Instruments” modelo

PCI-6220 cuya función es de registrar los datos de funcionamiento del sistema con la opción de ser mostrados a través de una Pc mediante un programa diseñado en LabView por el propio autor, dichos datos son obtenidos por un sensor de flujo rotativo DRH-F, sensor de presión Burkert y sensor de temperatura LM35 (Bernal Vargas, 2013). Para el diseño del sistema de generación de frío no muestra un proceso de cálculo ni de selección.

Por otro lado, Martínez y Zambrano (2011), en su proyecto de titulación describen el diseño y construcción de un panel de pruebas de un sistema de refrigeración a compresión de vapor para el “Laboratorio de Conversión de Energía del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica” de la Escuela Politécnica del Ejército en Sangolquí, Ecuador. El sistema de refrigeración diseñado dispone de dos unidades de enfriamiento, una para conserva (agua refrigerada a 0°C) y otro de congelado (aire climatizado a -10°C), dicho sistema trabaja con refrigerante R404A impulsado por un compresor de 1HP con una capacidad de carga térmica de 500W en la unidad de congelado y de 600W en la unidad de conserva, cada sistema de refrigeración dispone de una válvula de expansión y un tubo capilar, de tal manera que el estudiante puede experimentar y observar el cambio de comportamiento de estos equipos al usar los diferentes dispositivos de expansión mencionados. En el proceso de cálculo el autor tomó el valor de 25°C como temperatura ambiente, y en el cálculo de cargas consideró las cargas térmicas por temperatura exterior, por congelado y por enfriamiento de las cámaras de refrigeración (considerando 30°C como temperatura inicial del agua). Los equipos de frío se seleccionaron de acuerdo a la capacidad frigorífica requerida. Por otra parte en el evaporador del área de refrigeración el autor calculó la longitud del serpentín considerando la temperatura del

agua en el recipiente constante (30°C) y el valor del coeficiente “h” interno del refrigerante a 23,65 W/m².K (proporcionado por Vileer Manufactory Company). Respecto a la medición de datos, el sistema dispone de 2 termostatos para la cámara de congelado y refrigerado (TC900Ri y MT512Ri respectivamente), manómetros de alta y baja y un termómetro Full Gauge. El costo directo del panel se presupuestó en la suma de USD 1893.42 (S/. 6405.82), en tal suma se consideraron los gastos por equipos e instrumentos, material para el tablero (base del sistema de refrigeración) y accesorios (válvulas, tuercas, uniones, tee, contactores, conductor, interruptores, entre otros). (Martínez Almeida & Zambrano Ibarra, 2011)

En Quito - Ecuador, en la Escuela Politécnica Nacional Álvarez y Reina (2009) presentaron un equipo con capacidad de refrigeración de 13667 btu/h (4003w) para 16h de funcionamiento, sus presiones de trabajo son de 280 y 230 PSI en la línea de alta y 75 y 58 PSI en baja y como fluido de trabajo usan el refrigerante R22. Cuenta con un panel de control donde los estudiantes pueden simular algunas fallas. Los equipos seleccionados que mencionan son un compresor de 1/2 hp con voltaje de alimentación de 115 VAC a 60 Hz, un acumulador de líquido de 0,75 litros, un condensador de 26W y un evaporador de 26W (con 3 ventiladores). Su sistema de protección y control dispone de un presostato doble, un termostato para medir temperaturas de la línea de alta y de baja, un breaker de 10A en la alimentación y un protector térmico para los motores. En el proceso de cálculo determinan las cargas por pérdidas exteriores, infiltraciones de aire, carga de producto, respiración del producto y por recipientes, obteniendo la capacidad frigorífica necesario para el diseño, en el proceso de selección usaron tablas proporcionadas por los fabricantes de los equipos. (Álvarez Gallo & Reina Delgado, 2009)

2.2 Desarrollo de la Temática Correspondiente al Tema Desarrollado.

2.2.1 Equipos de Paneles de Refrigeración Existentes en el Mercado

En la actualidad existen empresas dedicadas a la producción de paneles didácticos para uso de laboratorio, de los cuales, se menciona como ejemplo algunos equipos ofertados por las empresas TecnoEdu S.A. (de Córdoba, Argentina), Gunt Hamburg (Hamburgo, Alemania) y ArmField (Hampshire, Inglaterra).

Tablero REF 11

El funcionamiento del “Tablero p/trabajo experimental sobre Ciclos de Refrigeración - REF 11”, de dimensiones 2x1.35x0.7m y alimentación de 220v, 10A y 50Hz, está basado en el ciclo general de refrigeración, sus modos de funcionamiento son comparables a la refrigeración familiar, comercial y como aire acondicionado. Dispone como adicional un forzador de aire, válvulas de apertura y cierre de circuitos, equipos de protección, equipos de medición de los parámetros de funcionamiento y un sistema de simulación de fallas. El equipo permite la observación y experimentación del ciclo general de refrigeración, sus componentes y funcionamiento, rangos de presión y temperatura y el proceso de condensación y evaporación, mediante sus sensores y medidores. (Tecnología Educativa SA, n.d.)

Tablero ET 412C

El tablero ET 412C de la empresa Gunt Hamburg trabaja con el refrigerante R513A, cuenta con dos evaporadores (para refrigerar y congelar), sensores de presión y temperatura, un intercambiador de calor para el análisis de sobre enfriamiento del refrigerante y un software de procesamiento de datos a PC compatible con Windows 7, 8.1 y 10 (Software Gunt). El equipo busca la observación y análisis del comportamiento de sus componentes, de acuerdo a ello cuenta con la capacidad de trabajar a diferentes condiciones de funcionamiento (cambios de presión, potencia y caudal másico) y de un sistema de simulación de fallas eléctricas e hidráulicas (válvulas electromagnéticas, relés defectuosos, entre otros). Algunos datos técnicos del sistema son: Capacidad frigorífica del compresor de 1363W, calentador de descarche de 150W, rangos de medición de 0 a 1125W en capacidad frigorífica y 1 a 11.5 L/h de caudal másico. Su alimentación es monofásica de 230V, 60Hz y 50Hz. (Gunt Hamburg, n.d.)

Figura 1. ET412C Sistema frigorífico con dos cámaras de refrigeración¹



¹ <https://www.gunt.de/es/productos/refrigeracion/termodinamica-del-ciclo-frigorifico/instalacion-frigorifica-con-camara-de-refrigeracion-y-de-congelacion/061.412C0/et412c/glct-1:pa-150:ca-117:pr-208?scsf=1>

Tablero ET 350

El tablero ET 350 ofrecido por la empresa Gunt Hamburg tiene la característica de la transparencia de su evaporador, condensador y válvula de expansión lo cual permite la observación del cambio de fase del fluido de trabajo (R1233zd), cuenta con sensor de temperatura, vatímetros, manómetro en el circuito de refrigeración, caudalímetros (para agua caliente, agua fría y refrigerante). Respecto a la alimentación, el sistema es compatible con la energía monofásica de 230V, de 50 y 60Hz. (Gunt Hamburg, n.d.). El costo del equipo tiene el precio equivalente a S/. 56 302. (Conesa Sorolla , 2018)

Figura 2. ET 350 Cambios de estado en el circuito de refrigeración²



² <https://gunt.de/en/products/refrigeration/fundamentals-of-refrigeration/changes-of-state-in-the-refrigeration-circuit/061.35000/et350/glct-1:pa-148:ca-714:pr-198>

Tablero ET 411C

El tablero ET 411C de Gunt Hamburg cuenta con un sistema de exportación de datos y el software Gunt compatible a Windows 7, 8.1 y 10. Para el funcionamiento está compuesto por un compresor de 463W de capacidad frigorífica, condensador y evaporador, tubos capilares de 1,5 3 y 6m, filtros, acumuladores y recibidores de refrigerante y como fluido de trabajo el refrigerante R513A. El equipo busca mostrar el comportamiento operativo de los componentes del circuito de refrigeración, el efecto que causa los diferentes dispositivos de expansión (válvula de expansión térmica y tubos capilares) y en faltas o sobrecargas de refrigerante en el sistema. La alimentación en el equipo puede ser de 230V, de 60 o 50Hz (Gunt Hamburg, n.d.). Su precio es equivalente a S/. 83 419. (Conesa Sorolla , 2018)

Figura 3. ET 411C Instalación frigorífica de compresión³



³ <https://gunt.de/en/products/refrigeration/fundamentals-of-refrigeration/compression-refrigeration-system/061.411C0/et411c/glct-1:pa-148:ca-714:pr-206>

Tablero ET 101

El tablero ET 101 de Gunt Hamburg es de un sistema simple de refrigeración por compresión, sus intercambiadores de calor (condensador y evaporador) sumergidos en depósito de agua en forma de espiral simulan la transferencia de calor de estos. El equipo cuenta con un compresor de 278W de capacidad frigorífica, dos tanques de agua y termómetros para medir sus cambios de temperatura, dos manómetros para medir las presiones del refrigerante, protectores de presión, mirilla y como fluido de trabajo el refrigerante R513A. El panel cuenta con un precio de 3712 euros, equivalente a S/. 13866.18. (Conesa Sorolla , 2018)

Figura 4. ET 101 Circuito de refrigeración por compresión sencillo⁴



⁴ <https://gunt.de/en/products/refrigeration/principles-of-cold-production/simple-compression-refrigeration-circuit/061.10100/et101/glct-1:pa-148:ca-116:pr-149>

Tablero RA1-MKII-A/B/G

El tablero RA1-MKII-A/B/G ofertado por la empresa ARMFIELD, dispone de una unidad de refrigeración por compresión de vapor con un sistema de lectura de datos y control del ampliamente estructurado, de tal manera que podemos registrar y observar los parámetros de funcionamiento del equipo y del ciclo de refrigeración a tiempo real, además de poder regular el funcionamiento del compresor, el caudal de agua destinada para enfriar el condensador y calentar el evaporador (controla la velocidad de la bomba), todo ello se visualiza y maneja mediante el software respectivo del equipo compatible con el sistema Windows. (Armfield Engineering, n.d.)

Figura 5. Unidad de refrigeración por compresión de vapor RA1-MKII-A/B/G⁵



⁵ <http://discoverarmfield.com/en/products/view/ra1/vapour-compression-refrigeration-unit>

2.2.2 La Transferencia de Calor.

El autor Holman (1998) en su libro “Transferencia de calor” lo describe como la energía que se transmite debido a una diferencia de temperaturas del medio en que sucede. Los modos de transferencia de calor son por conducción, convección y radiación. (Holman, 1998)

2.2.2.1 Transferencia de Calor por Conducción

Holman (1998) explica la transferencia de calor por conducción como la transferencia de energía térmica de un grupo de partículas más energizadas a un grupo adyacente de partículas menos energizadas, lo que representa una diferencia de temperaturas. Este modo de transferencia de calor **se describe mediante la ecuación de conducción** la cual se basa en la **Ley de Fourier**. (Holman, 1998)

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde:

- q_x : Transferencia de calor por conducción [W].
- K : Coeficiente de conductividad térmica [W/m.K].
- A : Área donde se da la transferencia de calor [m²].
- $\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura en x [K/m].

La transferencia de calor puede ser **estacionaria** donde las propiedades del medio no cambian con respecto al tiempo, pero si pueden variar con respecto al punto del medio a analizar, o **transitoria** donde las propiedades del medio cambian con respecto al tiempo y la posición que se encuentren. (Holman, 1998)

Holman (1998) menciona que para el análisis de la transferencia de calor por conducción se da uso a la ecuación de difusión de calor, la cual se obtiene aplicando

la ley de Furier a la ecuación de conservación de energía, esta considera la energía generada, energía almacenada y la energía entrante y saliente del sistema. (Holman, 1998)

Por otra parte, los autores Incropera y De Witt (1999) mencionan a **la Generación de Energía** como el parámetro que determina las diversas formas de energía (mecánica, eléctrica, nuclear y química) las cuales terminan transformándose en energía térmica. Energía como el calor producido por una resistencia eléctrica, por reactores nucleares, por reacciones químicas, entre otras, son ejemplo de la generación de energía considerándose como un fenómeno volumétrico debido a que su valor es proporcional al volumen de control en el cual se analiza. (Incropera & De Witt, 1999)

$$\dot{E}_g = \dot{q} \cdot dx \cdot dy \cdot dz \quad (2)$$

Donde:

- \dot{q} : Rapidez en que se genera energía por unidad de volumen [W/m³]
- \dot{E}_g : Generación de energía total [W]
- dx, dy, dz : Dimensiones del volumen diferencial del cuerpo analizado [m].

También los autores Incropera y De Witt (1999) explican **la Energía Almacenada**, la describen como la suma de la energía interna, cinética y potencial del volumen a analizar. Por lo tanto, en proceso de transferencia de calor puede haber cambios en la energía almacenada del cuerpo a analizar. (Incropera & De Witt, 1999)

Según menciona Incropera y De Witt (1999), si no existe cambio de fase, la energía almacenada puede expresarse como:

$$\dot{E}_{alm} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dx \cdot dy \cdot dz \quad (3)$$

Donde:

- $\rho C_P \frac{\partial T}{\partial t}$: Rapidez de cambio temporal de la energía sensible del medio, por unidad de volumen [W/m³].
- \dot{E}_{alm} : Tasa de cambio de la energía térmica almacenada por la materia [W].

Ahora, en un volumen de control para la **conservación de energía**, se considera la energía almacenada, la energía generada y la energía que atraviesa la superficie de control (Incropera & De Witt, 1999). De las consideraciones mencionadas obtenemos la igualdad llamada ecuación de conservación de energía.

$$\dot{E}_{entra} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sale} = \dot{E}_{alm} \quad (4)$$

Aplicando la ley de Furier en la ecuación de conservación de energía, en cada proceso de energía mostrado, se obtiene la ecuación de difusión de calor, la cual es la herramienta básica para el análisis de conducción de calor. (Incropera & De Witt, 1999)

2.2.2.2 Transferencia de Calor por Convección.

La transferencia de calor por convección se da cuando un cuerpo se encuentra en contacto con un flujo de líquido o gas, de tal contacto existe la transferencia de calor por el movimiento global del flujo y por el mismo movimiento desordenado de sus moléculas. (Incropera & De Witt, 1999)

Del fenómeno físico mencionado, para cálculos de transferencia de calor por convección respectiva, Incropera y De Witt (1999) menciona la ecuación:

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_{\infty}) \quad (5)$$

Donde:

- q : Calor transferido [W]
- A_s : Área superficial de contacto [m²],
- T_s : Temperatura de la superficie de contacto [K]
- T_∞ : Temperatura del flujo [K]
- \bar{h} : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m².K].

El problema para el cálculo de la transferencia de calor por convección se basa en el valor del coeficiente “h” debido a que varía en función de la superficie. (Incropera & De Witt, 1999)

Capas Límites de Convección

Las capas límites de convección aparecen cuando un flujo hace contacto con una superficie, de tal contacto se forman dos regiones: La región donde los efectos causados por el contacto son muy significativos es llamada región de la capa límite, y la segunda región donde los efectos son nulos es llamada región de flujo libre. De las capas límites de convección encontramos 3 capas diferentes, pero existe relación entre ellas (Incropera & De Witt, 1999). De las cuales menciono dos:

En la capa límite hidrodinámica se evalúan las causas de los efectos viscosos del flujo por el contacto con la superficie. Por el efecto de No- Deslizamiento el fluido que logra hacer contacto directo con la superficie adquiere la velocidad de esta, si la superficie se encuentra estática entonces la velocidad del fluido en contacto es cero, y por causa de la viscosidad del fluido las capas de flujo adyacentes disminuyen su velocidad, creando una gradiente de velocidad (Incropera & De Witt, 1999). Lo mencionado es causado en la región de capa límite hidrodinámica, fuera de esta, en la capa libre, los efectos viscosos son nulos. En la capa límite hidrodinámica, las capas de fluido sufren un esfuerzo cortante entre ellas, por ello para evaluar esta

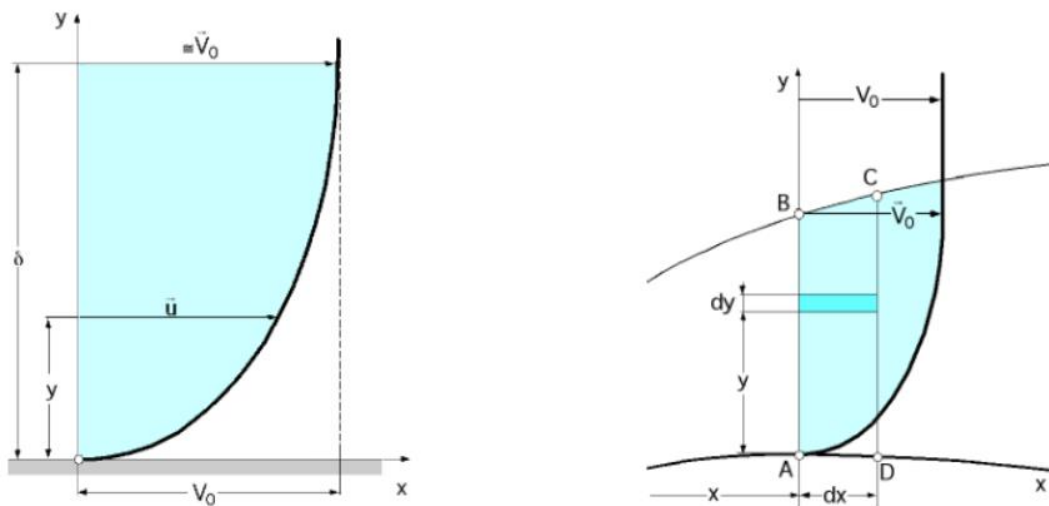
región se busca obtener el Coeficiente de Fricción o también conocido como Factor de Fanning. (Incropera & De Witt, 1999)

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_\infty^2 / 2}; \quad \tau_s = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (6)$$

Donde:

- C_f : Coeficiente de fricción.
- τ_s : Esfuerzo cortante [N/m²].
- μ : Viscosidad dinámica [Pa.s].
- u_∞ : Velocidad del flujo libre [m/s].
- ρ : Densidad del fluido [kg/m³].
- $\frac{\partial u}{\partial y}$: Gradiente de velocidad en Y.

Figura 6. Capa límite hidrodinámica⁶



⁶http://rsm1.redsauce.net/js/pdfs/web/viewer.html?file=http://rsm1.redsauce.net/AppController/commands_RSM/api/api_getFile.php%3FitemID%3D95%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38

Por otro lado, Incropera y De Witt (1999) mencionan a la **Capa Límite Térmica** y explican que esta aparece por la diferencia de temperaturas existentes entre el fluido y la superficie cuando están en contacto, ello crea un gradiente de temperaturas entre estos elementos la cual existe en la capa límite térmica, donde la capa del flujo en contacto con la superficie (de temperatura T_s) adquiere su temperatura y las partículas del fluido intercambian energía con las capas de flujo adyacente. Fuera de la capa límite, en la región de flujo libre, el fluido se encuentra a una temperatura " T_∞ " (Temperatura de flujo libre), el valor de T_∞ puede ser constante si hablamos de un flujo externo o variable si tenemos un flujo interno (por tuberías). Lo que se busca en la capa límite térmica es identificar la variable " h ", con fines de entender la transferencia de calor por convección existente. (Incropera & De Witt, 1999)

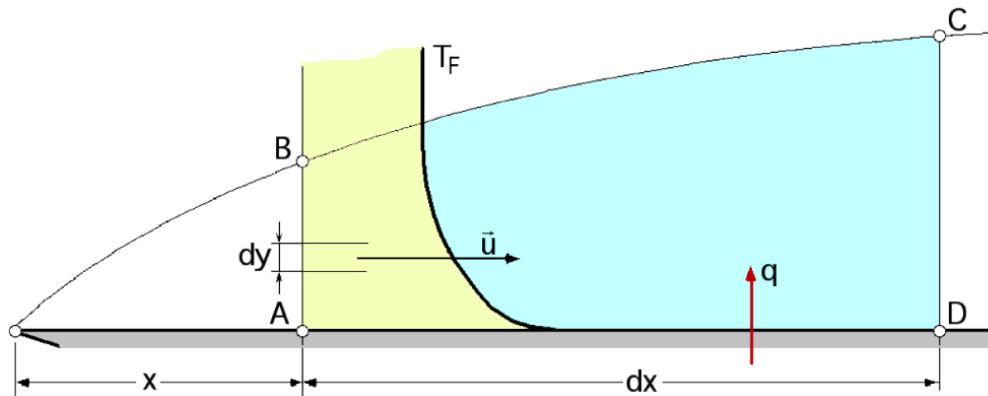
Para identificar el valor de la variable " h " en la transferencia de calor por convección Incropera y De Witt (1991) usan la siguiente ecuación:

$$h = - \frac{k_f}{(T_s - T_\infty)} \times \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (7)$$

Donde:

- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m².K].
- k_f : Coeficiente de conductividad térmica [W/m.K].
- T_s : Temperatura en la superficie de contacto [K].
- T_∞ : Temperatura del flujo libre [K].
- $\frac{\partial T}{\partial y}$: Gradiente de temperatura en Y [K/m].

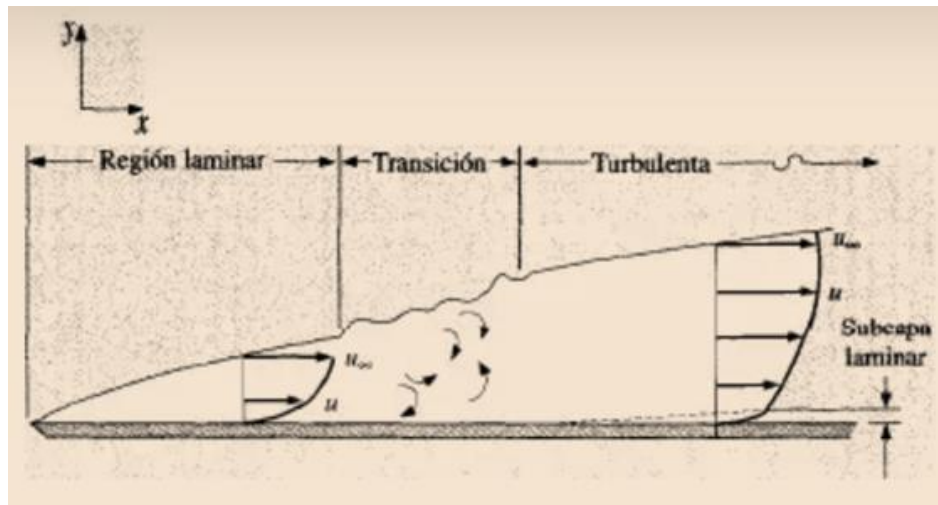
Figura 7. Capa límite térmica⁷



Las condiciones de las capas límite, el coeficiente de fricción " C_f " y el coeficiente de transferencia de calor por convección " h " **dependen mucho de la condición del flujo**, si es un flujo laminar o turbulento. En las condiciones de **flujo laminar**, las líneas de corrientes son suaves y el movimiento molecular es bastante ordenado, predominando las fuerzas viscosas, a causa de ello la transferencia de calor dominante es dada por el movimiento global del flujo. Mientras que, en la condición de **flujo turbulento**, con fluctuaciones de velocidad y movimiento de sus partículas sumamente desordenado, predominan las fuerzas inerciales (Incropera & De Witt, 1999). La transferencia de calor es sumamente mayor en un flujo turbulento que en un laminar, esto es debido a que la transferencia de calor no sólo se debe al movimiento global del flujo, también al movimiento desordenado de sus partículas (transferencia por difusión). El cambio de un flujo laminar a uno turbulento se da en un estado de transición, pues no es repentino. (Incropera & De Witt, 1999)

⁷http://rsm1.redsauce.net/js/pdfs/web/viewer.html?file=http://rsm1.redsauce.net/AppController/commands_RSM/api/api_getFile.php%3FitemID%3D95%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38

Figura 8. Transición de flujo laminar a turbulento⁸



Ecuaciones Simplificadas para la Transferencia de Calor por Convección

Para el cálculo de la transferencia de calor por convección, se necesita la comprensión de los efectos físicos que determinan el comportamiento de la capa límite, esto se da mediante las siguientes ecuaciones que gobiernan sus condiciones:

La ecuación de continuidad, analizado en la capa límite hidrostática, se basa en el principio de la conservación de masa, el flujo másico que ingresa a cierta región es igual al flujo que sale. (Incropera & De Witt, 1999)

Al analizar una región diferencial, de un volumen de control en el fluido, Incropera y De Witt (1999) nos describe la ecuación de continuidad como:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

Donde “u” y “v” son las velocidades del flujo en las direcciones x e y respectivamente, y “ ρ ” es la densidad del fluido.

⁸ (Holman, 1998)

Mientras que **la ecuación de momento** analizada en la capa límite hidrostática, por la segunda ley de Newton, es la suma de las fuerzas superficiales (presión estática y esfuerzos viscosos, este último dependiente de las componentes de velocidad del flujo) igualada a la suma de momentos de flujo (la velocidad neta de flujo de momento) (Incropera & De Witt, 1999). De la igualdad mencionada y determinando ciertas aproximaciones los autores nos dan la ecuación de momento simplificada:

Ecuación de momento en x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (9)$$

Ecuación de momento en y:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

Se observa que no existe una gradiente de presión con respecto a “y”.

En la ecuación de conservación de energía, aplicada a un volumen de control diferencial en la capa límite térmica, Incropera y De Witt (1999) consideran **la energía térmica y cinética** (transportada por advección con el movimiento global del flujo a través de la superficie de control), **la transferencia de energía** mediante los procesos moleculares (los cuales son por conducción entre moléculas y difusión de especies, lo segundo es considerado si existe una reacción química entre dos especies) y la **transferencia de energía por trabajo** (fuerzas de cuerpo y superficiales), que va desde y hacia el fluido en el volumen de control. (Incropera & De Witt, 1999)

Considerando los procesos mencionados, más la rapidez de generación de energía, y adecuando los parámetros se obtiene la “Ecuación de Energía Térmica”. (Incropera & De Witt, 1999)

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{v}{C_p} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 ; \quad \alpha = k / C_p \rho \quad (11)$$

Donde:

- C_p : Calor específico del flujo [KJ/kg.K]
- P : Densidad del flujo [kg/m³]
- k : Coeficiente de conductividad térmica [W/m.K]
- ν : Viscosidad cinemática [m²/s].

Conociendo las ecuaciones de momento y energía, simplificadas, se puede observar una gran similitud. Si en la gradiente de presión, de la ecuación de momento y en la disipación viscosa, de la ecuación de energía, se consideran insignificantes, las ecuaciones mencionadas tendrían la misma forma (Incropera & De Witt, 1999). Para lograr la similitud en las ecuaciones de continuidad, momento y energía es necesario adimensionarlas. (Incropera & De Witt, 1999)

$$x^* = x/L ; \quad y^* = y/L ; \quad u^* = u/\omega ; \quad v^* = v/\omega ; \quad T^* = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} \quad (12)$$

Donde "L" es la longitud total, " ω " Velocidad del flujo libre, " T_s " Temperatura de la superficie de contacto y " T_∞ " es la temperatura del flujo.

Simplificando y usando los parámetros adimensionales, Incropera y De Witt (1999) obtuvieron las ecuaciones de momento y energía térmica adimensionales:

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (13)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L \cdot Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (14)$$

De las ecuaciones adimensionales aparecen dos números, también adimensionales, los cuales son claves para la determinación de las condiciones del flujo. Entre ellos

tenemos **el número de Reynolds** el cual nos da la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en un flujo en contacto con una superficie, tal relación nos muestra la condición del flujo, si es flujo laminar o turbulento. Conociendo el número de Reynolds se puede obtener el parámetro adimensional u^* y en consecuencia el coeficiente de fricción mediante la relación mostrada. (Incropera & De Witt, 1999)

$$Re_L = \frac{VL}{\nu} \quad (15)$$

$$C_f = \frac{2}{Re_L} \cdot \left. \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} \quad (16)$$

También obtenemos **el número de Prandtl**, este nos da la relación de la efectividad relativa del transporte de momento de flujo por difusión con la transferencia de energía. Conociendo el número de Reynolds y Prandtl se puede obtener el número de Nusselt y por ende el coeficiente de transferencia de calor. (Incropera & De Witt, 1999)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (17)$$

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} \quad (18)$$

2.2.3 Introducción a la Refrigeración por sistema de Compresión de Vapor.

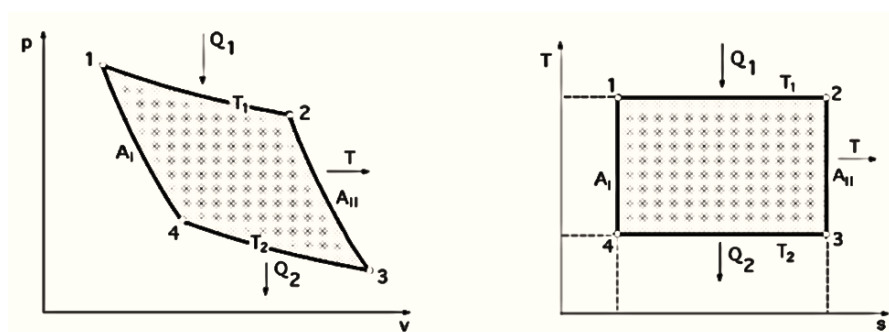
2.2.3.1 Máquina de Carnot

El ciclo de Carnot, descrito por el Ingeniero Francés Nicolas Léonard Sadi Carnot, se describe en una máquina que convierte el calor en trabajo (Máquina de Carnot). La máquina de Carnot consta de un sistema (abierto o cerrado), un foco caliente a una temperatura “ T_H ”, un foco frío a una temperatura “ T_L ” y un fluido para transportar la energía calorífica (Jones & Dugan, 1997). Para realizar el trabajo requerido de la

máquina de Carnot, el autor nos explica que pasa por un ciclo de 4 procesos por los estados “1, 2, 3, 4”.

En el proceso 1-2, un proceso Isotérmico, el gas de temperatura “ T_a ” adquiere el calor del reservorio caliente de temperatura T_H ($T_a < T_H$), de tal manera que el gas se expande aumentando su volumen. **En el proceso 2-3**, proceso adiabático, el gas se expande realizando trabajo (normalmente se considera este proceso en una turbina), en este proceso el gas aumenta su volumen, disminuyendo su presión y temperatura (de T_a a T_b). **En el proceso 3-4**, proceso isotérmico, el gas se encuentra a una temperatura “ T_b ” y entra en contacto con el reservorio frío de temperatura “ T_L ” ($T_b > T_L$), en este proceso el calor es transferido del gas al reservorio frío, de tal manera que el gas reduce su volumen a una temperatura constante. **En el proceso 4-1**, proceso adiabático, se realiza trabajo al flujo pues se comprime el gas, por lo tanto, aumenta su temperatura (T_b a T_a) y disminuye su volumen. (Jones & Dugan, 1997)

Figura 9. Diagrama del Ciclo de Carnot⁹

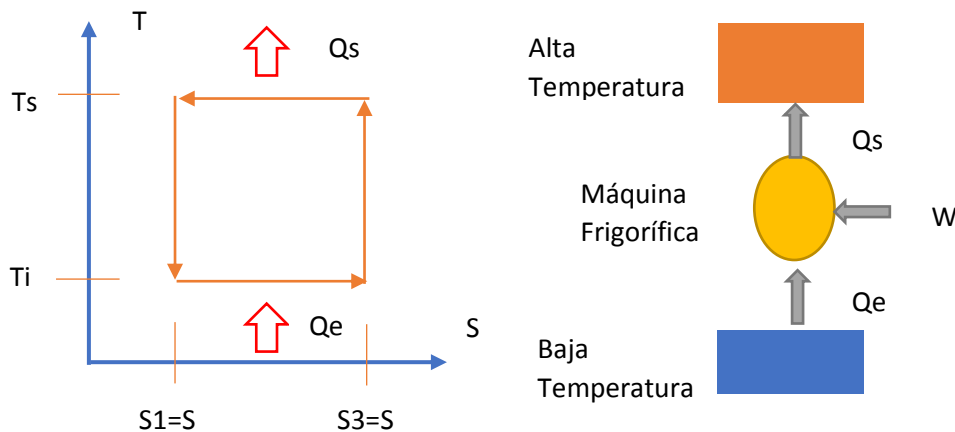


⁹http://rsm1.redsauce.net/js/pdfjs/web/viewer.html?file=http%3A%2F%2Frsm1.redsauce.net%2FAppController%2Fcommands_RSM%2Fapi%2Fapi_getFile.php%3FitemId%3D43%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38

2.2.3.2 Ciclo de Carnot Inverso

En el ciclo de Carnot inverso el ciclo de Carnot se estructura de tal forma que el flujo de calor vaya del reservorio de baja temperatura al de alta temperatura, formando una máquina refrigeradora o una bomba de calor (depende del reservorio que se requiera usar), en la máquina de Carnot inverso lo que se busca es el calor a extraer o el calor a obtener. Para validar el funcionamiento Carnot explica que es necesario realizar trabajo de una fuente externa al sistema. (Jones & Dugan, 1997)

Figura 10. Ciclo de Carnot inverso¹⁰



2.2.3.3 Modelado del Sistema de Refrigeración

Debido a que el ciclo de Carnot inverso es un ciclo ideal en el cual no puede llevarse a cabo en la práctica Jones y Dugan (1997) mencionan dos modelos de ciclos aplicables, los cuales buscan mayor cercanía a la eficiencia que nos da el ciclo ideal de Carnot. De los ciclos modelados tenemos al **Ciclo de Brayton Invertido** el cual se caracteriza por tener gas como fluido de trabajo, **estructurado por dos reservorios** en los cuales se absorbe y libera el calor, **un compresor** donde se comprime el gas disminuyendo su volumen y aumentando la presión y **una turbina** en la cual el flujo

¹⁰ Fuente: Elaboración propia

se expande y realiza trabajo disminuyendo la presión. También está el **Ciclo de Compresión de Vapor**, parecido al ciclo de Brayton invertido con la diferencia que este trabaja con un flujo en su fase vapor y líquida y contiene una válvula de expansión en vez de la turbina, el motivo de la válvula de expansión es tal que en ese proceso una pequeña parte del líquido saturado se expande, de tal manera que el trabajo realizado por esta expansión es pequeño y sería excesivo el uso de una turbina. (Jones & Dugan, 1997)

2.2.3.4 Ciclo Real del Sistema de Refrigeración a Compresión de Vapor.

En el año 1991, Pita en su libro explica que el funcionamiento básico el ciclo de refrigeración por compresión de vapor saturado se describe por cuatro componentes, de los cuales está un evaporador, un compresor, un condensador y una válvula de expansión. Pita también menciona que para el intercambio de calor de un ambiente a otro es necesario el uso de un flujo de trabajo o también llamado refrigerante, el cual mediante un proceso de evaporación y condensación absorbe y rechaza el flujo calorífico respectivamente. Para el análisis de los procesos y del ciclo completo de refrigeración es usado el diagrama de Mollier, o también llamado “Diagrama Presión-Entalpía” (Pita, 1991). El autor explica el ciclo de refrigeración por compresión de vapor en cuatro procesos.

En el proceso 1-2, proceso a entalpía constante, el refrigerante se encuentra en estado de líquido saturado y pasa por un dispositivo de control de flujo, sufriendo una expansión (evaporación de una pequeña cantidad del refrigerante), terminando con un aumento de su volumen específico y una caída de presión y temperatura.

En el proceso 2-3, proceso isobárico, el refrigerante se encuentra en un estado bifásico, una mezcla de agua saturada y vapor saturado, el cual pasa por un

evaporador. En este proceso se da el efecto de refrigeración, en el cual el refrigerante absorbe el calor del ambiente a refrigerar, aumentando su entalpía. Tal refrigerante que se encuentra en estado bifásico termina de evaporarse completamente al pasar por el evaporador, terminando en un estado de vapor saturado.

$$ER = h_3 - h_2 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] \quad (19)$$

En el proceso 3-4, a entropía constante, el refrigerante se encuentra en un estado de vapor saturado y este pasa por un compresor el cual realiza trabajo sobre el refrigerante aumentando su entalpía, presión y temperatura y disminuyendo su volumen específico. Al trabajo realizado por el compresor hacia el refrigerante, por unidad de masa de refrigerante, se le define como “Calor de Compresión” el cual es obtenido por la resta de entalpías de los estados inicial y final del proceso.

$$CC = h_4 - h_3 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] \quad (20)$$

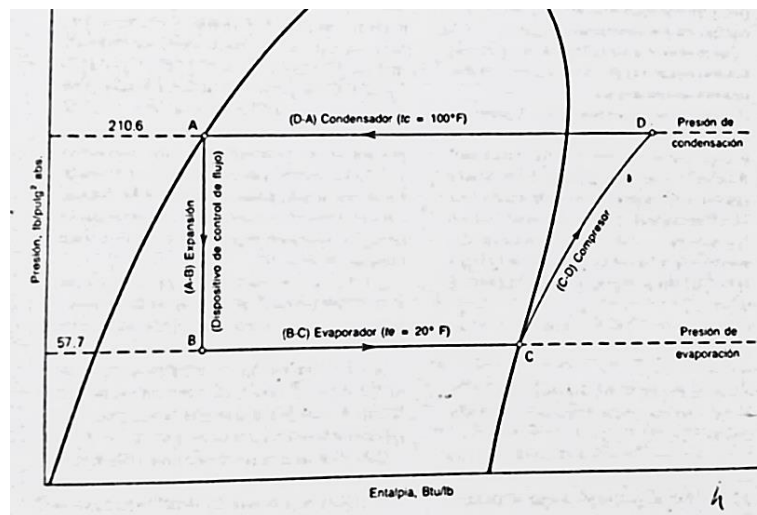
En el proceso 4-1, proceso a presión constante, El refrigerante se encuentra en estado de vapor sobrecalentado, este ingresa al evaporador donde se realiza la transferencia de calor del refrigerante hacia el exterior, saliendo del evaporador en estado de líquido saturado. El calor que se retira, por unidad de masa de refrigerante, se le denomina “Calor de Rechazo”.

$$CR = h_4 - h_1 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right] \quad (21)$$

Es importante conocer los procesos teóricos del sistema de refrigeración ya que es una descripción básica del ciclo real. *“Se puede llegar a ciertas conclusiones generales acerca del funcionamiento de un sistema real, particularmente se ve*

afectado por los cambios en las condiciones. Además, es más sencillo estudiar y comprender el ciclo ideal” (Pita, 1991, pág. 70).

