



Diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración

Benavides Gallegos, Joel Sebastian; Chávez Guerrero, Bryan Fernando; Reyes Utreras, José Daniel y

Yépez Rosero, Gandhi David

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Luis Miguel Carrión Matamoros PhD

14 de agosto del 2022



DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS ...

Scanned on: 20:33 August 19, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	0
Words with Minor Changes	0
Paraphrased Words	0
Omitted Words	0



Escanea este código QR para:
LOIS MIGUEL
CARRION
MATAMOROS



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular, "Diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración" fue realizado por los señores Benavides Gallegos, Joel Sebastian, Chávez Guerrero, Bryan Fernando, Reyes Utreras, José Daniel y Yépez Rosero, Gandhi David, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizada en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 14 de agosto de 2022

Firma:



Firmado electrónicamente por:
LUIS MIGUEL
CARRION
MATAMOROS

Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel

C. C. 110357467 - 7



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Benavides Gallegos, Joel Sebastian, Chávez Guerrero, Bryan Fernando, Reyes Utreras, José Daniel y Yépez Rosero, Gandhi David**, con cédulas de ciudadanía n° 172624987 - 1, 172210687 - 7, 172606302 - 5, 171854559 - 1, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **"Diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración"**, es de nuestra autoría, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 14 de agosto de 2022

Firmas:

Benavides Gallegos, Joel Sebastian

C.C. 172624987 - 1

Chávez Guerrero, Bryan Fernando

C.C. 172210687 - 7

Reyes Utreras, José Daniel

C.C. 172606302 - 5

Yépez Rosero, Gandhi David

C.C. 171854559 - 1



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros, **Benavides Gallegos, Joel Sebastian, Chávez Guerrero, Bryan Fernando, Reyes Utreras, José Daniel y Yépez Rosero, Gandhi David**, con cédulas de identidad n° 172624987 - 1, 172210687 - 7, 172606302 - 5, 171854559 - 1, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: "Diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración", en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 14 de agosto de 2022

Firmas:

Benavides Gallegos, Joel Sebastian

C.C. 172624987 - 1

Chávez Guerrero, Bryan Fernando

C.C. 172210687 - 7

Reyes Utreras, José Daniel

C.C. 172606302 - 5

Yépez Rosero, Gandhi David

C.C. 171854559 - 1

Dedicatoria

Dedico este trabajo y todo mi esfuerzo durante mi vida académica a los principales precursores de mis logros, mis padres Anita y Javier, quienes con su ejemplo de dedicación y sacrificio plantaron en mi conciencia ideales de superación y valores que me han permitido llegar a cumplir mis anhelos, son quienes me brindaron todo su apoyo y amor en todo momento con lo que saco fuerzas cada día para seguir adelante.

A mi hermano Juan Daniel, por ser la luz que alegra nuestro hogar, ser mi cómplice en todo momento y ser por quien me supero cada día para poder brindarle el mejor ejemplo de vida.

A mis amigos, mis fieles compañeros que con cada aventura junto a ellos he logrado percibir su amistad sincera y apoyo incondicional.

Joel Sebastian Benavides Gallegos

A mis padres, Luis y Paulina, quienes han sido el vínculo directo para lograr el desarrollo de este trabajo, que con sus palabras de aliento y apoyo incondicional supieron guiar y abrir el camino de la educación durante estos 25 años, decirles que la semilla que sembraron finalmente ha empezado a dar frutos, a mi hermana que con todo el apoyo material y sentimental me guio en este camino, y sin duda a mis abuelitos quienes han estado detrás de mi camino por todo este tiempo.

Bryan Fernando Chávez Guerrero

El presente trabajo lo quiero dedicar a Dios por estar conmigo desde siempre y amarme por como soy. A mi madre Soraya, quien es la persona que más amo y valoro en este mundo, pues ha estado conmigo brindándome su apoyo, sus consejos y demostrándome cuanto me ama con cada uno de sus actos. A mi hermano Christopher, por ser mi mayor motor para seguir adelante, mi mano derecha y mi persona de confianza y por quien yo daría la vida. A mi padre Franklin, por su apoyo incondicional.

A mi angelito del cielo, mi abuelita Marianita que, aunque su partida me rompió el corazón, ella siempre estuvo orgullosa de mí y sabía que cada uno de mis logros alcanzados serán por ella y para ella. A mis tíos Graciela, José y Enma; a mis primos Steev, Jheremy, Adriana y Luana, por siempre estar para mí en las situaciones buenas y malas. A mis amigos Evelin, Ricardo, Andrea, Jhon, Joha y Erika, que han formado parte de mi vida y los llevo siempre en mi corazón.

José Daniel Reyes Utreras

Este trabajo está dedicado a mis padres, Hugo y Dorys, quienes me han sabido apoyar completamente a lo largo de mi carrera universitaria con su compañía y ánimos de no rendirme. A mi hermano Kevin y a mi familia, quienes siempre han creído en mí y en la frase que alguna vez un niño dijo: "Todo se puede".

A mis abuelos, "Papá Yayo" y "Mamá Anita", quienes con su saber de vida me han ayudado a entender que, a pesar de las adversidades siempre existirá, por mínimo que sea, un momento para respirar y seguir adelante. Después de todo:

"Le vent se lève, il faut tenter de vivre."

- Paul Valéry

Gandhy David Yépez Rosero

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres y hermano por ser la luz que guía mi vida, son el principal apoyo para cada uno de mis logros y la razón de seguir luchando para conseguirlos, espero la vida me premie con todo el tiempo necesario para poder recompensarles todo lo que por mí han hecho.

Quiero también agradecer a mi familia porque en cada momento y recuerdo de mi vida siempre han estado presente, siempre me han recibido en su hogar con ese cariño y aprecio que espero nunca me falte.

Por último, quiero agradecer a las personas por las que este proyecto fue posible, a mi tutor, Ing. Luis Carrión PhD, por brindarnos su apoyo y conocimiento a lo largo de todo el proceso, a mis compañeros Bryan, Daniel y Gandhi por todo el esfuerzo que pusieron para poder culminarlo y a las empresas Acero de los Andes y Termo-Sistemas quienes nos apoyaron con su experticia y talleres para desarrollar un proyecto de calidad.

Joel Sebastian Benavides Gallegos

En primer lugar, quiero agradecer a Dios por darme la capacidad y voluntad para obtener el anhelo más deseado, a mis padres agradecerles por sus conocimientos, consejos y la provisión necesaria para culminar todo este trabajo. A mis familiares quienes brindaron su apoyo y conocimiento indudable en cualquier momento.

Agradecer también al Ingeniero Luis Carrión que con el aporte de sus conocimientos se logró cumplir el proyecto y como no agradecer a mis amigos, quienes estuvieron pendientes de mis logros y saben el esfuerzo realizado en las aulas para finalmente decir: ¡Lo logramos!

Bryan Fernando Chávez Guerrero

Primero que nada, agradezco a Dios por permitirme llegar hasta esta etapa de mi vida, a pesar de existir situaciones complicadas durante mi trayecto académico, éstas me han ayudado a crecer como persona.

A la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica que me han posibilitado desarrollar mi etapa universitaria para formarme personal y profesionalmente en la vida.

A mi tutor, Ing. Luis Carrión PhD por apoyarme en todo el proceso de integración curricular, por su paciencia y compartir sus enseñanzas y vivencias durante este trayecto académico.

A la Dra. Lucy Mora por brindarme todo el apoyo psicológico en las etapas más difíciles de mi carrera.

José Daniel Reyes Utreras

Quiero agradecer a toda mi familia que, a lo largo de toda mi vida, han demostrado un apoyo incondicional, han inculcado consejos y experiencias, y han sido siempre mi motivo de superación para poder llegar a este día. A Vicente (QEPD) y Cecilia, mi tío y tía que me mostraron con cariño que un libro puede tener más historia en su pasado, que en sus mismas páginas.

A mis grandes amigos que la universidad me ayudo a encontrar, aquellos que han demostrado que ser un amigo, es brindarte una sonrisa a pesar de la distancia en el tiempo. Por último, pero no menos importante, quiero agradecer al Ing. Luis Carrión PhD, quien con su conocimiento, experiencia y motivación fue un pilar fundamental en el desarrollo de este proyecto.

Gandhy David Yépez Rosero

Índice de Contenidos

Dedicatoria.....	6
Agradecimientos	8
Índice de Contenidos	10
Índice de Tablas	17
Índice de Figuras	21
Glosario de Términos.....	28
Nomenclatura	28
Símbolos Griegos	30
Subíndices	30
Resumen	31
Abstract.....	32
Capítulo I. Generalidades.....	33
Antecedentes	33
Definición del Problema.....	36
Objetivos	37
Objetivo General	37
Objetivos Específicos	37
Alcance.....	37
Justificación e Importancia	38
Justificación.....	38
Importancia.....	39
Capítulo II. Marco Teórico.....	41
Conceptos Generales en Termodinámica.....	41

Primera Ley de la Termodinámica	41
Balance de Energía.....	41
Ecuación de Estado del Gas Ideal.....	42
Entalpia	42
Energía Interna.....	42
Energía de Flujo.....	43
Relaciones de Calores Específicos de Gases Ideales	45
Proceso isentrópico	45
Sistemas de Estado Estacionario.....	46
Balance de energía en sistemas de estado estacionario.	47
Conceptos Generales en Transferencia de Calor	49
Transferencia de Calor por Conducción.....	49
Transferencia de Calor por Convección	49
Transferencia de Calor por Radiación	49
Números Adimensionales	50
Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.....	55
Coeficiente Global de Transferencia de Calor	56
Transferencia de Calor por Convección sobre Superficies Exteriores	58
Flujo Laminar en Coraza.....	58
Convección Fuera de Tubos y Tuberías.....	58
Intercambio de Calor con Cambio de Fase	60
Ebullición.....	60
Condensación.....	63
Conceptos Generales en Mecánica de Fluidos.	64

	12
Ecuación de la Energía para Flujo Estacionario.....	64
Ecuación de la Energía para Sistemas de Bombeo	66
Intercambiadores de Calor	69
Tipos de Intercambiadores de Calor	69
Aplicación en Intercambiadores de Calor de Carcasa y Tubos	73
Eficiencia en Intercambiadores de Calor	74
Sistemas de Refrigeración.....	75
Ciclos de Refrigeración.....	75
Componentes del Sistema de Refrigeración.....	78
Compresor.....	78
Condensador.....	82
Válvula de Expansión	82
Campos de Aplicación	84
Refrigerantes.....	84
Refrigerantes Halogenados.....	85
Mezclas	86
Refrigerantes no Orgánicos	86
Impacto Ambiental	87
Clasificación según su Toxicidad	88
Clasificación según su Inflamabilidad	88
Conceptos generales aplicados en Sistemas de Control.....	90
Conceptos Básicos.....	91
Tipos de Entrada	94
Sensores y Transductores	95

Representación en Diagramas de Bloques.	99
Transformada de Laplace.....	100
Interpretación del Diagrama de Polos y Ceros	101
Componentes para Placas PCB	101
Sistemas de Control	111
Clasificación de Sistemas de Control.	115
Dinámica de Sistemas	116
Análisis y Diseño de Sistemas de Control	117
Modos de control.....	120
Control de Dos Posiciones.....	120
Control Flotante	121
Control Proporcional.....	122
Control Proporcional + Integral (PI)	123
Control Proporcional + Integral + Derivativo (PID)	126
Capítulo III. Diseño y Construcción del Banco de Pruebas del Sistema De Refrigeración	127
Selección de Tubería de Refrigeración.....	127
Tubería para el Evaporador	131
Tubería para Condensador	131
Selección del refrigerante	132
Criterios de Selección del Refrigerante.....	132
Selección de Compresor	136
Selección del Tipo de Compresor.....	136
Cálculos para Selección de Unidad Compresora.....	136
Selección del tipo de Válvula de Expansión	146

Selección de Válvula de Expansión Electrónica	146
Selección del Intercambiador de Calor para el Evaporador y Condensador	148
Consideraciones de Diseño para Evaporador y Condensador	149
Diseño del Evaporador	149
Parámetros Geométricos	151
Coeficiente de Convección Interno	153
Coeficiente de Convección Externo	156
Coeficiente Global de Transferencia de Calor	159
Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	159
Diseño del Condensador	161
Parámetros Geométricos	162
Coeficiente de Convección Interno	164
Coeficiente de Convección Externo	167
Coeficiente Global de Transferencia	170
Diferencia de Temperatura Media Logarítmica	170
Selección de Bombas	172
Selección de Bomba para Flujo de Agua	176
Selección de Bomba para Flujo de Aceite	177
Selección de la mejor estrategia de control y modelamiento del sistema	179
Modelo Dinámico del Evaporador	179
Modelo Dinámico del Condensador	185
Modelo Numérico	194
Construcción del Banco de Pruebas	199
Tanques de Almacenamiento	203

Sistema de Refrigeración	206
Sistema de Alimentación	213
Capítulo IV. Diseño e Implementación del Sistema de Control y Adquisición de Datos	219
Diseño e Impresión de Placa (PCB)	219
Circuito de Control	222
Sistema Eléctrico de Potencia	236
Construcción de Sistema Eléctrico de Potencia	236
Programación	242
Librerías de Arduino	242
Diseño del HMI	243
Interfaz Hombre Maquina (HMI)	246
Puesta a Punto del Sistema	250
Puesta a Punto del Sistema de Refrigeración	250
Puesta a Punto del Sistema del Control	253
Capítulo V: Pruebas de Funcionamiento	260
Análisis de eficiencia del intercambiador de calor de tubo concéntrico	260
Análisis de la temperatura controlada	264
Capítulo VI: Análisis económico	273
Costos directos	273
Costos Indirectos	280
Gastos Totales	281
Capítulo VII: Conclusiones y Recomendaciones	283
Conclusiones	283
Recomendaciones	284

Referencias.....	285
Apéndices.....	289

Índice de Tablas

Tabla 1	Número de Reynolds según régimen de flujo.....	53
Tabla 2	Rangos de número de Prandtl.....	54
Tabla 3	Rugosidad equivalente en distintos tipos de materiales en tuberías.....	68
Tabla 4	Características de refrigerantes disponibles en Ecuador.....	90
Tabla 5	Sensores y métodos de detección ordinarios.....	98
Tabla 6	Especificaciones técnicas de IRM-20-5.....	105
Tabla 7	Especificaciones Técnicas de MOC 3010.....	106
Tabla 8	Especificaciones Técnicas de TPDV640.....	106
Tabla 9	Parámetros para el cálculo de constantes para el control P, PI, PID.....	119
Tabla 10	Tipos de tubería de cobre.....	127
Tabla 11	Parámetros para selección de tubería en función de la capacidad frigorífica.....	128
Tabla 12	Valores admitidos de pérdida de carga equivalente a temperatura de vaporización.....	128
Tabla 13	Caídas de presión en las líneas del sistema de refrigeración.....	129
Tabla 14	Valores normales de velocidad para refrigerantes.....	130
Tabla 15	Velocidad del refrigerante dentro del sistema para diferentes diámetros de tubería.....	130
Tabla 16	Evaluación de refrigerantes según punto de ebullición.....	132
Tabla 17	Evaluación de refrigerantes según inflamabilidad y toxicidad.....	133
Tabla 18	Evaluación de los refrigerantes según criterio medio ambiental.....	135
Tabla 19	Cálculos de la energía requerida para enfriar una diferencia de temperatura.....	137
Tabla 20	Selección de parámetros para agua.....	139
Tabla 21	Selección de parámetros para aceite.....	140
Tabla 22	Parámetros de diseño para agua y aceite.....	140
Tabla 23	Resumen de cálculos, refrigerante R 404 a.....	146