Figura 11. Procesos en un sistema de refrigeración por compresión de vapor¹¹



Por otro lado, Pita (1991) menciona y comenta la importancia de considerar algunos procesos adicionales en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor en el diseño de una máquina de refrigeración real, los cuales son:

Sobrecalentamiento en el evaporador, cuya finalidad es de evitar la presencia de líquido en el compresor debido a la caída de presión del flujo del refrigerante que sufre al desplazarse de la salida del evaporador a la entrada del compresor, lo cual causaría un deterioro o la falla de la máquina compresora (Pita, 1991). También el autor comenta que al llevar el refrigerante en estado de vapor saturado al de sobrecalentado se está tomando la medida necesaria para evitar la condensación de cierta parte del refrigerante antes de ingresar al compresor. Además, el sobrecalentamiento también es usado para el control de flujo en un evaporador de expansión directa. (Pita, 1991)

¹¹ (Pita, 1991)

Por otro lado, en la línea de succión, Pita (1991) explica que a pesar de que el refrigerante se encuentra en un estado de fase vapor, se encuentra a baja temperatura en referencia a la temperatura ambiente, y que en algunas ocasiones cuando la línea de succión es considerablemente larga ocurre una transferencia de calor extra del ambiente al refrigerante, la cual produce un sobrecalentamiento extra al que se da en el evaporador. Al sobrecalentamiento que se da en la línea de succión se le considera como **sobrecalentamiento no útil** debido a que aumenta la cantidad de calor de rechazo, causado por el calor extra ganado en la línea de succión, y también la potencia requerida para el funcionamiento del compresor, por causa del incremento del calor de compresión. (Pita, 1991)

Con el fin de aumentar el efecto de refrigeración, de tal manera que se pueda extraer una cantidad mayor de calor en la zona a refrigerar, El autor menciona el **proceso de subenfriamiento**. El proceso de subenfriamiento se da entre el condensador y la válvula de expansión, normalmente se realiza en el mismo condensador o en un intercambiador de calor adicional en el sistema. Además, da la ventaja de reducir la posibilidad de una vaporización súbita del refrigerante antes de llegar a la válvula de expansión. (Pita, 1991)

2.2.4 Componentes y Equipos de un Sistema de Refrigeración.

Pita (1991) menciona los componentes que forman los sistemas de refrigeración, entre los más notables están:

2.2.4.1 Compresor

La función principal de compresor es elevar la presión del gas refrigerante, a tal punto que el refrigerante en fase vapor pueda ser condensado por un ambiente externo, en muchas ocasiones por el medio ambiente. Además, proporciona la diferencia de

presiones necesaria, venciendo la resistencia a la fricción, para el movimiento del flujo refrigerante en el sistema de refrigeración (Pita, 1991). Para el análisis de los compresores, los parámetros principales son:

$$Ev = \frac{V_t}{V_r} ; Rc = \frac{P_d}{P_s} \quad (22)$$

Donde:

- Ev: Eficiencia volumétrica del compresor.
- V_t y V_r : Volumen de desplazamiento teórico y real respectivamente.
- Rc: Relación de compresión.
- P_d y P_s : Presión de descargar y de succión respectivamente.

Pita (1991) explica que la Eficiencia volumétrica (Ev) en el compresor depende del volumen muerto del cilindro, de la porción de gas que no se descarga en cada ciclo y otras causas como la caída de presión entre válvulas. De modo que con las fórmulas mostradas se puede obtener sus condiciones de funcionamiento y capacidad. (Pita, 1991)

De los compresores usados se clasifican en dos tipos: los compresores de desplazamiento positivo y los compresores dinámicos. En los compresores de desplazamiento positivo están los reciprocantes, rotatorios y helicoidales. (Pita, 1991)

Compresores Reciprocantes

Tienen la estructura de los motores reciprocantes de los vehículos automotriz. Están compuestos por pistones, válvulas de descarga y succión, cilindros, eje de transmisión, entre otros. De los compresores reciprocantes se pueden encontrar los compresores abiertos, semi herméticos y herméticos. (Postigo & Cruz, 2010)

Postigo y Cruz (2010) nos describe las posiciones y movimientos en el funcionamiento del compresor reciprocante, donde la posición del **punto muerto inferior (PMI)** se encuentra cuando el pistón se aleja totalmente de las válvulas del compresor y el **punto muerto superior (PMS)** cuando el pistón se encuentra lo más cercano a las válvulas del compresor. También mencionan que los compresores reciprocantes reales tienen un espacio extra que se encuentra entre el PMS y el plato de válvulas, dicho espacio tiene por nombre “Volumen muerto”, este evita el contacto entre el pistón y el plato de válvulas pues al no existir este espacio el choque entre el pistón y el plato de válvulas determinaría una corta vida útil del compresor (Postigo & Cruz, 2010). En el funcionamiento de los compresores reciprocantes, los autores mencionados explican los 4 movimientos:

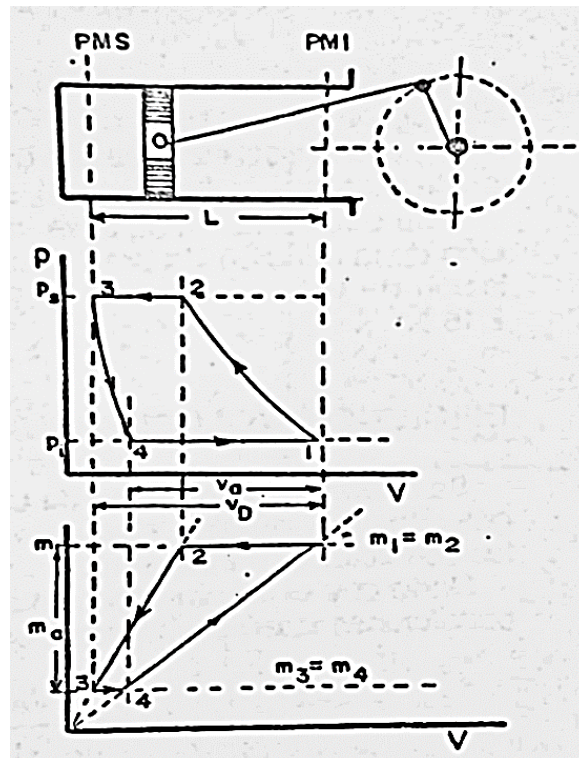
Del punto 1 al 2, proceso de compresión, en este proceso encontramos gas dentro del compresor, el cual al moverse al punto 2 comprime al gas contenido.

Del punto 2 al 3, proceso de descarga, en este proceso se abre la válvula de descarga acompañado del movimiento del pistón, en dicho proceso se realiza la descarga parcial del gas contenido.

Del punto 3 al 4, proceso de expansión, en este proceso se cierra la válvula de descarga, quedando una parte del gas comprimido, por tal razón el pistón se mueve del punto 3 al 4 para expandir el gas contenido y disminuir su presión.

Del punto 4 al 1, proceso de succión, se abre la válvula de admisión acompañada del movimiento del pistón al punto 1 donde se realiza el proceso de admisión, succión, de gas para poder continuar con el ciclo de compresión.

Figura 12. Funcionamiento de un compresor reciprocante¹²



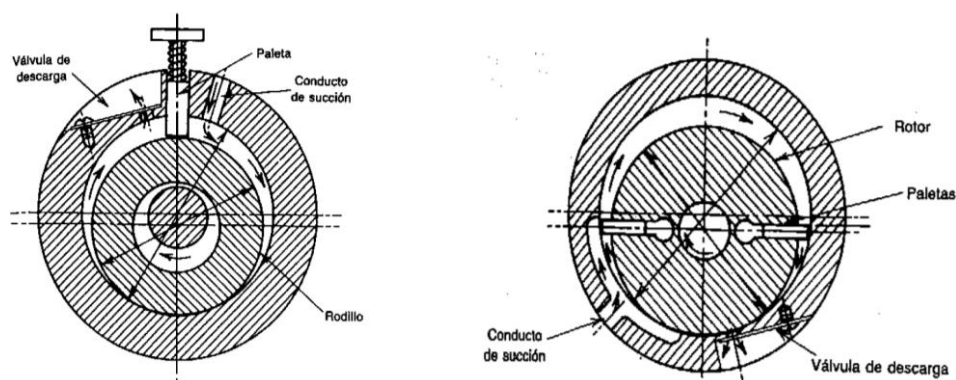
Compresores Rotatorios

Pita (1991) nos menciona que el funcionamiento de los compresores rotatorios se basa en el movimiento circular de un rotor, al igual que los pistones del compresor reciprocante comprime el gas que ingresa. Entre los compresores rotatorios se encuentran los de tipo pistón rodante y de álabe rotatorio. (Pita, 1991)

Los compresores rotatorios tipo **pistón rodante** tienen las válvulas de descarga y succión separadas por una paleta con resorte, tal separación junto al movimiento circular del pistón rodante logra la compresión del gas, mientras que los **pistones rotatorios** de tipo álabe están estructurados por dos paletas unidas al rotor, estas seccionan el espacio en 3 partes, las cuales logran el proceso de compresión del gas. (Pita, 1991)

¹² (Postigo & Cruz, 2010)

Figura 13. Funcionamiento compresor rotatorio¹³



2.2.4.2 Evaporador

El evaporador es un equipo destinado como cambiador de calor, por donde pasa el flujo refrigerante y transfiere el calor de la zona a refrigerar, está constituido principalmente por tuberías armadas en forma de serpentines, donde por el lado interno pasa el refrigerante y por el lado externo pasa el aire o líquido a refrigerar.

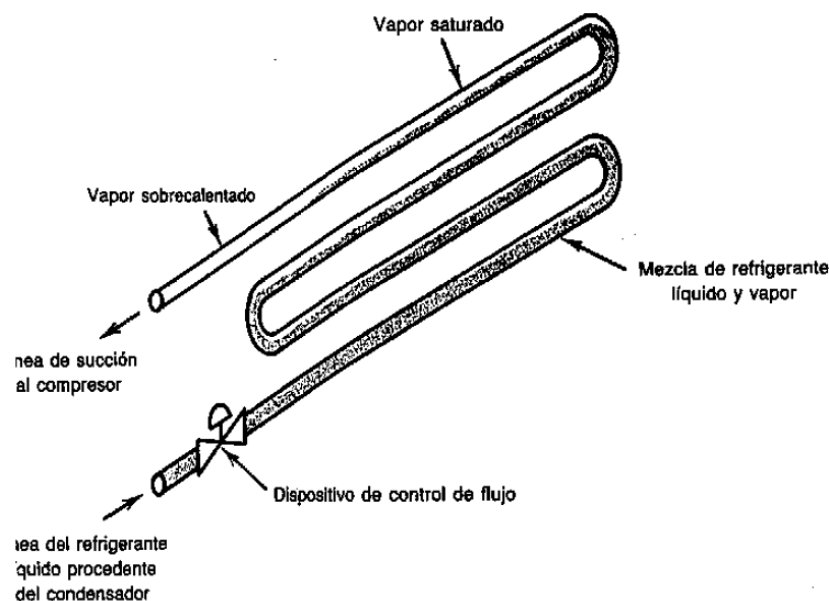
“Tiene como objetivo promover una transferencia continua y eficiente de calor desde el medio que desea enfriar, al fluido refrigerante” (Pita, 1991, pág. 137)

Según menciona Pita (1991), existen diferentes diseños de los serpentines de los evaporadores, están los de forma tubular (por tubos) y los de placa, estos últimos son caminos ahuecados formados en una placa plana. La superficie de los serpentines son de tipo tubo liso y de tubo con aletas para aumentar el contacto con el fluido a refrigerar, a la superficie de las aletas se le considera como superficie secundaria y el tubo en sí como superficie primaria. Para el aumento de la transferencia de calor a los evaporadores se les equipa con ventiladores para aumentar el flujo del fluido a refrigerar, estos son los evaporadores de ventilación forzada. (Pita, 1991)

¹³ (Pita, 1991)

De los tipos de evaporadores, los más comunes son los evaporadores de expansión seca, los cuales se caracterizan por el flujo de refrigerante a la salida del evaporador, el cual sale evaporado en su totalidad. Pita (1991) comenta que en los evaporadores de expansión seca están los de expansión directa, del cual se caracteriza que la pared de la tubería no está completamente cubierta con refrigerante líquido, es decir el refrigerante al ingresar a la tubería del evaporador cierta parte ya se encuentra vaporizado y mientras avanza su recorrido por el evaporador completa su vaporización total. La desventaja de este tipo de evaporador es que sólo una parte del tubo logra hacer contacto con el líquido, disminuyendo la capacidad de transferencia de calor por las zonas de vapor saturado. (Pita, 1991)

Figura 14. Evaporador de expansión seca¹⁴



¹⁴ (Pita, 1991)

2.2.4.3 Condensador

La función del condensador es extraer el calor del refrigerante y expulsarlo a un ambiente exterior, puede ser al medio ambiente o a una zona a calentar (como en las bombas de calor). (Pita, 1991)

Pita (1991) explica la función que cumple el condensador, de cómo el refrigerante en un estado de vapor sobrecalentado ingresa al condensador, y mediante la transferencia de calor entre este y el ambiente externo logra que salga en estado de líquido saturado y en muchas veces adicionando el subenfriamiento en estado de líquido comprimido. En los sistemas de refrigeración el calor removido del refrigerante a través del condensador se le llama “Calor de Rechazo”. (Pita, 1991)

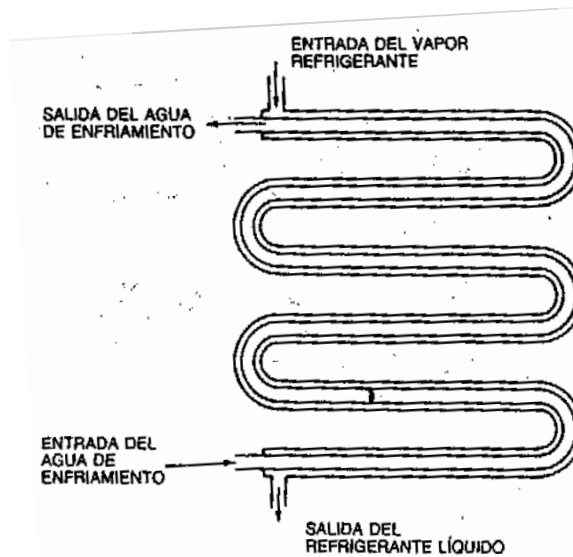
De los condensadores existentes, Pita (1991) los clasifica en la manera que se transfiere el calor, puede ser por agua, aire o los condensadores evaporativos.

Condensador Enfriado por Agua

En los condensadores enfriados por agua, el agua de alimentación puede usarse sólo una vez cuando proviene de una fuente de suministro permanente como una red urbana, pozos, lagos o ríos. Cuando no existen estos suministros permanentes el agua utilizada es recirculada, y esta es enfriada por torres de enfriamiento mediante la evaporación de cierta cantidad de líquido. (Pita, 1991)

De los sistemas de condensadores enfriados por agua tenemos los condensadores de doble tubo el cual consiste de dos tuberías concéntricas, por una pasa el refrigerante y por la otra el agua fría, el movimiento de estos fluidos está a contra flujo. (Pita, 1991)

Figura 15. Condensador enfriado por agua¹⁵



Condensadores enfriados por aire

Pita (1991) los describe como serpentines de tubos con aletas en forma de hileras expuestos a un flujo de aire, en los cuales dentro de estos serpentines es transportado el refrigerante a enfriar. Cuando son equipos condensadores de mayor capacidad es común el uso de ventiladores para lograr un flujo forzado de aire hacia los serpentines aumentando la transferencia de calor en estos. (Pita, 1991)

2.2.4.4 Reguladores de flujo

Ubicado entre la salida del condensador y la entrada del evaporador. Las funciones principales de un regulador de flujo son el control del flujo másico en el sistema y así como el compresor causa el aumento de presión en el flujo, el regulador genera la caída de presión de tal forma que logran separar el sistema en alta presión y baja presión (Pita, 1991). De los reguladores de flujo existentes, algunos mencionados son:

¹⁵ (Pita, 1991)

Válvula de Expansión Termostática (VET)

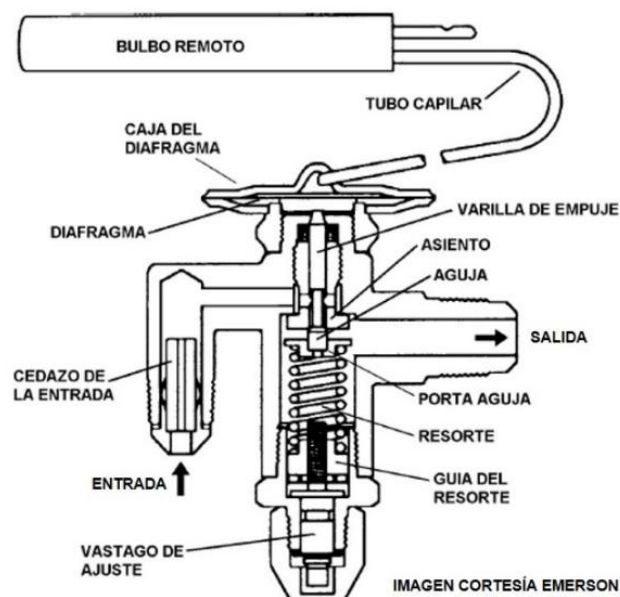
Pita (1991) describe a la VET como un dispositivo de control de flujo que controla el sobrecalentamiento, se ubica en la salida del evaporador del sistema de refrigeración.

Algunas de sus características que también menciona son:

- Contiene dos orificios, donde ingresa y sale el flujo refrigerante.
- Dispone de un bulbo, el cual se ubica en la línea de succión cercano al evaporador, dentro del cual se encuentra un fluido conducido por un tubo capilar hasta la VET. Dicho flujo se expande y contrae dependiendo de la temperatura del bulbo en contacto con la tubería de la línea de succión generando presión en una capa de diafragma dentro de la VET.
- Tiene un resorte que empuja una aguja, ejerciendo presión en el diafragma dentro de la VET, la presión generada por el resorte es opuesta a la generada por el flujo que contiene el bulbo.
- Una entrada interna de la VET llamada “igualador interno”, donde el flujo antes de salir de la VET ejerce una presión adicional al diafragma, también en dirección opuesta al fluido del bulbo.

Uno de los problemas comunes mencionado por Pita (1991), en estos sistemas de expansión, es la lectura errónea del sobrecalentamiento producto de la caída de presión que existe en los serpentines del evaporador, este problema se amplifica cuando la tubería de recorrido es de gran longitud aumentando la caída de presión causando un aumento del sobrecalentamiento en el sistema, en solución a este inconveniente se usan las VET con regulador externo. (Pita, 1991)

Figura 16. Estructura interna de una válvula de expansión termostática¹⁶



Válvula de Expansión Mixta

Las válvulas de expansión mixtas son usadas cuando existen problemas de cicleo en el sistema de refrigeración. Pita (1991) menciona al cicleo como un problema que causa que las VET se abran y cierren de forma continua y excesiva, sucede mayormente en sistemas largos donde el bulbo se encuentra a una distancia considerable de la VET.

En solución al problema de cicleo Pita (1991) menciona que las válvulas de expansión mixta cuentan con un fluido en el bulbo diferente al del refrigerante en el sistema instalado, con características de presión- temperatura diferentes, por cual el fluido del bulbo presenta menor variación de presión en respuesta al cambio de temperatura. Esta disminución de la sensibilidad de la respuesta del fluido del bulbo permite evitar el cicleo en los cambios repentinos de la carga de un sistema de refrigeración, por lo cual el cambio de presión del flujo que se da dentro del bulbo demora en llegar a la

¹⁶ (Pita, 1991)

VET pudiendo suceder cambios en la carga de refrigeración antes que la válvula pueda actuar, disminuyendo su precisión (Pita, 1991). De tal manera la válvula mixta ayuda a impedir el escurrimiento y la sobrecarga del motor de compresor durante el arranque.

Tubo Capilar

Usados para sistemas de refrigeración de pequeñas cargas de operación. Pita (1991) describe el tubo capilar como un tramo de tubo muy delgado por donde ingresa el refrigerante pasando por un proceso de estrangulamiento, cayendo de tal forma la presión. Una desventaja es su pequeña sección de los tubos capilares haciéndolos vulnerables a las partículas o sustancias extrañas presentes en el flujo del refrigerante. (Pita, 1991)

2.2.4.5 Control y Protección

Son dispositivos destinados al control del sistema de refrigeración como los sensores de temperatura, presión y los dispositivos de automatización, todos juntos cumplen la función de controlar y variar las condiciones de funcionamiento del equipo de refrigeración.

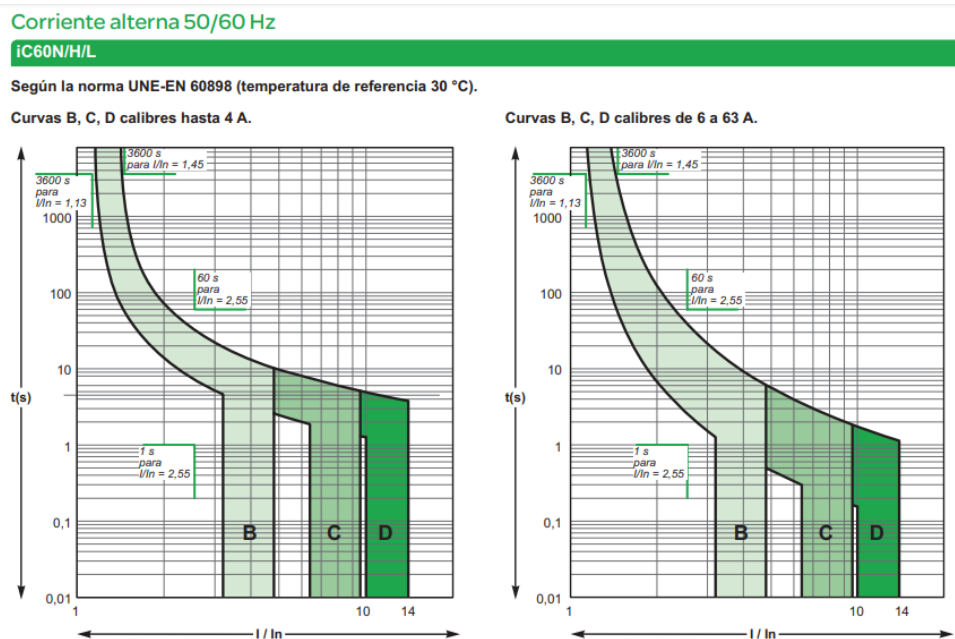
Disyuntor

Usados para la protección de los circuitos eléctricos y los equipos que contiene. Son interruptores automáticos, su funcionamiento está basado por dos dispositivos (de disparo térmico y magnético), cada uno dispone de curvas de disparo diferentes, las cuales determinan el tiempo de disparo en función de la intensidad de corriente que pasa a través de este (Schneider, n.d.). Las curvas de disparo cuentan con dos partes:

El disparo de protección contra sobrecarga, producido por el dispositivo de disparo térmico cumple con la función de limitar los excesos de corriente prolongados, y **el**

disparo de protección contra cortocircuitos, producido por el dispositivo de disparo magnético, cumple con la función de interrumpir el paso de corriente cuando esta supera el rango permitido por la curva (Schneider, n.d.). En la imagen 21 se muestra un ejemplo de las gráficas de curvas de disparo.

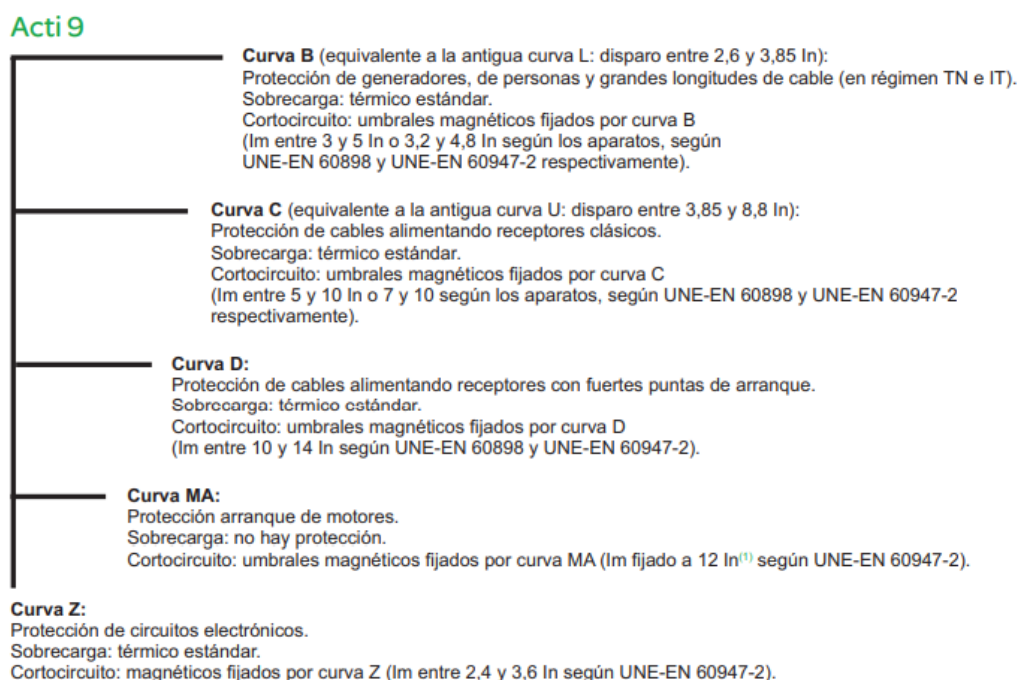
Figura 17. Gráfica de curvas de disparo¹⁷



Existen diferentes curvas de disparo en los disyuntores, cada una para una aplicación especial. En la siguiente imagen se describe las diferentes curvas existentes.

¹⁷ https://www.schneider-electric.com/resources/sites/SCHNEIDER_ELECTRIC/content/live/FAQS/290000/FA290198/es_ES/Curvas%20disparo%20aparamenta%20modular%20Acti9.pdf

Figura 18. Curvas de disparo de disyuntores Schneider¹⁸



Contactor

Es un dispositivo electromecánico que puede interrumpir y permitir el paso de la corriente eléctrica, es usado para los circuitos de control y de fuerza (alimentación de motores). (Pita, 1991)

Los contactores se activan cuando reciben carga a su bobina, podemos encontrar los tipos normalmente abierto lo cuales cierran contacto sólo cuando su bobina está energizada y los normalmente cerrado que abren contacto cuando se energiza su bobina. (Pita, 1991)

Relé Térmico

Dispositivo que protege el motor de las sobrecargas débiles y prolongadas. El relé térmico también protege al motor trifásico cuando una de sus fases falla, debido a la

¹⁸ https://www.schneider-electric.com/resources/sites/SCHNEIDER_ELECTRIC/content/live/FAQS/290000/FA290198/es_ES/Curvas%20disparo%20aparamenta%20modular%20Acti9.pdf

corriente superior en las dos fases que genera este problema el relé actúa abriendo el contacto para el paro de alimentación de corriente al motor. (Pita, 1991)

Controlador de Temperatura

Danfoss (2018) nos describe el funcionamiento de sus controladores, estos controlan la temperatura que es establecida por el usuario en la cámara a refrigerar. Esto es mediante una sonda, ubicada en la zona a refrigerar, la cual determina la temperatura en la que se encuentra. Además, con el controlador se pueden programar tiempos de defrost (desescarche) para el descongelamiento de las capas de hielo que suelen formarse en las paredes externas del serpentín de los evaporadores, y si el evaporador cuenta con una resistencia eléctrica la activa para su desescarche respectivo. (Danfoss, 2018)

Presostato

Los presostatos permiten controlar y medir la presión de aire y líquidos, controlan la presión dentro de un rango determinado de funcionamiento. En los sistemas de refrigeración miden la presión en la línea de succión y descarga para el control del funcionamiento del compresor. (Catalá Murrawski & Prellezo García, n.d.)

En el manual de Catalá Murrawski y Prellezo García (n.d.) nos menciona de dos tipos de presostatos en el sistema de refrigeración, estos se diferencian por el rango de presiones que pueden detectar, los cuales son los presostatos de baja y de alta presión.

Pita (1991) explica que los presostatos de baja presión que se encuentran ubicados en la línea de succión, se configuran para permitir el funcionamiento del compresor hasta un límite mínimo de presión con fin de evitar posible calentamiento del motor, aparición de escarcha en el evaporador, entre otros problemas causados por la baja

presión en la línea de succión, mientras que los presostatos de alta presión se encuentran ubicados en la línea de descarga, limitando una temperatura máxima para su funcionamiento. Cuando el funcionamiento del sistema de refrigeración sale de los límites de presión permitidos por los presostatos, estos detienen el funcionamiento del motor a fin de evitar los problemas mencionados. (Pita, 1991)

Válvula Solenoide

Es una válvula que se acciona eléctricamente, mediante una bobina magnética la cual cuando es alimentada por corriente levanta un émbolo en su interior. El accionamiento de estas válvulas es completo e instantáneo, es decir o están totalmente abiertas o totalmente cerradas. (Pita, 1991)

En los sistemas de refrigeración se encuentran ubicadas antes de la VET, son usadas para detener el funcionamiento del equipo. Mediante el corte del paso de flujo refrigerante en el sistema logra una disminución de presión en la línea de succión por lo cual activa el presostato deteniendo la alimentación de energía al compresor.

2.2.4.6 Accesorios

Visor de Flujo (Mirilla)

Se encuentra ubicado en la línea de líquido, este se instala antes de la VET. El visor de flujo nos permite visualizar el estado del flujo de refrigerante que pasa a través de este. Pita (1991), considera que el flujo antes de pasar por la VET debe encontrarse en estado de líquido comprimido, por lo tanto, si se presenta la aparición de burbujas en el visor nos indica que cierta parte del refrigerante está evaporándose. De tal manera de acuerdo a lo que se visualice en el visor se podrá decidir si el sistema de refrigeración necesita más refrigerante o no. (Pita, 1991)

Filtro de Secador

Ubicado en la línea de líquido, su función es retirar la humedad y partículas extrañas que se encuentran en el refrigerante. El filtro secador cuenta con un desecante para la absorción de la humedad, entre los desecantes usados están la sílica gel y a alúmina activada. (Catalá Murrawski & Prellezo García, n.d.)

Separador de Aceite

Normalmente en los sistemas de refrigeración el aceite escapa del compresor y es transportado por todo el sistema a través del fluido refrigerante, Pita (1991) comenta que el problema aparece cuando el flujo del refrigerante no es capaz de transportar las gotas de aceite y éstas quedan pegadas en las paredes de las tuberías, este aceite que se estanca normalmente se junta en el evaporador disminuyendo el efecto refrigerante del sistema, en solución de estos casos es necesario el uso de separadores de aceite ubicados en la línea de descarga (después de la salida del compresor). Dentro del separador de aceite el refrigerante ingresa en fase de vapor con el aceite en fase líquida, al pasar por unas rejillas de choque el aceite cae y queda acumulado en la parte inferior del separador para luego ser retornado al cárter del compresor. (Pita, 1991)

Recibidor (Almacena refrigerante)

Cuando la carga total del sistema no es utilizada no es necesario el uso de toda la cantidad del refrigerante que dispone, el problema que puede causar es el retorno de refrigerante líquido del condensador al compresor. Los recibidores disponen del suficiente espacio para los volúmenes adicionales de refrigerante debido a las variaciones de carga. (Pita, 1991)

Válvula Manual

Usadas para seccionar el sistema de refrigeración, separar los equipos como el condensador, evaporador, válvula de expansión, compresor, de tal manera que cuando exista una falla o se realice reparación en el sistema se cierren las válvulas manuales correspondientes para evitar el escape o ingreso de humedad al refrigerante. (Pita, 1991)

Válvula de Servicio

Estas válvulas contienen un orificio en el cual se puede conectar un manómetro para su respectiva lectura de presión, sin permitir fugas de refrigerante. Normalmente encontramos válvulas de servicio en la línea de succión y en la línea de descarga (antes y después del compresor). (Pita, 1991)

2.2.5 Refrigerantes.

Los refrigerantes son usados como flujo de trabajo en los sistemas de refrigeración, con fin de transportar el calor de una zona a otra mediante la evaporación (ganancia de calor) y la condensación (pérdida de calor). Para dicho proceso en el sistema de refrigeración, la ganancia de calor se da cuando el gas se encuentra a presiones bajas y la pérdida de calor en el refrigerante se da cuando se encuentra a presiones altas. (Jones & Dugan, 1997)

2.2.5.1 Propiedades y Relación con el Rendimiento

Presión y Temperatura

Pita (1991) nos menciona como los parámetros de presión y temperatura influyen en el rendimiento del refrigerante en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

- La presión mínima del refrigerante dentro del sistema, ubicado en el evaporador, debe ser siempre mayor que la presión atmosférica, con fines que el aire no ingrese al sistema de refrigeración y se mezcle con el refrigerante.
- La presión de descarga del compresor debe ser considerable y no excesiva, debido que los altos niveles de compresión requieren un compresor de mayor robustez y consumo. Además, se debe considerar que no sea superior a la presión crítica debido que a esas condiciones no se puede condensar a presión constante.
- La relación de compresión requerida en el sistema de refrigeración debe ser baja, debido que la potencia del compresor es directamente proporcional a la relación de compresión.
- Temperatura de refrigerante en la descarga del compresor no debe ser excesiva debido a la posible descomposición del refrigerante o formación de contaminantes por altas temperaturas.

Calor Latente de Vaporización

Pita menciona que el efecto refrigerante es proporcional al calor latente de vaporización del refrigerante. A mayor valor de calor latente mayor será el efecto refrigerante, por lo cual se requerirá menor cantidad de flujo refrigerante y equipos de menor capacidad. (Pita, 1991)

Volumen Específico del Vapor

El volumen específico del vapor influye en el desplazamiento requerido del compresor (volumen donde se desplaza el pistón del compresor) y el diámetro de las tuberías. (Pita, 1991)

2.2.5.2 Codificación

La codificación es dada por las asociaciones ANSI y ASHRAE.

“La empresa DUPONT inventó este método y el uso público del sistema numérico para clasificar los gases fue autorizado en el año de 1956 y con el tiempo se volvió una norma utilizada por la industria. Posteriormente, ANSI y ASHRAE lo convirtieron en el Standard 34”. (Yanez, n.d.)

La clasificación de los refrigerantes según el Standard 34 se da mediante las series:

Tabla 1. Clasificación de los refrigerantes según el Stand 34¹⁹

Serie	Nombre
000	Metanos
100	Etanos
200	Propanos
400	Zeotropos
500	Azeotropos
600	Orgánicos
700	Inorgánicos

Según comenta Yanez (n.d.), los números mostrados en los diferentes refrigerantes descritos de derecha a izquierda son interpretados de la forma:

- Primer dígito, nos indica el número de átomos de flúor del compuesto.
- Segundo dígito, indica el número de átomos de hidrógeno más 1.
- Tercer dígito, indica el número de átomos de carbono menos 1.
- Cuarto dígito, indica el número de enlaces dobles.

¹⁹ <https://www.gildardoyanez.com/refrigerantes/estandard-34-ashrae/>

Para las mezclas Azeotrópicas de serie 500 el código numérico responde al orden de la aparición de los gases refrigerantes de esta serie. (Yanez, n.d.)

Adicional a la codificación numérica, Yanez (n.d) menciona que los gases refrigerantes se califican también a través de letras.

- En la mezcla Zeotrópica de la serie 400 mediante las letras mayúsculas A, B, C ubicadas a la derecha de la codificación nos determina las diferentes proporciones de la mezcla con los mismos componentes.
- En la mezcla Isómera de misma fórmula química, pero de diferente estructura molecular, mediante las letras minúsculas a, b, c indica la simetría de los pesos atómicos.

Según su toxicidad

La clasificación de toxicidad de los gases está dada de acuerdo a los índices TLV/TWA. *“El TLV (Threshold Limit Value) es la concentración máxima permisible, indica la exposición al gas de 8 a 12h al día, por 5 días por semana, durante 40 años, y el TWA (Time Weighted Average) es la concentración ponderada en el tiempo, expresa la exposición a los refrigerantes en horas por día”* (Yanez, n.d.).

Por otro lado, MicroCare (n.d.) nos dice que la expresión de los índices de toxicidad es en ppm (partículas por millón) de exposición mínima al componente químico que el trabajador puede estar expuesto sin tener alguna causa nociva. Un valor alto de ppm expresa menor toxicidad, la persona puede estar expuesto al compuesto químico sin obtener algún efecto nocivo, mientras que un valor de ppm bajo puede presentar riesgos para la salud inclusive con la más mínima exposición ante el químico. (MicroCare, n.d.)

Ahora, conociendo la expresión de ppm respecto a la toxicidad de los gases, con índices de toxicidad mayores a 400 ppm se considera un entorno seguro en la

industria mientras que para índices menores de 400 ppm en el gas refrigerante deberá manejarse con cuidado. (MicroCare, n.d.) La toxicidad de los refrigerantes, según explica Yanez (n.d), se califica en:

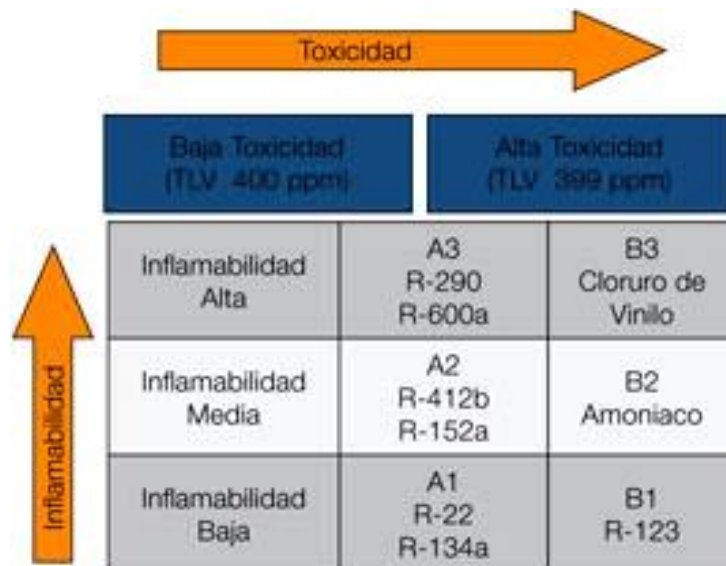
- Clase A: TLV/TWA 400 ppm a más.
- Clase B: TLV/TWA menos de 400 ppm.

Según su inflamabilidad

Siendo la inflamabilidad el grado a la que una sustancia puede quemarse con llama, con consecuencia de riesgo de incendio. Según mención de Yanez (n.d.), la ASHRAE lo califica como:

- Clase 1: No propaga llama (No inflamable).
- Clase 2L: Muy baja propagación de llama (Muy baja inflamabilidad).
- Clase 2: Baja propagación de llama (Baja inflamabilidad).
- Clase 3: Alta propagación de llama (Alta inflamabilidad).

Figura 19. Clasificación según su inflamabilidad y toxicidad²⁰



	Toxicidad	
	Baja Toxicidad (TLV 400 ppm)	Alta Toxicidad (TLV 399 ppm)
Inflamabilidad Alta	A3 R-290 R-600a	B3 Cloruro de Vinilo
Inflamabilidad Media	A2 R-412b R-152a	B2 Amoniaco
Inflamabilidad Baja	A1 R-22 R-134a	B1 R-123

²⁰ <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/01/el-standard-34-de-ashrae-nomenclatura-de-los-gases-refrigerantes/>

2.2.5.3 Grupo de Refrigerantes

De las series de refrigerantes mencionadas anteriormente, mencionaremos la agrupación dada a los de serie 000 y 100, estos son:

Gases Clorofluorocarbonos (CFC)

Los gases CFC son muy dañinos a la capa de ozono. *“Los refrigerantes CFC tienen un elevado PAO (Potencial de Agotamiento de Ozono), y están clasificados como una SAO (Sustancia Agotadora de la Capa de Ozono)”* (Yanez, n.d.). Por tales razones mediante el protocolo de Montreal se llegó al acuerdo de la eliminación gradual de este refrigerante en todo el mundo en la actualidad no está permitido fabricar nuevos sistemas que usen este refrigerante. (Danfoss, n.d.)

Gases Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)

Actualmente se está reduciendo la producción de estos refrigerantes los cuales están en proceso de eliminación, además para los países en desarrollo su uso está permitido hasta el año 2040. Al igual que los gases CFC, los HCFC tienen la clasificación A1, no son inflamables ni explosivos. (Yanez, n.d.)

Gases Hidrofluorocarbonos (HFC)

Como sustitos de los refrigerantes HCFC y CFC aparecieron los refrigerantes HFC considerados como ecológicos, estos no dañan la capa de ozono, pero el flúor presente en este gas actúa como gas de efecto invernadero cuando éste se libera al medio ambiente, por ello son sometidos a restricciones de uso con fin de reducir sus emisiones al medio ambiente. Yanes (n.d) menciona que el PAO de los HFC es de cero y el PCG (Potencial de Calentamiento Global) es elevado, por lo comentado esto implica una influencia elevada en el efecto invernadero. Ahora, refiriéndose a

toxicidad e inflamabilidad los HFC tienen clasificación A1, no son inflamables ni explosivos. (Yanez, n.d.)

2.2.5.4 Requerimiento de los Refrigerantes.

Algunas de las características, consideradas por Pita (1991), requeridas de los refrigerantes para una correcta operación y mantenimiento en el sistema de refrigeración son:

Estabilidad Química

Dentro del rango de temperaturas de funcionamiento del sistema de refrigeración, el refrigerante no debe sufrir ninguna descomposición química. La descomposición del refrigerante puede producir contaminantes como gases no condensables, ácidos y sedimentos. (Pita, 1991)

Inactividad Química

Los refrigerantes usados no deben sufrir ninguna reacción química con los materiales que hace contacto en el sistema. Como ejemplo tenemos el amoníaco que disuelve el cobre. (Pita, 1991)

Tendencia a las Fugas

Los refrigerantes con peso molecular bajo tienden a desarrollar fuga en el sistema con mayor facilidad. (Pita, 1991)

Costo y Disponibilidad

Debido a los diferentes problemas y fallas en el sistema de refrigeración, cada fuga y mantenimiento produce pérdidas del refrigerante, por lo cual en muchas ocasiones se tendrá que reponer la cantidad de refrigerante perdido. El costo y la disponibilidad es una característica importante para el refrigerante a usar. (Pita, 1991)

2.2.6 ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

La ASHRAE es una asociación global que promueve el bienestar humano a través de la tecnología sostenible para el entorno construido (ASHRAE, n.d.), centrada en los temas de calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración, *“su trabajo radica en ser la principal fuente de información técnica y educativa, además de ser el principal proveedor de oportunidades para el crecimiento profesional en las artes y las ciencias de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración”* (Nieto, n.d.).

La ASHRAE comenzó en 1894 en los Estados Unidos, por un grupo de profesionales con el nombre de “Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Ventilación” (ASH&VE), después de 10 años otro grupo de ingenieros organizaron la “Sociedad Americana de Ingenieros en Refrigeración” (ASRE), y en tiempos de la segunda guerra mundial las dos asociaciones mencionadas se unieron y dieron origen a la “Asociación Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado” (ASHRAE). (Nieto, n.d.)

2.2.7 Software de Selección CoolSelector2

Es un software de cálculo de cargas térmicas y de proceso de selección de equipos de frío, control y protección proporcionado por la empresa Danfoss, es de uso gratuito, *“Coolselector2 te ayuda a optimizar el consumo de energía y aumentar la eficiencia en cualquier sistema HVACR. Realiza cálculos imparciales basados en un conjunto de condiciones de funcionamiento, como la capacidad de refrigeración, el refrigerante, la evaporación y la temperatura de condensación, y luego selecciona los mejores componentes para tu diseño”* (Danfoss, n.d.).

2.3 Definición Conceptual de la Terminología Empleada

2.3.1 Temperatura

Propiedad o característica intensiva de un sistema, el término de la temperatura es indefinido debido a que la única característica de este parámetro es la relación que tiene con las otras propiedades de un sistema, si variamos la temperatura ésta producirá un cambio en las demás propiedades. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.2 Presión

Propiedad o característica intensiva de un sistema, es la fuerza normal ejercida por un sistema sobre un área unitaria de su frontera. Para su medición se considera como presión total a la presión absoluta, de las cuales está compuesta por la presión atmosférica más la presión manométrica. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.3 Volumen Específico

Propiedad o característica intensiva de un sistema, indica la cantidad de masa en cierta cantidad de volumen que ocupa una sustancia. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.4 Energía Interna

Mayormente se considera como la suma de las energías cinética (movimiento de traslación, rotación y vibración de moléculas) y potencial (fuerza ejercida entre moléculas) de las moléculas de una sustancia. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.5 Entalpía

Si bien en los cálculos térmicos la entalpía nos da los valores de calor o trabajo por unidad de masa, no se le debe definir como una forma de energía. La entalpía es una propiedad definida por la combinación de las propiedades u (energía interna), p (presión), v (volumen específico). (Jones & Dugan, 1997)

2.3.6 Entropía

La entropía o desorden molecular es una propiedad de un sistema que nos describe si un proceso dado es reversible o irreversible. En un sistema irreversible, la entropía nos mide la parte de energía no utilizable para realizar trabajo. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.7 Calidad

Parámetro evaluado en la región bifásica agua- vapor, nos indica la cantidad de masa de vapor entre la masa total. El parámetro de calidad se usa para hallar otras propiedades de una sustancia en su estado bifásico. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.8 Calor

Es la energía que existe en la interacción entre un sistema y su entorno, producido por una diferencia de temperaturas. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.9 Trabajo

Interacción entre un sistema y su entorno. Un sistema realiza trabajo en su entorno si el único efecto externo de la interacción es el de levantar o mover un cuerpo. El trabajo realizado sobre un sistema, es el trabajo realizado por otro sistema distinto. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.10 Sustancias Puras

Se determina a una sustancia como pura cuando es químicamente homogénea, debido a que la composición química de la sustancia se mantiene fija en sus diferentes estados, en otros términos, no sufre una reacción química. (Jones & Dugan, 1997)

(Jones & Dugan, 1997)

2.3.11 Fluido

Se le denomina fluido a una sustancia en fase líquida o gaseosa en la cual tiene la característica de oponer resistencia ante una fuerza aplicada a este cambiando su forma (fluir). (Jones & Dugan, 1997)

2.3.12 Flujo másico

Describe la cantidad de masa de fluido que pasa por una sección transversal en un tiempo determinado. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.13 Estado Térmico

Condición de un sistema, el cual se define por el valor de sus propiedades. Dos a más propiedades en un sistema define un estado. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.14 Proceso Térmico

Es el cambio de un sistema de un estado a otro. En el proceso, un estado inicial pasa, mediante una serie de estados, a un estado final. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.15 Ciclo Térmico.

También llamado proceso cíclico, es un conjunto de procesos en el cual su estado de inicio y su estado final son el mismo, de tal manera que sus propiedades iniciales y finales son iguales. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.16 Calor Específico.

Es el calor necesario dado a una sustancia para elevar un grado de temperatura bajo ciertas condiciones especiales. Se expresan mediante los símbolos “Cv” y “Cp”. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.17 Calor Sensible.

Es el calor añadido al sistema el cual produce un cambio de presión y/o temperatura en el cambio de estado. Este calor sólo se presenta en las regiones de una sola fase (regiones no saturadas). (Jones & Dugan, 1997)

2.3.18 Calor Latente.

También conocido como calor aparente, es el calor necesario para la vaporización completa de una cantidad de masa de líquido. Obtiene el nombre de calor aparente porque no muestra un cambio en la temperatura y presión del fluido que se está evaporando o condensando (viceversa). (Jones & Dugan, 1997)

2.3.19 Fase

La materia la podemos encontrar en tres formas: Sólido, líquido y gas, estas formas son llamadas fases. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.20 Evaporación

Proceso en el cual la materia pasa de un estado en fase líquida a un estado en fase de vapor. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.21 Condensación

Proceso en el cual la materia pasa de un estado en fase vapor a un estado en fase líquida. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.22 Saturación

Estado de la materia en el cual las moléculas en fase líquida con mayor energía cinética están próximas a desprenderse para pasar a fase de vapor o al contrario las moléculas en fase vapor con menor energía cinética están próximas a pasar a fase líquida. (Jones & Dugan, 1997)

2.3.23 Transferencia de Calor

Es la transferencia de energía de un cuerpo a otro causada por una diferencia de temperatura entre estos. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.24 Resistencia Térmica

Indica la relación entre la diferencia de temperaturas y la velocidad de calor en el proceso de la transferencia de calor por conducción. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.25 Conductancia Térmica

Es el recíproco de la resistencia térmica, la conductancia térmica nos indica la velocidad de la transferencia de calor que se da entre los cuerpos a cierta diferencia de temperatura. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.26 Capa Límite

Región formada por el contacto de un fluido en movimiento con un cuerpo sólido, dicho contacto produce los efectos de reducción de velocidad del flujo, gradiente de temperatura, y en algunos casos transferencia de masa en el fluido. Todos los cambios mencionados suceden en la región de capa límite. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.27 Flujo Turbulento

Estado de un flujo, el cual tiene un movimiento desordenado de sus moléculas. Para identificar la condición de flujo turbulento se hace uso del número de Reynolds. Los flujos turbulentos tienen un aumento en la transferencia de calor y masa entre el contacto de un fluido y un cuerpo. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.28 Número de Reynolds

El número de Reynolds relaciona las fuerzas inerciales con las viscosas de un fluido de tal manera que nos indica la condición del fluido si es laminar o turbulento. Cuando

las fuerzas inerciales son mucho mayores a las viscosas estamos hablando de un flujo turbulento, y cuando las viscosas superan en gran cantidad a las inerciales nos encontramos con un flujo laminar. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.29 Número de Prandtl

Relaciona el transporte de momento por difusión y la difusividad térmica (energía), de manera que nos indica si el calor se difunde con mayor rapidez que la velocidad o viceversa en el movimiento de un fluido sobre una superficie. En la transferencia de calor el Numero de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límites de momento y térmica. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.30 Coeficiente de Fricción

Parámetro que indica la relación que tienen el esfuerzo cortante en la superficie de contacto del sólido con un flujo de fluido con los efectos de fricción de la superficie. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.31 Numero de Nusselt

Expresión adimensional de descripción del coeficiente de transferencia de calor por convección “h”. El número de Nusselt relaciona la transferencia de calor de un fluido a una superficie cuando este se encuentre en movimiento (transferencia por convección), con el caso de que el fluido estuviera estático (transferencia por conducción. (Incropera & De Witt, 1999)

2.3.32 Equipo de Refrigeración

Equipos estructurados por el ciclo de refrigeración el cual retira el calor de una zona A y lo expulsa a otra zona B, logrando refrigerar la zona A. (Pita, 1991)

2.3.33 Refrigerante

Fluido de trabajo el cual se encuentra circulando en un equipo de refrigeración. Su funcionamiento es transportar el calor de un ambiente a otro mediante el proceso de evaporación y saturación. (Pita, 1991)

2.3.34 Carga de refrigeración

Se le denomina el nombre de carga a la cantidad de calor necesario extraer a un ambiente a refrigerar hasta disminuirlo a la temperatura necesaria. (Pita, 1991)

2.3.35 Partículas por millón (ppm)

Usado para describir fenómenos en la relación de “partes de un todo”, relacionado al término de porcentaje, sólo que la medida ppm es en la relación $1\text{ppm} = 1/1000000$. La relación de cantidad por cantidad hace que las ppm sea un valor sin unidad de medida, tampoco está reconocido en el SI (sistema internacional de unidades). (Curioseando, 2015)

2.3.36 Potencial de calentamiento global

Con siglas GWP, mide cuánto contribuye una masa dada de gas al calentamiento global. Es una escala relativa, compara la cantidad de calor atrapado en el gas de efecto invernadero con la cantidad de calor atrapado en la misma masa de dióxido de carbono. (The Engineering ToolBox, n.d.)

2.3.37 Potencial de agotamiento de ozono

Con las siglas ODP, mide la cantidad relativa de degradación que un compuesto químico puede causar degradación en la capa de ozono. (The Engineering ToolBox, n.d.)

2.3.38 Contaminantes

Se le denomina contaminantes a las sustancias o partículas que se mezclan con el flujo de trabajo (refrigerante) en un sistema de refrigeración. Entre los contaminantes más comunes que podemos encontrar está el aire, agua (humedad), sedimentos, ácidos, entre otras partículas extrañas. (Pita, 1991)

2.3.39 Proceso de Vacío

Proceso previo al inicio del funcionamiento del equipo de refrigeración. Dicho proceso es realizado por una bomba de vacío conectada al sistema con fin de extraer la humedad interna. (Pita, 1991)

2.3.40 Panel didáctico

Equipo diseñado para la experimentación y la evaluación de datos de un sistema deseado. Usado en laboratorios con fines de complemento al aprendizaje.

CAPÍTULO III MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo y Diseño de Investigación

3.1.1 Tipo

La presente tesis es del tipo Investigación Descriptiva, describe los datos tomados para el desarrollo del diseño, el cálculo y el proceso de selección de los componentes del panel didáctico del sistema de refrigeración.

3.1.2 Diseño

Las condiciones generales que se busca en el diseño son:

- Diseño de coste reducido.
- Que proporcione un fácil uso y manejo seguro del equipo.
- Ofrezca la protección adecuada del equipo y de los estudiantes expuestos.
- Muestre el funcionamiento del ciclo de refrigeración y los componentes de una máquina frigorífica.
- Sea compatible a la alimentación de energía monofásica de 220V y 60 Hz.

El procedimiento de diseño para el panel didáctico del sistema de refrigeración por compresión de vapor está conformado por:

Cálculo de cargas térmicas

La zona a refrigerar se encuentra afectada por diferentes cargas térmicas, de las cuales en el sistema propuesto están las cargas por temperatura ambiente, temperatura interna de la cámara y el agua a refrigerar.

Parámetros del Ciclo de Refrigeración

Considerando las cargas térmicas para la zona a refrigerar, se determinaron los parámetros de estado del ciclo de refrigeración como las presiones, temperaturas, y

las condiciones de subenfriamiento y recalentamiento útil. Para dicha evaluación fue necesario la determinación del refrigerante a utilizar.

Selección de los Equipos del Ciclo de Refrigeración

Mediante los parámetros obtenidos del ciclo de refrigeración se seleccionaron los equipos de acuerdo a lo requerido. Se usó el programa CoolSelector2 de Danfoss para la selección de algunos equipos.

Los equipos seleccionados entre los principales para el transporte de calor está el evaporador, condensador, compresor, válvula de expansión, tubo capilar, tuberías, y accesorios como la mirilla, filtro secador, recibidores, entre otros.

Selección de Equipos de Protección y Control

Conociendo las características técnicas de funcionamiento de los equipos de generación de frío se procedió a la selección de sus equipos de protección como los presostatos, relé térmico, llaves termomagnéticas y en control los contactores, la válvula solenoide, entre otros. Para el diseño del circuito de control y fuerza se usó el programa CadeSimu.

3.2 Población y Muestra

Para el desarrollo del diseño del panel didáctico es necesario tener el registro de datos de temperatura ambiente en la ciudad de Lambayeque. Se tomaron los datos proporcionados por SENAMHI, de la estación meteorológica ubicado en la región de Lambayeque con las coordenadas: Altitud: 6° 43' 53.5", Longitud: 79° 54' 35.41", Altitud: 18. Los datos tomados para el cálculo de la temperatura de diseño fueron desde el mes de enero hasta el mes de diciembre del año 2018, un tiempo referencial a 1 año de datos registrados.

Como referencia de ubicación del panel didáctico diseñado se tomó el “Laboratorio de Procesos Industriales” del edificio llamado “Laboratorio de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica”.

3.3 Métodos y Técnicas de Investigación

Observación Directa

Para determinar el sistema de refrigeración más usado en la sección comercial e industrial y sus componentes principales se observaron los equipos de refrigeración de algunas empresas, tales como Virú y La Taberna, de las cuales se adjuntan fotos en los anexos 1 y 2.

Consultas

Para determinar el precio de los equipos seleccionados para el sistema de refrigeración diseñado se realizaron diferentes consultas a distribuidores de estos equipos, tanto en la zona de Lambayeque como en Trujillo y Piura.

Análisis de Contenido

Se recopiló información de diferentes bibliografías, como libros, tesis, revistas y blogs, los cuales brindaron la información necesaria para el desarrollo del diseño. En el proceso de selección se usó el programa CoolSelector2 de Danfoss.

3.4 Descripción de Instrumentos Utilizados

En la tabla mostrada se indican los instrumentos en base a la técnica que se usó.

Tabla 2. Instrumentos usados²¹

TÉCNICAS	INSTRUMENTOS
Observación Directa	Cámara fotográfica y de video, Cuaderno de apuntes.
Consultas	Celular, cuaderno de apuntes
Análisis de Contenido	Tesis, revistas, blogs, libros, videos de entrevistas, páginas web y software de cálculo entre otros.

3.5 Análisis Estadístico e Interpretación de Datos.

3.5.1 Análisis Estadístico

En el presente estudio se tomaron en cuenta un análisis estadístico analítico descriptivo, por lo cual la propuesta de este diseño se da a través de imágenes digitalizadas, cuadros, gráficos, fotos y programas (Excel, Autocad, CoolSelector2, Dancap y CadeSimu).

3.5.2 Interpretación de Datos

La información obtenida del diseño desarrollado se presenta mediante cuadros los cuales muestran sus dimensiones, sus especificaciones técnicas, el presupuesto de los materiales y equipos que lo componen, finalizando con una relación de costos con los diseños mencionados en los antecedentes. Después de determinar el refrigerante a usar se mencionaron sus condiciones de uso en referencia al grado de destrucción

²¹ Fuente: Elaboración propia

de capa de ozono, su aporte al calentamiento global y los niveles máximos de toxicidad en las personas, como también en consideración a su disponibilidad y costo. Finalizado el diseño se explica su funcionamiento y correcto manejo, detallando la función de cada componente del sistema de control.

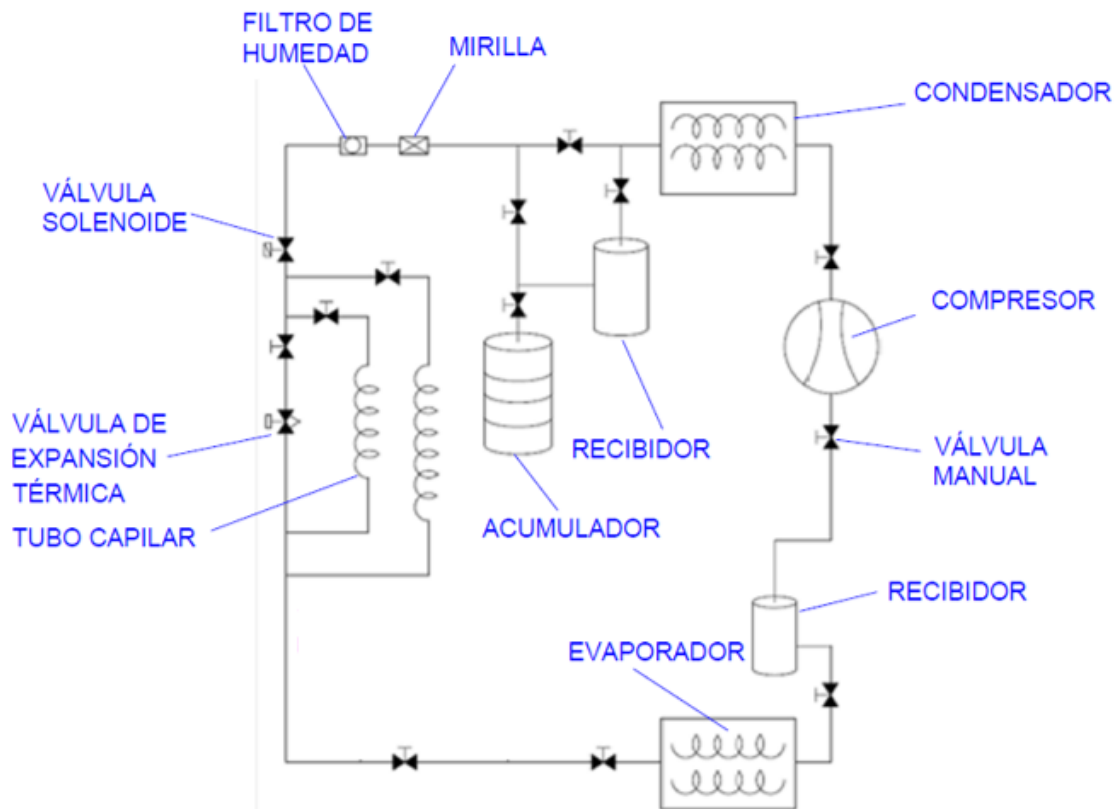
CAPÍTULO IV: PROPUESTA DE INVESTIGACIÓN

4.1 Diseño Térmico y Estructural del Sistema

4.1.1 Determinación de Estructura y Distribución de los Componentes del Panel Didáctico.

Para el diseño del sistema de refrigeración se realizó un diagrama de los componentes a utilizar mostrados en la siguiente figura.

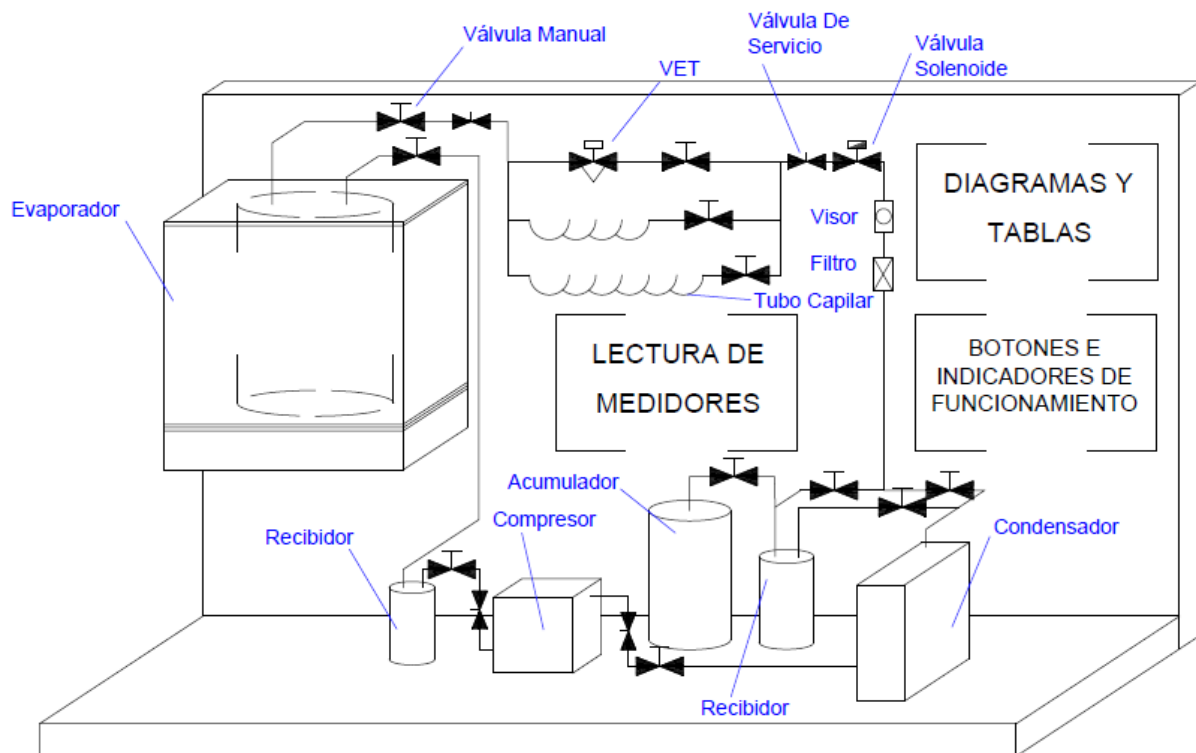
Figura 20. Diagrama de equipos del sistema de generación de frío²²



En la figura 21 se muestra la distribución de los componentes puestos en dos bases de madera melamina de dimensiones 1,5x 0,85m y 1,5x 0,3m respectivamente. Considerando una altura de ubicación referencial del tablero se obtiene las dimensiones del sistema 1.5m x 1.65m x0.4m (largo, alto y ancho respectivamente).

²² Fuente: Elaboración propia

Figura 21. Ubicación de los equipos del sistema de refrigeración²³



4.1.1.1 Material y Dimensiones de Zona a Refrigerar

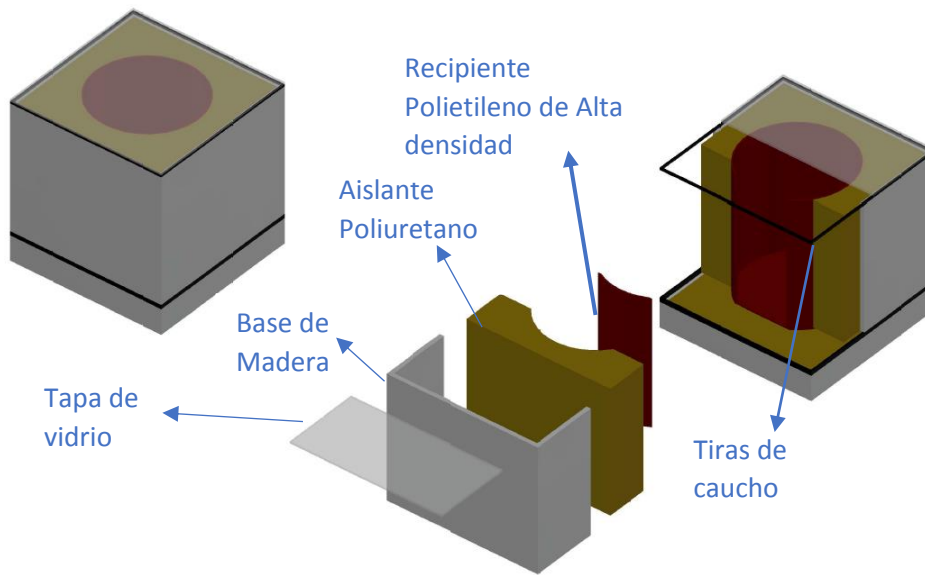
a) Material de las Superficies

Está formado por 3 capas (mostrados en la figura 22), de las cuales son:

- El recipiente de plástico, que contendrá el agua.
- Aislante de poliuretano, que envolverá el recipiente.
- Paredes de la base de madera melamina RH, resistente a la humedad.
- La cara superior será de vidrio para permitir la visualización.

²³ Fuente: Elaboración propia

Figura 22. Despiece de materiales de la zona de Refrigeración²⁴



En las uniones se usarán tiras de caucho para que a presión mantenga aislada las separaciones.

b) Dimensiones

Tapa de Vidrio:

- Lados: 36.8 x 36.8 cm.
- Espesor: 0.5 cm.

Base de Madera de Melamina RH:

- Lados: 36.8 x 36.8 x 42 cm
- Espesor: 1 cm

Aislante de Poliuretano:

- Lados: 34.8 x 34.8 x 40.36 cm
- Espesor: 5cm.

²⁴ Fuente: Elaboración propia

Recipiente de Polietileno:

- Radio: 12 cm.
- Altura: 35 cm.
- Espesor: 0.4 cm.

c) Masa a Refrigerar

El contenido a refrigerar se encontrará en el recipiente de plástico, en este caso se usará agua debido a su alta disponibilidad. La cantidad promedio a refrigerar en el panel didáctico será 15 litros de agua.

4.1.2 Determinación de Valores Iniciales.

Temperatura de Cálculo

Se tomaron los registros de la data de SENAMHI, de la estación meteorológica de Lambayeque, desde el 01 de enero hasta el 31 de diciembre del 2018 con los cuales se determina la “Temperatura de Cálculo Exterior” necesaria para el cálculo de pérdidas al ambiente.

Tabla 3. Datos de ubicación de la estación meteorológica usada.²⁵

Estación: LAMBAYEQUE, Tipo Convencional – Meteorológica					
Departamento:	LAMBAYEQUE	Provincia:	LAMBAYEQUE	Distrito:	LAMBAYEQUE
Latitud:	6° 43' 53.5"	Longitud:	79° 54' 35.41"	Altitud:	18

Las tablas de los datos usados lo podemos encontrar en el anexo 3, del cual podemos extraer los valores máximos y mínimos.

²⁵ Fuente: SENAMHI

Tabla 4. Datos principales para la tabla de frecuencias²⁶

Tmáx	Tmin	N DATOS
29,9	13	365

Se usará la temperatura máxima registrada, reemplazándose en la ecuación del límite superior de la temperatura de cálculo (Infraestructura Educativa INIFED, 2014)

$$t_c = 2.5 + 0.9(t_{máx}) \quad (23)$$

$$t_c = 2.5 + 0.9(29.9)$$

$$t_c = 29.41 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Del valor obtenido de la temperatura de cálculo, a criterio propio del diseño se aproxima a 30 °C.

4.1.3 Cálculo de Cargas.

4.1.3.1 Ganancia de Calor a Través de las Superficies de las Paredes

Se analizará el calor adquirido del exterior hacia la cámara de refrigeración y cómo este afecta en las tuberías del evaporador

Para el cálculo respectivo se tiene los siguientes datos:

Temperaturas:

- Temperatura de cálculo: 30 °C.
- Temperatura a refrigerar: 0°C.

²⁶ Fuente: Elaboración propia.

Los datos de los materiales a utilizar podemos apreciar en la siguiente tabla

Tabla 5. Dimensiones y características térmicas de los materiales de la cámara de refrigeración²⁷

Material	Espesor (cm)	Conductividad Térmica ²⁸ (W/m.K)
Vidrio	$e_v = 0.5$	$K_v = 0.78^{29}$
Madera Melamine	$e_m = 1$	$K_m = 0.12$
Poliestileno	$e_p = 5$	$K_p = 0.027$
Polietileno	$e_{pe} = 0.4$	$K_{pe} = 0.33$
Agua	$e_{H_2O} = 12$	$K_{H_2O} = 0.6$

Los parámetros del aire en condiciones ambientales son:

Tabla 6. Condiciones del aire en el ambiente de trabajo³⁰

Aire en condiciones Ambientales			
Descripción	Representación	Valor ³¹	Unidad
Temperatura	Ta	303.15	K
Velocidad	Va	1 ³²	m/s
Densidad	Pa	1.1614	kg/m ³
Calor específico	Cpa	1.007	KJ/kg.K
Viscosidad cinemática	Ya	15.89×10^{-6}	m ² /s
Conductividad Térmica	Ka	26.3×10^{-3}	W/m.K
Numero de Prandtl	Pr	0.707	

²⁷ Fuente: Elaboración propia.

²⁸ (Incropera & De Witt, 1999)

²⁹ (Holman, 1998)

³⁰ Fuente: Elaboración propia.

³¹ (Incropera & De Witt, 1999)

³² Dato tomado a criterio de diseño, por ubicación del equipo en ambientes cerrados.

Cálculo de los coeficientes de convección externa:

Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_a \cdot L}{\nu_a} \quad (24)$$

$$Re = \frac{1 \times 0.368}{15.89 \times 10^{-6}} = 23159.22$$

Número de Nusselt y coeficiente de transferencia de calor por convección promedio
(Aplicando la solución de Pohlhausen). (Incropera & De Witt, 1999)

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} = 0.664 \times Re_L^{1/2} \times Pr^{1/3} \quad (25)$$

$$\overline{Nu} = 90.02$$

$$\therefore \overline{h_{ext}} = 6.4335 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ganancia de calor en las áreas cubiertas de madera:

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{\overline{h_{ext}}} + \frac{e_m}{K_m} + \frac{e_p}{K_p} + \frac{e_{pe}}{K_{pe}} + \frac{e_{H2O}}{K_{H2O}}} \quad (26)$$

$$U = 0.434 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Área de Contacto

$$Ac_1 = 4 \times (A_{laterales}) + A_{inferior} \quad (27)$$

$$Ac_1 = 4 \times (0.368 \times 0.35) + (0.368 \times 0.368)$$

$$Ac = 0.65 \text{ m}^2$$

Calor transferido al exterior

$$Q_1 = A_{c1} \times U_1 (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (28)$$

$$Q_1 = 0.577 \times 0.434 \times (303.15 - 273.15)$$

$$Q_1 = 8.47 \text{ W}$$

Ganancia de calor en el área cubierta de vidrio:

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{ext}}} + \frac{e_v}{K_v}} \quad (29)$$

$$U_2 = 2.76 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Área de Contacto

$$A_{c2} = A_{\text{superior}}$$

$$A_{c2} = (0.368 \times 0.368)$$

$$A_{c2} = 0.1354 \text{ m}^2$$

Calor transferido al exterior

$$Q_2 = A_{c2} \times U_2 (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (30)$$

$$Q_2 = 11.3 \text{ W}$$

Ganancia de Calor Total:

$$Q_{\text{pared}} = Q_1 + Q_2$$

$$Q_{\text{pared}} = 19.77 \text{ W}$$

4.1.3.2 Carga del Producto a Refrigerar

Debido a que el agua contenida en el recipiente sólo se enfriará a 0°C, es decir no llegará a congelarse, se calculará el calor sensible.

$$Q_{\text{sensible}} = m_{\text{H}_2\text{O}} \times C_p \times \Delta T \quad (31)$$

Los datos a considerar para el cálculo son mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 7. Datos de los parámetros del agua a refrigerar³³

Parámetros del Agua			
Parámetro	Representación	Valor	Unidad
Densidad	$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	1000 ³⁴	kg/m ³
Volumen	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	0.015	m ³
Temperatura Inicial	T_0	303.15 ³⁵	K
Temperatura Final	T_f	273.15	K
Calor Específico	$C_{p\text{H}_2\text{O}}$	4.19 ³⁶	KJ/kg.K

$$Q_{\text{sensible}} = (1000 \times 0.015) \times (4.19) \times (273.15 - 303.15)$$

$$Q_{\text{sensible}} = -1885.5 \text{ KJ}$$

Si el calor se requiere extraer en el tiempo de 1h, entonces:

$$Q_{\text{agua}} = -\frac{1885.5 \times 10^3}{3600} \text{ W}$$

$$Q_{\text{agua}} = -523.75 \text{ W}$$

³³ Fuente: Elaboración propia.