Tabla 24	Parámetros del agua y refrigerante para diseño del evaporador.....	150
Tabla 25	Dimensiones geométricas utilizadas en evaporador	152
Tabla 26	Propiedades termo físicas del refrigerante estado líquido.....	155
Tabla 27	Propiedades termo físicas del refrigerante estado de vapor.....	155
Tabla 28	Propiedades termo físicas del agua	157
Tabla 29	Propiedades Termo físicas del agua (unidades inglesas).....	158
Tabla 30	Parámetros para el aceite y refrigerante en el diseño del condensador.....	161
Tabla 31	Dimensiones geométricas.....	163
Tabla 32	Propiedades termo físicas del refrigerante estado líquido.....	166
Tabla 33	Propiedades termofísicas del refrigerante estado de vapor.....	166
Tabla 34	Propiedades termofísicas del aceite	168
Tabla 35	Propiedades Termofísicas del aceite en unidades inglesas	169
Tabla 36	Dimensiones finales de diseño para los serpentines sumergidos en coraza	171
Tabla 37	Características del sistema de alimentación.....	172
Tabla 38	Características de los fluidos en sistema de alimentación.....	172
Tabla 39	Datos para el cálculo de pérdidas mayores en el sistema de alimentación	173
Tabla 40	Datos para el cálculo de pérdidas menores en el sistema de alimentación	173
Tabla 41	Características para ecuación de la energía, Punto 1	175
Tabla 42	Características para ecuación de la energía, Punto 2	175
Tabla 43	Características de carga en bombas de agua y aceite.....	176
Tabla 44	Propiedades termofísicas para cada estado.	195
Tabla 45	Parámetros de controladores de la primera simulación.....	197
Tabla 46	Parámetros de controladores de la segunda simulación	198
Tabla 47	Elementos o sistemas del Banco de Pruebas.....	201

Tabla 48 Peso de componentes.....	201
Tabla 49 Características del Flujómetro	213
Tabla 50 Especificaciones Técnicas de ESP32-WROOM-32U.....	225
Tabla 51 Componentes del Sistema de Control.....	226
Tabla 52 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MCP6002 (U11:A, U12:A, U12;B, U13:A, U13:B).....	227
Tabla 53 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a PC817 (U2, U14, U15, U16)	228
Tabla 54 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MOC3010 (U5).....	229
Tabla 55 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a H11AA1.....	230
Tabla 56 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MAX31855JASA (U6, U7, U8, U9)	231
Tabla 57 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a CONN-SIL4 (HMI)	232
Tabla 58 Conexión ESP32 – WROOM – 32 Pin EXT_5V - 19 a Componentes	234
Tabla 59 Conexión a Tierra (GND) a Componentes	235
Tabla 60 Especificaciones de elementos aplicados en tablero de control	237
Tabla 61 Especificaciones del controlador de temperatura MT – 519 Ri.....	239
Tabla 62 Especificaciones de breakers aplicados en tablero de control	240
Tabla 63 Especificaciones de contactores aplicados en tablero de control	241
Tabla 64 Especificaciones de relé aplicado en tablero de control.....	242
Tabla 65 Porcentaje de apertura de la válvula a 7 °C de sobrecalentamiento en el refrigerante.....	257
Tabla 66 Toma de datos para intercambiadores de calor de tubo concéntrico en flujo paralelo	261
Tabla 67 Análisis de eficiencia para intercambiador de calor de tubo concéntrico	263
Tabla 68 Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 19,5 °C	265
Tabla 69 Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 17,0 °C	267
Tabla 70 Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 14,5 °C	269
Tabla 71 Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 12,0 °C	271

Tabla 72	Resumen de resultados y análisis obtenidos en adquisición de datos.....	272
Tabla 73	Honorarios para profesionales de la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”	273
Tabla 74	Remuneración a personal no profesional.....	274
Tabla 75	Remuneración de estudiantes	274
Tabla 76	Costos de estructura metálica	275
Tabla 77	Costos del sistema de almacenamiento de líquido.....	276
Tabla 78	Costos del sistema de refrigeración	277
Tabla 79	Costos del sistema de bombeo	278
Tabla 80	Costos del sistema de control	279
Tabla 81	Costos Indirectos.....	280
Tabla 82	Resumen de costos directos	281
Tabla 83	Resumen de costos indirectos	281
Tabla 84	Análisis de costos	282

Índice de Figuras

Figura 1 Esquema del Banco de Pruebas, tesis 2011.....	34
Figura 2 Interfaz HMI y esquematización gráfica del equipo Túnel de Aire Multipropósito.....	36
Figura 3 Trabajo de flujo por fluido en movimiento dentro de un volumen de control	43
Figura 4 Razón de incremento de energía en flujo másico dentro de un volumen de control	47
Figura 5 Volumen de control en sistemas estacionarios	48
Figura 6 Régimen de flujo sobre placa plana.....	51
Figura 7 Régimen de flujos en tubo horizontal.....	52
Figura 8 Capa límite térmica sobre una placa plana.....	53
Figura 9 Distribución de temperaturas en flujo paralelo y contraflujo	56
Figura 10 Resistencias térmicas en tubo circular.....	57
Figura 11 Convección natural sobre un tubo.....	59
Figura 12 Regímenes de flujo para ebullición por convección forzada en un tubo.....	62
Figura 13 Modos de condensación	63
Figura 14 Interacciones de energía en un volumen de control.....	65
Figura 15 Factor de fricción para flujo laminar totalmente desarrollado en tuberías.....	67
Figura 16 Clasificación de Intercambiadores de calor	70
Figura 17 Tipos comunes de serpentines	72
Figura 18 Serpentín sumergido en tanque	72
Figura 19 Esquema de intercambiador de calor tipo carcaza y tubos.....	73
Figura 20 Ciclo ideal por compresión de vapor, diagramas T-s y P-h	76
Figura 21 Ciclo real por compresión de vapor, diagrama T-s	77
Figura 22 Diagrama de un compresor alternativo.....	79
Figura 23 Funcionamiento de un compresor rotativo.....	80

Figura 24 Compresor hermético	80
Figura 25 Partes de un compresor hermético	81
Figura 26 Tipos de dispositivos para estrangulación de flujo	83
Figura 27 Clasificación de refrigerantes según su composición química – ASHRAE 34.....	85
Figura 28 Identificación numérica para refrigerantes halogenados según el Estándar 34	87
Figura 29 Clasificación de seguridad en refrigerantes.....	89
Figura 30 Representación de lazos de control en un control de nivel.....	92
Figura 31 Tipos de entradas aplicadas a los sistemas de control.	94
Figura 32 Representación de aplicabilidad de un sensor.	95
Figura 33 Representación de un sensor analógico (termocupla)	96
Figura 34 Representación de un sensor digital (contador de revoluciones)	97
Figura 35 Elementos en diagramas de bloque.....	99
Figura 36 Plano compuesto por un eje real σ y un eje imaginario $j\omega$	100
Figura 37 Representación de los componentes del SoC SnapDragon 801 de Qualcomm.....	102
Figura 38 Elemento H11AA1	104
Figura 39 Representación del Circuito Interno del H11AA1	104
Figura 40 Elemento IRM-20-5	105
Figura 41 Diagrama de bloques del IRM – 20 series.....	105
Figura 42 Elemento TPDV640	107
Figura 43 Ejemplo de aplicación de un dispositivo DAC	107
Figura 44 Representación de un amplificador operacional	108
Figura 45 Representación de un dispositivo MAX31855	108
Figura 46 Representación de cables (T-) y (T+) en termocuplas.....	109
Figura 47 Información de catalogo para el dispositivo MAX31855	109

Figura 48 Tiristor (4 capas).....	110
Figura 49 Disipador de calor	110
Figura 50 Descripción básica de un sistema de control.....	111
Figura 51 Diagrama de un intercambiador de calor	113
Figura 52 Diagrama de un bucle de control.....	113
Figura 53 Ciclo de control manual en un proceso térmico.....	114
Figura 54 Planta controlada bajo el método de Oscilaciones Amortiguadas.....	118
Figura 55 Relación de decadencia 0.25	119
Figura 56 Representación de un control de dos posiciones.....	121
Figura 57 Representación de un control flotante.....	122
Figura 58 Representación de un control proporcional.....	123
Figura 59 Representación de un control Integral.....	124
Figura 60 Comparativa, modos de control proporcionales, integrales y proporcionales + integrales....	125
Figura 61 Caída de presión y la temperatura equivalente.....	129
Figura 62 Potencia Requerida vs Flujo Másico, para determinada variación de temperatura	138
Figura 63 Diagrama de Mollier para refrigerante R 404a.....	142
Figura 64 Características y modelos de válvulas de expansión electrónicas.....	147
Figura 65 Dimensiones de válvulas de expansión electrónicas	148
Figura 66 Esquema del evaporador	150
Figura 67 Esquema y distribución geométrica del evaporador serpentín coraza.....	151
Figura 68 Dimensiones de tubería de cobre tipo L para evaporador.....	151
Figura 69 Esquema del condensador.....	162
Figura 70 Esquema y distribución geométrica del condensador serpentín coraza.....	162
Figura 71 Dimensiones de tubería de cobre tipo L para condensador.....	163

Figura 72	Esquema del sistema de bombeo	174
Figura 73	Curvas de rendimiento, bomba centrífuga SHIMGE – Modelo CPm	177
Figura 74	Curvas de rendimiento, bomba periférica EBARA – Modelo PRA	178
Figura 75	Diagrama esquemático del evaporador.....	180
Figura 76	Regresión lineal de la entalpía de líquido saturado R404a.....	181
Figura 77	Regresión lineal de la entalpía de vaporización R404a.....	181
Figura 78	Diagrama esquemático del condensador	185
Figura 79	Variables que intervienen en el sistema de refrigeración	193
Figura 80	Esquema con variables que intervienen en evaporador	193
Figura 81	Diagrama de bloques de control de la válvula de expansión	196
Figura 82	Primera simulación controladores P, PI, PID	197
Figura 83	Segunda simulación controladores P, PI, PID	198
Figura 84	Comportamiento del condensador con controlador PID.....	199
Figura 85	Sistemas y elementos del Banco de pruebas.....	200
Figura 86	Distribución de las cargas para análisis computacional.....	202
Figura 87	Análisis estático de la estructura metálica	203
Figura 88	Tanques internos	204
Figura 89	Tanques externos.....	205
Figura 90	Tanques de almacenamiento.....	206
Figura 91	Sistema de refrigeración	207
Figura 92	Elementos de la unidad compresora	208
Figura 93	Manómetros de alta y baja presión.....	208
Figura 94	Presostatos de alta y baja presión	209
Figura 95	Recibidor de líquido	210

Figura 96 Visor de líquido y filtro deshidratador	210
Figura 97 Válvula solenoide	211
Figura 98 Llaves de cierre manual	211
Figura 99 Elementos de la válvula de expansión	212
Figura 100 Serpentín del evaporador	212
Figura 101 Serpentín del condensador	213
Figura 102 Flujómetros en el sistema de alimentación	214
Figura 103 Bomba Centrífuga SHIMGE modelo CPm130	214
Figura 104 Línea de succión de agua desde evaporador hacia la bomba SHIMGE	215
Figura 105 Línea de descarga de agua desde bomba SHIMGE hacia intercambiador de calor.....	216
Figura 106 Bomba periférica EBARA modelo PRA 0.50 M.....	217
Figura 107 Línea de succión de aceite desde condensador hacia la bomba EBARA	217
Figura 108 Línea de descarga de aceite desde bomba EBARA hacia intercambiador de calor	218
Figura 109 Esquemático del circuito de control	220
Figura 110 Circuito a ser impreso (Anverso y Reverso)	221
Figura 111 Placa PCB Impresa.....	222
Figura 112 Placa con implementación de componentes del circuito de control	223
Figura 113 Microcontrolador ESP32 – WROOM – 32U	224
Figura 114 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MCP6002 (U12:A, U12;B, U13:A, U13:B).....	227
Figura 115 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MCP6002 (U11:A).....	228
Figura 116 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a PC817 (U2, U14, U15, U16)	229
Figura 117 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MOC3010 (U5).....	230
Figura 118 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a H11AA1.....	230
Figura 119 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MAX31855JASA (U6, U7, U8, U9)	232

Figura 120 Conexión ESP32 – WROOM – 32 a CONN-SIL4 (HMI)	233
Figura 121 Disposición de elementos en exterior de tablero de control	236
Figura 122 Disposición de elementos en tablero de control	237
Figura 123 Gabinete metálico para tablero de control	238
Figura 124 Controlador de Temperatura Full Gauge, MT – 519 Ri	238
Figura 125 Disposición de contactores en tablero de control	239
Figura 126 Disposición de contactores en tablero de control	240
Figura 127 Disposición de relé auxiliar en tablero de control	242
Figura 128 Librerías utilizadas en el control del equipo	243
Figura 129 Interfaz del programa Nextion Editor HMI	244
Figura 130 Cambio de página según botones	245
Figura 131 Redirección de entrada de datos numéricos en HMI	245
Figura 132 Programación de botones de actuadores y salida de texto en HMI	246
Figura 133 Pantalla principal de HMI	247
Figura 134 Pantalla previa al menú principal	247
Figura 135 Pantalla del menú principal	248
Figura 136 Páginas para parámetros de entrada flujo paralelo y contraflujo	248
Figura 137 Introducción de datos numéricos	249
Figura 138 Salida de datos y control de actuadores	249
Figura 139 Detección de fugas y presurización con Nitrógeno.	251
Figura 140 Procedimiento de vacío en el sistema de refrigeración	252
Figura 141 Carga de refrigerante en el sistema de refrigeración	253
Figura 142 Conexión física de los sensores a la placa de control	254
Figura 143 Constantes proporcional, integral y derivativo para los controles PID	255

Figura 144	Ingreso de temperatura de refrigerante y aceite para el control PID	255
Figura 145	Comportamiento PID, mantenido la temperatura de sobrecalentamiento.....	256
Figura 146	Control de temperatura del aceite	258
Figura 147	Temperatura de entrada y salida del Agua vs. Tiempo	262
Figura 148	Temperatura de entrada y salida del Aceite vs. tiempo	262
Figura 149	Eficiencia del intercambiador de calor de tubos concéntricos	264
Figura 150	Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 19,5 °C	266
Figura 151	Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 17 °C	268
Figura 152	Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 14,5 °C	270
Figura 153	Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 12 °C	272