³⁴ http://vaxasoftware.com/doc_edu/gui/denh2o.pdf

³⁵ Valor tomado a criterio de diseño.

³⁶ http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/gui/caloresph2o.pdf

4.1.3.3 Otras Cargas

Debido a la estructura de la cámara de refrigeración, las cargas adicionales al cálculo mostrado son irrelevantes.

4.1.3.4 Carga Total

La carga total necesaria para lograr disminuir la temperatura del agua a 0°C es:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{pared}} + Q_{\text{agua}}$$

$$Q_{\text{total}} = 543.5 \text{ W}$$

La razón por la que se suman es que ambas cargas de calor son extraídas por el evaporador para lograr la temperatura requerida en el agua.

4.2 Evaluación de Parámetros del Ciclo de Refrigeración

4.2.1 Refrigerante R134A

“El gas refrigerante R134a es un HFC que sustituye al R12 en instalaciones nuevas... Tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y no es inflamable, además de tener una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales”
(Distribuidora Kosin, n.d.).

4.2.1.1 Descripción del Refrigerante Elegido

4.2.1.1.1 Tabla de Refrigerante

Tabla 8. Propiedades físicas del refrigerante R134A³⁷

PROPIEDADES FISICAS	UNIDADES	R-134A
Peso molecular	(g/mol)	102
Punto de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-26.1
Punto de congelación	(°C)	-103
Temperatura crítica	(°C)	101.1
Presión crítica	(bar abs)	40.67
Densidad crítica	(Kg/m³)	508
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1.206
Densidad del líquido (0°C)	(Kg/m³)	1.293
Densidad del vapor saturado (a punto ebull.)	(Kg/m³)	5.28
Presión de vapor (25°C)	(bar abs)	6.657
Presión de vapor (0°C)	(bar abs)	2.92
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	217.2
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.44
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.85
Viscosidad del líquido (25°C)	(cP)	0.202
Presión superficial (25°C)	(mN/m)	8.09
Solubilidad del R134a en agua (25°C a 1,013 bar)	(wt%)	0.15
Capacidad volumétrica refrig. (-25°C)	(Kg/m³)	1192.11
Inflamabilidad		No
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1430 *

Tabla 9. Propiedades térmicas del R134A³⁸

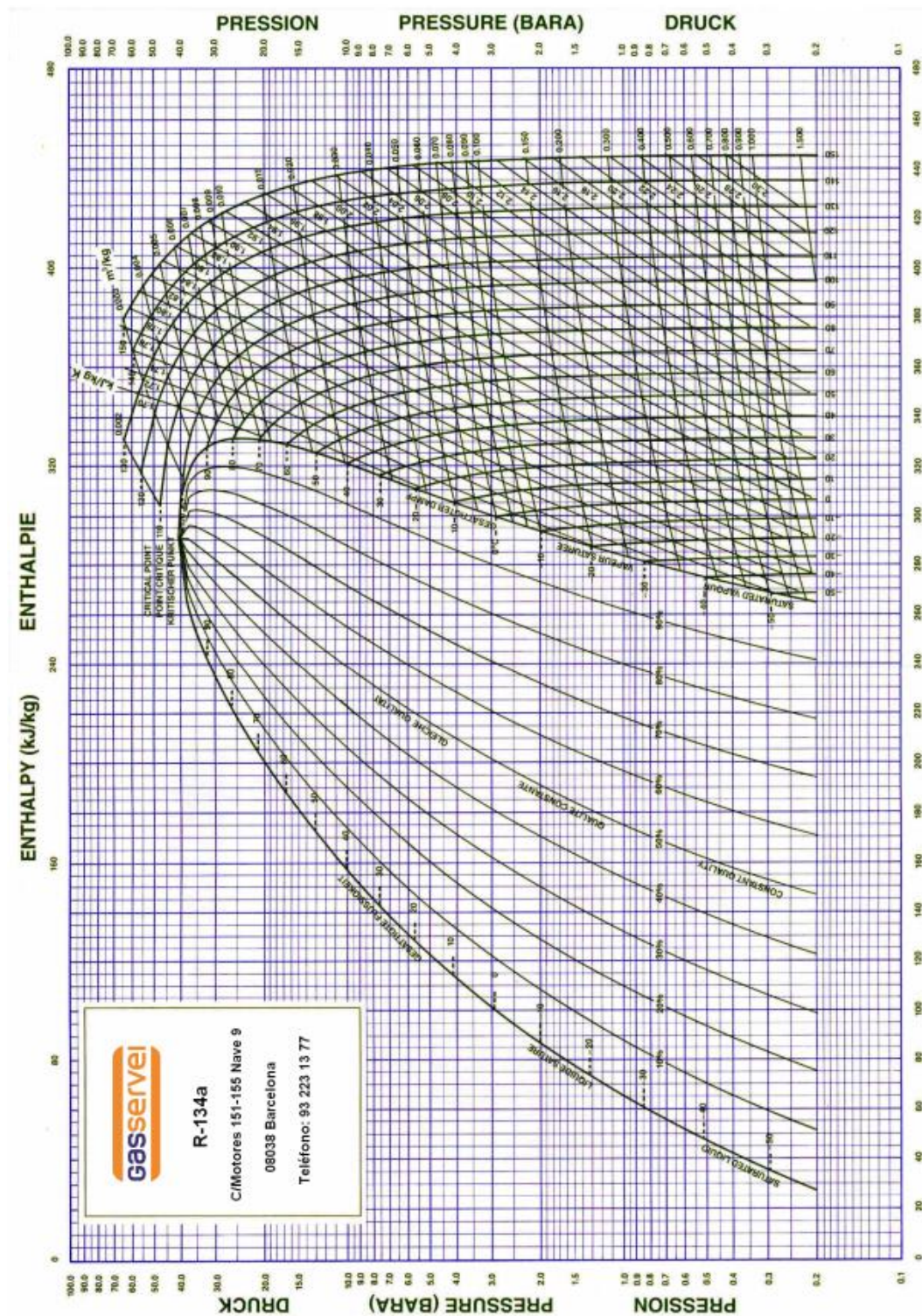
TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m³)		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-40	0.51	0.51	1413.94	2.76	149.45	375.65	0.8008	1.7710
-35	0.66	0.66	1399.95	3.50	155.53	378.93	0.8266	1.7646
-30	0.84	0.84	1385.72	4.39	161.67	382.20	0.8521	1.7590
-25	1.06	1.06	1371.24	5.45	167.88	385.45	0.8773	1.7540
-20	1.32	1.32	1356.46	6.71	174.16	388.69	0.9023	1.7497
-15	1.63	1.63	1341.36	8.19	180.51	391.90	0.9270	1.7458
-10	2.00	2.00	1325.92	9.92	186.93	395.07	0.9515	1.7425
-5	2.42	2.42	1310.10	11.92	193.43	398.20	0.9759	1.7395
0	2.92	2.92	1293.86	14.23	200.00	401.28	1.0000	1.7369
5	3.49	3.49	1277.17	16.89	206.65	404.30	1.0240	1.7346
10	4.14	4.14	1259.99	19.93	213.38	407.25	1.0478	1.7325
15	4.88	4.88	1242.27	23.40	220.20	410.13	1.0714	1.7306
20	5.71	5.71	1223.96	27.34	227.11	412.92	1.0950	1.7288
25	6.65	6.65	1205.00	31.81	234.11	415.62	1.1184	1.7272
30	7.70	7.70	1185.33	36.88	241.21	418.20	1.1417	1.7256
35	8.88	8.88	1164.89	42.61	248.42	420.67	1.1650	1.7240
40	10.18	10.18	1143.58	49.08	255.74	423.01	1.1882	1.7223
45	11.62	11.62	1121.32	56.40	263.19	425.20	1.2114	1.7206
50	13.20	13.20	1197.98	64.66	270.77	427.23	1.2346	1.7187

³⁷ (GASSERVEI, n.d.)

³⁸ (GASSERVEI, n.d.)

4.2.1.1.2 Diagrama de Mollier

Figura 23. Diagrama de Mollier del refrigerante R134A.³⁹



³⁹ (GASSERVEI, n.d.)

4.2.2 Cálculo de Entalpías del Ciclo de Refrigeración

4.2.2.1 Determinación de Temperatura de Evaporación, y Condensación del Refrigerante y Relación de Compresión

Temperatura del Evaporación

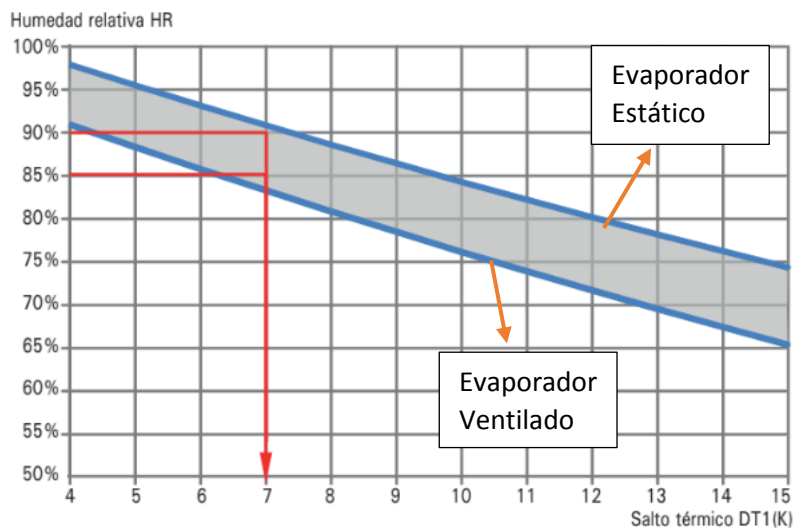
Debido que la masa a refrigerar es agua, se considera en el ambiente una humedad relativa al 100%, por lo cual según la imagen mostrada para la HR al 100% se pide un salto térmico (ST) de 4K, pero para facilidad de cálculo se considera ST= 5K, por lo tanto:

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{cámara}} - \text{ST} \quad (32)$$

$$T_{\text{evap}} = 273.15 - 5$$

$$T_{\text{evap}} = 269.15 \text{ [K] } \text{ ó } -5^{\circ}\text{C}$$

Figura 24. Diagrama de Humedad relativa vs Salto térmico⁴⁰



⁴⁰ <https://drive.google.com/drive/u/0/folders/0B42HD99mXmxCZ2IHclNrVGhFMnc>

Temperatura del Condensador

Se considera una diferencia de temperatura de 15 K entre el flujo de refrigerante que pasa por el condensador con la temperatura ambiente.

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{ambiente}} + ST \quad (33)$$

$$T_{\text{cond}} = 303.15 + 15$$

$$T_{\text{cond}} = 318.15 \text{ [K]}$$

Consideraciones

- Sobrecalentamiento en Evaporador: Se determina un sobrecalentamiento de 5 °C.
- Sobrecalentamiento en Línea de Succión: Se considera un sobrecalentamiento de 10 °C.
- Subenfriamiento: Se considera un subenfriamiento de 5 °C.

4.2.2.2 Proceso de Cálculo

Mediante las tablas de estado del refrigerante y el Diagrama de Mollier, se obtuvieron los datos necesarios para la selección de los equipos del sistema de refrigeración.

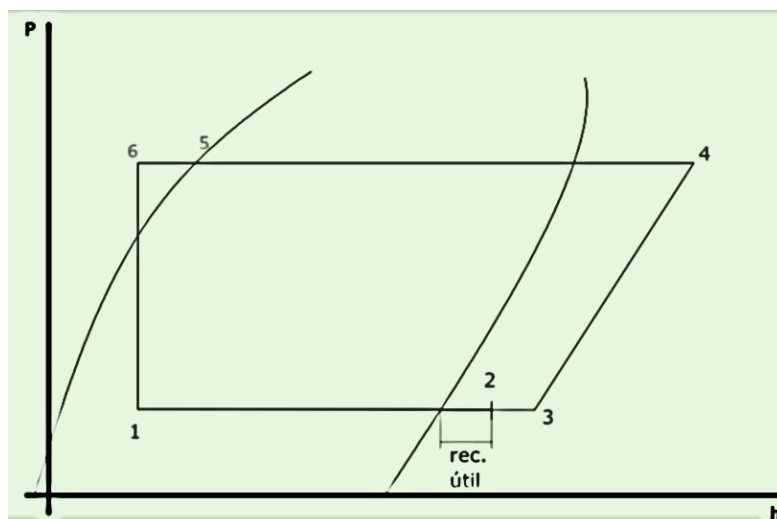
Los datos obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 10. Cálculo de propiedades térmicas de los estados representativos del ciclo de refrigeración⁴¹

Nro	P (KPa)	T (°C)	h (KJ/kg)	v (m ³ /kg)	S (KJ/kg.K)
1	242	-5	258		
2	242	0	401		
3	242	10	409,5	0,09	1,78
4	1162	63	446	0,02	1,78
5	1162	45	263,19		
6	1162	40	258		

La ubicación de los estados descritos del sistema de refrigeración en el diagrama de Mollier lo podemos observar en la siguiente imagen

Figura 25. Diagrama P-h para análisis de los estados del ciclo de refrigeración⁴²



⁴¹ Fuente: Elaboración propia

⁴² Fuente: Elaboración propia

4.3 Diseño y Selección de Componentes del Sistema de Refrigeración

De los datos obtenidos podemos calcular el flujo másico y el efecto de refrigeración.:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{total}}}{\Delta h_{\text{evap}}} \quad (34)$$

$$E.R = \Delta h_{\text{evap}} = h_2 - h_1 \quad (35)$$

$$\dot{m} = \frac{543.5}{(401 - 258)}$$

$$\dot{m} = 3.79 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Datos iniciales:

Los siguientes datos mostrados serán de utilidad para la selección de los componentes del sistema de generación de frío.

- $T_1 = T_o = -5 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_5 = T_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\dot{m} = 3.79 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13.53 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$
- $Q_{\text{total}} = 543.5 \text{ W}$

4.3.1 Selección del Compresor

4.3.1.1 Parámetros Iniciales

Potencia Teórica

Para el cálculo de la potencia teórica es necesario conocer la variación de entalpías entre la entrada y salida del compresor (Calor de compresión).

$$C.C = \Delta h_{\text{compresor}} = h_4 - h_3 \quad (36)$$

$$\Delta h_{\text{compresor}} = 446 - 409.5 \text{ [KJ/kg]}$$

$$\Delta h_{\text{compresor}} = 36.5 \text{ [KJ/kg]}$$

Por lo tanto:

$$\text{Pot}_t = \dot{m} \times \Delta h_{\text{compresor}} \quad (37)$$

$$\text{Pot}_t = \left(3.79 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times \left(36.5 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\text{Pot}_t = 138,34 \text{ W}$$

Potencia Real

En el cálculo ideal se considera el proceso de compresión a entropía constante, pero en realidad no lo es. Esto causa una temperatura de descarga distinta a la calculada.

Para esta variación se considera el parámetro de rendimiento indicado (n_i) el cual es aproximado al valor del rendimiento volumétrico. En este caso se va a considerar $n_i = n_v$.

$$n_v = n_i = 0.76$$

Por lo tanto, la potencia real es:

$$\text{Pot}_r = \text{Pot}_t / n_i \quad (38)$$

$$\text{Pot}_r = 137.2 / 0.76$$

$$\text{Pot}_r = 182 \text{ W}$$

4.3.1.2 Proceso de Selección.

Dado a que el equipo de refrigeración será a nivel de conservación, el compresor a seleccionar será del tipo pistón de media temperatura.

Consideraciones

Por la gran disponibilidad de información de equipos y su proceso de selección se usaron las referencias dadas por la empresa Danfoss en sus productos, por lo cual el compresor a seleccionar será de la marca mencionada.

De los modelos proporcionados por el programa de Danfoss “CoolSelector2”, nos recomienda el compresor de modelo FR10G con una capacidad térmica de 532 W pero nuestro sistema de refrigeración necesita una capacidad de 543.5 W, por lo cual se eligió el compresor de modelo GL90MG⁴³ con una capacidad frigorífica de 606 W, mostrados en la siguiente tabla, adecuada para un aumento de carga térmica en el proceso de funcionamiento del sistema de refrigeración diseñado.

Tabla 11. Relación de características para selección de compresor⁴⁴

Modelo	FR10G	GL90TG	GL90MG	SC10GH	SC10G
Tecnología	Alternativo	Alternativo	Alternativo	Alternativo	Alternativo
Configuración	Núcleo	Núcleo	Núcleo	Núcleo	Núcleo
Refrigerante	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a
Control de capacidad	Velocidad fija	Velocidad fija	Velocidad fija	Velocidad fija	Velocidad fija
Velocidad [rpm]	3500	3600	3600	3500	3500
Refrigeración [kW]	0.532	0.551	0.608	0.644	0.649
COP refrigeración [W/W]	1.61	1.66	1.85	1.73	1.86
Potencia [kW]	0.331	0.332	0.328	0.373	0.349
Corriente [A]	2.047	1.997	1.987	2.350	2.065
Frecuencia [Hz]	60	60	60	60	60
Alimentación	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	208 - 220 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph
Caudal másico [kg/h]	13.42	13.90	15.31	16.24	16.36
Factor de potencia (cos ϕ)	0.67	0.69	0.69	0.66	0.70

⁴³ https://store.danfoss.com/us/en_US/Cooling/Compressors/Compressors-for-Refrigeration/Danfoss-Light-Commercial-Refrigeration-Compressors/Reciprocating-compressor%2C-GL90MG/p/123F1707

⁴⁴ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

El compresor seleccionado es del tipo Alternativo de media temperatura MT usado para refrigeración apto para uso de flujo refrigerante R134A. Su fuente de alimentación es de 220v 60 Hz monofásico y el aceite de uso es del tipo POE. Vemos que el consumo aproximado del funcionamiento del compresor calculado (182 W) es menor a la capacidad de consumo del compresor seleccionado (328 W) por lo cual el compresor seleccionado puede trabajar sin problemas.

Las condiciones de funcionamiento, diagrama del sistema, diagrama P-h, información técnica, y relación de parámetros de funcionamiento del compresor se pueden apreciar a mayor detalle en el anexo 4.

4.3.2 Diseño del Evaporador

A criterio de diseño será una tubería de cobre ANSI 1/4, su recorrido formará un camino espiralado dentro del recipiente de agua. El proceso de cálculo tiene como fin determinar la longitud de la tubería de cobre.

4.3.2.1 Datos Principales para el Cálculo

Para el proceso de cálculo se tendrá en consideración los datos de la tubería a usar, las algunas propiedades del refrigerante R134A y el agua a refrigerar, de acuerdo a los parámetros de funcionamiento calculados en el evaporador mostrados en las siguientes tablas:

Tabla 12. Datos de la tubería ANSI 1/4 para el cálculo del evaporador⁴⁵

Tubería ANSI 1/4			
Parámetro	Representación	Valor	Unidad
Diámetro Interior	D_{int}	$4,8 \times 10^{-3}$	m
Diámetro Exterior	D_{ext}	$6,4 \times 10^{-3}$	m
Espesor	e_c	0,0008	m
Conductividad Térmica	K_C	401 ⁴⁶	W/m.K

Tabla 13. Propiedades del Refrigerante 134A para el cálculo del evaporador⁴⁷

Refrigerante R134A			
Parámetro	Representación	Valor ⁴⁸	Unidad
Temperatura de evaporación	$T_{m,sat}$	-5	°C
Viscosidad Dinámica en Vapor Saturado	μ_V	10,5	Pa.s
Viscosidad Dinámica en Líquido Saturado	μ_L	294	Pa.s
Densidad en Vapor Saturado	ρ_V	0,08587	kg/m ³
Densidad en Líquido Saturado	ρ_L	1314,3	kg/m ³
Entalpía en Vapor Saturado	h_V	395	KJ/kg
Entalpía en Líquido Saturado	h_L	192	KJ/kg
Entalpía en el Estado 1	h_1	259	KJ/kg
Flujo másico	\dot{m}	0,00379	kg/s
Conductividad Líquido Saturado	K_L	0,0947	W/m.K
Calor Específico Líquido Saturado	C_{p_L}	1325	J/kg.K

⁴⁵ Fuente: Elaboración propia.

⁴⁶ (Incropera & De Witt, 1999)

⁴⁷ Fuente: Elaboración propia.

⁴⁸ (ASHRAE, 2009)

Tabla 14. Propiedades del agua a refrigerar para el cálculo del evaporador⁴⁹

Agua a Refrigerar			
Parámetro	Representación	Valor	Unidad
Masa	m_{H_2O}	15	kg
Calor Específico	Cp_{H_2O}	4,19	KJ/kg.K
Temperatura Inicial	T_i	30	°C
Temperatura Final	T_f	0	°C
Tiempo de Refrigeración	t	3600	S

4.3.2.2 Cálculo del Coeficiente De Transferencia de Calor por Convección

Para obtener el coeficiente “hm” de la transferencia de calor por convección, producido por el flujo de refrigerante en el evaporador se calculará primero el valor del “número de Nusselt”, el cual por darse en un proceso de evaporación se usará la ecuación empírica de Davis y David mencionada por (Necati Özisik, 1975).

$$Nu = 0,06 \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,28} \cdot \left(\frac{G \cdot x \cdot D_{int}}{\mu_{ref}} \right)^{0,87} \cdot Pr_L^{0,4} \quad (39)$$

Para la ecuación se hallarán el valor de los parámetros faltantes

Cálculo del Número de Prandtl

Para el número de Prandtl usaremos la siguiente ecuación:

$$Pr_L = \frac{\mu_L \cdot Cp_L}{K_L} \quad (40)$$

$$Pr = 4113516,4$$

⁴⁹ Fuente: Elaboración propia.

Cálculo de la Calidad del Flujo bifásico

Para hallar el valor de la calidad usaremos los datos obtenidos de entalpía en el estado 1 y en fase líquida y vapor saturado.

$$x = \frac{h_1 - h_L}{h_V - h_L} \quad (41)$$

$$x = 0,343$$

Cálculo de la Viscosidad Dinámica Referencial

En la siguiente comparación se determina la viscosidad dinámica referencial, la cual se usará en el cálculo de “Nu”.

$$\frac{1}{\mu_{ref}} = \frac{x}{\mu_V} + \frac{1-x}{\mu_L} \quad (42)$$

$$\mu_{ref} = 28,642 \text{ P.s}$$

Cálculo de Tasa de Flujo Másico

La tasa de flujo másico es la relación entre el flujo másico que ingresa por un área determinada.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (43)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{\pi D_{int}^2 / 4}$$

$$G = 208,3444 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

Cálculo de “hm”

Reemplazando los valores de los parámetros hallados en la ecuación 39, obtenemos el valor del número de Nusselt.

$$Nu = 8,4$$

Por otra parte, la relación del número de Nusselt con el coeficiente hm de la ecuación 18, adecuada a tuberías circulares obtenemos:

$$Nu = \frac{h_m \cdot D_{int}}{K_L} \quad (44)$$

Despejando hm:

$$h_m = K_L \cdot Nu / D_{int} \quad (45)$$

$$h_m = 165,57 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Obteniendo el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo refrigerante en el evaporador.

4.3.2.3 Determinación de la Longitud de la Tubería del Evaporador

Mediante la ecuación de conservación de energía igualamos el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador con el calor necesario para la refrigeración de los 15kg de agua, aplicando el método de la resistencia interna despreciable por ser un proceso transitorio (Incropera & De Witt, 1999), obtenemos la relación:

$$L = \frac{m_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot \ln \frac{T_i - T_{m,sat}}{T_f - T_{m,sat}}}{U_{sat} \cdot t \cdot \pi \cdot D_{ext}} \quad (46)$$

Para ello primero calcularemos el coeficiente global de transferencia de calor, mediante la ecuación:

$$U_{sat} = \frac{1}{\frac{1}{h_m} + \frac{e_c}{K_c}} \quad (47)$$

$$U_{sat} = 165,52 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Obtenido el valor de " U_{sat} " procedemos a reemplazar los valores en la ecuación 46, obteniendo:

$$L = 9,75m$$

El valor de la longitud de la tubería hallado es de 9.75 m, aproximando el valor a 10m considerando un pequeño sobredimensionamiento.

Por lo tanto, la tubería en el evaporador será una **tubería ANSI 1/4 de 10m de longitud**.

4.3.3 Selección del Condensador

El proceso de selección del condensador será dado mediante el uso de tablas proporcionadas por los diseñadores del equipo.

4.3.3.1 Parámetros de Selección

Potencia de Condensación (Pcond)

$$P_{cond} = Q_{total} + P_r \quad (48)$$

Donde:

- Q_{total} : Calor total a extraer en la cámara de refrigeración.
- P_r : Potencia real suministrada por el compresor.

Entonces:

$$P_{cond} = 543.5 + 182 = 725.5 \text{ W}$$

4.3.3.2 Proceso de Selección

De las tablas proporcionadas por Thermo- Coil de sus equipos condensadores de los modelos SB- CB (sin y con barbero) los datos de las tablas mostradas están analizados en base a 95°F (35°C) y 50°C en el condensador, adecuados en la selección para nuestro diseño.

Tabla 15. Características de selección de condensadores ThermoCoil⁵⁰

CARACTERÍSTICAS GENERALES														
ÍTEM	MODELO		REFERENCIA COMERCIAL		MEDIDAS (mm).				VENTILADOR		RENDIMIENTO		PESO (Kg)	
			BT	MT	A	B	C	D	CAUDAL (CFM)	Nº x DIA (mm)	BTUH	WATT	SB	CB
1	SB-72	CB-72	1/4	1/8	210	215	85	250	445	1 x 200	2.040	598	1	1,5
2	SB-73	CB-73	1/3	1/5	210	215	125	250	405	1 x 200	2.985	875	1,2	1,7
3	SB-82	CB-82	1/3	1/5	210	215	105	250	460	1 x 200	2.291	671	1,1	1,6
4	SB-83	CB-83	1/3	1/4	240	215	125	280	450	1 x 200	3.751	1.099	1,5	2
5	SB-84	CB-84	1/2	1/3	240	215	145	280	420	1 x 200	4.670	1.369	1,8	2,4
6	SB-92	CB-92	3/8	1/4	270	240	105	310	750	1 x 200	3.730	1.093	1,4	2
7	SB-93	CB-93	1/2	1/3	270	240	125	310	670	1 x 200	5.306	1.555	1,6	2,2
8	SB-94	CB-94	1/2	3/8	270	260	145	305	600	1 x 250	6.433	1.885	2,4	3
9	SB-103	CB-103	1/2	3/8	270	265	125	305	770	1 x 250	6.037	1.770	2,5	3,1
10	SB-104	CB-104	3/4	1/2	270	265	145	305	640	1 x 250	7.058	2.068	2,6	3,2
11	SB-114	CB-114	1	3/4	350	320	145	390	770	1 x 300	9.443	2.767	3,2	4,2
12	SB-124	CB-124	1	3/4	350	320	145	390	840	1 x 300	10.369	3.040	3,4	4,5
13	SB-144	CB-144	1 1/2	1	350	365	145	390	870	1 x 300	11.362	3.330	3,6	4,7
14	SB-203	CB-203	2	1 1/2	508	520	185	550	2.150	1 x 400	26.093	7.647	6,6	9,5

Según la tabla mostrada se seleccionará el compresor SB-73, el cual tendrá la capacidad de expulsar la cantidad de calor requerido al ambiente.

El condensador SB-73 cuenta con un ventilador de 200mm de diámetro y un consumo de 1/5 hp equivalente a 150 W.

⁵⁰ <http://thermocoil.com/wp-content/uploads/2018/02/CATALOGO-2015-THERMOCOIL.pdf>

4.3.4 Selección Válvula de Expansión

Consideraciones:

Debido a la estructura del panel didáctico, la longitud que existe entre la salida del evaporador y la válvula de expansión, la cual es larga, es necesario una válvula con igualador externo (línea del igualador ubicada a la salida del evaporador).

Selección:

Teniendo en cuenta los datos mencionados, se puede hacer uso de tablas de las VET proporcionadas por Danfoss. Pero para mayor análisis se usó el programa CoolSelector2 de Danfoss.

Para el proceso de selección de la VET se usó la familia T2, debido la mayor disponibilidad y aplicación de estas válvulas.

Tabla 16. Relación de características para selección de válvula de expansión térmica⁵¹

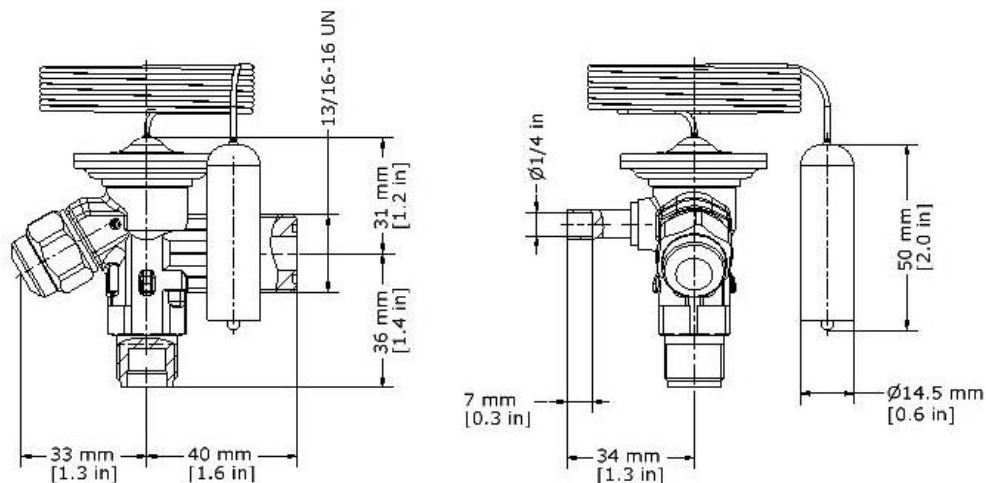
Tipo	T2 - X	T2 - 0	T2 - 1
NS	10	10	10
Rango	N	N	N
Capacidad nominal [kW]	0.721	1.176	1.890
Capacidad mínima [kW]	0.180	0.294	0.472
Carga [%]	75	46	29
DP [bar]	9.161	9.161	9.161
Velocidad, entrada [m/s]	0.07	0.07	0.07

Siendo la T20X de orificio más pequeño disponible, las T200 y T201 son de orificio mayor y de más capacidad térmica, por lo cual elegir una de mayor capacidad sería un sobre dimensionamiento.

⁵¹ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

Según la gamma disponibles de la válvula T2, con uso del programa CoolSelector2, se seleccionó la VET del tipo T20X con igualador externo, la cual trabajará a una carga térmica del 75% de su capacidad disponible.

Figura 26. Dimensiones de la válvula de expansión térmica T20X⁵²



Las especificaciones técnicas y el análisis de parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 5.

4.3.5 Selección de Tuberías

La selección de las tuberías se realizó haciendo uso de las terminologías de la ANSI.

4.3.5.1 Línea de Succión

Criterios de Selección:

Los siguientes criterios son necesarios a considerar para evitar estancamiento del aceite que recorre el sistema, por otro lado, evitar la excesiva caída de presión.

- Caída máxima de temperatura: 1 °C.
- Velocidad mínima del flujo: 3 m/s.

⁵² Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

- Velocidad máxima del flujo: 15 m/s.

De acuerdo al diseño se considera una longitud de 2m en la línea.

Selección:

Tabla 17. Relación de características para la selección de tubería en la línea de succión⁵³

Tipo	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8	ANSI 1/2
NS	6.35	7.92	9.53	12.7
DP [bar]	0.160	0.043	0.014	0.003
DT_sat [K]	1.8	0.5	0.2	0.0
DP [K/m]	0.891	0.236	0.078	0.015
Velocidad, entrada [m/s]	18.37	10.80	6.85	3.49
Velocidad, salida [m/s]	19.72	11.01	6.89	3.49

De las tuberías mostradas en la tabla, la ANSI 5/16 tiene una diferencia de temperatura por caída de presión de 0.5 K y una velocidad de 11 m/s a través de esta lo cual se encuentra dentro de los parámetros de funcionamiento adecuados, las otras tuberías no proporcionan una velocidad adecuada para el arrastre del aceite o son muy excesivas lo cual produce una caída de presión considerable pudiendo ocasionar la condensación del refrigerante. Por lo tanto, **la tubería adecuada para la línea de succión será ANSI 5/16”**.

Para la línea de succión se requerirán 8 codos tipo 90 ANSI 5/16.

Las especificaciones técnicas y el análisis de los parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 6.

⁵³ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

4.3.5.2 Línea de Descarga

Criterios de Selección:

En esta línea las pérdidas de carga no son tan críticas como en las otras líneas a analizar, los criterios son:

- Caída máxima de temperatura: 1 a 2 °C.
- Velocidad del flujo promedio: 10 m/s.
- Velocidad máxima del flujo: 20 m/s.

De acuerdo al diseño se considera una longitud de 1m en la línea.

Selección:

Tabla 18. Relación de características para la selección de tubería en la línea de descarga⁵⁴

Tipo	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8
NS	6.35	7.92	9.53
DP [bar]	0.019	0.005	0.002
DT_sat [K]	0.1	0.0	0.0
DP [K/m]	0.064	0.018	0.006
Velocidad, entrada [m/s]	4.33	2.55	1.62
Velocidad, salida [m/s]	4.34	2.55	1.62

Según la tabla mostrada el programa CoolSelector2 nos recomienda la tubería ANSI 5/6 la cual tiene una velocidad promedio de 2.55 m/s del flujo a través de esta, pero con fines de lograr un mayor arrastre del aceite se selecciona la tubería ANSI 1/4 con una velocidad de 4.3 a través de ella. Se selecciona tubería de cobre del tipo ANSI 1/4.

⁵⁴ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

Para la línea de descarga se requerirán 2 codos tipo 90 ANSI 1/4.

Las especificaciones técnicas y el análisis de los parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 7.

4.3.5.3 Línea de Líquido

Criterios de Selección:

Las consideraciones a tomar son necesarias para evitar la acumulación de líquido en el condensador, además de la vaporización del refrigerante antes de llegar a la válvula de expansión, lo que se conoce como Flash- gas.

- Caída máxima de temperatura: 0.5 a 1 °C.
- Velocidad máxima del flujo: 1 m/s.

A criterio de diseño se considera a la tubería con una longitud de 2.5 m y una dirección de 90°.

Selección:

Tabla 19. Relación de características para la selección de tubería en la línea de líquido⁵⁵

Tipo	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8
NS	6.35	7.92	9.53
DP [bar]	0.285	0.282	0.282
DT_sat [K]	1.0	0.9	0.9
DP [K/m]	0.382	0.379	0.378
Velocidad, entrada [m/s]	0.18	0.11	0.07
Velocidad, salida [m/s]	0.18	0.11	0.07

⁵⁵ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

Debido a las consideraciones que se tomaron para el proceso de selección en el programa Danfoss, los datos de variación de temperatura y velocidad del flujo son adecuadas con la tubería tipo ANSI 1/4. Se seleccionó tubería de cobre del tipo ANSI 1/4.

Para la línea de descarga se requerirán 12 codos tipo 90 ANSI 1/4 y 6 uniones T ANSI 1/4.

Las especificaciones técnicas y el análisis de los parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 8.

4.3.6 Selección de Tubo Capilar.

Para la selección del tubo capilar se usó el programa de selección DanCap de Danfoss, en el cual insertando los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración se obtuvieron los tubos capilares:

- Capilar 1: Diámetro interno 0.055 pulg y 1.52m de longitud (Recomendado).
- Capilar 2: Diámetro interno 0.05 pulg y 0.95m de longitud.

Por configuración del diseño del panel didáctico se seleccionaron dos tipos de tubo capilares uno recomendado por el programa y otro de menor capacidad. El documento del programa de selección se muestra en el anexo 9.

4.3.7 Accesorios

4.3.7.1 Selección de Recibidor.

Los recibidores son seleccionados en base a la cantidad de refrigerante que puede ocupar dentro de ellos, sin sobrepasar la presión máxima de funcionamiento. Su funcionamiento es el de acumular la cantidad de refrigerante excesivo en el sistema,

evitando el golpe líquido en el compresor y el exceso de refrigerante en la línea de líquido. En el sistema de refrigeración a diseñar se usarán dos recibidores.

Recibidor en la Línea de Líquido.

Se usará la tabla de selección proporcionada por la empresa Danphos.

Tabla 20. Tabla de selección de Recibidor de líquido Danphos⁵⁶

Código	ODF(En)	Un(Mm)	B(Mm)	C(Mm)
LBC-1,2L	3/8	96	30	178
LBC-2,2L	3/8	128	42	210
LBC-3L	3/8	128	42	250
LBC-4L	3/8	159	53	240
LBC-5L	1/2	159	53	260
LBC-6L	1/2	159	53	285
LBC-8L	5/8	180	53	295
LBC-10L	5/8	219	75	313
LBC-12L	5/8	219	75	355
LBC-14L	7/8	219	75	390

Por ser un equipo de refrigeración pequeño, se usará un modelo de baja capacidad como el LBC- 1,2L. La presión máxima de trabajo de estos recibidores es de 35bar, suficiente para los 11Bar en la línea de líquido de nuestro sistema.

Figura 27. Recibidor LBC seleccionado⁵⁷



⁵⁶ <https://spanish.alibaba.com/product-detail/2018-high-quality-pressure-vessel-refrigerant-vertical-liquid-receiver-accumulator-60774486830.html?spm=a2700.8699010.normalList.8.13c240a26T7fdk>

⁵⁷ <https://spanish.alibaba.com/product-detail/2018-high-quality-pressure-vessel-refrigerant-vertical-liquid-receiver-accumulator-60774486830.html?spm=a2700.8699010.normalList.8.13c240a26T7fdk>

Recibidor en la Línea de Aspiración.

El recibidor de aspiración deberá tener una capacidad frigorífica alrededor de 540w.

4.3.7.2 Selección de Acumulador.

El acumulador seleccionado deberá tener la capacidad para almacenar todo el refrigerante del equipo en caso de mantenimiento considerando un promedio de 3Kg de refrigerante en el sistema, el modelo XMK-333 según la tabla mostrada tiene la capacidad de almacenar un volumen de 3L, considerando la densidad del refrigerante 1206Kg/m³, la cantidad máxima de almacenamiento de refrigerante en el acumulador sería de 3.62kg lo cual cubre con la cantidad de refrigerante en el sistema.

Tabla 21. Datos de selección de acumulador de refrigerante⁵⁸

Líquido receptor parámetro técnico									
Modelo	(H)	Un (Mm)	B (Mm)	C (Mm)	D (Mm)	E (Mm)	F (Mm)	G (Mm)	Volumen
XMK-133	3/8	90	200	220		22	234	90	1L
XMK-233	3/8	102	260	280		22	298	102	2L
XMK-333	3/8	127	288	313		22	335	127	3L
XMK-444	1/2	140	313	335		22	355	140	4L
XMK-644	1/2	165	310	335		22	350	165	6L
XMK-844	1/2	165	103	425		22	445	165	8L
XMK-1055	5/8	219	366	390		22	410	219	10L
XMK-1255	5/8	219	402	443		22	460	219	12L
XMK-1455	5/8	219	480	503		22	525	219	14L

⁵⁸ <https://spanish.alibaba.com/product-detail/3l-refrigerant-receiver-tank-storage-tank-fluid-reservoir-liquid-accumulator-liquid-storage-pot-60681620570.html?spm=a2700.8699010.normalList.2.13c240a26T7fdk&s=p>

Figura 28. Acumulador XMK⁵⁹



4.3.7.3 Selección de Filtro Secador.

Datos iniciales:

- Tubería de líquido: ANSI ¼ pulg.
- Sistema de expansión: VET y Tubo capilar.

Cálculos:

- Flujo volumétrico en la línea de líquido:

$$K_v = \dot{m} \times v_6 \quad (49)$$

$$K_v = 13.53 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \times \frac{1}{1.15 \left[\frac{\text{kg}}{\text{L}} \right] \times 1000 \frac{\text{L}}{\text{m}^3}}$$

$$K_v = 13.53 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \times 8.7 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$K_v = 0.01177 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

⁵⁹ <https://spanish.alibaba.com/product-detail/3l-refrigerant-receiver-tank-storage-tank-fluid-reservoir-liquid-accumulator-liquid-storage-pot-60681620570.html?spm=a2700.8699010.normalList.2.13c240a26T7fdk&s=p>

Para el cálculo de Kv (flujo volumétrico) en la línea de líquido antes de llegar a la VET se consideró el valor del volumen específico del refrigerante en la línea del líquido, obteniendo el valor de 0.01177 m³/h.

Selección:

Tabla 22. Relación de características para la selección de filtro desecante⁶⁰

Tipo	DCL 032/032s	DCL 052/052s	DCL 082/082s
NS	6	6	6
Kv [m ³ /h]	0.3165	0.417	1.539
DP [bar]	0.002	0.001	0.000
DT_sat [K]	0.0	0.0	0.0
Velocidad, entrada [m/s]	0.18	0.18	0.18
Capacidad de secado a 24.0 °C [kg]	3.88	6.197	9.9
Capacidad de secado a 52.0 °C [kg]	3.552	5.674	9.064

Del valor obtenido en cálculos de Kv comparado a los filtros disponibles, vemos que el filtro recomendado DLC 032/032s por el programa CoolSelector2 tiene la capacidad de flujo volumétrico de 0.32 m³/h, capacidad suficiente a la necesitada. Por lo tanto, se selecciona el **filtro deshidratador tipo DCL 032/032 s** con conexión para tubería ANSI 1/4". Las especificaciones técnicas y los parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 10.

4.3.7.4 Selección de Visor de Líquido.

De acuerdo al tipo de tubería seleccionado en la línea de líquido, para refrigerante R134A, se seleccionó el visor de líquido tipo SGP 6s. Las especificaciones técnicas y los parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 11.

⁶⁰ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss

4.3.7.5 Selección de Válvula Manual.

La válvula de cierre manual es del modelo “BML 6s” con conexiones disponibles para tuberías de 1/4“. Los parámetros de funcionamiento se encuentran en el anexo 12.

4.3.7.6 Selección de Válvula de Servicio

Las válvulas de servicio son estándares, de las cuales sus características son:

- Tubo de cobre.
- Diámetro de cabeza de válvula 0.157 in.

Figura 29. Válvula de servicio⁶¹



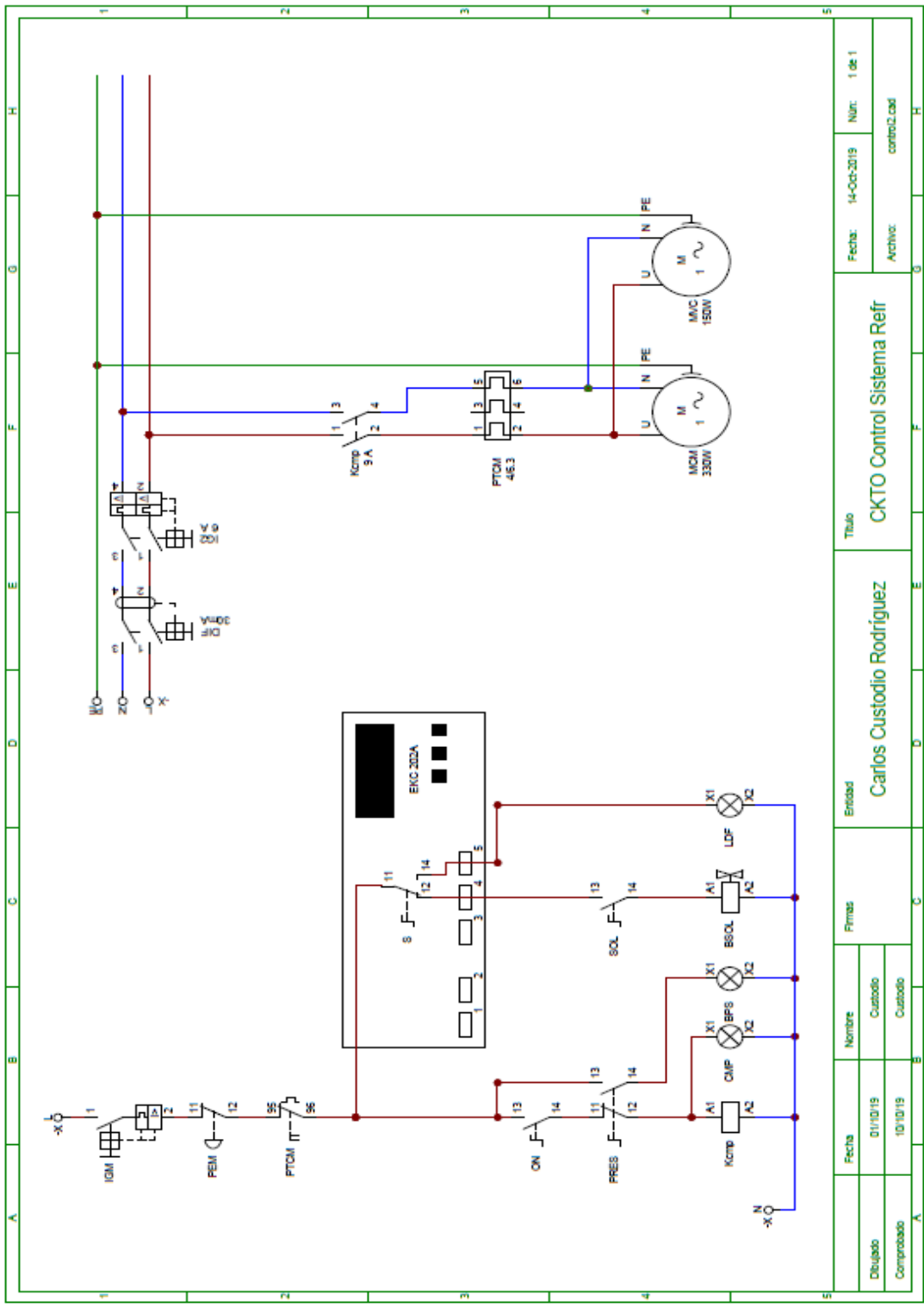
4.4 Sistema de Control y Alimentación

4.4.1 Diseño del Sistema de Control y Fuerza.

Para el diseño y simulación del circuito de control y fuerza se usó el programa CADE-SIMU.

⁶¹ https://articulo.mercadolibre.com.pe/MPE-438040937-uxcell-valvula-de-acceso-para-refrigerador-aire-acondi-JM#position=12&type=item&tracking_id=aac0d120-a9dd-4ab8-8451-a3586dca3f20

Figura 30. Diagrama de circuito de control y fuerza del sistema de refrigeración⁶²



⁶² Fuente: Elaboración propia

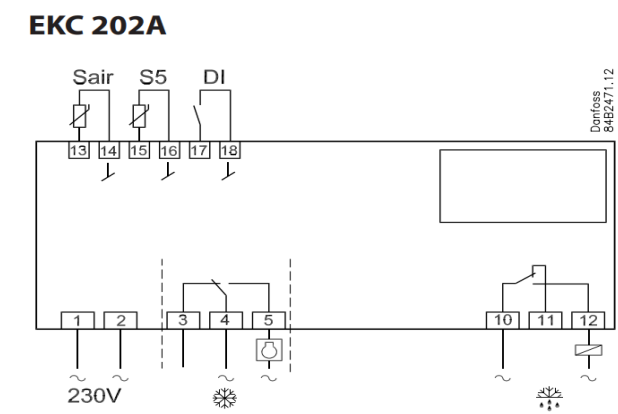
4.4.2 Selección de Componentes del Circuito de Control.

4.4.2.1 Selección del Controlador.

De acuerdo al diseño de módulo del sistema de refrigeración, el controlador requerido no necesita de muchas funciones, por lo cual se seleccionó el modelo EKC 202A⁶³ de Danfoss, es el modelo más básico de la gamma que posee Danfoss y adecuado a las necesidades de nuestro diseño.

En la siguiente imagen se puede observar sus entradas y salidas, de las cuales posee 3 entradas para los sensores de temperatura de la cámara a refrigerar y del evaporador para la función de descarche, además de sus entradas de alimentación con los números 1, 3, 10. Por otro lado, las salidas 4 y 5 son para el apagado automático del equipo de refrigeración cuando éste llega a la temperatura configurada en el controlador, y las salidas 11 y 12 son para la activación del desescarche del evaporador, el cual puede ser por resistencia o por vapor caliente.

Figura 31. Diagrama de conexiones eléctricas del controlador⁶⁴



Para mayor detalle del controlador mencionado, sus datos técnicos se encuentran en el anexo 13.

⁶³ <https://assets.danfoss.com/documents/DOC000086427338/DOC000086427338.pdf>

⁶⁴ <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/RS8DZ605.pdf>

4.4.2.2 Selección de Presostatos.

Por ser un panel didáctico el equipo se trabajará a diferentes condiciones, variaciones de cantidad de refrigerante entre otros, pudiendo causar caídas de presión en la entrada del compresor, como también presiones excesivas en la descarga del compresor. Por los motivos mencionados, para una mayor protección del compresor entorno a las presiones de funcionamiento se usará un presostato del tipo de doble control de presión tanto en la línea de absorción como de descarga.

El presostato seleccionado será de modelo KP15A, adecuado para el refrigerante R134A, con un rango de presiones de -0.2 a 7.5 y de 8 a 32 bar para las líneas de absorción y descarga respectivamente. El rearme o reset es automático para la línea de absorción y manual para la línea de descarga.

Los datos técnicos del presostato seleccionado se encuentran en el anexo 14.

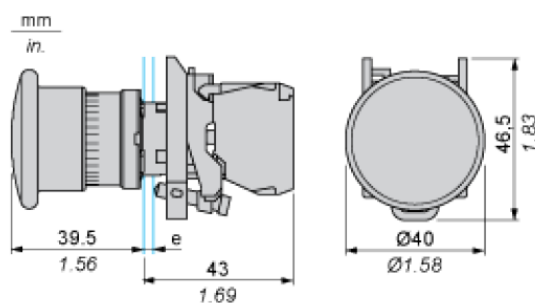
4.4.2.3 Selección de Válvula Solenoide.

De acuerdo a las condiciones de funcionamiento del sistema de refrigeración para refrigerante R134A se seleccionó la válvula solenoide del tipo EVR3 v2. Los datos técnicos de la válvula solenoide seleccionada se encuentra en el anexo 15.

4.4.2.4 Selección Botón de Emergencia.

Se seleccionó el botón de paro de emergencia Harmony XB4 tipo hongo de cabeza estándar.

Figura 32. Botón paro de emergencia⁶⁵

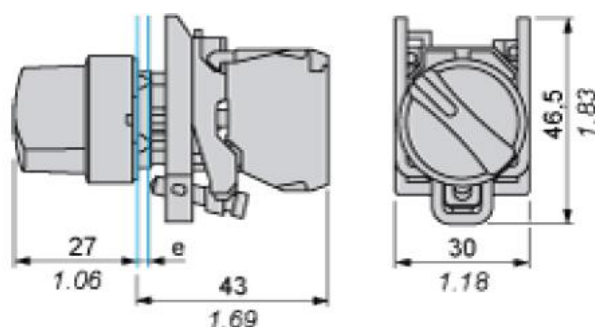


El detalle técnico se encuentra en el anexo 16.

4.4.2.5 Selección de Selector ON/OFF.

Se seleccionaron dos selectores de \varnothing 22 diámetro, 2 posiciones fijas, 1 contacto NA.

Figura 33. Selector ON/OFF⁶⁶



El detalle técnico se encuentra en el anexo 17.

4.4.2.6 Selección de señalizadores piloto.

Se seleccionaron señalizadores piloto led de diámetro de 22mm base BA 9s, de terminal tipo tornillo, 4 unidades de colores verde, amarillo, rojo y anaranjado. El detalle técnico se encuentra en el anexo 18.

⁶⁵ https://download.schneider-electric.com/files?p_File_Name=XB4BS8442_DATASHEET_WW_en-WW.pdf&p_Reference=XB4BS8442_DATASHEET

⁶⁶ https://download.schneider-electric.com/files?p_File_Name=XB4BD21_DATASHEET_WW_en-WW.pdf&p_Reference=XB4BD21_DATASHEET

4.4.3 Selección de Componentes del Circuito de fuerza.

4.4.3.1 Selección de Llave Térmica.

Para la selección de la llave térmica o disyuntor termomagnético se tomará en cuenta las siguientes consideraciones.

Consideraciones

- Voltaje de trabajo: $V_n = 220 \text{ V}$.
- # Polos: 2 polos.
- Curva de disparo: Tipo C.

Cargas de corriente

- Compresor: $LRA = 14.5A$; $RLA = 3.6A$
- Condensador: $RLA = 0.8A$

El dato del RLA del condensador se calculó aplicando la fórmula de potencia activa para cargas monofásicas, considerando un factor de potencia de 0.9. Al sumar las cargas de los motores mencionados obtenemos la carga que experimenta el sistema como:

- $RLA_{\text{sistema}} = 4.4A$
- $LRA_{\text{sistema}} = 15.3A$

Cálculos

Intensidad nominal " I_{nom} "

$$I_{nom} = 1.25 \times RLA_{\text{sistema}} \quad (50)$$


$$I_{nom} = 1.25 \times (4.4)$$

$$I_{nom} = 5.5A$$

Selección

Del catálogo de Schneider Electric se seleccionó un disyuntor con corriente nominal inmediata superior a la calculada del sistema.

Tabla 23. Datos de selección de llave térmica Schneider⁶⁷

2	1	24331	A9F74201
	2	24332	A9F74202
	3	24333	A9F74203
	4	24334	A9F74204
	6	24335	A9F74206
	10	24336	A9F74210
	16	24337	A9F74216
	20	24338	A9F74220
	25	24339	A9F74225
	32	24340	A9F74232
	40	24341	A9F74240
	50	24342	A9F74250
	63	24343	A9F74263
			

A9F74220

De la imagen mostrada se elige el disyuntor con corriente nominal de 6A. Por ser un disyuntor de curva tipo C su disparo magnético ocurre entre 5 y 10 veces la corriente nominal. Por lo tanto:

$$5 \times I_n = 30A$$

$$\therefore 30A > LRA_{\text{sistema}}$$

Por lo cual no habrá problemas al arranque del compresor.

Por lo tanto, el disyuntor a usar será:

- Interruptor automático iC60N- 2P.
- Voltaje nominal: 220V.
- Corriente nominal: 6A.
- Curva de disparo tipo C.

Los detalles técnicos del disyuntor seleccionado se encuentran en el anexo 19.

⁶⁷ (Schneider Electric, n.d.)

4.4.3.2 Selección Interruptor Diferencial

Consideraciones

- $V_n = 220V$.
- # Polos: 2 polos.
- $I_{\text{disyuntor}} = 6A$
- Sensibilidad: 30mA.

Selección


De los productos disponibles por Schneider se selecciona el interruptor diferencial Acti9 2x25A con sensibilidad de 30mA. Los detalles técnicos del interruptor diferencial seleccionado se muestran en el anexo 20.

4.4.3.3 Selección de Contactor

Debido a la baja intensidad de corriente en el sistema se seleccionó el contactor LC1D09, contactor tripolar de capacidad de corriente de empleo de 9A.

Tabla 24. Datos de selección de contactor Schneider⁶⁸

LC2D...



LC1D...

Potencias normalizadas de los motores trifásicos 50/60 Hz. en AC-3		Corriente asignada de empleo en AC-3	Contactos auxiliares integrados	Referencia a ordenar
kW (CP)	kW (CP)			
220 V	440 V			
Contactores magnéticos tripolares CA con terminales atornillables				
2.2 (3)	4 (5.5)	9	1NA-1NC	LC1D09**
3 (3)	5.5 (7.5)	12	1NA-1NC	LC1D12**
4 (5.5)	9 (12)	18	1NA-1NC	LC1D18**
5.5 (7.5)	11 (15)	25	1NA-1NC	LC1D25**
7.5 (7.5)	11 (15)	32	1NA-1NC	LC1D32**
9 (10)	18.5 (25)	38	1NA-1NC	LC1D38**
11 (15)	22 (30)	40	1NA-1NC	LC1D40A**
15 (20)	30 (40)	50	1NA-1NC	LC1D50A**
18.5 (25)	37 (50)	65	1NA-1NC	LC1D65A**
22 (30)	45 (60)	80	1NA-1NC	LC1D80**
25 (33)	45 (60)	95	1NA-1NC	LC1D95**
30 (40)	59 (80)	115	1NA-1NC	LC1D115**
40 (55)	80 (100)	150	1NA-1NC	LC1D150**

Los detalles técnicos del contactor seleccionado se muestran en el anexo 21.

⁶⁸ (Schneider Electric, n.d.)

4.4.3.4 Selección de Relé Térmico.

Debido que la corriente de trabajo del ventilador es de bajo amperaje, en la configuración del circuito de fuerza se ha ubicado en paralelo al compresor.

Teniendo en cuenta la suma del amperaje de consumo del compresor y el ventilador del evaporador:

$$RLA_{\text{sistema}} = 4.4A$$

Se procede a la selección del relé térmico

Tabla 25. Datos de selección de relé térmico⁶⁹

Rango de ajuste de ajuste de disparo térmico (A)	Para montaje abajo del contactor LC1D	Referencia a ordenar
Rearme manual o automático (no compatibles con la serie d2)		
Disparo Clase 10		
0.63-1.0	D09---D38	LRD05
1.0-1.6	D09...D38	LRD06
1.6-2.5	D09...D38	LRD07
2.5-4.0	D09...D38	LRD08
4.0-6.3	D09...D38	LRD10
5.5-8.0	D09...D38	LRD12
7.0-10.0	D09...D38	LRD14
9.0-13.0	D12...D30	LRD16
12.0-18.0	D18---D38	LRD21
17.0-25.0	D25...D38	LRD22
23.0-32.0	D25...D38	LRD32
28.0-36.0	D32...D38	LRD35
17.0-25.0	D40A...D65A	LRD325
23.0-32.0	D40A...D65A	LRD332
30.0-40.0	D40A...D65A	LRD340
37.0-50.0	D50A...D95A	LRD350
48.0-65.0	D50A...D95A	LRD365
55.0-70.0	D50...D95	LRD3361

Del catálogo proporcionado por Schneider Electric se seleccionó el relé térmico tipo LRD10 con un rango de ajuste de disparo térmico de 4 a 6.3 A. Los detalles técnicos del relé térmico seleccionado se muestran en el anexo 22.

⁶⁹ (Schneider Electric, n.d.)

4.4.4 Conductores y otros

4.4.4.1 Selección Conductores

Circuito de Fuerza

Del cálculo para la selección del disyuntor obtuvimos:

$$I_{nom} = 5.53A$$

De la tabla de conductores proporcionada por INDECO se seleccionó el CORDÓN NTL 3X 2.5 mm², el cual es el área mínima aceptable para circuitos de fuerza (Grupo Editorial Megabyte, 2014). Los datos técnicos se encuentran en el anexo 23.

Circuito de Control

De acuerdo a los datos técnicos proporcionados por el controlador seleccionado EKC202A, para la alimentación del controlador y de los relés de funcionamiento, el área máxima del conductor es de 1.5 mm². Según el CNE utilización 030-002 el valor del área es aceptable para sistemas de control. (Grupo Editorial Megabyte, 2014)

De tal manera se seleccionó el conductor NTL 2x 1.5mm². Los datos técnicos del conductor se encuentran en el anexo 23.

4.4.4.2 Selección de Tablero de Distribución

Según los componentes de control a usar:

- 01 und. IT iC60N- 2x6A.
- 01 und. ID Acti9 2x25A, 30mA.
- 01 und. LC1D09 3x9A.
- 01 und. Reserva.

De acuerdo al número de llaves se selecciona un tablero de distribución metálico de 8 polos.

Tabla 26. Ficha técnica de tablero de distribución⁷⁰

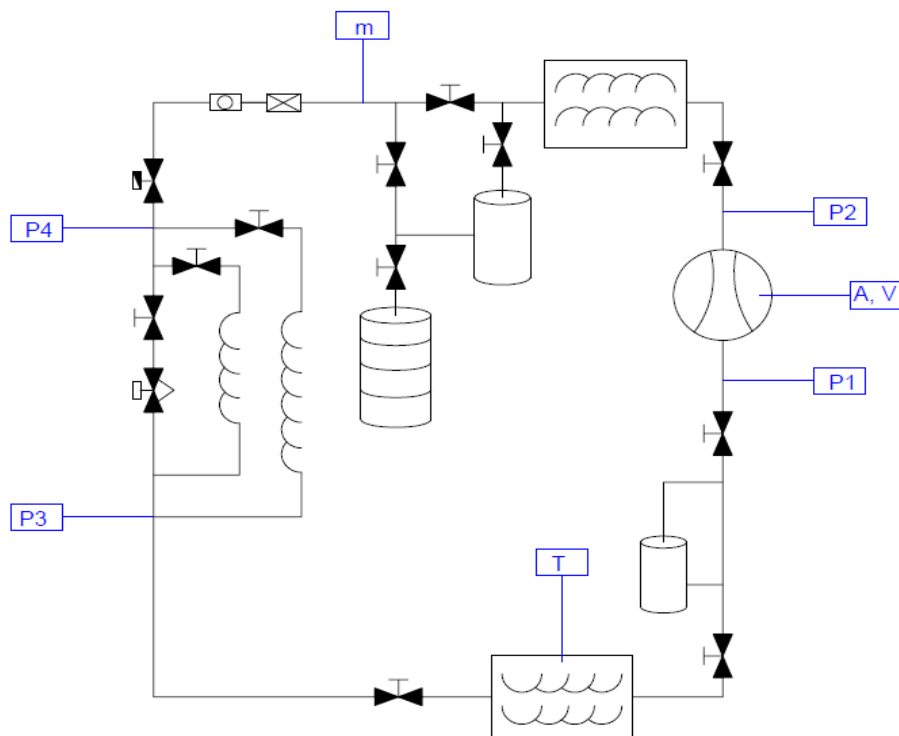
Ficha técnica

Modelo	Riel-Din	Tipo	Tablero
Ancho (Cm)	19 cm	Profundidad (Cm)	9 cm
Alto (Cm)	22.5 cm	Material	Metal
Color	Beige	Características	Tablero empotrable diseñado para el montaje de interruptores térmicos y diferenciales tipo RIEL-DIN, material metálico recubierto de esmalte electrolítico, puerta con llave y de apertura horizontal, también tiene una señalización de riesgo eléctrico, además cuenta con un grado de protección a impactos.
Observaciones	Tablero de distribución tipo RIEL-DIN de uso general, diseñado para hasta 8 polos para interruptores monofásicos o trifásicos.	Recomendación de instalación	Usar las herramientas adecuadas para la instalación.
Marca	Jormen	Peso	1.70 kg
Advertencia de uso	Mantener fuera del alcance de los niños.	Capacidad	8 polos
Recomendaciones de uso	Se utiliza en redes de distribución de baja tensión para fuentes de alimentación.	Incluye	2 Llaves

4.5 Lectura de Datos

4.5.1 Ubicación de los Medidores

Figura 34. Diagrama de ubicación de los medidores en el sistema de refrigeración⁷¹



⁷⁰ <https://www.promart.pe/tablero-riel-8p-0-9-mm/p>

⁷¹ Fuente: Elaboración propia

4.5.2 Selección de Componentes

Lectura de Voltaje y Amperaje

Se usará un Led Digital Display AC para la lectura de voltaje y amperaje, con rangos de medición de 0 a 300V y amperaje de 10A.

Lectura de flujo másico

Se requerirá un medidor con capacidad de medir flujos másicos mayores a 14kg/h.

Lectura de Presiones

En las posiciones P1, P2, P3 y P4, se medirán las presiones de funcionamiento el sistema, de las cuales las posiciones P1 y P3 serán de baja presión (2.4 bar) y las posiciones P2 y P4 serán de alta presión (11.6 bar). De acuerdo a los requerimientos se usará dos unidades de Manifold⁷² de las características:

- Para refrigerante R 134A.
- 2 manómetros cada uno (0-120 psi y 0-500 psi).

Lectura de Temperatura

El sensor de temperatura estará ubicado en la zona a refrigerar, este será conectado al controlador EKC 202A el cual ha sido seleccionado. De los sensores compatibles al controlador EKC 202A se seleccionó el sensor EKS 211 con las características

- Resistencia: 5000ohm.
- Rango de temperatura de medición: -40 a 80°C.
- Tipo de sensor: NTC.

Los datos técnicos del conductor se encuentran en el anexo 24.

⁷² <https://manuals.harborfreight.com/manuals/60000-60999/60806.pdf>

4.6 Manual de Uso del Panel Diseñado

4.6.1 Introducción

El presente manual tiene el fin de servir como guía en el proceso de montaje, puesta en marcha, uso y modos de trabajo del panel didáctico diseñado propuesto para el laboratorio de procesos industriales de la FIME de la UNPRG. Los puntos mencionados fueron tomados del manual del equipo XM de desinfección física de la empresa XEMA GALICIA MEDIOAMBIENTE SL como guía para la estructura del manual presente. (XEMA GALICIA MEDIOAMBIENTE SL, n.d.). Las tablas 34 y 35 nos muestra las características y especificaciones técnicas del panel diseñado, mientras que las imágenes 20, 21, 30 y 34 muestra su distribución y circuitos respectivos.

El panel diseñado nos permite evaluar el funcionamiento del sistema de refrigeración ante diferentes condiciones de trabajo, mediante los cambios en el sistema de expansión, sobre llenado y sub llenado del refrigerante, uso de recibidores y variaciones de la carga a refrigerar. El grupo de medidores encontrados en el sistema nos muestra los valores de presiones, temperatura, flujo másico, amperaje y voltaje, necesarios para la evaluación del COP, la capacidad frigorífica, potencia del compresor, estados principales del ciclo de refrigeración, visualización y funcionamiento de los componentes.

4.6.2 Responsabilidad

El autor no se responsabiliza por el mal uso o montaje del diseño mencionado, toda actividad referente al panel deberá ser supervisado por un ingeniero mecánico electricista.

Los costos detallados en la tabla 27 a la 32 son referenciados a la suma de precios individuales de los equipos del sistema diseñado, por lo cual la entidad que desee ejecutarla deberá cubrir con gastos adicionales del montaje.

La entidad dispuesta a ejecutar el diseño presente tendrá que adecuarlo a sus condiciones de seguridad adicionales a las que se han considerado.

4.6.3 Descripción General del Equipo

Se define como panel didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor al equipo conformado por un sistema de refrigeración aplicado al uso educativo.

El equipo está constituido principalmente por un compresor, un condensador, un evaporador, sistemas de expansión, medidores y equipos de protección. Además, cuenta con selectores, botones e indicadores para una operación simple y segura del sistema y de los estudiantes.

4.6.4 Consideraciones para la Adquisición del Equipo

Se debe considerar el espacio requerido para la ubicación del equipo y el ambiente con las dimensiones adecuadas para la cantidad de refrigerante a usar de acuerdo a los niveles de toxicidad permitida en las personas (INTARCON, n.d.). Además de una ventilación adecuada debido al calor expulsado por el condensador.

Por otra parte, se deberá contar con una alimentación eléctrica monofásica de 220V y 60Hz con línea de desfogue a tierra.

4.6.5 Montaje del Equipo

En este punto se describirá los puntos importantes del proceso de montaje del tablero en sí, mas no del armado de la base que lo soporte.

➤ **Instalación de Tuberías:**

En el proceso de instalación de tuberías para su corte deberá realizarse con las herramientas adecuadas como los cortatubos o serradas evitando dejar viruta de cobre en el interior de la tubería cortada, para su soldado es recomendable limpiar los extremos a soldar con un cepillo especial y seguidamente aplicar la materia fundente (si es que la soldadura es de plata) para proceder a soldar. (Danfoss, n.d.)

➤ **Conexión de Compresor:**

La conexión de la tubería a la entrada del compresor será con un ángulo de 20°, mientras que en la salida de este con un ángulo de 0°. Su conexión será mediante soldadura.

➤ **Montaje de Tablero:**

El tablero del sistema de control del panel será ubicado detrás de este, mientras que los selectores, botón de paro e indicadores serán ubicados en la cara principal del tablero, indicado en la figura 21.

➤ **Fijación de la zona a refrigerar:**

Se recomienda que estructura de melamina RH de la zona a refrigerar sea fijada a la plancha de melamina mediante bases metálicas para un mejor soporte. La figura 22 detalla los materiales de la zona a refrigerar.

4.6.6 Descripción de la Puesta en Servicio

Para un correcto funcionamiento del equipo y evitar su deterioro, obstrucciones entre otros problemas frecuentes se recomienda los siguientes procedimientos al iniciar su funcionamiento.

➤ **Guardar Refrigerante:**

Cuando el equipo se encuentra en funcionamiento el flujo de refrigerante viaja a través de todo el sistema, cuando se realiza mantenimiento normalmente esta cantidad de refrigerante se escapa al ambiente. Para no perder el refrigerante en uso se deberá abrir la válvula del acumulador de refrigerante (con el compresor en funcionamiento) y cerrar la válvula del circuito de refrigeración cortando el paso del refrigerante en el sistema, de tal manera que el compresor dirige el flujo refrigerante dentro del acumulador guardándolo para su uso, después de haber realizado el mantenimiento del equipo.

➤ **Proceso de vacío en el sistema:**

En el proceso de montaje o mantenimiento del equipo ingresa el aire del ambiente a nuestro sistema, presentando humedad dentro de las tuberías y mezclándose con el refrigerante. Dicha presencia de humedad puede causar obstrucciones en los dispositivos de expansión, es por ello la necesidad de realizar el proceso de vacío en el sistema usando una bomba de vacío para retirar toda la humedad presente.

➤ **Carga del Refrigerante:**

Realizado el proceso de vacío en el sistema se procede a la carga del refrigerante, para realizar la carga es necesario primero llenar el acumulador de refrigerante. Se iniciará prendiendo el sistema, con fin que el compresor empiece a producir la diferencia de presiones, inmediatamente después se empezará a abrir lentamente la válvula del acumulador de refrigerante para que lo vaya inyectando. Para saber el momento en que debemos cerrar la válvula del acumulador debemos guiarnos en la presión de succión de nuestro sistema, la cual deberá tener un valor cercano a 242 KPa.

➤ **Prueba de Fugas:**

Para determinar la existencia de fugas se deberá tomar en cuenta la presión leída por el vacuómetro (en la línea de succión). Si existiera fuga de refrigerante, el sistema presentaría una caída de presión.

4.6.7 Descripción de los Dispositivos de Manejo Seleccionados

Se detalla la cantidad de dispositivos seleccionados en el sistema de refrigeración y el rol que cumplen.

4.6.7.1 Dispositivos para el control del sistema:

➤ **Presostatos**

Usados para la protección del equipo compresor, cuando registran presiones fuera del rango establecido mandan una señal para desenergizar el compresor.

- 1 unidad de presostato, llamado presostato de baja, ubicado en la entrada del compresor, manda señal de apagar el compresor al detectar presiones muy bajas.
- 1 unidad de presostato, llamado presostato de alta, ubicado en la salida del compresor, manda señal de apagar el compresor al detectar presiones muy altas.

➤ **Válvula Solenoide**

1 unidad ubicada antes de la VET, mediante una señal, de un pulsador, se desenergiza para cerrar el paso del refrigerante. Al bloquear el refrigerante disminuye la presión, reaccionando el presostato de baja apagando el compresor.

➤ **Controlador**

Con gran variedad de funcionalidades, en el diseño serán usadas las funciones de medición de temperatura del agua, regulación de la temperatura de refrigeración y apagado automático del sistema.

4.6.7.2 Botones, Selectores, Señalizadores y otros:

➤ **Botón de parada de emergencia**

Al pulsarlo desenergiza completamente el sistema, es un apagado forzado. Cantidad 1 botón.

➤ **Selector de solenoide**

1 selector ON/OFF; desactiva la señal para el funcionamiento de la válvula solenoide, la cual al desactivarse bloquea el flujo del refrigerante.

➤ **Selector activador del sistema de control**

1 selector ON/OFF; en la selección off desactiva el sistema de control, ofreciendo la seguridad de los técnicos al realizar mantenimiento a los equipos.

➤ **Señalizadores led**

- Indicador el estado del compresor, encendido o apagado.
- Indicador cuando el equipo se apaga por acción del presostato de baja, esto ocurre cuando se desactiva la válvula solenoide o cuando existe un problema por fuga.
- Indicador cuando el equipo se apaga por acción del presostato de alta, cuando la presión de la línea de descarga es demasiado alta.
- Indiciador cuando se desactiva la válvula solenoide.

➤ Válvulas Manuales

Las válvulas manuales serán usadas para seccionar las partes del sistema de refrigeración, tanto para variar sus condiciones de funcionamiento como para el proceso de mantenimiento, en esto último es necesario para evitar el escape del gas refrigerante cuando se requiera revisar una parte del equipo.

- 2 válvulas para seccionar el equipo evaporador.
- 1 válvulas para seccionar el equipo condensador.
- 2 válvulas para seccionar el equipo compresor.
- 2 válvulas para seccionar el recibidor que se encuentra después del condensador.
- 1 válvula para seccionar el almacenador de refrigerante.
- 3 válvulas para seccionar los diferentes dispositivos de expansión (VET y tubos capilares).

Según requerimientos del diseño se necesitan 11 válvulas manuales.

4.6.7.3 Dispositivos de Medición del sistema

Los medidores presentes en el sistema son:

- 2 manifold conformados por 2 manómetros cada uno para medición en la entrada y salida del compresor y los dispositivos de expansión.
- 1 sensor de temperatura de la zona de refrigeración.
- 1 lector LCD para lectura de voltaje y amperaje del compresor.
- 1 medidor de flujo másico en el sistema.

4.6.8 Funcionamiento del Sistema de Control

El sistema de control diseñado mostrado en la figura 30, tendrá los siguientes procedimientos de uso.

➤ Al apagar el equipo frigorífico

Cuando se requiera deshabilitar el sistema se deberá realizar los siguientes pasos:

- Apagar la válvula solenoide, para ello se deberá mover el selector SOLENOIDE a la posición OFF.
- Apagar el funcionamiento del sistema de control, para ello se deberá mover el selector SISTEMA a la posición OFF.
- Por último, se deberá presionar el botón DE PARADA DE EMERGENCIA.