Glosario de Términos

Nomenclatura

A	Área de transferencia de calor	m^2
A_c	Área de la sección transversal del tubo	m^2
C_p	Calor específico a presión constante	$kJ/kg \cdot K$
C_r	Espacio muerto en el compresor	
C_v	Calor específico a volumen constante	$kJ/kg \cdot K$
D, d	Diámetro de la tubería	m
$E_{entrada}$	Energía que ingresa al sistema	J
E_{salida}	Energía que sale del sistema	J
f	Factor de fricción	
G	Gasto másico	kg/m^2s
g	Gravedad	m/s^2
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$W/m^2 K$
$h_{L,menor}$	Pérdidas menores	m
$h_{L,mayor}$	Pérdidas mayores	m
h_{fg}	Entalpia de vaporización	kJ/kg
k	Conductividad térmica	$W/m K$
K_I	Constante de control integral	$1/s$
K_p	Constante de control proporcional	Adimensional
K_D	Constante de control derivativa	s
L	Longitud	m
L_c	Longitud característica	m
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
N_{comp}	Revoluciones del compresor	rps
N_u	Número de Nusselt	Adimensional
N_v	Número de espiras o vueltas	
P	Presión	MPa
P_e	Potencia eléctrica de la resistencia	W
Pr	Número de Prandtl	Adimensional
P_t	Potencia del compresor	HP

\dot{Q}	Flujo de calor	J
\dot{Q}_{max}	Flujo de calor máximo (Potencia máxima)	W
Q_C	Calor cedido al entorno exterior	W
R	Constante del gas	$kPa \cdot m^3/kg \cdot K$
R_e	Resistencia Térmica	$^{\circ}C/W$
Re_{max}	Número de Reynolds máximo	Adimensional
T	Temperatura absoluta del gas	K
T_p	Temperatura promedio	$^{\circ}C$
U	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2 K$
u	Energía interna	kJ/kg
V	Velocidad de la corriente libre, velocidad del fluido	m/s
\dot{V}	Flujo Volumétrico	m^3/s
V_a	Volumen aspirado	m^3
V_b	Volumen de barrido	m^3
V_o	Voltaje	V
\dot{V}_p	Volumen desplazado	m^3/rev
v'	Volumen específico del gas	m^3/kg
ν	Viscosidad cinemática del fluido	m^2/s
x	Calidad del vapor	Adimensional
ΔEC	Cambio de energía cinética del sistema	J
$\Delta E_{sistema}$	Cambio neto de la energía total del sistema	J
Δh	Diferencia de entalpías	kJ/kg
ΔP	Cambio de energía potencial del sistema	J
ΔT	Diferencia de temperatura media logarítmica	$^{\circ}C$
ΔU	Cambio de energía interna del sistema	J

Símbolos Griegos

α	Constante	Adimensional
β	Coefficiente de expansión térmica, constante	$1/^{\circ}C$
γ	Constante	Adimensional
ε	Constante	Adimensional
θ	Temperatura	
λ	Constante	Adimensional
μ	Viscosidad dinámica del fluido	$kg/m \cdot s$
ρ	Densidad	kg/m^3
τ	Constante de tiempo	

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
<i>a</i>	Agua
<i>ac</i>	Aceite
<i>c</i>	Condensador
<i>co</i>	Frío
<i>cu</i>	Cobre
<i>e</i>	Evaporador
<i>f</i>	Fluido
<i>h</i>	Caliente
<i>i</i>	Referido al área interior
<i>l</i>	Líquido
<i>o</i>	Referido al área exterior
<i>r</i>	Refrigerante
<i>Re</i>	Resistencia eléctrica
<i>s</i>	Superficie
<i>sat</i>	Saturación
∞	Entorno exterior

Resumen

La Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, específicamente el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica cuenta con dos bancos de pruebas para intercambiadores de calor Agua – Aceite, equipos que son utilizados para la instrucción académica, siendo importantes en el proceso de aprendizaje y formación de los estudiantes de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica. El presente proyecto, diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración para intercambiadores de calor Agua – Aceite, busca contribuir en el mejoramiento de dicha formación estudiantil permitiendo el estudio didáctico de un nuevo equipo en su totalidad. Por lo tanto, el proyecto presenta los análisis matemáticos realizados para el diseño y selección de componentes que intervienen en el sistema de refrigeración a implementar, utilizando teoría impartida a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica como Termodinámica, Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos. Además, se exponen los modelamientos dinámicos del sistema, útiles para la implementación de los sistemas de control, logrando el correcto funcionamiento del equipo. Para llevar a cabo el banco de pruebas, se construyó: la bancada mediante el diseño y simulación de estructuras metálicas que permita ser el responsable de soportar el peso del equipo en su totalidad, tanques de almacenamiento aislados térmicamente y con las propiedades necesarias para evitar la corrosión debido a los fluidos de trabajo, sistema de refrigeración, sistemas de bombeo y sistemas de control, donde la disposición de los componentes que conforman el banco de pruebas, buscan que el estudiante cuente con un entorno educativo.

Palabras Clave: banco de pruebas, sistema de refrigeración, sistema de control.

Abstract

The University of the Armed Forces - ESPE, specifically the Department of Energy and Mechanics Sciences, has two test benches for Water-Oil heat exchangers, equipment that is used for academic instruction, being important in the learning process and training of students of Mechanical Engineering and Mechatronics. The present project, design and construction of a test bench for a cooling system for Water-Oil heat exchangers, seeks to contribute to the improvement of said student training, allowing the didactic study of a new equipment in its entirety. Therefore, the project presents the mathematical analyzes carried out for the design and selection of components that intervene in the refrigeration system to be implemented, using theory taught throughout the Mechanical Engineering career such as Thermodynamics, Heat Transfer and Fluid Mechanics. In addition, the dynamic modeling of the system is exposed, useful for the implementation of control systems, achieving the correct operation of the equipment. To carry out the test bench, the following was built: the bench through the design and simulation of metallic structures that allow it to be responsible for supporting the weight of the equipment in its entirety, thermally insulated storage tanks and with the necessary properties to avoid corrosion due to working fluids, cooling system, pumping systems and control systems, where the layout of the components that make up the test bench, seek to provide the student with an educational environment.

Key words: test bench, refrigeration system, control system.

Capítulo I. Generalidades

Antecedentes

El uso de los equipos de experimentación que se dispone en los laboratorios del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica permite el aprendizaje dentro de la formación profesional de las carreras de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, para desarrollar el conocimiento y habilidad que se adquiere en el estudio de la teoría haciendo uso de los laboratorios.

Existen equipos que han sido adquiridos con el fin de sustentar el conocimiento teórico junto con la práctica, pero a pesar de que estos equipos reciben el mantenimiento para seguir funcionando necesitan adaptarse a los nuevos cambios tecnológicos para que los estudiantes estén familiarizados con el entorno industrial y profesional, cumpliendo con la exigencia para mejorar el proceso educativo.

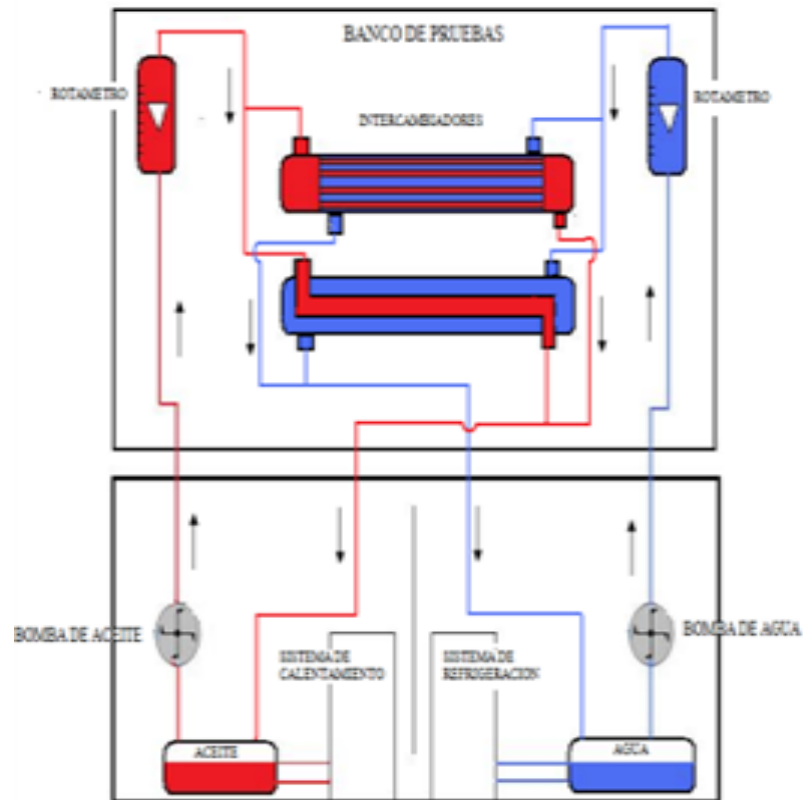
Como fundamento teórico y de aplicación práctica, la transferencia de calor es uno de los procesos termo-físicos más utilizados en la industria para cumplir con diferentes propósitos dentro de los diferentes procesos requeridos con el fin de desarrollar actividades de producción industrial, es por ello por lo que el estudio de intercambiadores de calor y el análisis para mejorar su eficiencia se desarrolla frecuentemente.

Anteriormente se desarrolló en la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” el proyecto previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico denominado “Ingeniería conceptual, básica y de detalle de un banco de pruebas para intercambiadores de calor tipo tubo concéntrico y multi - tubos para flujo paralelo y contraflujo utilizando como fluidos de trabajo aceites API y agua para el laboratorio de conversión de la energía del DECEM.” Bajo la responsabilidad de los ingenieros Jorge P. Mejía y Juan F. Pérez en el año 2011, el cual busca ser un medio experimental para la comprobación de valores analíticos sobre transferencia de calor desarrollados en cátedras de la asignatura de Transferencia de Calor impartida a los estudiantes de Ingeniería Mecánica (Mejía & Pérez, 2011).

A continuación, en Figura 1, se muestra un esquema referencial del Banco de Pruebas desarrollado en el proyecto previamente identificado.

Figura 1

Esquema del Banco de Pruebas, tesis 2011



Nota. Adaptado de Ingeniería conceptual, básica y de detalle de un banco de pruebas para intercambiadores de calor tipo tubo concéntrico y multi - tubos para flujo paralelo y contraflujo utilizando como fluidos de trabajo aceites API y agua para el laboratorio de conversión de la energía del DECEM (p. 113), por Mejía & Pérez, 2011, Repositorio digital ESPE.

El desarrollo de dicho proyecto satisface el requerimiento de disponibilidad de un equipo en el cual se pueda realizar un estudio de los intercambiadores de calor de tipo tubo concéntrico y multi - tubos para flujo paralelo y contraflujo existentes en el laboratorio de Conversión de la Energía en la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, además de ser capaz de trabajar con múltiples aceites API y agua como fluidos de trabajo.

Otro trabajo realizado hace no más de un año por: Ambato Guasumba Pablo Xavier y Bravo Ríos Juan Fernando, con el tema: “Recuperación energética, puesta a punto, automatización y adquisición de datos del equipo “Túnel de Aire Multipropósito”, del Laboratorio de Conversión de Energía”. Realizaron el mantenimiento correctivo y una implementación del sistema de adquisición de datos diseñando un HMI, permitiendo que el equipo esté disponible para realizar las prácticas en laboratorio con una interfaz programada en LabVIEW para controlar la unidad de refrigeración, finalmente se realizaron las respectivas pruebas de funcionamiento para la puesta a punto del equipo (Ambato & Bravo, 2021).

A continuación, en Figura 2, se muestra la interfaz gráfica del proyecto realizado por los ingenieros Ambato y Bravo en la cual se puede observar una esquematización gráfica del Túnel de Aire Multipropósito.

Figura 2

Interfaz HMI y esquematización gráfica del equipo Túnel de Aire Multipropósito



Nota. Adaptado de *Recuperación energética, puesta a punto, automatización y adquisición de datos del equipo "Túnel de Aire Multipropósito", del Laboratorio de Conversión de Energía* (p. 106), por Ambato & Bravo, 2021, Repositorio digital ESPE.

Definición del Problema

El Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica cuenta con dos bancos de pruebas para intercambiadores de calor Agua – Aceite, los cuales son utilizados para la formación académica de los estudiantes de ingeniería mecánica y mecatrónica. En dichos equipos se utilizan dos sistemas independientes para lograr las condiciones de temperatura objetivo, desaprovechando el calor que transfieren las unidades condensadoras al ambiente. Además, los equipos carecen de un entorno amigable que permita mejorar la formación estudiantil, tanto en la disposición de sus componentes en la estructura del equipo como en la adquisición de datos brindada. Ante este problema se presenta la necesidad de diseñar y construir un banco de pruebas de un sistema de refrigeración para intercambiadores de calor Agua – Aceite, que permita el estudio didáctico del equipo.

Objetivos

Objetivo General

Diseñar y construir un banco de pruebas de un sistema de refrigeración

Objetivos Específicos

- Desarrollar el estudio bibliográfico y térmico del sistema de refrigeración.
- Estudiar la dinámica de sistemas en el proceso fluido - térmico para aplicar el control adecuado.
- Diseñar mediante balance energético el banco de pruebas del sistema de refrigeración.
- Diseñar el sistema de control en base a las señales de entrada y de salida del sistema de refrigeración.
- Construir el banco de pruebas para el sistema de refrigeración e implementación del sistema de control y adquisición de datos.
- Realizar las pruebas experimentales de comprobación de funcionamiento usando un intercambiador de calor de tubo concéntrico.

Alcance

En el presente trabajo de titulación se realizará una investigación bibliográfica sobre el sistema de refrigeración, proporcionando información acerca de su funcionamiento, características y componentes principales. Una vez culminada la investigación bibliográfica del Sistema de Refrigeración, se procederá a diseñar el banco de pruebas, tomando en cuenta el intercambiador de calor de tubo concéntrico a usarse, sin cambio de fase, con el cual se medirá su eficiencia.

Se seleccionarán, con el previo estudio bibliográfico, todos los componentes que conforman el sistema de refrigeración. Se analizará la dinámica de sistemas del proceso fluido – térmico, los resultados del mismo indicaran y descartaran los posibles sistemas de control más adecuados.

El banco de pruebas estará disponible para un flujo másico para los fluidos de trabajo entre 0.1 y 0.8 GPM en el agua, mientras que de 1 a 11 GPM para el aceite. En el caso de las temperaturas se pretende realizar un control en el lado de baja, en un rango de 12°C a 20°C.

A su vez, el banco de pruebas presentará un HMI, permitiendo al usuario un mejor entorno de trabajo donde podrá manipular el banco de pruebas según sus necesidades. Finalmente, los datos obtenidos a partir de las condiciones dispuestas serán obtenidos mediante termocuplas, dispuestas en cada entrada y salida del intercambiador de calor, las cuales se procederán a mostrar a través de una interfaz HMI.

Justificación e Importancia

Justificación

Los intercambiadores de calor tienen una amplia aplicación en la industria como, por ejemplo; en la industria alimentaria se usa con el fin de esterilizar alimentos elevando la temperatura para descontaminarlos, en la industria de tratamiento de superficies, se usa para refrigerar o calentar el fluido que sirve como capa para proteger partes metálicas.

Como se mencionó existen diversas aplicaciones y usos de estos equipos en donde se necesita elevar o disminuir la temperatura de un fluido de trabajo, para el buen funcionamiento de los procesos y así obtener un resultado deseado.

Los intercambiadores de calor en los procesos industriales tienen gran demanda productiva, por lo que, dentro de sus procesos, en donde el fluido de trabajo deba ser calentado o refrigerado en grandes cantidades, requieren de intercambiadores de calor eficientes para que exista la mayor transferencia de calor.