➤ Al encender el equipo frigorífico

Cuando se requiera habilitar el sistema se deberá realizar los siguientes pasos:

- Alzar el botón PARADA DE EMERGENCIA.
- Activar el funcionamiento del sistema de control, para ello se deberá mover el selector SISTEMA a la posición ON.
- Activar la válvula solenoide, para ello se deberá mover el selector SOLENOIDE a la posición ON.

➤ Paro de emergencia

Para sucesos imprevistos que se requiera una des habilitación directa y completa del sistema frigorífico se tendrá que presionar el botón PARADA DE EMERGENCIA. Que cortará la alimentación completa del sistema.

➤ **Apagado por temperatura límite**

Cuando el agua a refrigerar llegue a la temperatura configurada, en este caso 0°C, mediante un sensor esta temperatura será detectada y un controlador mandará la señal a la válvula solenoide para su desactivación y bloqueo del flujo refrigerante lo que causará una caída de presión siguiendo la reacción del presostato de baja, finalizando con el apagado del equipo de refrigeración.

4.6.9 Advertencias de uso

El controlador EKC 202A no deberá ser manipulado por los estudiantes pues podrían desconfigurarlo. El docente del laboratorio que desee manipular el controlador deberá conocer su manejo, dicha información la podrá encontrar en la página de Danfoss.⁷³

El receptor de succión deberá usarse siempre en el sistema, debido a que protege al compresor de la entrada de refrigerante en fase líquida.

Los estudiantes y docentes que operen el equipo deberán usar protección en las manos, debido a que algunas partes del sistema se encuentran a temperaturas elevadas (un máximo de 45°C).

En el funcionamiento del compresor se deberá tener presente la corriente de trabajo de valor 3.6A la cual no es recomendable excederla, en caso exceda se deberá retirar carga de refrigerante pues el exceso de refrigerante produce una elevación en el amperaje del compresor.

El sistema de refrigeración deberá trabajar con el refrigerante 134A no se deberá reemplazar por otro refrigerante.

⁷³ <https://assets.danfoss.com/documents/DOC000086427338/DOC000086427338.pdf>

4.6.10 Procedimientos de Trabajo

Para los siguientes procedimientos de práctica se deberá considerar los procedimientos de uso del sistema de control mencionados en el punto 4.6.8 (Funcionamiento del sistema de control). A continuación, se mencionarán 3 procedimientos que se podrán realizar en el panel didáctico diseñado.

➤ Procedimiento 01:

En este procedimiento de práctica, se trabajará con la cantidad de flujo refrigerante calculado en el diseño, con los cambios de las condiciones de trabajo de acuerdo al tipo de dispositivo de expansión a usar. El estudiante podrá visualizar los cambios de los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración cuando es usado una VET o un tubo capilar.

- Insertar la cantidad de refrigerante necesaria para llegar al valor de flujo másico de 13.7 kg/h.
- Cambiar los diferentes dispositivos de expansión en el equipo.
- Verificar los indicadores led de funcionamiento del sistema si presenta algún cambio.
- Revisar el visor ubicado en la línea de líquido.
- Analizar el cambio de los parámetros de funcionamiento mostrados en los medidores del panel.
- Calcular la potencia frigorífica, la potencia del compresor y el COP del sistema de refrigeración.
- Determinar los estados del sistema de refrigeración.
- Ubicarlos en el diagrama de Mollier del refrigerante R134A.

➤ Procedimiento 02:

En este procedimiento de práctica, se trabajará con la cantidad de flujo refrigerante mayor al calculado en el diseño, con los cambios de las condiciones de trabajo de acuerdo al tipo de dispositivo de expansión a usar. El estudiante podrá visualizar los cambios de los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración cuando existe un sobrellenado de refrigerante en el sistema.

- Del acumulador permitir el ingreso al sistema de refrigerante con fin de superar el valor de flujo másico de 13.7 kg/h.
- Evaluar los cambios presentes por cada dispositivo de expansión del sistema.
- Revisar el estado del flujo refrigerante mediante el visor, si presenta un proceso de vaporización.
- Analizar el cambio de los parámetros de funcionamiento mostrados en los medidores del panel.
- Calcular la potencia frigorífica, la potencia del compresor y el COP del sistema de refrigeración.
- Determinar los estados del sistema de refrigeración.
- Ubicarlos en el diagrama de Mollier del refrigerante R134A.
- Verificar los indicadores led de funcionamiento del sistema si presenta algún cambio por falla en el sistema.

➤ Procedimiento 03:

En este procedimiento de práctica, se trabajará con la cantidad de flujo refrigerante menor al calculado en el diseño, con los cambios de las condiciones de trabajo de acuerdo al tipo de dispositivo de expansión a usar. El estudiante podrá visualizar los

cambios de los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración cuando existe un subllenado de refrigerante en el sistema.

- Reducir la cantidad de refrigerante con fin de disminuir el valor de flujo másico de 13.7 kg/h.
- Evaluar los cambios presentes por cada dispositivo de expansión del sistema.
- Revisar el estado del flujo refrigerante mediante el visor, si presenta un proceso de vaporización.
- Analizar el cambio de los parámetros de funcionamiento mostrados en los medidores del panel.
- Calcular la potencia frigorífica, la potencia del compresor y el COP del sistema de refrigeración.
- Determinar los estados del sistema de refrigeración.
- Ubicarlos en el diagrama de Mollier del refrigerante R134A.
- Verificar los indicadores led de funcionamiento del sistema si presenta algún cambio por falla en el sistema.

4.7 Costo del Diseño

El detalle del costo de los componentes se mostrará en las siguientes tablas, seccionando cada tabla de acuerdo a la función que cumplen los componentes agrupados.

Tabla 27. Costos de los equipos de frío⁷⁴

Equipos de Frío				
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)
Compresor Alternativo Danfoss GL 90MG	1	und	297	297
Tubería de Evaporador ANSI 5/16: Material de cobre, 2m longitud	1	Gbl	50	50
Condensador SB-72 Thermocoil	1	und	260	260
Válvula de Expansión T2-OX Danfoss	1	und	178	178
Tubo Capilar 0.055, 1.52 m	1	Gbl	14	14
Tubo Capilar 0.05, 0.95 m	1	Gbl	12	12
Refrigerante R134A	3	Kg	45	135
			TOTAL, S/.	896

⁷⁴ Fuente: Elaboración propia

Tabla 28. Costos de tuberías y accesorios⁷⁵

Tuberías y Accesorios				
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)
Tubería ANSI ¼	3.5	m	4.4	15.4
Tubería ANSI 5/16	2	m	5	10
Codo 90° ANSI 5/16	8	und	2.5	20
Codo 90° ANSI ¼	14	und	2.5	35
Uniones T ANSI 1/4	6	und	2	12
Manga de Arma Flex para tubería 5/16	2	m	3	6
Válvula Manual BML 6s	11	und	20	220
Válvula de Servicio	6	und	2.5	15
Recibidor de Línea de Succión	1	und	15	15
Recibidor de Línea de Descarga LCB-1.2L	1	und	140	140
Acumulador XMK-333	1	und	180	180
Filtro Secador DCL 032/032s	1	und	35	35
Visor SGP 6s	1	und	72	72
Madera Melamine RH, 0.62m2	1	Glb	52	52
Madera Melamine, 1.73m2	1	Glb	58	58
			TOTAL, S/.	885.4

⁷⁵ Fuente: Elaboración propia

Tabla 29. Costo de componentes del sistema de protección y control⁷⁶

Sistema de Protección y Control					
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)	
Controlador EKC 202A	1	und	140	140	
Presostato doble control de presión KP15 A	1	und	215	180	
Válvula Solenoide EVR3 v2	1	und	135	135	
Botón Paro de Emergencia Harmony XB4	1	und	18	18	
Selector ON/OFF	2	und	18	36	
Señalizadores piloto	4	und	5	20	
Conductor Portátil NLT 2x1.5 mm2	3	m	3	9	
			TOTAL, S/.	538	

Tabla 30. Costo de los equipos del sistema de alimentación⁷⁷

Sistema de Alimentación				
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)
Llave Térmica iC60N-2x6A Schneider	1	und	55	55
Interruptor Diferencial Acti9 2x25A, 30mA	1	und	120	43
Contactor LC1D09 3x9A	1	und	60	60
Relé Térmico LRD10 3x4-6.3 A	1	und	170	154
Conductor Portátil NLT 3x2.5 mm2	5	m	3.54	17.7
Tablero de Distribución Metálico 8 polos	1	und	30	30
			TOTAL, S/.	359.7

⁷⁶ Fuente: Elaboración propia

⁷⁷ Fuente: Elaboración propia

Tabla 31. Costo de los equipos de medición del sistema de refrigeración⁷⁸

Equipos de Medición				
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)
Led Digital AC 0-300v, 0-10^a	1	und	35	35
Manifold para R134A, 0-120psi y 0-500 psi)	2	und	125	120
Sensor NTC EKS211	1	und	10	10
Medidor de Flujo Másico	1	Und	50	50
			TOTAL, S/.	215

En la siguiente tabla se suman los costos calculados en las tablas anteriores, obteniendo el costo total del equipo diseñado.

Tabla 32. Costo total del panel didáctico del sistema de refrigeración por compresión de vapor⁷⁹

Costo Total				
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)
Equipos de Frío	1	Glb	946	946
Tuberías y Accesorios	1	Glb	885.4	885.4
Sistema de Protección y Control	1	Glb	538	538
Sistema de Alimentación	1	Glb	359.7	359.7
Equipos de Medición	1	Glb	165	215
			TOTAL, S/.	2944.1

De la tabla 32 se ha considerado la suma de los costos de los equipos que conforman el panel didáctico diseñado mas **no el costo de montaje**, por lo cual deberá considerarse un valor adicional al total calculado.

⁷⁸ Fuente: Elaboración propia

⁷⁹ Fuente: Elaboración propia

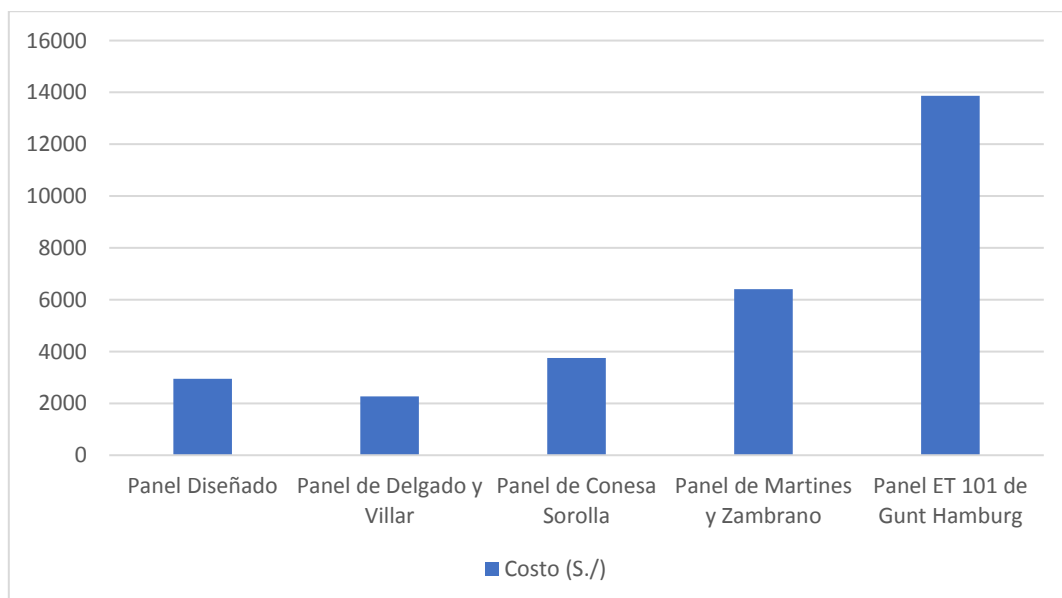
4.7.1 Comparación de Costos de Paneles

El costo del panel diseñado será comparado a los paneles mencionados en los antecedentes de la presente tesis, tal relación es mostrada en la siguiente tabla.

Tabla 33. Relación de costos de Paneles Didácticos⁸⁰

Paneles Didácticos de Sistema de Refrigeración	
Referencia	Precio (S./)
Panel Diseñado	2944.1
Panel de Delgado y Villar	2269.8
Panel de Conesa Sorolla	3750.29
Panel de Martines y Zambrano	6405.82
Panel ET 101 de Gunt Hamburg	13 866.18
Panel ET 350 de Gunt Hamburg	56 302
Panel ET 411C de Gunt Hamburg	83 419

Figura 35. Diseño de Panel vs Costo (Grafica de barras)⁸¹



⁸⁰ Fuente: Elaboración propia

⁸¹ Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

5.1 Resultado en Tablas y Gráficos

5.1.1 Datos del Panel Didáctico Diseñado.

En la siguiente tabla se muestra las características generales del panel didáctico del sistema de refrigeración propuesto en el diseño.

Tabla 34. Características generales del panel didáctico⁸²

Características del Panel Didáctico	
Material del marco	Tablero de melamina
Material Cámara Refrigeración	Madera melamina RH
Manejo de componentes	Componentes fijos
Variación de condiciones de funcionamiento	Mediante válvulas manuales y controlador de temperatura
Unión de los componentes	Soldadura ANSI
Tipo de Alimentación	Monofásica
Verificación de parámetros de funcionamiento	Mediante manómetros y controlador de temperatura
Tipo del sistema de refrigeración	Por compresión de vapor
De acuerdo a la refrigeración	No congelado
Etapas de Compresión	Una etapa
Producto a refrigerar	Agua
Refrigerante	R 134A
Compresor	Hermético de Media temperatura
Aceite de Compresor	POE
Sistemas de expansión	1 VET y 2 tubos Capilares

⁸² Fuente: Elaboración propia

En la tabla siguiente tenemos los parámetros principales tomados del diseño y del proceso de funcionamiento del sistema de refrigeración.

Tabla 35. Parámetros de funcionamiento del panel didáctico⁸³

Parámetros del Equipo Diseñado		
Descripción	Detalle	und
Dimensiones del Panel (largo, alto y ancho)	1.5x 1.65x 0.4	m
Dimensiones Cámara Refrigeración	36.8 x 36.8 x 37	cm
Voltaje de Funcionamiento	220	V
Frecuencia	60	Hz
Efecto de Refrigeración	543.5	W
Flujo másico refrigerante	13.53	kg/h
Volumen Agua a Refrigerar	15	L
Presión de Alta	2.4	bar
Presión de Baja	11.6	bar
Temperatura de Diseño	30	°C
Temperatura a Refrigerar	0	°C
Temperatura del Evaporador	-5	°C
Temperatura del Condensador	45	°C
Carga del Compresor	182	W

⁸³ Fuente: Elaboración propia

5.1.2 Características de Selección del Refrigerante R134A

Para la selección del refrigerante R134A se consideró su disponibilidad, costo y efecto en el medio ambiente y la salud humana.

Disponibilidad

El gas R134A es comúnmente usado en equipos grandes y pequeños, con gran disponibilidad de obtención en la región de Lambayeque y en distintos lugares del Perú. Cuenta con la facilidad de conseguir en cantidades al por mayor (tanques) y por menor (kg, balones).

Ambientales y Salud

Como todos los refrigerantes HFC, el refrigerante 134A no daña la capa de ozono (Potencial de Agotamiento de Ozono, ODP=0), pero si influye en el calentamiento global con un “*Potencial de Calentamiento Atmosférico de 1430 $\frac{Kg_{eq.CO2}}{kg_{refrigernate}}$* ” (Artaxo, y otros, 2007, pág. 212). En la siguiente tabla se muestra una comparación con los distintos refrigerantes existentes comparando su GWP y ODP, podemos observar las conveniencias ambientales del R134A frente a otros refrigerantes.

Tabla 36. Relación de GWP y ODP de los refrigerantes⁸⁴

Refrigerant	Ozone Depletion Potential (ODP)	Global Warming Potential (GWP)
R-11 Trichlorofluoromethane	1.0	4000
R-12 Dichlorodifluoromethane	1.0	2400
R-13 B1 Bromotrifluoromethane	10	
R-22 Chlorodifluoromethane	0.05	1700
R-32 Difluoromethane	0	650
R-113 Trichlorotrifluoroethane	0.8	4800
R-114 Dichlorotetrafluoroethane	1.0	3.9
R-123 Dichlorotrifluoroethane	0.02	0.02
R-124 Chlorotetrafluoroethane	0.02	620
R-125 Pentafluoroethane	0	3400
R-134a Tetrafluoroethane	0	1300
R-143a Trifluoroethane	0	4300
R-152a Difluoroethane	0	120
R-245a Pentafluoropropane	0	
R-401A (53% R-22, 34% R-124, 13% R-152a)	0.037	1100
R-401B (61% R-22, 28% R-124, 11% R-152a)	0.04	1200
R-402A (38% R-22, 60% R-125, 2% R-290)	0.02	2600
R-404A (44% R-125, 52% R-143a, R-134a)	0	3300
R-407A (20% R-32, 40% R-125, 40% R-134a)	0	2000
R-407C (23% R-32, 25% R-125, 52% R-134a)	0	1600
R-502 (48.8% R-22, 51.2% R-115)	0.283	4.1
R-507 (45% R-125, 55% R-143)	0	3300
R-717 Ammonia - NH ₃	0	0
R-718 Water - H ₂ O	0	
R-729 Air	0	
R-744 Carbon Dioxide - CO ₂		1*

En relación a su toxicidad e inflamabilidad el R134A es una sustancia de clase de seguridad A1 (baja toxicidad y no inflamable), sus envases deben ser almacenados en lugares frescos y ventilados lejos de focos de calor, sus vapores son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo (GASSERVEI, n.d.). De acuerdo a la normativa de seguridad EN 378:2017, para laboratorios sin salidas de emergencia con equipos compactos dentro del local, considerando las dimensiones del laboratorio de procesos industriales del edificio laboratorio de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (13x8x2,4 m), es permitido el uso máximo de 52.4 kg de refrigerante (INTARCON, n.d.), tales condiciones se muestran en la siguiente imagen.

⁸⁴ (The Engineering ToolBox, n.d.)

Figura 36. Límite de carga de R134A permitida en función de su toxicidad⁸⁵

Límite de carga de refrigerante

Tipología de local

local de acceso supervisado (oficinas, despachos, laboratorios...)

En plantas sin salidas de emergencia

frío industrial

Tipo de instalación:

Sistema frigorífico

sistema compacto o de grupo incorporado

Ubicación del compresor:
en local interior

Tipo de sistema:
solo refrigeración


Normativa de seguridad:
RSIF 2019 (EN 378:2017)

Área del local más pequeño:
104.0 m²

Altura del local más pequeño:
2.4 m

Volumen del local más pequeño:
249.6 m³

Ubicación del sistema:
1



Refrigerante primario

R134a

Clase de seguridad:
A1

Potencial de Calentamiento Atmosférico (GPCP AR4):
1430 kg_{eq.CO2}/kg

Límite de toxicidad:
0.25000 kg/m³

Límite de toxicidad:
0.21000 kg/m³

Límite de carga

Carga máxima de refrigerante:
52.42 kg

Limites de carga basados en la toxicidad del refrigerante, conforme a RSIF 2019 (F04-Apéndice 1, tabla A).

A partir de enero de 2022 se prohíbe la utilización de refrigerantes HFC con un PCA igual o superior a 150 en frigoríficos y congeladores para uso comercial.

⁸⁵ <https://intarcon.calcooling.com/#loadlimit>

Económicas

El costo del refrigerante seleccionado, según consultas realizadas a vendedores del gas R134A como InterFrio y BressCool ubicadas en la ciudad de Chiclayo, además de búsquedas por internet (Frio Importaciones), el precio promedio es de 45 soles por kilogramo y el balón a S/. 365 (con una cantidad de 13.6 kg).

5.2 Discusión de Resultados

En relación a los refrigerantes usados en los antecedentes, Álvarez y Reina (2009) usaron el refrigerante R22 por su gran poder calorífico, pero este tiene efecto en la destrucción de la capa de ozono, mientras que Martín y Zambrano (2011) usaron el R404A el cual es amigable al ambiente, pero por ser una mezcla zeotrópica tiene el problema de cambiar su composición de mezcla en procesos de mantenimiento, recarga y fugas. Nuestro equipo diseñado trabaja con el refrigerante R134A, éste al igual que el R404A son amigables al ambiente por no destruir la capa de ozono, a diferencia que el R134A es de fácil manejo por no ser una mezcla zeotrópica, por lo cual se considera una mejor opción como flujo de trabajo.

Para conocer la capacidad frigorífica del sistema se calculan las cargas de calor que intervienen, algunas de ellas dependen de la temperatura exterior en el ambiente, por ello para determinar la temperatura exterior, en nuestro diseño consideramos el procedimiento proporcionado por INIFED (2014), mientras que en los diseños mencionados en los antecedentes no consideran un procedimiento válido para hallar dicha temperatura.

En el diseño de un equipo es importante tener en cuenta sus condiciones de funcionamiento, para el evaporador en su proceso de cálculo transferencia de calor, es necesario conocer el coeficiente interno de transferencia por convección “ h_m ”.

Conesa Sorolla (2018) usa el valor de “hm” obtenido del estudio “Experimental study on heat transfer characteristics”, Martínez y Zambrano (2011) obtienen el valor de “hm” de la compañía Vileer Manufactory, mientras que en nuestro diseño hallamos el valor de “hm” mediante la ecuación de David y Davis proporcionada por Necati Özisik (1975). Como se puede apreciar los valores de “hm” de los diseños mencionados son más generales, mientras que en nuestro diseño al reemplazar los valores del estado en que se encuentra el flujo refrigerante en la fórmula mencionada logra un resultado más puntual.

Para el cálculo de la longitud del serpentín del evaporador sumergido en un recipiente de agua Conesa Sorolla (2018) considera una diferencia de temperaturas logarítmica, esta diferencia es usada para intercambiadores de calor donde existe una transferencia de calor de dos flujos y para la transferencia de calor entre el flujo en contacto con una superficie a temperatura constante, mientras que Martínez y Zambrano (2011) consideran para el cálculo la temperatura del agua a enfriar constante (para simplificar su cálculo), por otro lado sabemos que el agua en nuestro recipiente está estática y su temperatura disminuye conforme pasa el tiempo refrigerándose, por tal razón en nuestro análisis de cálculo consideramos un proceso transitorio adecuado a las condiciones mencionadas obteniendo así un valor más apropiado de la longitud del serpentín.

En la tabla 33 y la figura 35 se observa una relación de precios del diseño propuesto con los principales paneles didácticos mencionados en los antecedentes y los paneles representativos disponibles en el mercado (mencionados en la sección 2.2.1). Respecto a los antecedentes, el diseño de Delgado y Villar (2015) destaca por su costo económico de S/.2269.81, seguido nuestro diseño con el costo sumado de S/.2894.1, esta diferencia de precios con nuestro diseño es compensado en la

facilidad y seguridad de operación mediante el uso de selectores, botón de emergencia e indicadores led, protectores contra sobre cargas, cortocircuitos y fugas de corriente, asegurando la seguridad del equipo y del estudiante que la opere, además de válvulas manuales, recibidores y un acumulador que facilitar el proceso de mantenimiento y evitando las pérdidas de refrigerante. El diseño de Conesa Sorolla (2018) con un precio de S/.3750.29, a pesar de tener un precio mayor a nuestro diseño tiene el agregado de un sistema de procesamiento de datos permitiendo tomar una mayor cantidad de valores de funcionamiento del sistema de refrigeración, además de la capacidad de procesarlos a una PC mediante un puerto USB, este sistema aporta al manejo de datos para un análisis del ciclo de refrigeración por lo cual es recomendable adicionarlo a nuestro diseño. Mientras que el diseño de Martines y Zambrano (2011) con un costo de S/.6405.82 muy superior al costo de nuestro diseño, se puede mencionar que su diseño se diferencia por contar con dos áreas de refrigeración (una de conserva y otra de congelado) necesitando de equipos de mayor capacidad por ello de mayor precio. En la tabla mencionada encontramos los precios de algunos paneles ofrecidos por la empresa Gunt Hamburg, de los cuales el panel ET 101 es el más económico ofrecido por la empresa, siendo un panel simple con pocos equipos en su sistema de refrigeración y de poca interacción con los estudiantes tiene un costo de S/.13866.18 muy elevado en comparación a nuestro diseño que está mayor equipado, por lo cual nuestro diseño es una opción más rentable para la adquisición de este producto.

De todos los antecedentes mencionados no se presentó la descripción necesaria del procedimiento de selección de los equipos, lo cual es de suma importancia para el entendimiento de los profesionales que deseen tomarlo como guía, a comparación de nuestro diseño donde seleccionamos los equipos de frío mediante el uso tablas de

selección ofrecidas por los fabricantes y del programa CoolSelector2, mostrando la fácil aplicación de esta tecnología.

Nuestro diseño resalta en su simplicidad con respecto a los componentes básicos del ciclo de refrigeración a fin de que el estudiante tenga un rápido entendimiento del sistema y un mayor enfoque en la visualización del funcionamiento de sus componentes, además la distribución de su sistema de control es tomada de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor comerciales e industriales básicos. Su costo económico busca la materialización del equipo por parte de la UNPRG y las entidades educativas superiores que deseen implementarlo.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

- Se realizó el diseño térmico del sistema de refrigeración, obteniendo una temperatura de cálculo exterior de 30°C y una carga total de 543.5W necesaria para refrigerar 15L de agua a 0°C. Se seleccionó como fluido de trabajo el refrigerante R134A obteniendo un flujo másico de 13.53 kg/h en el sistema, el cual trabaja a presiones de 242KPa y 1162 KPa en la línea de baja y alta respectivamente.
- En el diseño térmico para el cálculo de longitud de la tubería ANSI 1/4" en el evaporador se obtuvo el valor de 165.57 W/m².K del coeficiente de transferencia de calor por convección en el refrigerante tomando la ecuación de Necati Özisik (1975) obteniendo como resultado 10m de longitud de tubería.
- Culminado el diseño térmico del sistema de refrigeración mediante el uso del software CoolSelector2 se seleccionó un compresor de 332W, un condensador de 875 W de capacidad térmica, una VET T2 de orificio 0X, dos tubos capilares de 0.055mm y 0.05mm de diámetro, un recibidor de líquido de 1.2L, un acumulador de refrigerante de 3L de capacidad, tuberías ANSI 5/16 en la línea de succión y ANSI 1/4 en la línea de líquido y descarga, entre otros componentes más.
- Se realizó el diseño del sistema de alimentación y control, haciendo uso del software CadeSimu se obtuvo el circuito de control, circuito de fuerza y los dispositivos que lo componen. Los componentes del circuito diseñado (De la figura 30. Diagrama de circuito de control y fuerza del sistema de refrigeración) son: 1 controlador EKC202A, 1 presostato doble KP15A, 1 válvula solenoide

EVR3v2, 1 botón de emergencia, 1 selector ON/OFF, 3 señalizadores piloto, 1 llave térmica, 1 interruptor diferencial, 1 relé térmico, conductor INDECO NTL.

- De los dispositivos de medición del panel didáctico (De la figura 34. Diagrama de ubicación de los medidores en el sistema de refrigeración) seleccionados, tenemos: un panel digital Display AC (amperímetro y voltímetro), 2 manómetros y 1 sensor EKS211.
- Se realizó el manual de uso del panel didáctico diseñado indicando la descripción del equipo, las consideraciones antes de su ejecución, su montaje y puesta en servicio, como también sus advertencias en el uso.
- Se determinó el costo económico del sistema de refrigeración propuesto, obteniendo una suma de S/.2894.1 siendo el segundo precio más rentable en relación a los diseños mencionados en los antecedentes.
- De acuerdo a su costo económico, la selección completa de los componentes del equipo propuesto y su refrigerante de trabajo que no destruye la capa de ozono, puede ser armado para implementación del laboratorio de la FIME-UNPRG.

6.2 Recomendaciones

- Se recomienda antes de considerar el diseño disponer de un espacio considerable para su ubicación, pues el diseño dispone de mediciones de 1.5m de largo, 1.65m de alto y 0.4m de largo.
- Con fin de comprender el funcionamiento del sistema diseñado es necesario realizar la lectura del punto 4.6 (Manual de uso del panel diseñado). Su lectura y entendimiento es obligatorio para una correcta ejecución del proyecto.
- Para un mejor análisis de datos de los parámetros de funcionamiento en el estudio del panel didáctico del sistema de refrigeración, se recomienda agregar

un sistema de adquisición de datos electrónico con ampliación de sensores y pantallas LCD (para la lectura de datos de temperatura y presión de los estados principales del refrigerante y la respectiva visualización de los parámetros medidos), además se puede agregar un sistema de registro y exportación de datos para una PC (mediante USB o puerto Ethernet).

- Se puede considerar el adicionamiento de un intercambiador de calor (o una botella de aspiración en reemplazo de los recibidores), para análisis del comportamiento y efecto que tendrá este sobre el sistema de refrigeración (COP, consumo de energía del compresor, flujo de refrigerante, efecto de refrigeración).
- La selección de los equipos fue en base al refrigerante R134A por lo cual no se deberá considerar otros refrigerantes sin antes evaluar la compatibilidad o no compatibilidad en los equipos y los cambios en el efecto de refrigeración.
- El controlador EKC202A tiene una salida adicional para una resistencia eléctrica, se puede adicionar una resistencia al sistema simulando el proceso de desescarche del evaporador.
- Se recomienda, a fin de aumentar el proceso de transferencia de calor por convección en el evaporador disminuyendo así la robustez de la zona obtenida en el diseño, cambiar el contenedor de agua a refrigerar por un sistema que contenga un tanque de agua y un circuito para desplazar el líquido de agua a través de la superficie externa del serpentín del evaporador.
- Para reducir la longitud de la tubería del evaporador se recomienda una distribución en paralelo de tuberías en vez de una sola como se consideró en el diseño.

BIBLIOGRAFÍA

- Álvarez Gallo, C. F., & Reina Delgado, J. I. (2009). *Diseño y construcción de un módulo didáctico de refrigeración (TESIS DE PREGRADO)*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Armfield Engineering. (n.d.). *Discover Armfield*. Recuperado el 29 de Agosto de 2019, de <http://discoverarmfield.com/en>
- Artaxo, P., Berntsen, T., Betts, R., Fahey, D., Haywood, J., Lean, J., . . . Dorland, R. V. (2007). *IPCC*. (T. Nakajima, & V. Ramanathan, Edits.) Obtenido de <https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/ar4-wg1-chapter2-1.pdf>
- ASHRAE. (2009). THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANTS. Obtenido de http://www.tmt.ugal.ro/crios/Support/IFPC1/Misc/SI_F09_Ch30.pdf
- ASHRAE. (n.d.). *ASHRAE*. Recuperado el 24 de Octubre de 2019, de <https://www.ashrae.org/about>
- Bernal Vargas, E. (2013). *Equipo didáctico para el aprendizaje del ciclo de refrigeración por compresión de vapor (TESIS DE MAESTRÍA)*. Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México. Obtenido de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/6439/1/tesis.pdf..pdf>
- Catalá Murrawski, R., & Prellezo García, R. (n.d.). *Ingemecánica*. Recuperado el 5 de Octubre de 2019, de https://ingemecanica.com/cursos_online/objetos/Guia_Basica_del_Frigorista_Parte3.pdf

Conesa Sorolla , D. (2018). *Dearrollo de un equipo didáctito de refrigeración basado en ciclo de compresión de vapor (TESIS DE PREGRADO)*. Universidad Jaume I, Castellón, España. Obtenido de <http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/174711/TFG%20David%200Conesa.%20pdf.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Curioseando. (18 de Diciembre de 2015). Recuperado el 2019, de <https://curiosoando.com/partes-por-millon>

Danfoss. (10 de 2018). *Danfoss*. Recuperado el 31 de Octubre de 2019, de <https://assets.danfoss.com/documents/DOC283428695842/DOC283428695842.pdf>

Danfoss. (n.d.). *Danfoss*. Recuperado el 29 de Octubre de 2019, de <https://www.danfoss.com/es-mx/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/hcfc-and-cfc-phase-out/>

Danfoss. (n.d.). *Danfoss*. Recuperado el 30 de Octubre de 2019, de <https://www.danfoss.com/es-es/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>

Danfoss. (n.d.). *Danfoss*. Recuperado el 2 de 12 de 2019, de <https://assets.danfoss.com/documents/DOC269147019686/DOC269147019686.pdf>

Delgado Zúñiga, S. G., & Villar Villegas, J. J. (2015). *Diseño, construcción e implementación de un módulo de refrigeración para simular y controlar el proceso de refrigeración y congelación de alimentos en el laboratorio de la escuela de ingeniería de industrias alimentarias (TESIS DE PREGRADO)*.

- Univesidad Nacional de San Agustín, Arequipa. Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/201>
- Distribuidora Kosin. (n.d.). *kosim*. Recuperado el 15 de Noviembre de 2019, de <http://www.kosim.cl/images/R134A-Ficha%20Tecnica.pdf>
- ExpoFrio. (Marzo de 2015). El Mercado del Frío. *Revista Peruana de Refrigeración y Aire Acondicionado*.
- Flores Chávez, R. (Abril de 2019). Necesidades crecientes del sector agroindustrial. *Mundo Empresarial*. (M. Guiffra, Entrevistador) Canal N. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=MgbzfuhtIUM>
- GASSERVEI. (n.d.). *gas-servei*. Recuperado el 2019, de <http://www.gas-servei.com/images/Ficha-tecnica-R134A.pdf>
- Grupo Editorial Megabyte. (2014). *Código Nacional de Electricidad, Utilización* (2 ed.). Lima, Perú: Megabyte SAC. Recuperado el Octubre de 2019
- Guerrero Hernández, A., Araque Gallardo, J., & Gallo Nieves, M. (Marzo de 2016). Implementación de módulos didácticos para sistemas electrónicos de potencia. *Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería*, 9-13. Obtenido de <https://educacioneningenieria.org/index.php/edi/article/view/593/280>
- Guevara Benavente, F. M., & Benito Ochochoque, P. R. (2012). *Implementación de un módulo para ensayos de refrigeración por compresión de vapor (TESIS DE PREGRADO)*. Universidad Nacional del Altiplano, Puno.
- Gunt Hamburg. (n.d.). *Gunt*. Recuperado el 28 de Agosto de 2019, de <http://gunt.de/en/>

Holman, J. (1998). *Transferencia de Calor* (8 ed.). (C. Fernández Madrid, Ed.) Madrid, Aravaca, España: Ferández Ciudad S.L.

Huamani Huaranja, D. (2018). *Enseñanza aprendizaje mediante módulos experimentales en el rendimiento académico de los estudiantes del curso de Física I de la Facultad de Ciencias de la Universidad Nacional de Ingeniería durante el año 2017 (TESIS DE POSTGRADO)*. Universidad Peruana Cayetano Heredia, Lima.

Incropera, F., & De Witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Mexico: PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA, S.A.

Infraestructura Educativa INIFED. (2014). Instalaciones de servicio. En S. d. Pública, *Normas y especificaciones para estudios, proyectos, construcción e instalaciones*. (Vol. 5, pág. 3). México. Recuperado el 2019, de https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/105552/Tomo_III_Instalaciones_Aire_Acondicionado_V_2.0.pdf

INTARCON. (n.d.). *Calculadora Frigorífica*. Recuperado el 22 de Noviembre de 2019, de <https://intarcon.calcooling.com/#loadlimit>

Jones, J., & Dugan, R. (1997). *Ingeniería Termodinámica* (1 ed.). Nualpan de Juárez, Ciudad de México, México: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.

Martínez Almeida, J. A., & Zambrano Ibarra, C. E. (2011). *Diseño y construcción de un barco de pruebas para un sistema de refrigeración por compresión de vapor de 1HP de capacidad que usa refrieigrante R404A con variación del medio de transferencia de calor en el evaporador y del Control de Flujo de Refrigerante para el Laboratorio de Conversión de Energía del D.E.C.E.M (TESIS DE*

PREGRADO). Escuela Politécnica del Ejército, Sangolqui, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/4666>

MicroCare. (n.d.). *MicroCareElectronics*. Recuperado el 20 de Noviembre de 2019, de <https://electronics.microcare.com/es/resources/faqs/que-es-el-indice-de-toxicidad-pel-tilv-a-el-cual-es-el-disolvente-mas-seguro-el-de-menor-toxicidad/>

Necati Özisik. (1975). *Basic Heat Transfer* (1 ed.). (G. Sarmiento, Trad.) Estados Unidos de América: McGraw-Hill Inc. SA.

Nieto, A. (n.d.). *MundoHVAC&R*. Recuperado el 10 de Octubre de 2019, de <https://www.mundohvacr.com.mx/2005/04/ashrae-american-society-of-heating-refrigerating-and-air-conditioning-engineers/>

Pita, E. (1991). *Principios y sistemas de refrigeración* (1 ed.). (C. A. García Ferrer, Ed.) México D.F, México: LIMUSA.

Postigo, J., & Cruz, J. (2010). *Termodinámica II* (1 ed.). Lima: Ideas e Inversiones SAC.