Es por esa razón que se ha generado el interés de profundizar y ampliar el conocimiento en relación con el área de Energía y Termo fluidos, analizando la eficiencia de los intercambiadoras de calor en los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica.

El presente proyecto, diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración para intercambiadores de calor Agua – Aceite, busca contribuir en el mejoramiento de la formación estudiantil permitiendo el estudio didáctico de un nuevo equipo en su totalidad. Por tal motivo, se busca en el proyecto presentar los análisis matemáticos realizados para el diseño y selección de componentes que intervienen en el sistema de refrigeración a implementar, utilizando teoría impartida a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica como Termodinámica, Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos. Además, de exponer los modelamientos dinámicos del sistema, útiles para la implementación de los sistemas de control, logrando el correcto funcionamiento del equipo.

La finalidad de este proyecto es diseñar y construir un banco de pruebas que funcione para realizar ensayos en intercambiadores de calor y poder analizar los resultados obtenidos, con el fin de mejorar y desarrollar intercambiadores más eficientes.

Importancia

El diseño y la construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración, es importante para estudiar el comportamiento térmico de equipos de transferencia de calor, en donde los parámetros se controlan bajo ciertas condiciones, lo que permite analizar las variables y elementos del sistema.

Resulta claro que al disponer de un banco de pruebas que permita controlar temperaturas y flujos de entrada y salida mediante un sistema de control y adquisición de datos, ayuda a realizar el estudio de las variables de interés que intervienen en las pruebas de funcionamiento de

intercambiadores de calor y en base a los resultados desarrollar equipos de transferencia de calor más eficientes.

Por otro lado, la implementación del banco de pruebas ayudara al aprendizaje de los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica durante las prácticas que se realizan en el área de Diseño térmico y Transferencia de calor, permitiendo familiarizarse con el proceso fluido – térmico y con la instrumentación del equipo mediante un sistema de control.

Capítulo II. Marco Teórico

Conceptos Generales en Termodinámica

La termodinámica es la ciencia que estudia la energía y los cambios que esta puede generar en la materia.

Primera Ley de la Termodinámica

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se crea ni se destruye, sino que, solo se transforma. Esto indica que, cualquier cantidad de energía debe justificarse dentro de la interacción total de un sistema, cumpliendo con el principio de conservación de la energía. Por tal motivo, a menudo la primera ley de la termodinámica es considerada un enunciado del principio de conservación de la energía (Rolle, 2006).

Balance de Energía

Çengel & Boles (2012) señala que el principio de conservación de la energía esta expresado como: “el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso” (p. 71).

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema} \quad (1)$$

Donde la relación expresada en ecuación 1, se conoce como balance de energía y es aplicado en cualquier tipo de sistema que experimenta un determinado proceso. Además, como se observa en ecuación 2, el cambio neto también se expresa como el compendio de los cambios de energía interna, cinética y potencial.

$$\Delta E_{sistema} = \Delta U + \Delta EC + \Delta P \quad (2)$$

Ecuación de Estado del Gas Ideal

Por definición, la temperatura, volumen específico y presión de un gas ideal se relaciona mediante la siguiente ecuación:

$$Pv' = RT \quad ; \quad P = \rho RT \quad (3)$$

Entalpia

En procesos como refrigeración es importante realizar el análisis de las propiedades de combinación de las sustancias con las que se trabajan. En este caso es significativo el conocer que la entalpia es la combinación de dos propiedades: Energía Interna y la energía de flujo, representada como la siguiente ecuación:

$$h = u + Pv' \quad (4)$$

Energía Interna

La energía interna de un sistema hace relación a una parte de la energía total, desde el punto de vista microscópica que abarca a la estructura y grado de actividad molecular, que no depende de los marcos de referencia externos o macroscópicos como son las energías cinética y potencial. De este modo, el conjunto de todas las formas de energía microscópicas se las denomina como energía interna y se la representa con la letra U (Moran & Shapiro, 2011).

Se ha demostrado en base a la experimentación realizada por Joule en 1843, que la energía interna está en función de la temperatura y no del volumen específico y la presión. (Çengel & Boles, 2012, p. 180)

$$u = u(T) \quad (5)$$

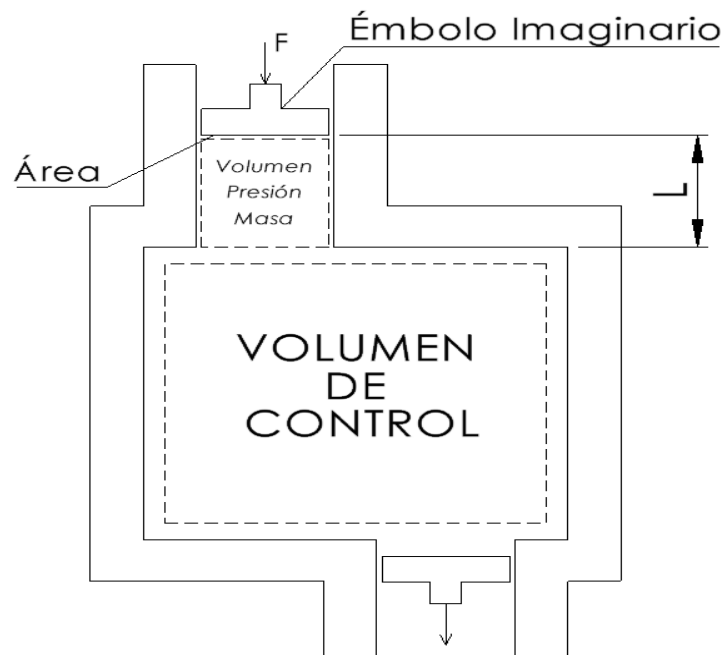
Energía de Flujo

Cuando se analiza un volumen de control, existe un flujo de masa que pasa a través de sus fronteras, para esto se requiere un trabajo que permita ingresar o sacarlo del volumen de control.

En Figura 3 se tiene un volumen de control, por el que se va a ingresar un fluido que pasa a través de sus fronteras.

Figura 3

Trabajo de flujo por fluido en movimiento dentro de un volumen de control



Nota. Adaptado de *Termodinámica* (p. 226), por Y. Çengel y M. Boles, 2012, Mc Graw Hill.

Considerando que el fluido tiene un Volumen, V , cuando este ingrese al volumen de control mediante el empuje de un embolo imaginario que ejerce una presión P a través del área transversal del embolo (Çengel & Boles, 2012), se obtiene una fuerza que aplica el émbolo al fluido, definido como:

$$F = PA \quad (6)$$

En efecto, para que el fluido sea empujado al volumen de control, la fuerza que actúa en el émbolo debe desplazarse a lo largo de la distancia L . Quedando expresado el trabajo aplicado al fluido o trabajo de flujo como:

$$W_{flujo} = PV \quad (7)$$

Ahora bien, mediante la definición de entalpía y la ecuación que rige el estado de un gas ideal, se deduce que la entalpía depende solamente de la temperatura y reemplazando la ecuación 3 en ecuación 4, se tiene:

$$h = u + RT \quad (8)$$

El cambio de energía interna y entalpía para gases ideales cuando pasa de un estado 1 a 2 (Çengel & Boles, 2012), se establece como:

$$du = C_v(T)dT \quad (9)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C_v(T)dT \quad (10)$$

$$dh = C_p(T)dT \quad (11)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p(T)dT \quad (12)$$

Por lo anterior mencionado, el cambio de energía interna y entalpía requieren de calores específicos en función de la temperatura, pero conlleva un tiempo considerable para realizar la integración, por lo que estos valores de energía interna y entalpía ya están tabulados para diversos gases a pequeños intervalos de temperatura. De acuerdo con Shapiro la variación de los calores

específicos en intervalos pequeños de temperatura se pueden aproximar como lineal (Moran & Shapiro, 2011).

Por lo que se tiene:

$$u_2 - u_1 = C_{v,prom} (T_2 - T_1) \quad (13)$$

$$h_2 - h_1 = C_{p,prom} (T_2 - T_1) \quad (14)$$

El calor específico a volumen y presión constante, se evalúan a la temperatura promedio.

Relaciones de Calores Específicos de Gases Ideales

Para gases ideales, la relación que existe entre los calores específicos a volumen y presión constante está definida por la letra K , como:

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (15)$$

Proceso isentrópico

El proceso en donde la entropía se mantiene constante se denomina proceso isentrópico, es decir una sustancia mantendrá el mismo valor de entropía al inicio y al final del proceso que se llevará a cabo, y se tiene que:

$$\Delta s = 0 \quad \text{ó} \quad s_2 = s_1 \quad (16)$$

El proceso isentrópico en gases ideales, considerando calores específicos constantes se define mediante la siguiente expresión matemática (Çengel & Boles, 2012, p. 358):

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=const} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (17)$$

Sistemas de Estado Estacionario

El flujo másico de un fluido a través de un tubo mostrada en ecuación 18, es el resultado aproximado de suponer que las propiedades de un fluido en un ducto son unidimensionales, donde las propiedades solo varían en la dirección del flujo y por lo tanto en la sección transversal del tubo serán uniformes (Incropera & DeWitt, 1999).

$$\dot{m} = \rho V A_c \quad (18)$$

Mientras que el flujo volumétrico, está definido por la ecuación

$$\dot{V} = V A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (19)$$

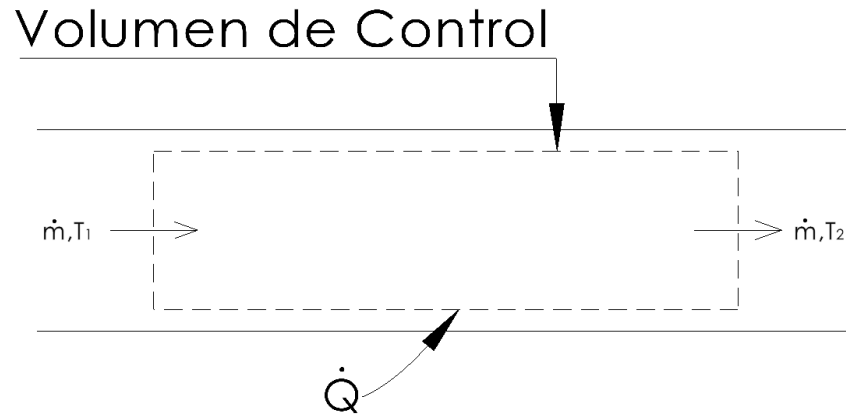
Para un flujo estacionario se tiene que las variables de flujo másico tanto de entrada como de salida son iguales, por lo tanto, la energía que gane o pierda el fluido será igual a la razón de incremento de energía obtenido por dicho flujo másico dentro de un volumen de control como se muestra en ecuación 21 y en Figura 4 (Çengel & Ghajar, 2011).

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida} = \dot{m} \quad (20)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} C_p \Delta T \quad (21)$$

Figura 4

Razón de incremento de energía en flujo másico dentro de un volumen de control



Nota. Adaptado de *Transferencias de calor y masa. Fundamentos y Aplicaciones* (p. 13), por Y. Cengel, 2011, Mc Graw Hill.

Balance de energía en sistemas de estado estacionario.

Al realizar un volumen de control en un sistema de estado estacionario la variación de energía, tanto cinética como potencial, serán nulas, debido a la ausencia de cambio en velocidad y elevación. Por lo que, el cambio de energía del sistema se definiría como se muestra en ecuación 22.

$$\Delta E_{sistema} = \Delta U \quad (22)$$

Sabiendo que el estado estacionario que presenta un sistema se define como la ausencia de cambios con respecto al tiempo. La energía del sistema no cambiara debido a que el estado del sistema se opone al cambio de esta propiedad (Moran & Shapiro, 2011)

$$\Delta E_{sistema} = 0 \quad (23)$$

$$\frac{dE_{sistema}}{dt} = 0 \quad (24)$$

Empleando el balance de energía postulado en ecuación 1, y aplicando la ecuación 24 en esta, se define que el balance de energía para sistemas en estado estacionario esta dado por la ecuación 25.

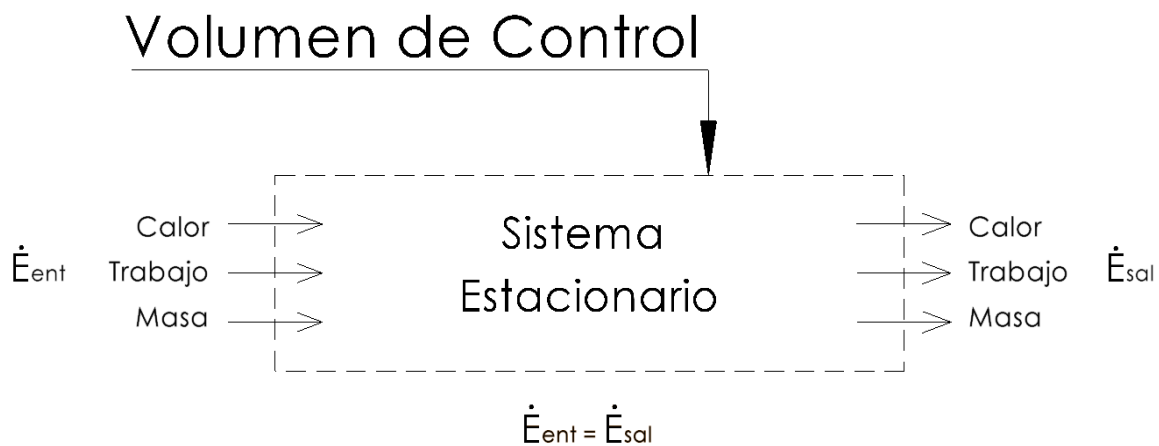
$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} = dE_{sistema}/dt = 0 \text{ (estable)} \quad (25)$$

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \quad (26)$$

En ecuación 26, se puede observar el balance energía para un sistema estacionario. Misma que se demostró gracias a la ecuación 25.

Figura 5

Volumen de control en sistemas estacionarios



Nota. Adaptado de *Transferencias de calor y masa. Fundamentos y Aplicaciones* (p. 11), por Y. Cengel, 2011, Mc Graw Hill.

Conceptos Generales en Transferencia de Calor

La transferencia de calor se enfoca en el estudio de la rapidez en la transferencia energía térmica entre dos sistemas que se encuentran a diferente temperatura.

Transferencia de Calor por Conducción

La tasa de transferencia de energía en un medio ocasionado por un gradiente de temperatura en una sustancia homogénea se calcula por:

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial n} \quad (27)$$

En cuanto a la transición de estado estacionario, ocurre siempre que la temperatura interna del cuerpo en todos los puntos, incluidas las superficies, no dependan del tiempo. Si la temperatura cambia con el tiempo, el cuerpo transfiere o almacena energía (Pitts & Sissom, 1998). La tasa de ganancias acumulada será:

$$q_{acumulada} = mc_p \frac{\partial T}{\partial x} \quad (28)$$

Transferencia de Calor por Convección

Se produce cuando un cuerpo solido está en contacto con un fluido en movimiento de diferente temperatura a la del cuerpo, el fluido transportará energía por convección por el fluido (Pitts & Sissom, 1998). La transferencia de calor se obtiene mediante:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (29)$$

Transferencia de Calor por Radiación

Cuando existe propagación de ondas electromagnéticas, se puede transferir calor, dichas ondas electromagnéticas ubicadas en el vacío completo, así como en cualquier medio, viene dado por la ley de Stefan-Boltzmann.

$$q = \sigma AT^4 \quad (30)$$

Donde T es la temperatura absoluta, σ es la constante de Boltzmann cuyo valor es de $6.66697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

Debido a la emisividad de los cuerpos, los cuales no son ideales, es decir que no tienen emisividad 1 (Pitts & Sissom, 1998), se expresa de la siguiente manera:

$$q = \varepsilon \sigma AT^4 \quad (31)$$

Números Adimensionales

Cuando no se dispone de la información completa de un fenómeno dentro de un sistema, se puede correlacionar variables en una sola expresión matemática para caracterizar determinadas propiedades, con el fin de conocer el comportamiento del fenómeno.

La ventaja del análisis dimensional recae en que se puede estudiar el comportamiento del sistema simplificando cálculos de ecuaciones.

Existen diferentes expresiones adimensionales que relacionan variables distintas dentro de un proceso. En el presente documento se puntualizará los números adimensionales que tienen relación con el sistema que se está estudiando, principalmente con el tema de transferencia de calor.

Antes de mencionar cada uno de los números adimensionales es necesario recordar ciertas definiciones.

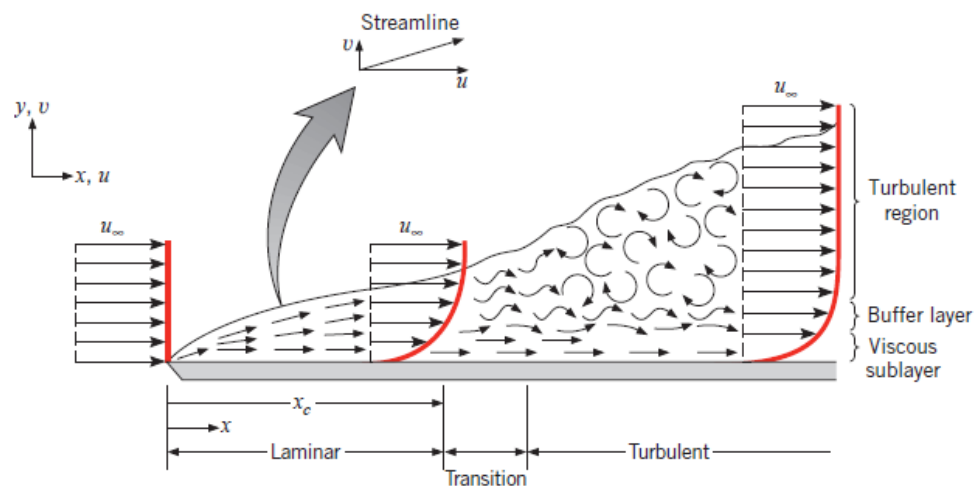
- Velocidad de corriente libre: velocidad promedio del fluido en dirección del flujo.
- Longitud característica: longitud característica de interés (por ejemplo, longitud de una placa plana o al diámetro).
- Viscosidad: Medida de la resistencia interna a la deformación. (Çengel & Ghajar, 2011, p. 382)
- Densidad del fluido: Cantidad de masa por unidad de volumen que ocupa determinado fluido.

Número de Reynolds. Gracias a los experimentos desarrollados por Osborne Reynolds en la década de 1880, quien publicó una serie de artículos que describen el flujo en tuberías, llegó a determinar que el régimen de flujo de un fluido depende de la razón que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas.

En Figura 6 observar los regímenes de flujo sobre una placa plana. En donde inicialmente el flujo es laminar, a medida que aumenta la distancia desde el inicio de borde de ataque de la placa se producen perturbaciones, en donde empieza a ocurrir un flujo de transición, para finalmente volverse completamente turbulento, donde la forma de movimiento de torbellino es desordenada.

Figura 6

Régimen de flujo sobre placa plana.

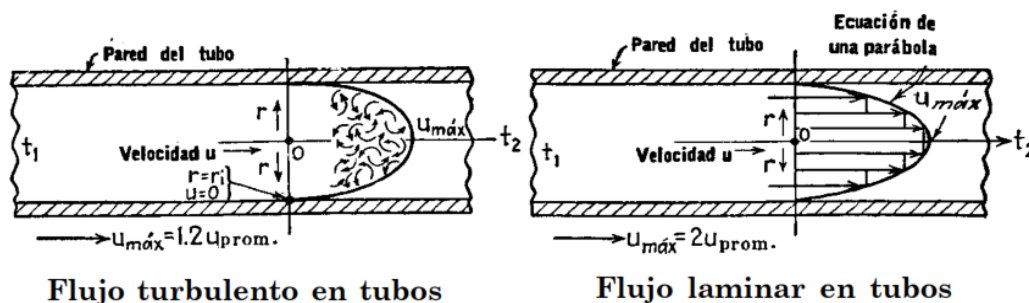


Nota. Adaptado de *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (p. 389), por F. P. Incropera & D. P. DeWitt & T. L. Bergman & A. S. Lavine, 2011, John Wiley & Sons.

Adicionalmente también se puede caracterizar a un flujo que circula por un tubo horizontal dentro de los regímenes que se muestran en Figura 7.

Figura 7

Régimen de flujos en tubo horizontal



Nota. Adaptado de *Procesos de Transferencia de Calor* (p. 48), por D. Q. Kern, 1999, Mc Graw Hill.

- Flujo turbulento: Cuando en un fluido predominan las fuerzas de inercia sobre las fuerzas viscosas, se dice que el flujo se encuentra en un régimen turbulento. En Figura 7 se puede observar que el fluido se encuentra en una fase caótica y desordenada por el incremento de su velocidad.
- Flujo laminar: Cuando en un fluido predominan las fuerzas viscosas sobre las de inercia se dice que el flujo se encuentra en régimen laminar. En Figura 7 se observa que el movimiento del líquido es ordenado y las líneas de corriente fluyen paralelamente a lo largo del eje del tubo.
- Flujo transitorio: En esta región el flujo varía entre laminar y turbulento, antes de ingresar a la fase de completamente turbulento.

La caracterización del flujo de un líquido dentro de una tubería está en función de la velocidad, densidad, viscosidad y diámetro del tubo por donde circula el fluido. El número de Reynolds se lo expresa de la siguiente manera.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} \quad (32)$$

$$Re = \frac{V L_c}{\nu} = \frac{\rho V L_c}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D} = \frac{G_f D}{\mu} \quad (33)$$

De acuerdo con Cengel, los números de Reynolds para determinar en qué régimen se encuentra el fluido se describen en Tabla 1.

Tabla 1

Número de Reynolds según régimen de flujo

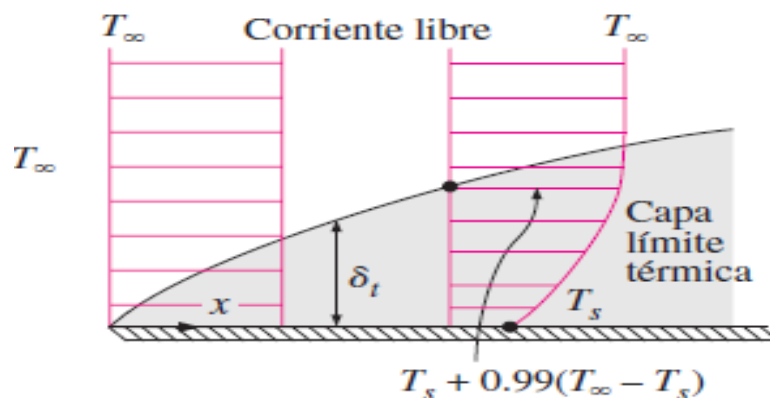
Número de Reynolds	Estado
$Re < 2\,300$	Flujo laminar
$2\,300 < Re < 10\,000$	Flujo transitorio
$Re > 10\,000$	Flujo turbulento

Sin embargo, en muchos de los casos en donde el flujo opera en régimen de flujo turbulento completamente desarrollados, el número de Reynolds es aproximadamente de 4 000.

Número de Prandtl. Cuando un fluido fluye sobre una superficie, se desarrolla una capa límite de velocidad, pero cuando este fluye a una temperatura diferente a la temperatura de la superficie, se desarrolla una capa límite térmica como se muestra en Figura 8 y es aquí en donde las partículas del fluido y de la superficie permiten la transferencia de calor por conducción.

Figura 8

Capa límite térmica sobre una placa plana



Nota. Adaptado de *Transferencia de Calor y Masa* (p. 383), por Y. Cengel y A. Ghajar, 2011, Mc Graw Hill.

El número de Prandtl proporciona una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite de velocidad y térmica. (Incropera & DeWitt, 1999)

Es decir, el espesor relativo entre las dos capas de velocidad y térmica, mediante la siguiente expresión adimensional.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad de momento}}{\text{Difusividad térmica}} \quad (34)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (35)$$

En Tabla 2 se menciona el rango de los números de Prandtl para metales, aceites y gases.

Tabla 2

Rangos de número de Prandtl

Números de Prandtl	
Pr desde 0.01	Metales líquidos
Pr hasta 100 000	Aceites pesados
0.7-1	Gases

Es decir que para valores muy pequeños menores que uno, el calor se difunde con mayor rapidez que con valores de $Pr \gg 1$ que se difunden muy lentamente.

Número de Nusselt. El número de Nusselt se lo interpreta como el cambio de temperatura en la superficie a través de relacionar la convección con la conducción, lo que permite encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección de un fluido, relacionando propiedades termo

físicas del fluido con la longitud característica por donde circula. Este número adimensional se lo expresa de la siguiente manera:

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (36)$$

Existen diferentes relaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor adimensional de Nusselt, según el rango para el número de Prandtl y Reynolds, es decir, que la relación dependerá de saber en qué estado se encuentra el fluido, laminar, transición o turbulento y también de la geometría por donde circula el fluido.

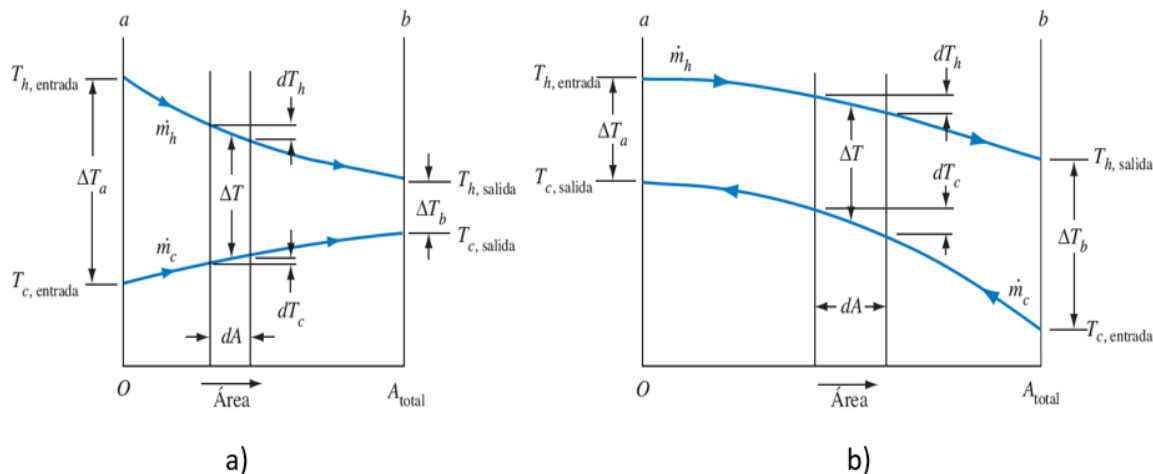
Cuando un fluido en un tubo se encuentra en estado turbulento se ocupa correlaciones basadas en estudios experimentales por la dificultad que se tiene para encontrar de manera teórica este valor.

Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

En intercambiadores de calor, los fluidos se encuentran a temperaturas que no son constantes, estas varían según el sentido en el que circula el fluido de mayor temperatura al de menor temperatura de un punto a otro. En Figura 9 se muestra la distribución del intercambio térmico cuando se considera que flujo en el intercambiador de calor es paralelo o en contraflujo.

Figura 9

Distribución de temperaturas en flujo paralelo y contraflujo



Nota. a) Distribución en flujo paralelo, b) Distribución en contraflujo. Adaptado de *Principios de Transferencia de Calor* (p. 498), por F. Kreith y R. Manglik y M. Bohn, 2012. Cengage Learning

La diferencia de temperaturas para flujo en contracorriente o paralelo se define mediante la siguiente expresión:

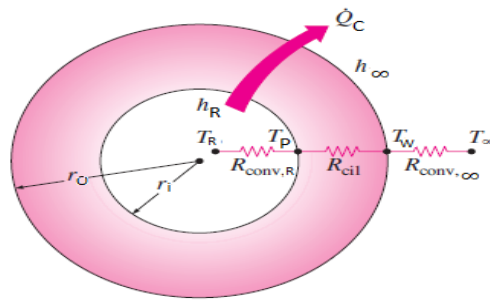
$$\Delta T = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (37)$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

En un intercambiador de calor interactúan dos fluidos que generalmente están divididos por una pared que suele ser un tubo según el tipo de intercambiador. La transferencia de calor siempre se produce de un foco caliente hacia un foco frío, por lo que el calor se ve obligado a pasar por los diferentes procesos existentes como: convección, conducción y radiación. Las resistencias asociadas a estos procesos son útiles a evaluar cuando se realiza un diseño de un intercambiador. Al realizar un diseño térmico es importante analizar los coeficientes de transferencia de calor que intervienen en todo el fenómeno de transferencia de calor combinando todas las resistencias térmicas.

Figura 10

Resistencias térmicas en tubo circular



Nota. Las temperaturas de la pared interna y externa, T_p , T_w , respectivamente, se considera que se encuentran a la misma temperatura. Adaptado de *Transferencia de Calor y Masa* (p. 155), por Y. Cengel y A. Ghajar, 2011.

En Figura 10 se muestran las resistencias que intervienen en el flujo de calor cuando se tienen dos fluidos separados por la pared de un tubo, expresándose al coeficiente global de transferencia como:

$$UA_o = \frac{1}{R_{conv,R} + R_{cil} + R_{conv,\infty}} \quad (38)$$

Donde:

A_o : Área exterior de transferencia de calor exterior

$$U = \frac{1}{A_o \left(\frac{1}{2\pi r_i L h_R} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k_{cu}} + \frac{1}{2\pi r_o L h_\infty} \right)}$$

$$U = \frac{1}{2\pi r_o L \left(\frac{1}{2\pi r_i L h_R} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k_{cu}} + \frac{1}{2\pi r_o L h_\infty} \right)}$$

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_R} + \frac{d_o \ln(r_o/r_i)}{k_{cu}} + \frac{1}{h_\infty}} \quad (39)$$

Transferencia de Calor por Convección sobre Superficies Exteriores

En el apartado anterior se analizó los fenómenos o mecanismos relacionados con el flujo interno en tubos, ampliando los conceptos en relación con los fenómenos que suceden cuando se estudia un fluido bifásico. En esta sección se busca conocer cómo se produce la transferencia de calor sobre un banco de tubos o superficies externas con el fin de calcular el coeficiente de convección exterior.