Schneider Electric. (n.d.). *Schneider Electric*. Recuperado el 12 de Noviembre de 2019

Schneider. (n.d.). *Schneider Electric*. Recuperado el 10 de Noviembre de 2019, de https://www.schneider-electric.com/resources/sites/SCHNEIDER_ELECTRIC/content/live/FAQS/29000/FA290198/es_ES/Curvas%20disparo%20aparamenta%20modular%20Acti9.pdf

Tecnología Educativa SA. (n.d.). *TecnoEdu*. Recuperado el 27 de Agosto de 2019, de <https://tecnoedu.com/>

The Engineering ToolBox. (n.d.). *Refrigerantes- Propiedades Ambientales*. Recuperado el 12 de Noviembre de 2019, de https://www.engineeringtoolbox.com/Refrigerants-Environment-Properties-d_1220.html

XEMA GALICIA MEDIOAMBIENTE SL. (n.d.). *XEMAGALICIA*. Recuperado el 12 de 12 de 2019, de <https://www.xemagalicia.com/Manual-Instrucciones.pdf>

Yanez, G. (n.d.). *MundoHVACR*. Recuperado el 29 de Agosto de 2019, de <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/01/el-standard-34-de-ashrae-nomenclatura-de-los-gases-refrigerantes/>

ANEXOS

Anexo 1. Unidad condensadora y sistema de control de cámara de conserva de salsas de VIRÚ SAC	155
Anexo 2. Unidad condensadora y sistema de control de cámara de conserva de carnes en restaurante La Taberna	155
Anexo 3. Registro de temperaturas diario del año 2018 en Lambayeque por SENAMHI.....	156
Anexo 4. Datos técnicos y análisis del compresor seleccionado GL90MG	168
Anexo 5. Datos técnicos y análisis de VET seleccionada T20X.....	170
Anexo 6. Datos técnicos y análisis de tubería de succión seleccionada 5/16	171
Anexo 7. Datos técnicos y análisis de tubería de descarga seleccionada 1/4	172
Anexo 8. Datos técnicos de tubería de líquido seleccionada ANSI 1/4	173
Anexo 9. Lista de selección de tubo capilar por el programa DanCap de Danfoss	174
Anexo 10. Datos técnicos y análisis de filtro desecante seleccionado DCL 032/032s	174
Anexo 11. Datos técnicos de visor de líquido seleccionado SGP 6s	176
Anexo 12. Datos técnicos de válvula manual seleccionada BML 6	177
Anexo 13. Datos técnicos de controlador seleccionado EKC 202A	178
Anexo 14. Datos técnicos de presostato doble seleccionado KP15A.....	179
Anexo 15. Datos técnicos de Válvula Solenoide seleccionada EVR3 v2	180
Anexo 16. Especificaciones técnicas de botón de emergencia seleccionado	181
Anexo 17. Características técnicas de Selector ON/OFF seleccionado	182
Anexo 18. Especificaciones técnicas de indicador piloto seleccionado	183
Anexo 19. Características técnicas de interruptor seleccionado iC60n.....	184

Anexo 20. Características técnicas de interruptor diferencial seleccionado Acti9 2x25A.....	186
Anexo 21. Características técnicas de contactor seleccionado LC1D09	188
Anexo 22. Características técnicas de relé térmico seleccionado LRD10	190
Anexo 23.Descripción del conductor seleccionado NH80	192
Anexo 24. Características técnicas del sensor de temperatura seleccionado EKS211	193

**Anexo 1. Unidad condensadora y sistema de control de cámara de conserva
de salsas de VIRÚ SAC⁸⁶**



**Anexo 2. Unidad condensadora y sistema de control de cámara de conserva
de carnes en restaurante La Taberna⁸⁷**



⁸⁶ Fuente: Fotografía propia.

⁸⁷ Fuente: Fotografía propia.

Anexo 3. Registro de temperaturas diario del año 2018 en Lambayeque por SENAMHI⁸⁸

ENERO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Ene-18	29,3	16,8	20,6	29,2	21,8
02-Ene-18	28,6	17,8	18,9	28,2	21,6
03-Ene-18	27,1	17,3	18,4	26,6	21,4
04-Ene-18	26,6	17	18,2	26	21,1
05-Ene-18	27	17,1	18,3	26,4	21,1
06-Ene-18	25,7	18,3	19,3	23,9	22
07-Ene-18	27,3	19	19,8	26,8	21,6
08-Ene-18	26,1	18,1	19,2	25,9	20,3
09-Ene-18	27,3	16,4	18,2	27,1	21,6
10-Ene-18	28,2	20,3	21,1	27,7	21,6
11-Ene-18	27,1	18,6	20,1	26,9	22,6
12-Ene-18	27,3	18,4	20,8	26,5	22
13-Ene-18	27,8	18,9	19,9	27,2	23,1
14-Ene-18	27,4	18,6	19,6	27,1	23
15-Ene-18	27,7	18,8	19,9	26,5	22,5
16-Ene-18	26,6	19,3	19,8	26,2	21,4
17-Ene-18	28,8	17,8	20,3	27,6	21,6
18-Ene-18	28	18,5	19,7	27,5	21,6
19-Ene-18	28,1	18,6	19,6	27,7	22,2
20-Ene-18	28,1	18,8	20,2	27,5	21,8
21-Ene-18	28,1	17,8	19,3	27,1	22,2
22-Ene-18	28,3	19	20,5	27,8	23,1
23-Ene-18	27,8	19,1	19,7	27,3	23,4
24-Ene-18	29,5	20,5	21,1	29,3	22,4
25-Ene-18	28,5	19,7	20	28,4	21
26-Ene-18	28,1	19,1	19,2	27,8	22
27-Ene-18	28,1	19,5	19,8	26,8	23,2
28-Ene-18	27,1	19,4	20	26,8	22,8
29-Ene-18	28,9	20,2	20,6	28,5	23,3
30-Ene-18	28,7	20,4	20,8	28,6	23,4
31-Ene-18	28,6	19,3	19,8	27,1	21,7

⁸⁸ <https://www.senamhi.gob.pe/mapas/mapa-estaciones/ dat esta tipo.php?estaciones=000301>

FEBRERO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Feb-18	-999	18,6	18,9	26,4	-999
02-Feb-18	27,5	18,9	19,3	26,6	23,8
03-Feb-18	29,5	19,8	21,2	28,6	23,8
04-Feb-18	29,5	20,3	20,8	29,5	23,2
05-Feb-18	28,2	18,9	19,3	27,3	22,6
06-Feb-18	26	19,3	19,6	24,8	22,6
07-Feb-18	26,8	19,9	20,4	26,5	22,8
08-Feb-18	27	20,6	21,3	26,8	22,9
09-Feb-18	28,7	20	20,6	28,5	23,1
10-Feb-18	29,3	20,8	22,9	28,8	24
11-Feb-18	27,8	20	20,4	27,5	23,5
12-Feb-18	28,1	20,4	20,6	27,5	23
13-Feb-18	29,7	21,3	22,2	27	23,2
14-Feb-18	28,1	20,9	21,2	27,8	23,6
15-Feb-18	29,8	21,3	22,4	28,7	23,4
16-Feb-18	29,9	22,6	22,9	27,7	24
17-Feb-18	29	21,5	21,8	27,8	24,2
18-Feb-18	27,8	21,7	22,2	27,3	23,7
19-Feb-18	29,6	22	22,6	29,1	23,6
20-Feb-18	28,4	20,3	20,5	25,8	23,4
21-Feb-18	29,1	21,3	21,7	28,7	23
22-Feb-18	28,1	19,6	19,9	27,7	22,9
23-Feb-18	28,3	19	19,9	26,4	22,9
24-Feb-18	30	19,6	20,1	29,9	23,4
25-Feb-18	28,5	19,6	20,5	27	23,5
26-Feb-18	29,5	20,2	20,4	29,4	22,2
27-Feb-18	28,5	19,1	19,4	27,7	22,3
28-Feb-18	27,6	19,1	19,4	27	22,3

MARZO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Mar-18	27,9	19,5	19,9	27,7	21,6
02-Mar-18	26,4	18,9	19,1	25,1	21
03-Mar-18	27,2	19	19,6	25,4	20,6
04-Mar-18	29	19,5	19,7	28,5	22,5
05-Mar-18	27,2	19,6	19,9	26,3	22,4
06-Mar-18	28,8	19	20	27,5	22,6
07-Mar-18	28	18,4	18,8	27,7	22
08-Mar-18	28,9	19,3	19,6	28,3	22,2
09-Mar-18	26,5	19	19,5	25,5	20,4
10-Mar-18	25,7	19,6	20,1	25,3	22,1
11-Mar-18	28,3	17,8	18,1	27,2	22,2
12-Mar-18	26,4	18,1	18,3	25,3	20,3
13-Mar-18	28,4	18,1	18,9	28,3	22
14-Mar-18	29,6	19	19,2	29,3	22,3
15-Mar-18	27,9	19,5	19,8	25,5	22,6
16-Mar-18	28,2	20	21,1	27,9	23,4
17-Mar-18	26,9	19,8	20,6	26	22,8
18-Mar-18	25,9	20	20,8	24,6	21,8
19-Mar-18	25,7	20,1	20,6	25,1	21,8
20-Mar-18	25,4	19,4	19,9	25,1	21,2
21-Mar-18	25,8	19,5	19,8	25,1	20,6
22-Mar-18	25,9	18,9	19,5	25,8	21,6
23-Mar-18	27,6	19,8	20,9	26,6	22
24-Mar-18	28,3	20,4	20,5	28	22,8
25-Mar-18	26	19	19,1	24,6	20
26-Mar-18	24,6	18,2	18,6	24	21,4
27-Mar-18	26,8	18,6	20,2	26,1	21
28-Mar-18	27,3	19,3	19,9	27,1	21,2
29-Mar-18	26,8	19,5	20,2	25,6	20,8
30-Mar-18	26,7	19,6	19,8	25,6	21
31-Mar-18	26,8	19,2	19,3	25,7	20,8

ABRIL	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Abr-18	27,9	19,3	20	27,6	21,3
02-Abr-18	27,2	19,4	19,7	26,3	21
03-Abr-18	28,3	19,6	19,8	27,3	21,6
04-Abr-18	27,8	20	20,1	27,5	20,1
05-Abr-18	27,5	19,7	20,3	26,4	20,7
06-Abr-18	27,4	19	19,1	26,8	20,4
07-Abr-18	27,1	18,5	18,7	26,6	21,8
08-Abr-18	28,6	20,1	20,5	26,4	21,5
09-Abr-18	29,5	19,8	20,2	28,9	23
10-Abr-18	29,5	20,3	20,6	29	21
11-Abr-18	27,9	19,5	19,7	25,8	20,7
12-Abr-18	26,7	18,8	18,9	25,1	20,9
13-Abr-18	26,8	18,9	20,2	26,6	20,4
14-Abr-18	27,2	19	19,3	26,4	20
15-Abr-18	25,4	17,7	17,9	25	19,8
16-Abr-18	24,9	17,2	17,4	24,3	20,5
17-Abr-18	26,9	17,2	17,4	25,8	20,4
18-Abr-18	25,2	17,4	18	25	19,9
19-Abr-18	25,9	17,5	17,7	25,7	20,8
20-Abr-18	26,9	17,6	18,4	26,8	21
21-Abr-18	26,8	18,3	18,9	26,1	21,3
22-Abr-18	26,9	18	18,3	26,4	20,8
23-Abr-18	27,6	18,3	19,5	27,5	22,8
24-Abr-18	27,6	19,7	20,2	25,5	20,9
25-Abr-18	26,8	19,9	20,3	24,6	21,1
26-Abr-18	26,2	19,6	19,8	25,9	21,8
27-Abr-18	26,8	18,5	19,2	26,8	21,6
28-Abr-18	27,6	18,4	19,8	25,8	21,7
29-Abr-18	27,2	19,1	20,1	27,2	21,1
30-Abr-18	25,4	19,1	19,2	24,9	19,5

MAYO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-May-18	25,4	18,2	18,6	24,7	19
02-May-18	25,8	18	18,6	25,7	19,6
03-May-18	25,3	17,4	17,5	25,3	19,1
04-May-18	25,8	17,8	18,5	25,5	19,7
05-May-18	25,6	17,3	17,7	25,3	19,9
06-May-18	25,4	18	18,7	25,1	19,8
07-May-18	25,5	18,2	18,5	23,7	19,2
08-May-18	27,1	17,8	18,3	27	20,4
09-May-18	27,2	18,3	18,9	26,7	19,8
10-May-18	23,5	18,3	18,5	23,1	18,4
11-May-18	24,4	17,7	18,6	23,8	20,2
12-May-18	23,7	18	18,3	22,9	18,5
13-May-18	23,9	17,3	17,6	21,9	18,2
14-May-18	26	17,5	18,3	25,3	19
15-May-18	23,6	17,4	18,1	22,8	19
16-May-18	24,4	17	18,1	24,1	19,2
17-May-18	23,8	17,2	17,3	22,9	18,6
18-May-18	23,9	17	17,4	23,3	18,9
19-May-18	23,8	17,4	17,9	23,4	18,1
20-May-18	24,2	16,7	17,1	23,8	19,1
21-May-18	25,3	17,3	17,8	24,9	18,9
22-May-18	23,7	17,2	17,4	23,3	18,4
23-May-18	22,9	16,8	17	22,3	18,1
24-May-18	25,2	16,4	17,1	22,9	18,3
25-May-18	23,4	17,2	17,3	22,7	18,9
26-May-18	23,4	17,1	17,7	22,7	18,1
27-May-18	23,4	16,7	16,9	22,9	18,2
28-May-18	22,9	17,1	17,5	22,3	19,2
29-May-18	23,6	17,7	17,9	22,7	17,8
30-May-18	21,9	17,2	17,4	20,3	17,7
31-May-18	21,5	17,4	17,6	20,7	17,5

JUNIO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Jun-18	22,8	15,7	17,4	21,2	18
02-Jun-18	23	15,6	17,3	22	18,6
03-Jun-18	23,3	16,5	17	22,9	18,6
04-Jun-18	23,4	17,3	17,5	22,8	18,6
05-Jun-18	21,8	17,5	18,1	21,2	18,4
06-Jun-18	21	17,6	17,7	20,7	18,3
07-Jun-18	22,8	17,8	18,1	21,6	18,1
08-Jun-18	23,2	15,4	15,5	22,7	18,3
09-Jun-18	24	18,2	18,4	23,3	20
10-Jun-18	24,8	16,1	16,3	24,6	18,7
11-Jun-18	23	16,8	18,1	21,8	18,3
12-Jun-18	22	17,7	17,9	20,8	17,8
13-Jun-18	23,4	17,3	17,7	22,2	18,2
14-Jun-18	20,4	17,4	17,9	20,1	18,3
15-Jun-18	21,5	17,1	17,2	20,2	18,3
16-Jun-18	22,5	17,1	17,5	22,2	18,1
17-Jun-18	22,3	16,7	16,9	21,9	17,9
18-Jun-18	20,8	17,2	17,6	20	17,7
19-Jun-18	21,3	16	16,8	19,8	17,8
20-Jun-18	20,4	16,8	17	22	-999
21-Jun-18	21,5	17,3	-999	21,1	18,2
22-Jun-18	23,2	16,5	17,2	21,2	18,2
23-Jun-18	20,3	16,4	16,9	19,9	18
24-Jun-18	23,1	17,1	17,3	22,5	17,8
25-Jun-18	23	16,8	16,9	21,5	17,8
26-Jun-18	22,4	17,1	17,2	21,3	17,4
27-Jun-18	22,1	15,3	16,3	21,6	17,3
28-Jun-18	22,6	14,5	16,5	21,6	17,6
29-Jun-18	22,9	15,6	15,9	22	17,7
30-Jun-18	22,4	16,4	16,9	21,2	17,5

JULIO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Jul-18	23,6	17	17,3	23,2	18,2
02-Jul-18	21	16,4	16,8	19,2	18,1
03-Jul-18	20,8	17,3	17,4	19,8	17,5
04-Jul-18	22,3	16,2	16,3	21,9	17,5
05-Jul-18	19,8	16,4	16,7	19,3	17,5
06-Jul-18	21,1	16,9	17,1	20,3	17,3
07-Jul-18	21,5	15,1	17	20,1	17,4
08-Jul-18	22,5	15	17,2	21,1	17,5
09-Jul-18	22,4	16,4	17,3	20,6	17,5
10-Jul-18	23	14,2	15,9	21,9	17,4
11-Jul-18	23,5	15	15,2	22,8	18,3
12-Jul-18	22,4	16,2	16,8	22,4	17,6
13-Jul-18	23,8	16,8	17,1	22,5	18,3
14-Jul-18	22,7	17,3	17,7	21,4	18
15-Jul-18	23,2	17,4	17,5	21,2	18
16-Jul-18	21,6	12,7	12,8	21,1	18
17-Jul-18	21	13,4	17,5	20,5	17,6
18-Jul-18	22,8	16,9	17,5	22,3	17,8
19-Jul-18	24,2	17,4	17,5	24	17,9
20-Jul-18	23,8	16,9	17	23,3	18,2
21-Jul-18	24,4	17,3	17,6	23,7	18,4
22-Jul-18	23,5	17	17,1	23	18,2
23-Jul-18	23,2	17,2	17,5	21,9	18
24-Jul-18	23,7	17	17,1	22,1	18
25-Jul-18	23,8	16,9	17,8	22,1	17,7
26-Jul-18	23	17,4	17,9	21,5	18
27-Jul-18	22,8	17	17,2	21,3	17,8
28-Jul-18	23,4	16,9	17	21,5	17,9
29-Jul-18	-999	16,1	16,7	22	-999
30-Jul-18	23,1	16,6	16,8	22,6	17,8
31-Jul-18	23,8	16,1	17	22,7	18,4

AGOSTO	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Ago-18	23,9	17	17,1	23	18,1
02-Ago-18	22,6	16,7	16,8	22,1	17,7
03-Ago-18	23,2	16,8	17	22,9	17,7
04-Ago-18	23,1	15,5	15,6	22,2	17
05-Ago-18	23	15,5	16,5	22,7	17,4
06-Ago-18	21,8	15,6	16,7	21,3	17,3
07-Ago-18	21,9	15,4	16,1	21,3	16,6
08-Ago-18	21,8	13,8	15,5	21,1	17,2
09-Ago-18	22,3	15,7	16	22,1	17
10-Ago-18	22,9	16	16,5	22,8	17,6
11-Ago-18	21,9	15,4	15,6	21,1	17,4
12-Ago-18	23	15,9	17	22,4	17,4
13-Ago-18	21,9	16,7	16,9	20,3	18
14-Ago-18	22,8	16,4	16,9	21,9	17,9
15-Ago-18	22,7	14,5	15,4	21,8	17,5
16-Ago-18	22,3	15,8	16,6	21,7	17,3
17-Ago-18	22,6	16,8	17	21,5	18
18-Ago-18	20,9	16,3	16,7	20	17,3
19-Ago-18	23	16,3	16,4	22,9	17,1
20-Ago-18	21,9	15,9	16,5	21,2	17,1
21-Ago-18	22,1	15,7	16,8	20,9	17,1
22-Ago-18	22,3	16,9	17,1	21,1	17,4
23-Ago-18	22,5	15,8	16,9	22,1	17,1
24-Ago-18	22,8	15,5	15,8	22,3	17,3
25-Ago-18	22,6	15,1	15,7	22,3	17,1
26-Ago-18	23	16,1	16,7	22,7	17,8
27-Ago-18	22,5	16,8	16,9	22,2	-999
28-Ago-18	23,4	17,2	17,4	22,9	17,9
29-Ago-18	22,9	17,1	17,2	22,2	17,6
30-Ago-18	22,4	16,4	17,1	21,5	17,5
31-Ago-18	23,3	15,7	17,1	21,1	17,5

SEPTIEMBRE	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Sep-2018	22,5	15,9	16,9	20	17
02-Sep-2018	22,7	15,5	15,8	21,9	17,5
03-Sep-2018	22,4	15,7	16,6	21,5	18,1
04-Sep-2018	24	15	16,1	23,1	17,4
05-Sep-2018	23	16,5	16,8	22,4	17,8
06-Sep-2018	23,4	16,8	17,6	23,1	17,7
07-Sep-2018	23	17,2	17,3	23	17,3
08-Sep-2018	22,7	16,1	16,2	19,9	17,5
09-Sep-2018	23,7	16,2	17,1	21,7	17,2
10-Sep-2018	23	15,7	16,7	22,3	17,4
11-Sep-2018	23,3	15	15,7	22,5	17,4
12-Sep-2018	23,2	15,7	16,1	22,7	17,6
13-Sep-2018	22,9	16	16,3	21,9	17,2
14-Sep-2018	23,7	15,5	16,8	22,7	17,1
15-Sep-2018	22,8	16,6	17,3	22,2	17
16-Sep-2018	22,9	16,2	16,7	22,8	17
17-Sep-2018	22	16,4	16,8	21,5	16,9
18-Sep-2018	22,3	16,3	16,9	21,9	16,7
19-Sep-2018	22,4	15,3	15,9	22,2	16,7
20-Sep-2018	22,7	15,1	15,3	22,4	17,1
21-Sep-2018	22,3	15,4	16,1	21,9	17,3
22-Sep-2018	22,7	13,9	15,5	22,1	17,6
23-Sep-2018	22,8	14,7	16,2	21,9	17,5
24-Sep-2018	23,1	16	16,7	22,3	16,7
25-Sep-2018	23,2	15,9	16,5	22,6	17,2
26-Sep-2018	23,4	16,3	16,7	22,3	17,4
27-Sep-2018	23,6	16,1	16,8	22,9	17
28-Sep-2018	23,2	16,5	17,2	22,9	17,3
29-Sep-2018	22,9	16,8	17	22,3	17,5
30-Sep-2018	22,7	15,9	17,5	22,2	17,2

OCTUBRE	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Oct-18	22,5	16,2	16,4	20,5	17,6
02-Oct-18	22,8	15,8	16,1	22,5	17,8
03-Oct-18	24,4	16,4	16,9	23,9	18,2
04-Oct-18	24	17,7	18,1	23,2	18,5
05-Oct-18	22,5	17,7	17,9	21,7	17,9
06-Oct-18	24,7	16,8	17,3	24,6	18,7
07-Oct-18	24,7	18	18,2	24,5	-999
08-Oct-18	25,3	17,7	18,1	24,2	18,3
09-Oct-18	22,2	16,5	17,7	21,4	17,7
10-Oct-18	23,8	14,9	15,2	23,2	18,3
11-Oct-18	23,9	15,5	17,9	23,2	18,5
12-Oct-18	23,4	17,5	18,3	23,3	18,1
13-Oct-18	24,4	16,1	17,1	23,8	18,1
14-Oct-18	24,1	15,9	16,7	23,5	18
15-Oct-18	24	16,9	17,7	23,3	18,2
16-Oct-18	23,7	17,5	18,5	23,5	18,3
17-Oct-18	24,7	16,2	17,6	23,7	18,7
18-Oct-18	24,4	17,3	17,7	23,8	18,5
19-Oct-18	23,3	16,4	17,5	22,4	18,6
20-Oct-18	25,2	16	16,6	25	18,5
21-Oct-18	24,4	16,7	17,7	23,9	18,3
22-Oct-18	24,7	15,9	17	24,6	18,5
23-Oct-18	25,7	16	17	25,1	18,3
24-Oct-18	24,2	16,1	17,1	23,7	18,5
25-Oct-18	24,4	15,4	17,3	24,2	17,8
26-Oct-18	23,8	14,1	15,5	22,9	18,1
27-Oct-18	24,2	15	16,7	23,9	18,2
28-Oct-18	24,8	16,5	18,1	24,5	18,7
29-Oct-18	24,6	17,7	18,7	24,1	18,7
30-Oct-18	25,2	17,9	18,1	24,7	18,9
31-Oct-18	25,1	17,5	17,6	24	19

NOVIEMBRE	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Nov-18	24.8	17.4	18.8	24.2	18.8
02-Nov-18	25.2	17.4	18.8	24.2	19
03-Nov-18	25	18	18.5	24.6	19.5
04-Nov-18	25	17.5	18.9	23.7	19.5
05-Nov-18	25.6	17.8	19.2	25.1	19.3
06-Nov-18	24.1	18.1	19.1	23.6	19.1
07-Nov-18	23.8	18.3	18.7	22.1	19.5
08-Nov-18	25	18.7	19.2	24.1	19.9
09-Nov-18	25.7	18.6	19.7	24.5	20
10-Nov-18	24.9	19.3	19.6	24.4	19.8
11-Nov-18	25.3	19.3	19.5	24.8	20.3
12-Nov-18	27	18.8	19.8	25.6	20
13-Nov-18	25.3	18.5	19.2	24.5	19.6
14-Nov-18	25.5	17.7	18.1	25.1	19.9
15-Nov-18	25.6	18.9	19.5	25.5	19.9
16-Nov-18	26.1	18.8	19.7	24.8	19.9
17-Nov-18	26.2	18.2	19.5	25.1	19.8
18-Nov-18	25.7	18.2	19.9	25.4	20.1
19-Nov-18	25.9	18.3	18.8	25.1	20.1
20-Nov-18	25.4	18	19.4	24.2	19.8
21-Nov-18	25.7	18.6	19.1	24.8	20.2
22-Nov-18	26.7	18.9	19.6	25.9	20.2
23-Nov-18	26	18.7	19.4	25.4	20.2
24-Nov-18	26.2	18.5	19.5	25.3	20.1
25-Nov-18	26	18.3	18.8	25.3	20.1
26-Nov-18	25.6	18.9	19.4	25.3	20.4
27-Nov-18	26.3	18.8	19.5	25.7	20.1
28-Nov-18	26	17.8	18.8	25.4	20.3
29-Nov-18	26.8	18.4	20	26.6	20.1
30-Nov-18	25.9	17.2	18.8	25.4	20.4

DICIEMBRE	Temperatura	Temperatura	Temperatura Bulbo		
	Max (°c)	Min (°c)	Seco (°c)		
			7	13	19
01-Dic-18	26	16.8	18.8	25.4	20.1
02-Dic-18	26.6	16.3	18.3	25.8	20.6
03-Dic-18	27	18.3	19.5	25.4	20.7
04-Dic-18	26.7	17.7	20	25	20.6
05-Dic-18	26.8	17.3	18	25.9	20.7
06-Dic-18	26.9	17.5	18.3	26.2	20.9
07-Dic-18	27	17.9	18.9	25.8	21
08-Dic-18	26.4	18.8	19.9	25.6	21.4
09-Dic-18	27.3	20.1	20.6	26.5	21.4
10-Dic-18	27.5	18.6	20.1	27.3	21.6
11-Dic-18	26.5	19.4	20.2	24.1	20.7
12-Dic-18	28.6	19	20	27.5	21.9
13-Dic-18	27.5	20.2	21.4	26	21.7
14-Dic-18	28.7	20.3	20.7	28.3	22.1
15-Dic-18	28.4	20.4	21.2	27.6	22
16-Dic-18	26.9	20.8	21.6	25.9	22.2
17-Dic-18	27.9	21	21.2	26.4	22
18-Dic-18	28.5	21.4	21.8	27.9	23.4
19-Dic-18	28.6	21.2	21.4	28.3	22.5
20-Dic-18	27	20.5	20.7	26.6	22.5
21-Dic-18	27.6	20.9	21	27.3	21.8
22-Dic-18	27.8	20.2	20.5	27.2	22.6
23-Dic-18	27.9	20.8	21.9	27.8	22
24-Dic-18	26.5	19.6	20.4	26.2	21.8
25-Dic-18	28.2	20.3	20.6	27.8	22.3
26-Dic-18	28.8	21.3	21.7	28.3	22.3
27-Dic-18	28.4	20.6	21.4	27.6	22.4
28-Dic-18	28.1	20.3	20.7	26.9	23
29-Dic-18	28.4	20.7	21.6	27.8	23
30-Dic-18	28.6	20.8	21.4	27.5	23
31-Dic-18	28.7	20.4	21.3	28.2	23.2

Anexo 4. Datos técnicos y análisis del compresor seleccionado GL90MG⁸⁹

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Compresor de Panel Didáctico
Comentarios:	Se aceptó con porcentaje de coincidencia del 112.5% por criterios del diseñador
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Martes, 1 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Compresores 1

Condiciones de funcionamiento

Refrigerante:	R134a		
Temperatura de evaporación, punto de rc	-5.0 °C	Temperatura de condensación:	45.0 °C
Presión de evaporación:	2.434 bar	Presión de condensación:	11.60 bar
Recalentamiento útil:	5.0 K	Subenfriamiento:	5.0 K
Recalentamiento adicional:	10.0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Temperatura del gas de retorno:	10.0 °C	Subenfriamiento total:	5.0 K
		Temperatura del líquido:	40.0 °C
Condiciones nominales:	Personalizar		
Capacidad de refrigeración requerida:	0.540 kW		

Selección: GL90MG, R134a

El porcentaje de coincidencia (112.5%) es superior al máximo (110%).

Modelo	FR10G	GL90TG	GL90MG	SC10GH	SC10G
Tecnología	Alternativo	Alternativo	Alternativo	Alternativo	Alternativo
Configuración	Núcleo	Núcleo	Núcleo	Núcleo	Núcleo
Refrigerante	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a
Control de capacidad	Velocidad fija	Velocidad fija	Velocidad fija	Velocidad fija	Velocidad fija
Velocidad [rpm]	3500	3600	3600	3500	3500
Refrigeración [kW]	0.532	0.551	0.608	0.644	0.649
COP refrigeración [W/W]	1.61	1.66	1.85	1.73	1.86
Potencia [kW]	0.331	0.332	0.328	0.373	0.349
Corriente [A]	2.047	1.997	1.967	2.350	2.065
Frecuencia [Hz]	60	60	60	60	60
Alimentación	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	208 - 220 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph
Caudal máxico [kg/h]	13.42	13.90	15.31	16.24	16.36
Factor de potencia (cos φ)	0.67	0.69	0.69	0.66	0.70

⁸⁹ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Información Técnica

Aplicaciones	HBP
Capacity control	Velocidad fija
Economizer	No
Código de configuración	Individual
Swept volume [cm3]	8.85 cm3
Carga de refrigerante [kg] [Max]	1.15 kg
Velocidad de rotación a 50 Hz [rpm]	3000 rpm
Técnica de la marca	Compresor alternativo
Color	Negro
Velocidad de rotación a 60 Hz [rpm]	3600 rpm
Aprobación estándar	VDE

Peso neto	10.8 Kg
-----------	---------

Dimensiones

Altura total [mm]	205 mm
Height from baseplate [mm]	198 mm
Suction connection height [mm]	125 mm
Discharge connection height [mm]	121 mm

Especificaciones Eléctricas

Frecuencia [Hz]	50/60
Fuente de alimentación del compresor [V/F/Hz]	230/1/50 230/1/60
Valor bajo de la tensión nominal a 50 Hz [V]	230 V
Valor alto de la tensión nominal a 50 Hz [V]	230 V
Valor bajo de la tensión nominal a 60 Hz [V]	230 V
Valor alto de la tensión nominal a 60 Hz [V]	230 V
Valor bajo del rango de tensión a 50 Hz [V]	196 V
Valor alto del rango de tensión a 50 Hz [V]	253 V
Valor bajo del rango de tensión a 60 Hz [V]	196 V
Valor alto del rango de tensión a 60 Hz [V]	253 V
Resistencia del bobinado principal para compresores monofásicos [Ohm]	7.8 Ohm
N.º de fases (compresor)	1
Auxiliary winding resistance (start winding) for single-phase compressors [Ohm]	20.9 Ohm
Temperatura del bobinado, corto plazo [°C] [Max]	135 °C
Tensión, 50 Hz [V] [máx.]	230 V
Temperatura del bobinado, estable [°C] [Max]	115 °C
Tensión, 50 Hz [V]	230 V
Tensión 60 Hz [V] [máx.]	230 V
Tensión, 60 Hz [V]	230 V
MCC	3.60 A

Anexo 5. Datos técnicos y análisis de VET seleccionada T20X⁹⁰

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección VET
Comentarios:	Se seleccionó la VET de la familia de los T2 por la disponibilidad en el país.
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Miércoles, 2 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Datos de rendimiento de los componentes: T2 - X

Adicional:

Máxima presión de trabajo (PS/MWP) manométrica [bar] -	34.00
Temperatura de evaporación máxima [°C]	15.0
Temperatura de evaporación mínima [°C]	-45.0
Grado de apertura [%]	100.00
Estrangulado	False
Estado de la válvula	Abierta
Capacidad [%]	74.88
Capacidad máxima [kW]	0.721
Tamaño nominal de la entrada [mm]	10.00
Tamaño nominal de la entrada [inch]	0.40
Diámetro de entrada [mm]	8.00
Tamaño nominal de la salida [mm]	13.00
Tamaño nominal de la salida [inch]	0.50
Diámetro de salida [mm]	10.00

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre DIN-EN ODF. Entrada: 10. Salida: 12
Soldadura cobre ANSI ODF. Entrada: 3/8". Salida: 1/2"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF. Entrada: 3/8". Salida: 1/2"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	2.434	-9.161
Temperatura	°C	40.0	-5.0	-45.0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	-5.0	-50.0
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	-5.0	-50.0
Densidad	kg/m ³	1148	37.49	-1110
Entalpía	kJ/kg	257.2	257.2	0
Titulo	-	0.00	0.32	0.32
Velocidad	m/s	0.07	1.28	1.22

⁹⁰ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 6. Datos técnicos y análisis de tubería de succión seleccionada 5/16⁹¹

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección Tubería de Aspiración
Comentarios:	En base a las terminologías de ANSI
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Miércoles, 2 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Tuberías: T. Aspiración

Datos de rendimiento de los componentes: Tubería de cobre ANSI 5/16

Adicional:

Longitud [m]= 2.00
 Ángulo [deg]= 0.0
 Tamaño nominal [mm] ...= 7.92
 Tamaño nominal [inch] . = 0.31
 Diámetro interior [mm] = 6.29
 Diámetro exterior [mm] = 7.92

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/3"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/3"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	2.434	2.391	-0.043
Temperatura	°C	10.0	9.9	-0.1
Temperatura de punto de burbuja	°C	-5.0	-5.5	-0.5
Temperatura de punto de rocío	°C	-5.0	-5.5	-0.5
Densidad	kg/m ³	11.25	11.04	-0.2082
Entalpía	kJ/kg	408.8	408.8	0
Título	-	1.00	1.00	0.00
Velocidad	m/s	10.80	11.01	0.20

⁹¹ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 7. Datos técnicos y análisis de tubería de descarga seleccionada 1/4⁹²

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección Tubería de Descarga
Comentarios:	En base a las terminologías de ANSI
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Viernes, 25 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Tuberías: T. Descarga

Datos de rendimiento de los componentes: Tubería de cobre ANSI 1/4

Adicional:

Longitud [m]= 1.00

Ángulo [deg]= 0.0

Tamaño nominal [mm] ...= 6.35

Tamaño nominal [inch] ,= 0.25

Díámetro interior [mm] = 4.83

Díámetro exterior [mm] = 6.35

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre ANSI ODF, Tamaño: 1/4"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF, Tamaño: 1/4"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	11.58	-0.019
Temperatura	°C	76.0	76.0	0.0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	44.9	-0.1
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	44.9	-0.1
Densidad	kg/m ³	47.69	47.6	-0.0881
Entalpía	kJ/kg	457.3	457.3	0
Título	-	1.00	1.00	0.00
Velocidad	m/s	4.33	4.34	0.01

⁹² Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 8. Datos técnicos de tubería de líquido seleccionada ANSI 1/4⁹³

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección Tubería de Líquido
Comentarios:	Según terminología ANSI
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Jueves, 7 de Noviembre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Datos de rendimiento de los componentes: Tubería de cobre ANSI 1/4

Adicional:

Longitud [m]= 2.50

Ángulo [deg]= 90.0

Tamaño nominal [mm] ...= 6.35

Tamaño nominal [inch] . = 0.25

Diámetro interior [mm] = 4.83

Diámetro exterior [mm] = 6.35

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	11.31	-0.285
Temperatura	°C	40.0	40.0	0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	44.0	-1.0
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	44.0	-1.0
Densidad	kg/m ³	1148	1148	0
Entalpía	kJ/kg	257.2	257.2	0
Título	-	0.00	0.00	0.00
Velocidad	m/s	0.18	0.18	0

⁹³ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 9. Lista de selección de tubo capilar por el programa DanCap de Danfoss⁹⁴

DanCap™

Version 1.0
Database 1.0

Input Data

Refrigerant	R134a	
A Heat load of the system	600	W
B Evaporating temperature	-5	°C
C Condensing temperature	45	°C
D Return gas temperature	10	°C

Capillary Tube Recommendation

Flow Rate: 1.81 CFM (N₂ at delta p 10 nbar)

Length	Inner Diameter
0.50 m	0.044 in.
0.86 m	0.049 in.
0.95 m	0.050 in.
1.39 m	0.054 in.
1.52 m	0.055 in.
2.16 m	0.059 in.
3.25 m	0.064 in.
5.09 m	0.070 in.
7.19 m	0.075 in.

Optimal selection is highlighted in green.