El análisis de transferencia de calor de flujos sobre superficies externas se vuelve necesario ya que diferentes problemas de ingeniería se relacionan con flujos alrededor de cilindros. Recae aquí el estudio en intercambiadores de calor de coraza y tubos con el fin de encontrar correlaciones que describan el proceso de ese fenómeno en el sistema. (Çengel & Ghajar, 2011)

Flujo Laminar en Coraza

En aplicaciones con intercambiadores de calor, se recomienda evitar que el fluido que circula por la coraza sea laminar, ya que a diferencia con el flujo turbulento se ve obligado a necesitar mayor área de transferencia de calor para intercambiar el mismo calor entre los fluidos.

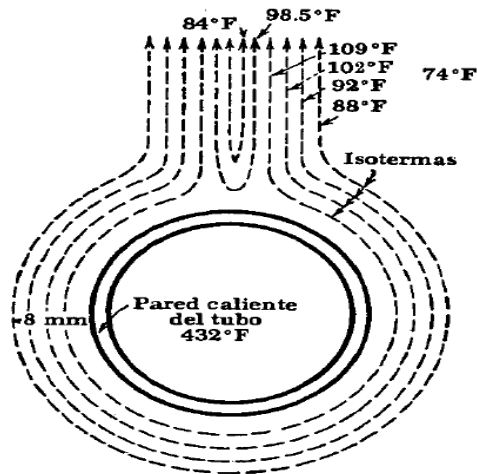
Convección Fuera de Tubos y Tuberías

La convección natural sobre superficies no está restringida por las corrientes de convección cuando se encuentran al interior de un tubo, por lo que en el transcurso que el fluido se calienta puede elevarse hasta zonas donde hay fluido frío permitiendo aumentar la transferencia de calor por convección.

En Figura 11 se esquematiza el fenómeno de convección natural sobre un tubo en donde se tiene la pared caliente del tubo a una temperatura considerablemente alta y a medida que circula el fluido frío al exterior del tubo se observa que en cada corriente del fluido externo tiende a elevarse la temperatura.

Figura 11

Convección natural sobre un tubo



Nota. Adaptado de *Procesos de Transferencia de Calor* (p. 257), por D. Kern, 1999. Mc Graw Hill.

Se han realizado diferentes investigaciones con el fin de encontrar correlaciones para la convección libre analizados sobre un solo tubo o alambres, por lo que no es suficiente para usarlos en aplicaciones industriales.

La expresión desarrollada por Chilton, Colburn, Generaux, y Vernon, se ha empleado para determinar el coeficiente de convección cuando se tiene flujo laminar al exterior de banco de tubos sin encontrar un error considerable en el cálculo. Los autores desarrollaron un nomograma que permite este cálculo mediante la siguiente ecuación: (Kern, 1999)

$$h_o = 116 \left(\left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 C_{pf} \beta}{\mu_{f'}} \right) \left(\frac{\Delta t}{d_o} \right) \right)^{0.25} \quad (40)$$

Donde $\mu_{f'}$ está en centipoises, y Δt , se calcula mediante la diferencia entre la temperatura de la superficie y la del fluido frío. Para el cálculo y uso de la ecuación se debe trabajar en unidades inglesas.

Intercambio de Calor con Cambio de Fase

En los sistemas de refrigeración el refrigerante está sometido a cambios de fase durante el ciclo de funcionamiento, a estos procesos en donde ocurren transformaciones de cambio de estado de líquido a gas y de vapor a líquido, se los denomina como fluidos que trabajan en flujo bifásico o en cambio de fase. Esto ocurre cuando trabaja el refrigerante en el evaporador produciéndose la ebullición y cuando el refrigerante se encuentra en el condensador cambia de estado gaseoso a líquido conocido como la condensación.

Analizar estos dos fenómenos se vuelve más complicado que cuando se estudia convección en una sola fase, ya que a parte de las variables generales del proceso de convección se aumentan las variables que intervienen con el cambio de estado.

Las propiedades como la densidad, conductividad térmica, viscosidad o geometría del sistema son suficientes para describir el proceso de convección en una sola fase. Sin embargo, al analizar un cambio de fase, características como la presión, el calor latente de vaporización juegan un papel importante en el cálculo del coeficiente de convección, además de otras propiedades que pueden intervenir en el análisis de estos procesos. (Kreith et al., 2012)

En cuanto al coeficiente de transferencia de calor por convección relacionados con el fenómeno de condensación y ebullición tienen un valor más alto comparados con los procesos de una sola fase. (Çengel & Ghajar, 2011)

Ebullición

El proceso de transferencia de calor en ebullición conlleva un proceso de convección cuando cambia de estado líquido a gaseoso. Para entender cómo se produce el cambio de fase es importante conocer los mecanismos físicos que se relacionan en este proceso, sin antes recalcar que se abordaran temas con relación a la necesidad de diseño del presente trabajo.

El crecimiento de burbuja o el inicio de la ebullición se produce cuando la temperatura de la superficie es mayor a la temperatura de saturación del fluido que cambiara de fase, por lo que se empiezan a formar las primeras burbujas en la capa limite térmica. (Kreith et al., 2012)

Ebullición en Estanque. Este mecanismo se lo conoce cuando el fluido se encuentra en estado estacionario y por medio de una superficie se transfiere calor al líquido, hasta llegar a la evaporación, considerando este proceso como convección natural. (Kreith et al., 2012)

Ebullición Nucleada. Es un régimen que se produce después de la convección natural en ebullición de estanque, depende de que tan rápido se forman las burbujas sobre la superficie por lo que es complicado de predecir.

Ebullición en flujo. Este mecanismo se produce cuando el fluido tiende a moverse por ayuda de una fuente externa como una bomba o con la ayuda de un compresor que empuja al fluido mientras se produce el cambio de estado. Además, se generan dos efectos de convección y de ebullición en estanque. En este caso puede existir dos tipos de ebullición en flujo, interno o externo, dependiendo si el fluido que cambia de fase se encuentra al interior de una tubería o sobre una superficie caliente. (Çengel & Ghajar, 2011)

Ebullición de Flujo Externo. Es similar al mecanismo de ebullición en estanque, pero debido al movimiento se incrementa el flujo de calor en ebullición nucleada.

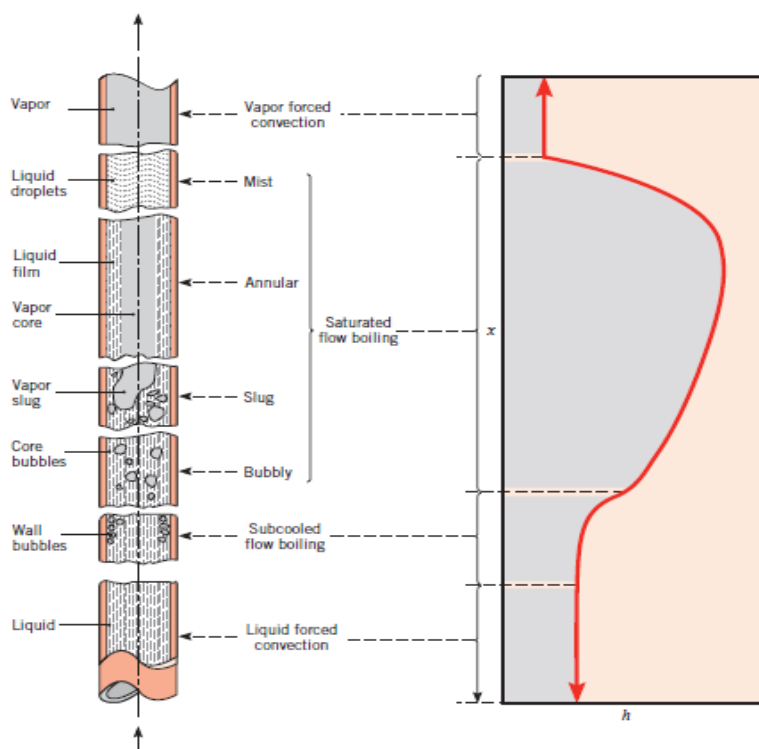
Ebullición de Flujo Interno. El análisis en flujo interno se torna compleja ya que el vapor no se escapa a una superficie, sino que tanto el líquido como vapor se mueven juntos.

Régimen de Flujo. En Figura 12 se observa las distintas etapas que se producen en la ebullición en flujo dentro de un tubo y la variación del coeficiente de convección a lo largo de los regímenes de flujo. En primer lugar, el calor que se transfiere al líquido al ingresar por el tubo es mediante convección

forzada, inmediatamente al llegar a la temperatura de saturación se generan las primeras burbujas que crecen y son arrastradas por la corriente principal denominándose la zona de flujo con burbujas. Estas burbujas empiezan a unirse para formar una sola masa de vapor conocido como régimen de flujo en grupo o tapón, para después continuar al régimen de flujo anular, aquí se forma una película de líquido en la pared interna del tubo, produciendo un incremento en el coeficiente de convección, después continúan por el régimen de transición en donde se empiezan a notar manchas totalmente secas en la superficie interna del tubo hasta llegar a vapor saturado en donde el coeficiente convección disminuye considerablemente con respecto a cuando se encontraba en régimen anular.

Figura 12

Regímenes de flujo para ebullición por convección forzada en un tubo



Nota. Adaptado de *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (p. 671), por F. P. Incropera & D. P. DeWitt & T. L. Bergman & A. S. Lavine, 2011, John Wiley & Sons.

Condensación

Este proceso se produce cuando el vapor se encuentra en contacto con una superficie a una temperatura menor que la temperatura de saturación. Se distinguen dos mecanismos de condensación que se describen a continuación.

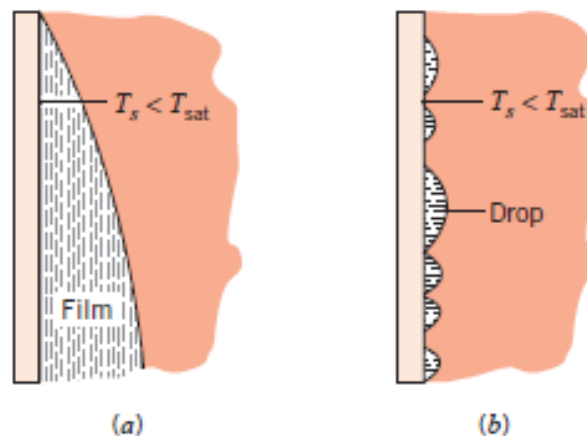
Condensación por Gotas. Este mecanismo a diferencia del anterior tiende a formar gotas sobre la superficie, esto se produce cuando se recubre a la superficie con una sustancia que impide que se moje. (Incropera & DeWitt, 1999)

Condensación de película. Cuando el vapor se condensa tiende a mojar la superficie formando una película de líquido que por acción de la gravedad cae hacia abajo, que aumenta al condensarse mayor cantidad de vapor.

En Figura 13 se muestra las dos formas comunes de condensación.

Figura 13

Modos de condensación



Nota. a) Condensación de película, b) Condensación por gotas. Adaptado de *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (p. 671), por F. P. Incropera & D. P. DeWitt & T. L. Bergman & A. S. Lavine, 2011, John Wiley & Sons.

En la realidad el calor de vaporización que se libera al condensarse el vapor, tiende a enfriarse a una temperatura promedio entre la temperatura de la superficie y de saturación, por lo que expulsa mayor calor. Por lo que se define al calor de vaporización modificado como: (Çengel & Ghajar, 2011)

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{sat} - T_s) \quad (41)$$

Como ya se menciona al inicio, cuando se estudia un proceso de cambio de fase se relacionan propiedades relacionadas al flujo bifásico por lo que es importante aclarar que el calor de vaporización y densidad de vapor, se deben evaluar a la temperatura de saturación de vapor. Por otro lado, las propiedades de líquido se las evalúa a la temperatura de película definida como:

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2} \quad (42)$$

Condensación de Película al Interior de Tubos. En refrigeración la condensación en la mayoría de sus sistemas se produce al interior de las superficies o tubos. Chato recomienda usar, para fluidos bifásicos al interior de tubos horizontales la siguiente expresión: (Çengel & Ghajar, 2011)

$$h_{interno} = 0.555 \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_s) \right) \right)^{1/4} \quad (43)$$

Conceptos Generales en Mecánica de Fluidos.

La mecánica de fluidos es la ciencia que estudia el comportamiento, ya sea estático o dinámico, en los fluidos.

Ecuación de la Energía para Flujo Estacionario

En el momento en que se aporte energía externa hacia un sistema determinado, un volumen de control permite aplicar un balance de energía mecánica (Véase Figura 14).

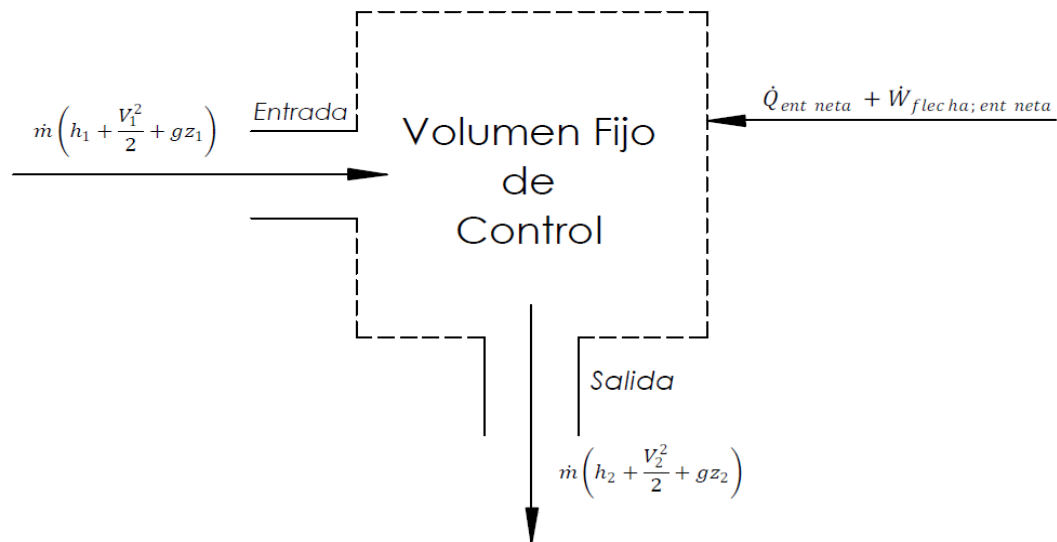
Dando paso a la ecuación de la energía para flujo estacionario.

$$\dot{Q}_{ent\ neta} + \dot{W}_{flecha,ent\ neta} = \dot{m} \left(h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right) \quad (44)$$

$$q_{ent\ neta} + w_{flecha,ent\ neta} = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (45)$$

Figura 14

Interacciones de energía en un volumen de control.



Nota. Adaptado de *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones* (p. 206), por Y. Cengel, 2012, Mc Graw Hill.

Al aplicar la definición de entalpia $h = u + \frac{P}{\rho}$, para seguidamente reorganizar la ecuación de la energía, se obtiene el primer miembro de la ecuación que representa la energía mecánica que entra al sistema mientras que el segundo miembro representa la salida de dicha energía y las pérdidas mecánicas que hubo en el sistema:

$$e_{mec\ ent} = e_{mec} - e_{mec\ pérdida} \quad (46)$$

$$w_{flecha,ent\ neta} + \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + (u_2 - u_1 - q_{ent\ neta}) \quad (47)$$

Ecuación de la Energía para Sistemas de Bombeo

La entrada de trabajo se denota como W_{bomba} y la salida de esta como $W_{turbina}$, las cuales tendrán pérdidas tratadas por separado una de otra, obteniendo la siguiente ecuación en términos de carga.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{turbina} + h_L \quad (48)$$

Pérdidas Mayores. Las pérdidas de carga se expresan como pérdidas mayores o menores dentro de un sistema de bombeo. Las pérdidas de carga mayores se definen en base a las pérdidas de presión.

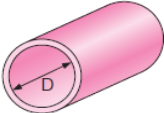
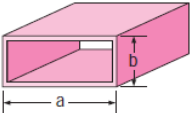
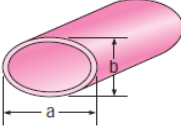
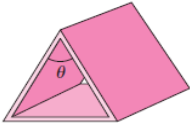
$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (49)$$

$$h_{L,mayor} = \frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (50)$$

Donde f , representa el factor de fricción de Darcy y es aplicado con criterio dependiendo del tipo de flujo, ya sea laminar o turbulento. En Figura 15, se puede observar el factor de fricción para flujo laminar totalmente desarrollado correspondiente a distintas secciones transversales.

Figura 15

Factor de fricción para flujo laminar totalmente desarrollado en tuberías.

Tube Geometry	a/b or θ°	Friction Factor f
Circle	—	$64.00/Re$
		
Rectangle	a/b	
	1	$56.92/Re$
	2	$62.20/Re$
	3	$68.36/Re$
	4	$72.92/Re$
	6	$78.80/Re$
	8	$82.32/Re$
	∞	$96.00/Re$
Ellipse	a/b	
	1	$64.00/Re$
	2	$67.28/Re$
	4	$72.96/Re$
	8	$76.60/Re$
	16	$78.16/Re$
Isosceles triangle	θ	
	10°	$50.80/Re$
	30°	$52.28/Re$
	60°	$53.32/Re$
	90°	$52.60/Re$
	120°	$50.96/Re$

Nota. Adaptado de *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones* (p. 332), por Y. Cengel, 2012, Mc Graw Hill.

En el caso de flujo turbulento, es muy común la aplicación de la ecuación de Colebrook, definida a continuación, para la determinación del factor de Darcy.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (51)$$

Dicha ecuación toma en cuenta el diámetro de la tubería, número de Reynolds y el valor de rugosidad equivalente en la tubería, esta última siendo característica dependiente del tipo de material a utilizar en la tubería, debido a esto en Tabla 3 se presentan algunas rugosidades equivalentes para tuberías de plástico (Fagro, 2015).

Tabla 3

Rugosidad equivalente en distintos tipos de materiales en tuberías

Tuberías de Platico	Rugosidad ϵ (mm)
Polietileno (PE)	0.002
Cloruro de Polivinilo (PVC)	0.02

Nota. Adaptado de *Hidráulica en tuberías a presión* (p. 15), por Fagros, 2015.

Perdidas Menores. El coeficiente de pérdida K_L , depende de los accesorios dentro del sistema de bombeo y es termino fundamental dentro de las perdidas menores, y se expresa de la siguiente manera.

$$h_{L,menor} = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (52)$$

Obteniendo así la perdida de carga total, definida por la suma entre las pérdidas de carga mayores y menores.

$$h_{L,total} = h_{L,mayor} + h_{L,menor} \quad (53)$$

$$h_{L,total} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (54)$$

Finalmente, la ecuación de la energía para cualquier sistema de bombeo se expresa.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{turbina} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (55)$$

Intercambiadores de Calor

Para lograr un intercambio de calor entre dos fluidos con temperaturas distintas, existen dispositivos que permiten dicho intercambio sin mezclarse entre ellos mediante la transferencia de calor por conducción y convección (Çengel & Ghajar, 2011).

Se pueden tener dos tipos de distribución para el movimiento de los fluidos en los intercambiadores de calor, el flujo paralelo permite que se muevan en una misma dirección y que su entrada sea por el mismo extremo, caso contrario del flujo en contraflujo, que se mueven en direcciones contrarias y sus ingresos también son opuestos (Çengel & Ghajar, 2011).

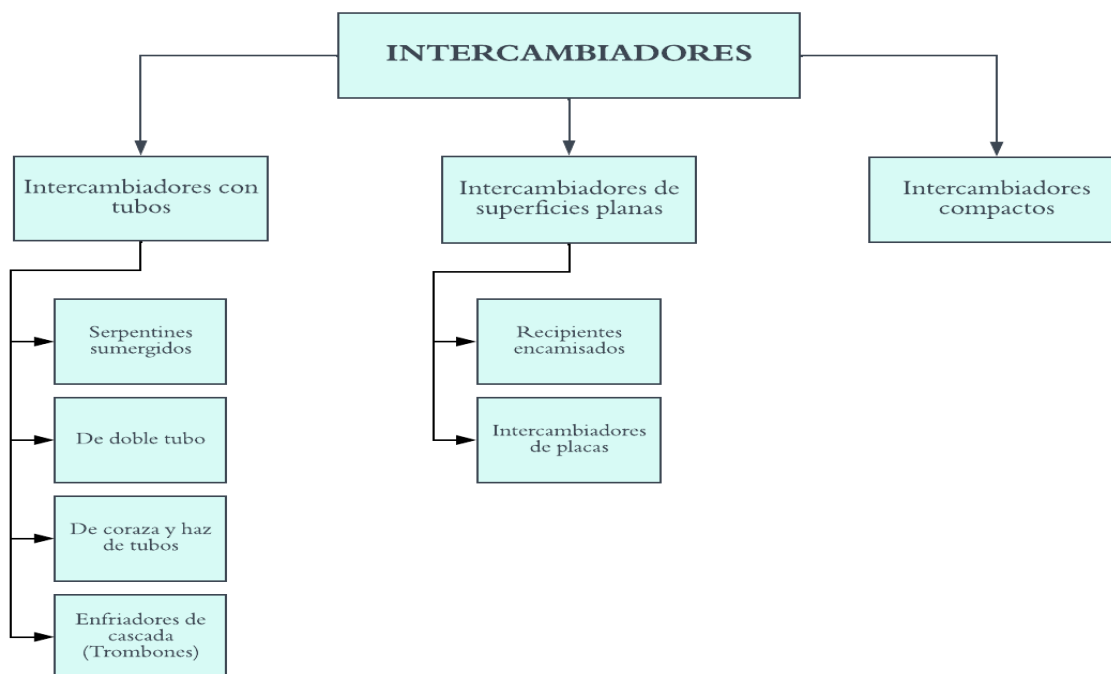
Tipos de Intercambiadores de Calor

En base a las necesidades que se presentan en diferentes áreas de procesos y operaciones que están relacionados con: La ingeniería, medicina, calefacción, climatización, etc., se dispone de diferentes tipos de intercambiadores que se los puede clasificar desde varios puntos de vista, según sea: su aplicación, geometría, tamaño, disposición, etc.

Con la finalidad de que el presente documento contenga conceptos y contenido importante en relación con el diseño de intercambiadores de calor en sistemas de refrigeración, se revisa la clasificación de una manera generalizada como se muestra en Figura 16 y se amplía el conocimiento en intercambiadores del tipo de contacto indirecto y de fase termodinámica.

Figura 16

Clasificación de Intercambiadores de calor



Nota. Adaptado de *Introducción a la Termodinámica con Algunas Aplicaciones de Ingeniería* (p. 666), por J. Rodríguez.

Intercambiadores de fase termodinámica. Esta clasificación hace referencia a los intercambiadores en donde uno de los fluidos de trabajo cambia de fase en el transcurso que circulan de un punto a otro dentro del intercambiador de calor. En aplicaciones de refrigeración es necesario que los dispositivos que permiten extraer o ceder calor, desde o hacia un medio, trabajen con un fluido en donde el cambio de fase es necesario para que pueda trabajar adecuadamente el sistema.

Las aplicaciones más comunes y existentes en nuestro alrededor son los evaporadores y condensadores que se utilizan en sistemas de refrigeración, sea que funcione como bomba de calor en donde se busca generar calor hacia un medio o que el sistema trabaje de manera contraria permitiendo enfriar un medio, como es el caso de refrigeración industrial o doméstica.

Evaporador. El evaporador es un intercambiador de calor que permite la transferencia de energía térmica entre un fluido y un medio circundante, con el objetivo de absorber la energía de lo que se busca refrigerar. El refrigerante es el que se encarga de recibir esa energía cuando pasa de un estado líquido a vapor, por sufrir este cambio de estado e intercambio energético se denominan a estos sistemas como evaporadores.

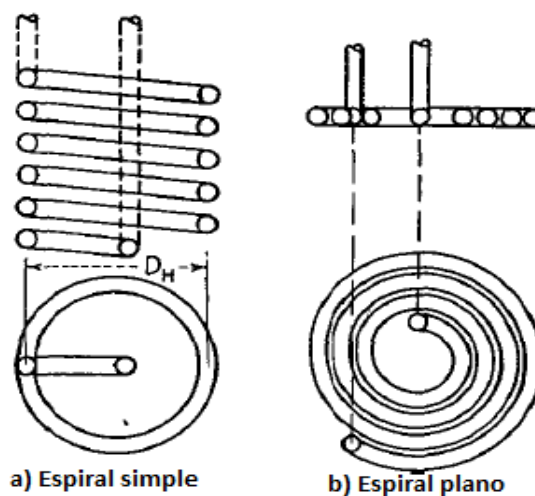
Condensador. El condensador es un intercambiador de calor que a través de la interacción entre el medio circundante y el fluido que se encarga de ceder energía al medio exterior, pasa de vapor a estado líquido, por producirse este cambio energético se conoce a estos sistemas como condensadores.

Intercambiadores de contacto indirecto. Aquí los fluidos de trabajo encargados de efectuar el fenómeno de transferencia de calor están divididos por una pared sólida, que a menudo tienen geometrías planas o tubulares. (Kreith et al., 2012)

Serpentín sumergido. Son intercambiadores de calor de forma helicoidal, que se sumergen en un fluido que se encuentra generalmente en depósitos cilíndricos verticales, también se los conoce como serpentines mojados o intercambiadores de calor serpentín coraza. Los serpentines más comunes se muestran en Figura 17.

Figura 17

Tipos comunes de serpentines



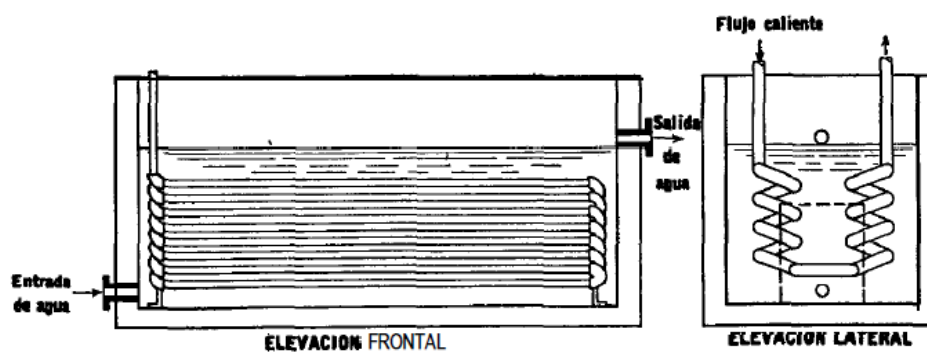
Nota. Adaptado de *Procesos de Transferencia de Calor* (p. 819), por D. Kern, 1999. Mc Graw Hill.

Este tipo de intercambiadores permite obtener mayor superficie de transferencia de calor de una manera más económica y sencilla ya que consiste en un solo tubo en forma helicoidal.

En Figura 18, se presenta un esquema de un serpentín sumergido dentro de un recipiente.

Figura 18

Serpentín sumergido en tanque

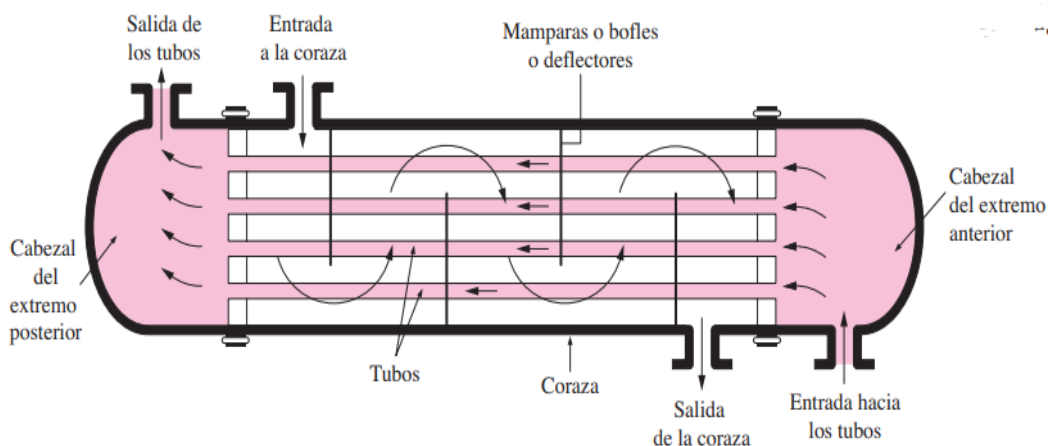


Nota. Adaptado de *Procesos de Transferencia de Calor* (p. 822), por D. Kern, 1999. Mc Graw Hill.

Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos. Contiene una gran cantidad de tubos enlazados a una carcasa, donde el intercambio de calor se produce cuando un fluido se mueve por dentro y el otro fluido por fuera de los tubos, como se muestra en Figura 19.

Figura 19

Esquema de intercambiador de calor tipo carcasa y tubos



Nota. Adaptado de *Transferencia de Calor y Masa* (p. 631), por Y. Cengel, 2012, Mc Graw Hill.

Son clasificados según el número de pasos que ejecutan por los tubos y la coraza, tomando en cuenta que en todos los intercambiadores de calor de este tipo se forma una U en su coraza (Çengel & Ghajar, 2011).

Aplicación en Intercambiadores de Calor de Carcasa y Tubos

Este tipo de intercambiadores de calor se utiliza generalmente en procesos industriales como por ejemplo el calentamiento de glicerina y enfriamiento del agua. Son generalmente utilizados en la parte química y petroquímica. En la parte farmacéutica, se encuentran de una manera más amplia, debido a que de esta manera se pueda evitar una contaminación cruzada entre los dos fluidos (Çengel & Ghajar, 2011).

Eficiencia en Intercambiadores de Calor

Galindo L. (2013) define a la eficiencia en intercambiadores de calor como “la potencia que transmite el intercambiador de dimensiones finitas dividido por la potencia máxima que transmitiría si el intercambiador fuese infinitamente grande o infinitamente bueno”.

La definición de potencia máxima en un intercambiador de calor es la potencia que brindaría el intercambiador de calor al tener cualquiera de las siguientes características:

- Longitud infinita, que se traduce en un área de transferencia de calor infinita ($A = \infty$).
- Coeficiente de transferencia de calor infinito, que se traduce en transferencia total de energía ($U = \infty$).