Anexo 10. Datos técnicos y análisis de filtro desecante seleccionado DCL 032/032s⁹⁵

Coolselector2

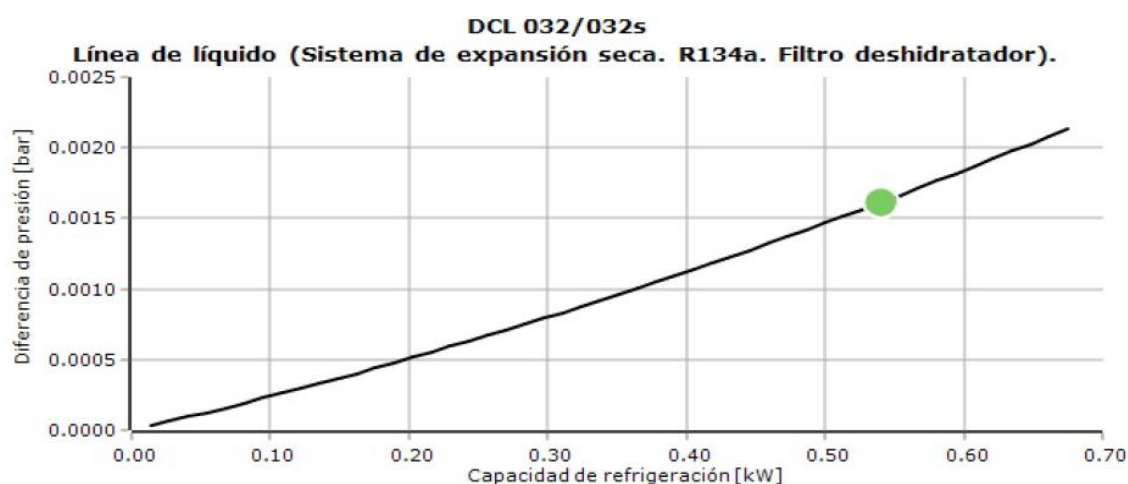


Información del proyecto	
Nombre del proyecto:	Selección Filtro Desecante
Comentarios:	En base a las terminologías de ANSI
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Viernes, 25 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

⁹⁴ Fuente: Software DanCap de Danfoss.

⁹⁵ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Curva de rendimiento



Datos de rendimiento de los componentes: DCL 032/032s

Adicional:

Máxima presión de trabajo (PS/MWP) manométrica [bar] = 46.00
 Temperatura de funcionamiento máxima [°C]= 70.0
 Temperatura de funcionamiento mínima [°C]= -40.0
 Tamaño nominal de la entrada [mm]= 6.00
 Tamaño nominal de la entrada [inch]= 0.25
 Diámetro de entrada [mm]= 4.80
 Tamaño nominal de la salida [mm]= 6.00
 Tamaño nominal de la salida [inch]= 0.25
 Diámetro de salida [mm]= 4.80

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre DIN-EN ODF, Tamaño: 6
 Soldadura cobre ANSI ODF, Tamaño: 1/4"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF, Tamaño: 1/4"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	11.59	-0.002
Temperatura	°C	40.0	40.0	0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	45.0	0.0
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	45.0	0.0
Densidad	kg/m ³	1148	1148	0
Entalpía	kJ/kg	257.2	257.2	0
Título	-	0.00	0.00	0.00
Velocidad	m/s	0.18	0.18	0

Anexo 11. Datos técnicos de visor de líquido seleccionado SGP 6s⁹⁶

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto: Selección Visor de líquido
 Comentarios:
 Creado por: Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
 Coolselector2 versión: 3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
 Imprimido: Viernes, 25 de Octubre de 2019
 Preferencias utilizadas: Todas las aplicaciones

Datos de rendimiento de los componentes: SGP 6s

Adicional:

Máxima presión de trabajo (PS/MWP) manométrica [bar] = 52.00
 Temperatura de funcionamiento máxima [°C]= 80.0
 Temperatura de funcionamiento mínima [°C]= -50.0
 Grado de apertura [%]= 100.00
 Estrangulado= False
 Estado de la válvula= Abierta
 Tamaño nominal de la entrada [mm]= 6.00
 Tamaño nominal de la entrada [inch]= 0.25
 Diámetro de entrada [mm]= 4.00
 Tamaño nominal de la salida [mm]= 6.00
 Tamaño nominal de la salida [inch]= 0.25
 Diámetro de salida [mm]= 4.00

Conexiones disponibles:

Soldadura cobre DIN-EN ODF. Tamaño: 6
 Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"

Conexión sugerida:

Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	11.59	-0.001
Temperatura	°C	40.0	40.0	0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	45.0	0.0
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	45.0	0.0
Densidad	kg/m ³	1148	1148	0
Entalpía	kJ/kg	257.2	257.2	0
Título	-	0.00	0.00	0.00
Velocidad	m/s	0.26	0.26	0

⁹⁶ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 12. Datos técnicos de válvula manual seleccionada BML 6⁹⁷

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección Válvula Manual
Comentarios:	
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Viernes, 25 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Datos de rendimiento de los componentes: BML 6

Adicional:

Máxima diferencia de presión de apertura [bar]	=	21.00
Máxima presión de trabajo (PS/MWP) manométrica [bar] =		28.00
Temperatura de funcionamiento máxima [°C]	=	100.0
Temperatura de funcionamiento mínima [°C]	=	-55.0
Grado de apertura [%]	=	100.00
Estrangulado	=	False
Estado de la válvula	=	Abierta
Tamaño nominal de la entrada [mm]	=	6.00
Tamaño nominal de la entrada [inch]	=	0.25
Diámetro de entrada [mm]	=	4.00
Tamaño nominal de la salida [mm]	=	6.00
Tamaño nominal de la salida [inch]	=	0.25
Diámetro de salida [mm]	=	4.00

Conexiones disponibles:

- Soldadura cobre DIN-EN ODF. Tamaño: 6
- Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"

Conexión sugerida:

- Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	11.59	-0.002
Temperatura	°C	40.0	40.0	0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	45.0	0.0
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	45.0	0.0
Densidad	kg/m³	1148	1148	0
Entalpía	kJ/kg	257.2	257.2	0
Título	-	0.00	0.00	0.00
Velocidad	m/s	0.26	0.26	0

⁹⁷ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 13. Datos técnicos de controlador seleccionado EKC 202A⁹⁸

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección de Controlador
Comentarios:	Detalle básico
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Martes, 8 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Control de evaporadores 1

Case controller EKC 202A

Aplicación(es):	1,2
Tipo de válvula de expansión:	Válvula de expansión termostática
Sistema de Refrigeración:	Evaporador simple
Número de Compresores:	Compresor simple
Funciones de control:	Desecarche eléctrico, Alarma
Entradas Digitales:	Retransmisión de la posición de los contactos, Función de alarma de Comenzando un desecarche, Interruptor general - arranque/parada de ajuste no elum. Cambio de banda de temperatura. Monitoreo general de alarmas de servicio
Comunicación:	MOD bus: Card, LON bus: Card
Montaje:	Panel
Pantalla externa:	
Funcionalidad del Software:	
Soporte del Sensor de Temperatura:	Pt1000, PTC 1000, NTC 5000
Código:	084B8521



⁹⁸ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 14. Datos técnicos de presostato doble seleccionado KP15A⁹⁹

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección Presostato Doble
Comentarios:	
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Sábado, 26 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Presostato doble 1

Dual pressure switch KP15

Refrigerante:	R22, R113, R124, R134a, R404A, R407A, R407C, R407F, R407H, R422B, R438A, R448A, R449A, R449B, R450A, R452A, R507A, R513A, R515B
Product description:	Dual Pressure Control
Pressure range category:	
Contact function:	SPDT
Reset function, left side:	Auto
Regulation left side [bar]Pe:	-0.2 - 7.5
Regulation left side range Pe:	6 inHg - 108 psig
Differential left side [bar]:	0.7 - 4.0
Reset function, right side:	Manual Max
Regulation right side [bar]Pe:	8.0 - 32.0
Differential right side [bar]:	4.0
Pressure connection type:	Flare nut
Pressure connection size:	1/4
Pressure Male/Female:	Female
Enclosure rating IP:	IP30
Cantidad:	1
Approval:	BV
Código:	060-000766. Puede que no esté disponible en tu país



⁹⁹ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 15. Datos técnicos de Válvula Solenoide seleccionada EVR3 v2¹⁰⁰

Coolselector2



Información del proyecto	
Nombre del proyecto:	Selección Válvula Solenoide
Comentarios:	
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Jueves, 7 de Noviembre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Datos de rendimiento de los componentes: EVR 3 v2	
Adicional:	
Máxima diferencia de presión de apertura [bar]	38.00
Máxima presión de trabajo (PS/MWP) manométrica [bar] =	49.00
Temperatura de funcionamiento máxima [°C]	105.0
Temperatura de funcionamiento mínima [°C]	-40.0
Grado de apertura [%]	100.00
Estrangulado	False
Estado de la válvula	Abierta
Tamaño nominal de la entrada [mm]	6.00
Tamaño nominal de la entrada [inch]	0.25
Diámetro de entrada [mm]	4.00
Tamaño nominal de la salida [mm]	6.00
Tamaño nominal de la salida [inch]	0.25
Diámetro de salida [mm]	4.00
Conexiones disponibles:	
Soldadura cobre DIN-EN ODF. Tamaño: 6	
Soldadura cobre DIN-EN ODF. Tamaño: 10	
Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"	
Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 3/8"	
Conexión sugerida:	
Soldadura cobre ANSI ODF. Tamaño: 1/4"	

Valor	Unidad	Entrada	Salida	Diferencia
Presión	bar	11.60	11.59	-0.002
Temperatura	°C	40.0	40.0	0
Temperatura de punto de burbuja	°C	45.0	45.0	0.0
Temperatura de punto de rocío	°C	45.0	45.0	0.0
Densidad	kg/m³	1148	1148	0
Entalpía	kJ/kg	257.2	257.2	0
Título	-	0.00	0.00	0.00
Velocidad	m/s	0.26	0.26	0

¹⁰⁰ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss.

Anexo 16. Especificaciones técnicas de botón de emergencia seleccionado¹⁰¹

Hoja de características del producto

Características

XB4BS8442

parada de emergencia Ø22 - cabeza seta Ø40 - girar para desenchavar 1NC



Principal

Gama de producto	Harmony XB4
Tipo de producto o componente	Emergency switching off push-button Pulsador de parada de emergencia
Nombre corto del dispositivo	XB4
Material del bisel	Metal cromado plateado
Material del anillo fijación	Zamak
Diámetro de montaje	22 mm
Se vende en cantidades indivisibles	1
Forma de la cabeza de señalización	Circular
Tipo de operador	Acción trigger y enclavamiento mecánico
Tipo de cabeza	Estándar
Reset	Girar para desenchavar
Perfil del operador	Rojo Seta ø 40 mm, Sin marcado
Tipo y composición de contactos	1 NC
Funcionamiento de contacto	Ruptura lenta
Conexiones - terminales	Bornas tornillo, ≤ 2 x 1.5 mm ² con terminal acorde a EN 60947-1 Bornas tornillo, ≥ 1 x 0.22 mm ² sin terminal acorde a EN 60947-1

Complementario

Altura	47 mm
Anchura	40 mm
Profundidad	82 mm
Descripción terminales iso n°1	(21-22)NC
Peso del producto	0,118 kg
Resistencia a levados de alta presión	7000000 Pa en 55 °C, distancia: 0,1 m
Uso de contactos	Contactos estándar
Apertura positiva	Con acorde a ENIEC 60947-5-1 anexo K
Recorrido de funcionamiento	1,5 mm - tipo de cable: NC estado eléctrico cambiante)

14 oct 2018

UBS/CH | Schneider

1

¹⁰¹ https://download.schneider-electric.com/files?p_File_Name=XB4BS8442_DATASHEET_WW_en-WW.pdf&p_Reference=XB4BS8442_DATASHEET

Anexo 17. Características técnicas de Selector ON/OFF seleccionado¹⁰²

Hoja de características del producto

Características

XB4BD21

Selector negro ø 22 - 2 posiciones fijas - 1NA



Principal

Gama de producto	Harmony XB4
Tipo de producto o componente	Selector
Nombre corto del dispositivo	XB4
Material del bisel	Metal cromado plateado
Material del anillo fijación	Zamak
Diámetro de montaje	22 mm
Se vende en cantidades indivisibles	1
Tipo de cabeza	Estándar
Forma de la cabeza de señalización	Circular
Tipo de operador	Fijas
Perfil del operador	Negro maneta estándar
Información de posición del operador	2 posiciones de 90°
Tipo y composición de contactos	1 NA
Funcionamiento de contacto	Ruptura lenta
Conexiones - terminales	Bornas tornillo, <= 2 x 1.5 mm² con terminal acorde a ENIEC 60947-1 Bornas tornillo, >= 1 x 0.22 mm² sin terminal acorde a ENIEC 60947-1

Complementario

Altura	47 mm
Anchura	30 mm
Profundidad	65 mm
Descripción terminales IEC n°1	(13-14)NO
Peso del producto	0,095 kg
Resistencia a lavados de alta presión	7000000 Pa en 55 °C, distancia: 0,1 m
Uso de contactos	Contactos estándar
Apertura positiva	Sin
Valor del par	0,14 N.m NA estado eléctrico cambiante
Durabilidad mecánica	1000000 ciclos
Par de apriete	0,8... 1,2 N.m acorde a EN 60947-1
Forma de la cabeza de tornillo	Cruzado compatible con Philips n° 1 destornillador Cruzado compatible con Pozidriv no 1 destornillador Ranurado compatible con plano 4 mm Ø destornillador

13-oct-2018

Aviso Legal: Este documento no pretende sustituir ni debe utilizarse para determinar la selección o la fiabilidad de este producto para aplicaciones específicas expuestas en los usuarios.

¹⁰² https://download.schneider-electric.com/files?p_File_Name=XB4BD21_DATASHEET_WW_en-WW.pdf&p_Reference=XB4BD21_DATASHEET

Anexo 18. Especificaciones técnicas de indicador piloto seleccionado¹⁰³

Hoja de características del producto

Características

XB7EV780P

piloto de Ø 22 - naranja -base BA 9s - 230 V - terminal tornillo



Principal

Gama de producto	Harmony XB7
Tipo de producto o componente	Piloto luminoso
Nombre corto del dispositivo	XB7
Diámetro de montaje	22 mm
Se vende en cantidades indivisibles	10
Información adicional del operador	Con lente fija
Fuente de luz	Incandescente (bombilla no incluida)
Presentación del dispositivo	Producto monofásico

Complementario

Altura	29 mm
Anchura	29 mm
Profundidad	54 mm
Descripción terminales iso n°1	(X1-X2)PL
Peso del producto	0,02 kg
Categoría de sobretensión	Clase II acorde a IEC 60538
Montaje del dispositivo	Orificio de fijación - diámetro: 22,5 mm 22.3 +0,4/0 acorde a EN/IEC 60947-5-1
Centro de fijación	>= 30 x 40 mm - tipo de cable: panel de soporte) metal - grosor: 1...6 mm >= 30 x 40 mm - tipo de cable: panel de soporte) plástico - grosor: 2...6 mm
Modo de fijación	Tuerca de fijación debajo de la cabeza, estado 1 2...2,4 N.m
Forma de la cabeza de señalización	Circular
Tapa/Cabeza o color de la lente	Naranja
Conexiones - terminales	Conectores Faston 6,35 x 0,8 mm acorde a EN/IEC 60947-1 Conectores de etiqueta de tipo derivado 6,5 mm acorde a EN/IEC 60947-1 Borneo tornillo, <= 2 x 1,5 mm² con terminal acorde a EN/IEC 60947-1 Borneo tornillo, 1 x 0,22-2 x 2,5 mm² sin terminal acorde a EN/IEC 60947-1
Par de apriete	0,5... 1,2 N.m acorde a EN 60947-1
Forma de la cabeza de tornillo	Cruzado compatible con JIS N.º 1 destornillador Cruzado compatible con Philips n.º 1 destornillador Cruzado compatible con Pozidriv no 1 destornillador Ranurado compatible con plano 4 mm Ø destornillador Ranurado compatible con plano 5,5 mm Ø destornillador
[U] Tensión nominal de aislamiento	250 V (grado contaminación 3) acorde a EN/IEC 60947-1
[Uimp] Resistencia a picos de tensión	6 kV acorde a EN/IEC 60947-1

13-03-2019

www.schneider-electric.com

Aviso Legal: Esta documentación no pretende sustituir el deber de leer el manual o la ficha técnica de estos productos para aplicaciones específicas de los usuarios.

¹⁰³ https://download.schneider-electric.com/files?p_File_Name=XB7EV780P_DATASHEET_WW_en-WW.pdf&p_Reference=XB7EV780P_DATASHEET

Anexo 19. Características técnicas de interruptor seleccionado iC60n¹⁰⁴

Ficha técnica del producto Características

A9F74206

INT. TERMOMAGNETICO IC60N 2X6A CURVA
C



Principal

Aplicación del dispositivo	Distribución
Gama	Acti 9
Nombre del producto	Acti 9 IC60
Tipo de producto o componente	Interruptor automático en miniatura
Nombre corto del dispositivo	IC60N
Número de polos	2P
Número de polos protegidos	2
Corriente nominal (In)	6 A
Tipo de red	CA DC
Tecnología de unidad de disparo	Térmico-magnético
Código de curva	C
Poder de corte	6000 A Icu 400 V CA 50/60 Hz ENIEC 60898-1 36 kA Icu 12...60 V CA 50/60 Hz ENIEC 60947-2 10 kA Icu ≤ 125 V DC ENIEC 60947-2 10 kA Icu 380...415 V CA 50/60 Hz ENIEC 60947-2 20 kA Icu 220...240 V CA 50/60 Hz ENIEC 60947-2 6 kA Icu 440 V CA 50/60 Hz ENIEC 60947-2 36 kA Icu 100...133 V CA 50/60 Hz ENIEC 60947-2
Categoría de utilización	Categoría A EN 60947-2 Categoría A IEC 60947-2
Apto para seccionamiento	Sí EN 60898-1 Sí EN 60947-2 Sí IEC 60898-1 Sí IEC 60947-2
Normas	EN 60898-1 IEC 60898-1 EN 60947-2 IEC 60947-2

¹⁰⁴ <https://www.se.com/mx/es/product/A9F74206/int.-termomagnetico-ic60n-2x6a-curva-c/>

Complementario

Frecuencia de red	50/60 Hz
Límite de enlace magnético	8 x In +/- 20%
[Ics] poder de corte en servicio	15 kA 75 % EN 60947-2 220...240 V CA 50/60 Hz 7.5 kA 75 % EN 60947-2 380...415 V CA 50/60 Hz 4.5 kA 75 % EN 60947-2 440 V CA 50/60 Hz 15 kA 75 % IEC 60947-2 220...240 V CA 50/60 Hz 7.5 kA 75 % IEC 60947-2 380...415 V CA 50/60 Hz 4.5 kA 75 % IEC 60947-2 440 V CA 50/60 Hz 27 kA 75 % IEC 60947-2 12...133 V CA 50/60 Hz 27 kA 75 % EN 60947-2 12...133 V CA 50/60 Hz 6000 A 100 % EN 60898-1 400 V CA 50/60 Hz 6000 A 100 % IEC 60898-1 400 V CA 50/60 Hz 10 kA 100 % IEC 60947-2 72...125 V DC 10 kA 100 % EN 60947-2 72...125 V DC
Clase de limitación	3 EN 60898-1 3 IEC 60898-1
[U] tensión asignada de aislamiento	CA 50/60 Hz EN 60947-2 CA 50/60 Hz IEC 60947-2
[Uimp] Tensión asignada de resistencia a los choques	6 kV EN 60947-2 6 kV IEC 60947-2
Indicador de posición del contacto	SI
Tipo de control	Maneta
Señalizaciones en local	Indicador de disparo
Tipo de montaje	Fijo
Tipo de montaje	Canli DIN
Compatibilidad de bloque de distribución de embarrado tipo peine	Arriba o abajo SI
Pase de 9 mm	4
Altura	85 mm
Anchura	36 mm
Profundidad	78.5 mm
Peso del producto	0.25 kg
Color	Blanco
Endurancia mecánica	20000 ciclos
Durabilidad eléctrica	10000 ciclos
Conexiones - terminales	Terminal simple arriba o abajo 1...25 mm² rígido Terminal simple arriba o abajo 1...16 mm² Flexible
Longitud de cable pelado para conectar bornas	14 mm arriba o abajo
Par de apriete	2 N.m arriba o abajo
Protección contra fugas a tierra	Bloque independiente

Entorno

Grado de protección IP	IP20 IEC 60529 IP20 EN 60529
Grado de contaminación	3 EN 60947-2 3 IEC 60947-2
Categoría de sobretensión	IV
Tropicalización	2 IEC 60068-1
Humedad relativa	95 % 55 °C
Altitud máxima de funcionamiento	0...2000 m
Temperatura ambiente de funcionamiento	-35...70 °C
Temperatura ambiente de almacenamiento	-40...85 °C

Anexo 20. Características técnicas de interruptor diferencial seleccionado

Acti9 2x25A¹⁰⁵

Hoja de características del producto

Características

A9Q01225

Bloque diferencial Vigi iC60 - 2P - 25A - 30mA - clase AC



Principal

Gama	Acti 9
Tipo de producto o componente	Bloque Vigi
Nombre corto del dispositivo	Vigi iC60
Número de polos	2P
[In] Corriente nominal	25 A
Sensibilidad de fuga a tierra	30 mA
Retardo de la protección contra fugas a tierra	Instantáneo
Earth leakage protection type	Tipo AC
Tipo de red	CA
Frecuencia de red	50/60 Hz
[Ue] Tensión nominal de empleo	130 V CA 50/60 Hz acorde a EN 61009-1 130 V CA 50/60 Hz acorde a IEC 61009-1
Normas	EN 61009-1 IEC 61009-1
Paseo de 9 mm	3

Complementario

Ubicación del dispositivo en el sistema	Salida
Tecnología de disparo corriente residual	Independiente de la tensión
[Ui] Tensión nominal de aislamiento	500 V CA 50/60 Hz acorde a IEC 60947-2
[Uimp] Resistencia a picos de tensión	6 kV acorde a IEC 60947-2
Compatibilidad de gama	Acti 9 iC60
Compatibilidad del producto	Terminal
Señalizaciones en local	Indicador de disparo
Tipo de montaje	Ajustable en clip
Soporte de montaje	Carril DIN

No Legat. Datos de documentación no preferidos para el uso de este producto en aplicaciones especiales para sistemas especiales de los usuarios.

Conexión eléctrica a MCB	Enchufable
Compatibilidad de bloque de distribución y embarrado tipo peine	Inferior, estado 1 SI
Altura	91 mm
Anchura	27 mm
Profundidad	73,5 mm
Peso del producto	0,165 kg
Conexiones - terminales	Terminal tipo túnel inferior para 1 cable(s) 1...25 mm² rígido sin terminal Terminal tipo túnel inferior para 1 cable(s) 1...16 mm² Flexible sin terminal Terminal tipo túnel inferior para 1 cable(s) 1...16 mm² Flexible con terminal
Longitud de cable pelado para conectar bornas	14 mm para inferior conexión
Par de apriete	2 N.m inferior

Entorno

Grado de protección IP	IP20 acorde a IEC 60529 IP40 - tipo de cable: envolvente modular) acorde a IEC 60529
Grado de contaminación	3 acorde a IEC 60947-2
Compatibilidad electromagnética	Resistencia a impulsos 8/20 µs, 250 A acorde a IEC 61009-1
Temperatura ambiente de funcionamiento	-5...60 °C
Temperatura ambiente de almacenamiento	-40...85 °C

Sostenibilidad de la oferta

Estado de oferta sostenible	Producto Green Premium
Reglamento REACH	Declaración de REACH
Directiva RoHS UE	Under investigation
Sin mercurio	Sí
Información sobre exenciones de RoHS	Sí
Normativa de RoHS China	Declaración RoHS China Producto fuera del ámbito de RoHS China. Declaración informativa de sustancias
Comunicación ambiental	Perfil ambiental del producto
Perfil de circularidad	No se necesitan operaciones de reciclaje específicas
RAEE	En el mercado de la Unión Europea, el producto debe desecharse de acuerdo con un sistema de recolección de residuos específico y nunca terminar en un contenedor de basura.

¹⁰⁵ <https://www.se.com/es/es/product/A9Q01225/bloque-diferencial-vigi-ic60---2p---25a---30ma---clase-ac/?range=7556-acti-9-ic60&node=12144421662-m%C3%B3dulos-diferenciales-auxiliares>

Anexo 21. Características técnicas de contactor seleccionado LC1D09¹⁰⁶

Hoja de características del producto

Características

LC1D09P7

TeSys D - Contactor - 3P AC-3 - ≤ 440 V 9 A - bobina 230 V CA



Principal

Gama	TeSys
Nombre del producto	TeSys D
Tipo de producto o componente	Contactor
Nombre corto del dispositivo	LC1D
Aplicación del contactor	Carga resistiva Control del motor
Categoría de empleo	AC-4 AC-1 AC-3
Número de polos	3P
Power pole contact composition	3 NA
[Ue] Tensión nominal de empleo	Círculo de alimentación, estado 1 ≤ 690 V CA 25...400 Hz Círculo de alimentación, estado 1 ≤ 300 V CC
[Ie] Corriente nominal de empleo	9 A 60 °C) en ≤ 440 V CA AC-3 para círculo de alimentación 25 A 60 °C) en ≤ 440 V CA AC-1 para círculo de alimentación
Potencia del motor en kW	2,2 kW en 220...230 V CA 50/60 Hz - tipo de cable: AC-3) 4 kW en 380...400 V CA 50/60 Hz - tipo de cable: AC-3) 4 kW en 415...440 V CA 50/60 Hz - tipo de cable: AC-3) 5,5 kW en 500 V CA 50/60 Hz - tipo de cable: AC-3) 5,5 kW en 660...690 V CA 50/60 Hz - tipo de cable: AC-3) 2,2 kW en 400 V CA 50/60 Hz - tipo de cable: AC-4)
Motor power HP (UL / CSA)	1 hp en 230/240 V CA 50/60 Hz para 1 fase motor 2 hp en 200/208 V CA 50/60 Hz para 3 fases motor 2 hp en 230/240 V CA 50/60 Hz para 3 fases motor 5 hp en 480/480 V CA 50/60 Hz para 3 fases motor 7,5 hp en 575/600 V CA 50/60 Hz para 3 fases motor 0,33 hp en 115 V CA 50/60 Hz para 1 fase motor
Tipo de circuito de control	CA en 50/60 Hz
[Uc] tensión de circuito de control	230 V CA 50/60 Hz
Composición de los contactos auxiliares	1 NA + 1 NC
[Uimp] Resistencia a picos de tensión	6 kV acorde a IEC 60947

Las Leyes de conservación no garantizan la calidad de los productos de la Schneider Electric para el uso de estos productos para el uso de los usuarios

Categoría de sobretensión	II
[Ith] Corriente térmica convencional	25 A en <60 °C para circuito de alimentación 10 A en <60 °C para circuito de señalización
Ima poder de conexión nominal	250 A en 440 V para circuito de alimentación acorde a IEC 60947 140 A CA para circuito de señalización acorde a IEC 60947-5-1 250 A CC para circuito de señalización acorde a IEC 60947-5-1
Poder de corte asignado	250 A en 440 V para circuito de alimentación acorde a IEC 60947
[Icw] Corriente temporal admisible	105 A en <40 °C - 10 s para circuito de alimentación 210 A en <40 °C - 1 s para circuito de alimentación 30 A en <40 °C - 10 min para circuito de alimentación 61 A en <40 °C - 1 min para circuito de alimentación 100 A - 1 s para circuito de señalización 120 A - 500 ms para circuito de señalización 140 A - 100 ms para circuito de señalización
Fusible asociado	10 A gG para circuito de señalización acorde a IEC 60947-5-1 25 A gG en <= 690 V coordinación tipo 1 para circuito de alimentación 20 A gG en <= 690 V coordinación tipo 2 para circuito de alimentación
Impedancia media	2,5 mOhm - Ith 25 A 50 Hz para circuito de alimentación
[Ui] Tensión nominal de aislamiento	Circuito de alimentación, estado 1 600 V acorde a IEC 60947-4-1 Circuito de alimentación, estado 1 600 V CSA certifiad Circuito de alimentación, estado 1 600 V UL certifiad Circuito de señalización, estado 1 600 V acorde a IEC 60947-1 Circuito de señalización, estado 1 600 V CSA certifiad Circuito de señalización, estado 1 600 V UL certifiad
Durabilidad eléctrica	0,6 Millios 25 A AC-1 en Ue <= 440 V 2 Millios 9 A AC-3 en Ue <= 440 V
Potencia disipada por polo	1,56 W AC-1 0,2 W AC-3
Safety cover	Con
Soporte de montaje	Carri Placa
Normas	CSA C22.2 No 14 EN 60947-4-1 EN 60947-5-1 IEC 60947-4-1 IEC 60947-5-1 UL 508
Certificaciones de producto	GOST BV LR08 (Lloyds Register of Shipping) DNV CSA RINA CCC UL GL
Tipo de conexión	Circuito de alimentación, estado 1 Bornea tornillo 1 cable(s) 1...4 mm²Flexible sin extremidad de cable Circuito de alimentación, estado 1 Bornea tornillo 2 cable(s) 1...4 mm²Flexible sin extremidad de cable Circuito de alimentación, estado 1 Bornea tornillo 1 cable(s) 1...4 mm²Flexible con Circuito de alimentación, estado 1 Bornea tornillo 2 cable(s) 1...2,5 mm²Flexible con Circuito de alimentación, estado 1 Bornea tornillo 1 cable(s) 1...4 mm²Rígido sin extremidad de cable Circuito de alimentación, estado 1 Bornea tornillo 2 cable(s) 1...4 mm²Rígido sin extremidad de cable Circuito de control, estado 1 Bornea tornillo 1 cable(s) 1...4 mm²Flexible sin extremidad de cable Circuito de control, estado 1 Bornea tornillo 2 cable(s) 1...4 mm²Flexible sin extremidad de cable Circuito de control, estado 1 Bornea tornillo 1 cable(s) 1...4 mm²Flexible con Circuito de control, estado 1 Bornea tornillo 2 cable(s) 1...2,5 mm²Flexible con Circuito de control, estado 1 Bornea tornillo 1 cable(s) 1...4 mm²Rígido sin extremidad de cable Circuito de control, estado 1 Bornea tornillo 2 cable(s) 1...4 mm²Rígido sin extremidad de cable
Par de apriete	Circuito de alimentación, estado 1 1,7 N.m - en Bornea tornillo - con destornillador plano Ø 6 Circuito de alimentación, estado 1 1,7 N.m - en Bornea tornillo - con destornillador Philips nº 2 Circuito de control, estado 1 1,7 N.m - en Bornea tornillo - con destornillador plano Ø 6 Circuito de control, estado 1 1,7 N.m - en Bornea tornillo - con destornillador Philips nº 2
Duración de maniobra	12...22 ms cierre 4...19 ms apertura
Nivel de fiabilidad de seguridad	B10d = 1369883 ciclos contactor con carga nominal acorde a EN/ISO 13849-1 B10d = 20000000 ciclos contactor con carga mecánica acorde a EN/ISO 13849-1

¹⁰⁶ <https://www.se.com/es/es/product/LC1D09P7/tesys-d---contactor---3p-ac-3---%3C%3D440-v-9-a---bobina-230-v-ca/>

Anexo 22. Características técnicas de relé térmico seleccionado LRD10¹⁰⁷

Hoja de características del producto
Características

LRD10
TeSys D - Relés de protección térmica - 4...6 A - clase 10A



Principal	
Gama	TeSys
Nombre del producto	TeSys LRD
Tipo de producto o componente	Relés de sobrecarga térmica diferencial
Nombre corto del dispositivo	LRD
Aplicación del relé	Protección del motor
Compatibilidad del producto	LC1D09 LC1D32 LC1D38 LC1D12 LC1D18 LC1D25
Tipo de red	CC CA
Rango de ajustes de protección térmica	4...6 A
[Ui] Tensión nominal de aislamiento	Circuito de alimentación, estado 1 600 V acorde a CSA Circuito de alimentación, estado 1 600 V acorde a UL Circuito de alimentación, estado 1 690 V acorde a IEC 60947-4-1
Complementario	
Frecuencia de red	0...400 Hz
Soporte de montaje	Placa, con accesorios específicos Carril, con accesorios específicos Bajo contactor
Umbral de disparo	1,14 +/- 0,06 I _n acorde a IEC 60947-4-1
[Ith] Corriente térmica convencional	5 A para circuito de señalización
Corriente permitida	3 A en 120 V AC-15 para circuito de señalización 0,22 A en 125 V DC-13 para circuito de señalización
[Ue] Tensión nominal de empleo	690 V CA 0...400 Hz
[Uimp] Resistencia a picos de tensión	6 kV
Sensibilidad de fallo de fase	Corriente disparo 130% de I _n en de fases, la última a 0

31-oct-2019

1 de 1

Tipo de control	Rojo pulsador, estado 1 parada Azul pulsador, estado 1 Reajuste
Compensación de temperatura	-20...60 °C
Conexiones - terminales	Circuito de control, estado 1 Bomas tornillo 2 cable(s) 1...2,5 mm² Flexible sin extremidad de cable Circuito de control, estado 1 Bomas tornillo 2 cable(s) 1...2,5 mm² Flexible con Circuito de control, estado 1 Bomas tornillo 2 cable(s) 1...2,5 mm² sólido sin extremidad de cable Circuito de alimentación, estado 1 Bomas tornillo 1 cable(s) 1,5...10 mm² Flexible sin extremidad de cable Circuito de alimentación, estado 1 Bomas tornillo 1 cable(s) 1...4 mm² Flexible con Circuito de alimentación, estado 1 Bomas tornillo 1 cable(s) 1...6 mm² sólido sin extremidad de cable
Par de apriete	Circuito de control, estado 1 1,7 N.m - en Bomas tornillo Circuito de alimentación, estado 1 1,7 N.m - en Bomas tornillo
Anchura	45 mm
Profundidad	70 mm
Peso del producto	0,124 kg

Entorno

Tratamiento de protección	TH acorde a IEC 60068
Grado de protección IP	IP20 acorde a IEC 60529
Temperatura ambiente de funcionamiento	-20...60 °C sin disminución acorde a IEC 60947-4-1
Temperatura ambiente de almacenamiento	-60...70 °C
Resistencia a las llamas	V1 acorde a UL 94
Resistencia mecánica	Vibraciones, estado 1 6 Gn acorde a IEC 60068-2-6 Impactos, estado 1 15 Gn para 11 ms acorde a IEC 60068-2-7
Fuerza dieléctrica	6 KV en 50 Hz acorde a IEC 60255-5
Normas	ATEX D 94/9/CE UL 508 IEC 60947-4-1 EN 60947-4-1 EN 60947-5-1 CSA C22.2 No 14 IEC 60947-5-1
Certificaciones de producto	CCC CSA ATEX INERIS LROS (Lloyds Register of Shipping) UL GL BV DNV GOST RINA

Sostenibilidad de la oferta

Estado de oferta sostenible	Producto Green Premium
Reglamento REACH	Declaración de REACH
Directiva RoHS UE	Under investigation
Sin mercurio	Sí
Información sobre exenciones de RoHS	Sí
Normativa de RoHS China	Declaración RoHS China Producto fuera del ámbito de RoHS China. Declaración informativa de sustancias
Comunicación ambiental	Perfil ambiental del producto
Perfil de circularidad	Información de fin de vida útil

¹⁰⁷ <https://www.se.com/es/es/product/LRD10/tesys-d---rel%C3%A9-de-protecci%C3%B3n-t%C3%A9rmica---4...6-a---clase-10a/>

Anexo 23.Descripción del conductor seleccionado NH80¹⁰⁸



TTRF-70 (NLT / NMT)

Usos

En aparatos sujetos a desplazamientos, arrollamientos o vibraciones y para todo tipo de equipos móviles. Servicio liviano NLT (SVTO) y servicio medio pesado NMT (SJTO).

Descripción

Dos, tres o cuatro conductores de cobre electrolítico recocido, flexible, cableado en haz, aislados con PVC, trenzados, relleno de PVC y cubierta exterior común de PVC.

Características

Gran flexibilidad, terminación compacta; resistente a la abrasión, humedad y al aceite. Retardante a la llama.

Marcación

INDECO S.A. TTRF-70(NLT / NMT) <Sección> 300/500 V
Marca a solicitud: <Año> <Nombre Cliente> <Metrado Secuencial>

Calibres

NLT : 18 AWG - 14 AWG.
NMT: 12 AWG - 10 AWG.

Embalaje

En rollos estándar de 100 metros.

Colores

Aislamiento: 2 conductores: blanco y negro.
3 conductores: blanco, negro y rojo.
4 conductores: blanco, negro, rojo y amarillo.

Cubierta Exterior: Gris.



Norma(s) de Fabricación
NTP 370.252
Tensión de servicio
0.3/0.5 kV
Temperatura de operación
70°C

¹⁰⁸ <http://www.promelsa.com.pe/pdf/1000586.pdf>

Anexo 24. Características técnicas del sensor de temperatura seleccionado

EKS211¹⁰⁹

Coolselector2



Información del proyecto

Nombre del proyecto:	Selección Sensor de Temperatura
Comentarios:	
Creado por:	Carlos Enmanuel Custodio Rodríguez
Coolselector2 versión:	3.6.1. Base de datos: 50.50.2.22.7.31
Imprimido:	Lunes, 28 de Octubre de 2019
Preferencias utilizadas:	Todas las aplicaciones

Sonda de temperatura, NTC 2

Temperature sensor, NTC EKS 211

Sensor elem. resistance [Ohm]:	5000.0
Product Type:	EKS 211
Measuring range [°C]:	-40.0 - 80.0
Cable length [m]:	1.5
Electrical connection:	CABLE WITH PINS
Sensor element type:	NTC
Ambient temperature max. [°C]:	80.0
Cable tempr. range [°C]:	-40.0 - 100.0
Cantidad:	150
Código:	084B4403. Mínima cantidad del pedido: 150 piezas. Puede que no esté en tu país



¹⁰⁹ Fuente: Software CoolSelector2 de Danfoss