En Figura 9 b) se observa el comportamiento de un intercambiador en contraflujo, del cual para obtener el criterio de potencia máxima a una longitud infinita las temperaturas T_h sería igual a T_c , por lo que la potencia máxima entregada por el intercambiador de calor en contraflujo vendría dada por la ecuación 56.

$$Q_{max} = (\dot{m} Cp)_{min} (T_h - T_{co}) \quad (56)$$

Dónde la expresión descrita $\dot{m} Cp$ corresponde a la menor inercia térmica entre los fluidos de trabajo o de estudio.

En base a la potencia máxima del intercambiador de calor, la interpretación de la eficiencia del intercambiador de calor viene dado por la ecuación 57:

$$e = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \quad (57)$$

Dónde \dot{Q} representa el calor cedido o perdido por el fluido caliente o frío respectivamente, de lo cual podemos considerar al fluido con menor inercia térmica para dicha interpretación, debido a que dicho fluido será aquel con mayor diferencia de temperaturas, obteniendo así la simplificación de la ecuación 58:

$$e = \frac{(\dot{m} Cp)_{min} (T_1 - T_2)_{max}}{(\dot{m} Cp)_{min} (T_{h,1} - T_{co,1})}$$

$$e = \frac{(T_e - T_s)_{max}}{(T_{h,e} - T_{c,e})} \quad (58)$$

Sistemas de Refrigeración

Uno de los campos de aplicación más utilizados de la termodinámica es el de refrigeración, el cual Cengel & Boles (2012) lo define como la transferencia de calor producida desde una zona o región de temperatura inferior a otra con una temperatura relativa superior. Los dispositivos o elementos que producen dicho proceso de refrigeración se conocen como refrigeradores o bombas de calor, y los ciclos dentro los cuales se caracteriza el proceso se conocen como ciclos de refrigeración.

Son arreglos de carácter mecánico que, mediante la utilización de propiedades termodinámicas de distintos materiales, trasladan energía térmica (calor) entre dos o más focos o ambientes conforme a requerimientos de aplicación. Su principal objetivo es el de refrigerar un volumen establecido en el cual se puede almacenar distintos productos de interés como alimentos, compuestos químicos u otros.

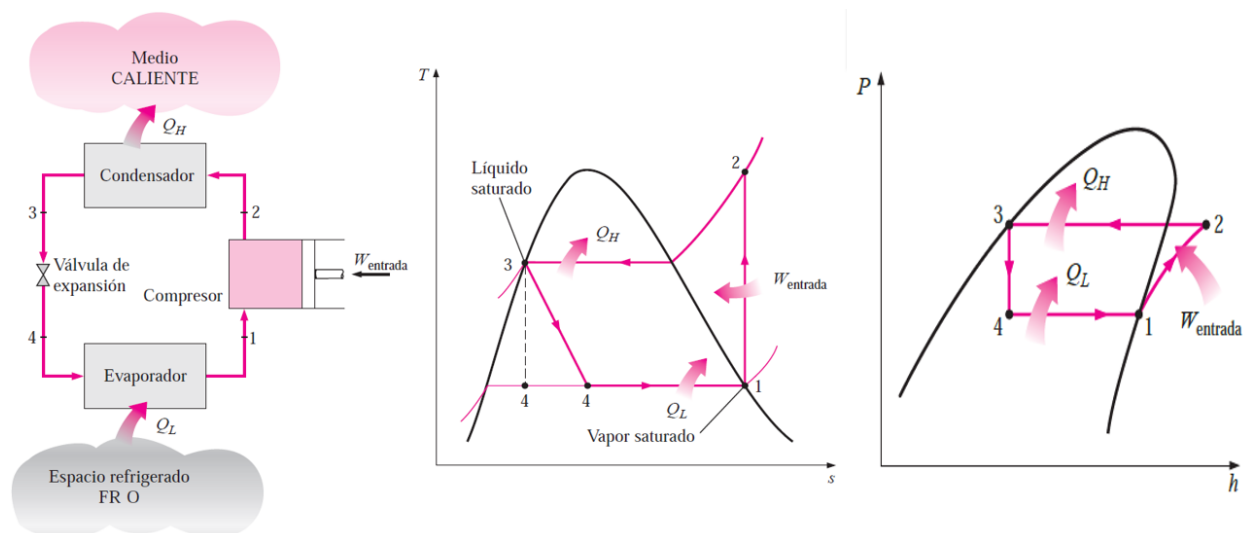
Ciclos de Refrigeración

Existen dos tipos de ciclo de refrigeración, donde podemos notar al ciclo ideal y el ciclo real, detallados a continuación.

Ciclo Ideal. Es el ciclo más utilizado en los sistemas de refrigeración, el cual contiene 4 etapas, representadas en Figura 20:

Figura 20

Ciclo ideal por compresión de vapor, diagramas T-s y P-h



Nota. Adaptado de *Termodinámica* (p. 619, 620), por Y. Cengel, 2012, Mc Graw Hill.

- 1-2: El compresor, realiza una compresión isentrópica.
- 2-3 El condensador, cede de calor a presión constante.
- 3-4 El instrumento de expansión, estrangula el refrigerante para reducir la presión.
- 4-1 El evaporador, extrae el calor a presión constante.

El proceso inicia en el punto 1, donde el refrigerante se encuentra en forma de vapor saturado ingresando al compresor que lo comprime hasta llegar isoentrópicamente a la presión del condensador, lo que produce que el refrigerante aumente su temperatura y sea mayor a la temperatura correspondiente al medio circundante. Continuando en el punto 2, en forma de vapor sobrecalentado para poder ingresar al condensador y ceder el calor hacia la periferia (Çengel & Boles, 2012).

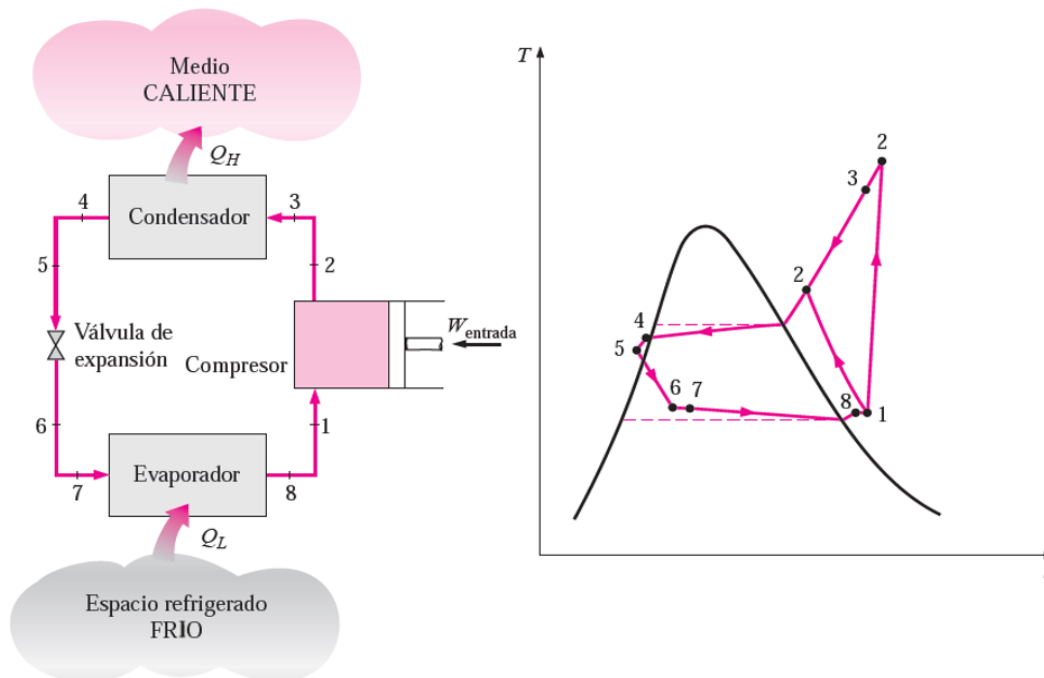
A continuación, en el punto 3 el refrigerante se encuentra como líquido saturado, para posteriormente ingresar al instrumento de expansión, el cual estrangula al refrigerante hasta llegar a la presión de trabajo del evaporador, es decir, al estado 4 donde se transforma en vapor húmedo y con

baja calidad. El evaporador absorbe el calor del espacio a refrigerar, lo cual provoca que el refrigerante, salga en forma de vapor saturado y vuelve al punto 1 para comenzar de nuevo el ciclo (Çengel & Boles, 2012).

Ciclo Real. Este ciclo difiere en las irreversibilidades en algunos de sus componentes, como la fricción del fluido, que se debe a las caídas de presión y a la transferencia de calor en los alrededores ya sea hacia el sistema o desde el sistema, en Figura 21 se presenta el diagrama T - s del ciclo real (Çengel & Boles, 2012).

Figura 21

Ciclo real por compresión de vapor, diagrama T-s



Nota. Adaptado de *Termodinámica* (p. 622), por Y. Çengel, 2012, Mc Graw Hill.

Para considerar en el campo real, se debe diseñar el sistema para que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente, antes de ingresar al compresor, lo cual garantiza que el refrigerante sea totalmente vapor y no averíe el compresor. Adicionalmente, las caídas de presión producidas entre la salida del evaporador y la entrada del compresor pueden llegar a ser muy representativas.

El compresor puede aumentar su potencial de trabajo, a causa del aumento del volumen específico debido al sobrecalentamiento, el aumento de calor en la línea de ensamble y las caídas de presión. En el ciclo real, no es fácil que después del condensador, el refrigerante sea líquido saturado totalmente para poder ser estrangulado en la válvula que debe estar a una distancia muy corta del evaporador e ingresar con baja entalpía, lo que produce que se extraiga más calor, tomando en cuenta que la caída de presión es pequeña (Çengel & Boles, 2012).

Componentes del Sistema de Refrigeración

Un sistema de refrigeración por compresión mecánica está constituido básicamente por cuatro componentes principales, esto se pudo observar en Figura 20 y Figura 21:

- Compresor
- Condensador
- Válvula de expansión
- Evaporador

Compresor

Es una turbomáquina cuyo objetivo fundamental es el aporte de energía a fluidos compresibles, pueden ser gases y vapores, sobre los cuales aporta un trabajo obteniendo como resultado un aumento de la presión o un aporte de velocidad (Díez, 2000).

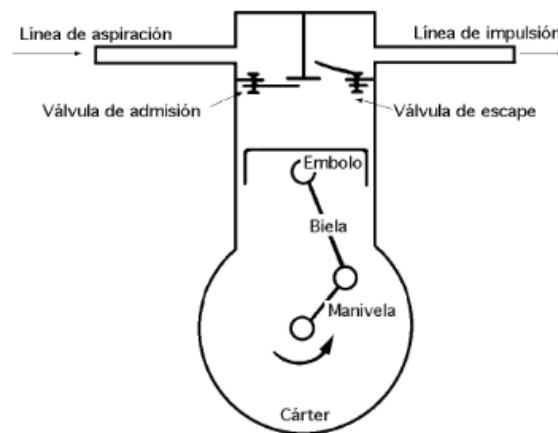
Dentro del ciclo de refrigeración por compresión de vapor el compresor permite la compresión del fluido de trabajo a condiciones de baja presión y temperatura, para descargarlo a propiedades de presión y temperatura con las cuales se pueda realizar el proceso de condensación.

Compresores de Desplazamiento Positivo. Se basa en el aumento de presión del fluido, provocado por la disminución de volumen en la cámara de compresión, posteriormente, y con los resultados de diseños, el fluido es liberado a una mayor presión deseada.

Compresor Alternativo. Son máquinas de desplazamiento positivo que utilizan un sistema alternante de pistón o émbolo para comprimir un gas y evacuarlo a alta presión (Figura 22).

Figura 22

Diagrama de un compresor alternativo

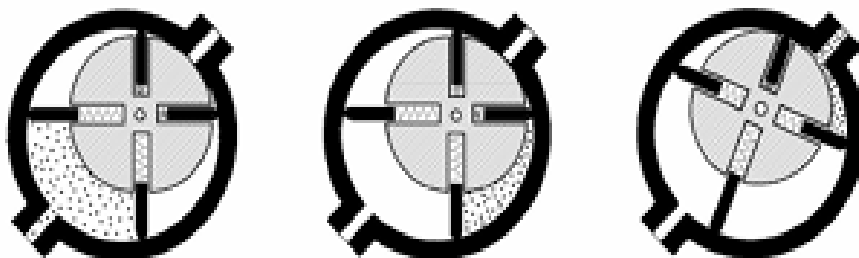


Nota. Adaptado de *Compresores Alternativos*, por P. Fernández, 2012, Libros sobre Ingeniería Energética (<https://pfernandezdiez.es/es>).

Compresor Rotativo. De igual forma son máquinas de desplazamiento rotativo que utilizan un sistema de rotación de paletas para agregar velocidad al fluido de trabajo.

Figura 23

Funcionamiento de un compresor rotativo



Nota. Adaptado de *Tecnología Frigorífica II*, por C. Renedo, 2013, UNICAN

Compresor Hermético. Son el tipo de compresores utilizados generalmente en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Su característica de hermeticidad evita que se pueda acceder al motor eléctrico y al compresor, los cuales van acoplados entre sí directamente y dentro de una cubierta de acero, por lo cual no se puede realizar operaciones de mantenimiento. Un limitante de este tipo de compresores es que deben ser alimentados exclusivamente con gas limpio, ya que no tienen la capacidad de manejar gas con partículas líquidas o sólidas, por lo que es necesario realizar una limpieza y presurización, generalmente con gas nitrógeno.

Figura 24

Compresor hermético



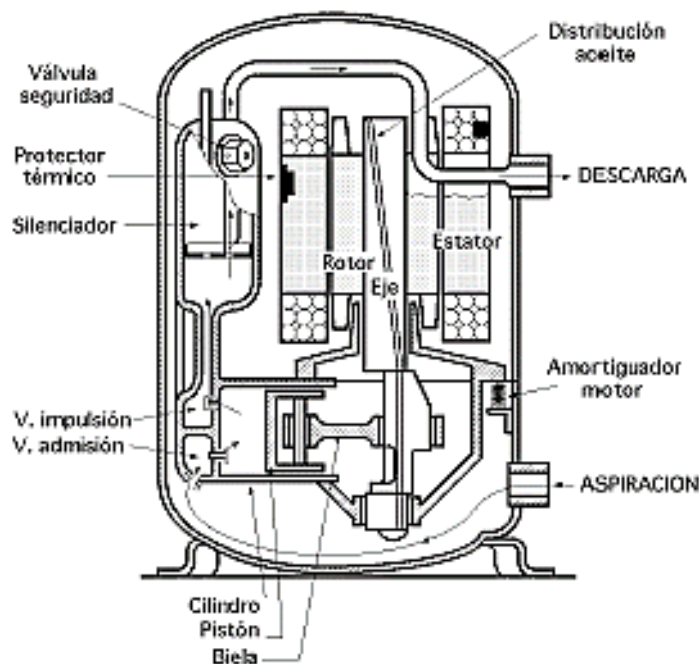
Nota. Adaptado de *Compresor alternativo Modelo Serie AE3*, por Tecumseh, 2010, Compresor alternativo (<https://www.tecumseh.com/es/sa/products/recip/ae1345a-fz1a?fromSearch=1>).

Generalmente en el exterior de la carcasa, llevan fijos tres tubos soldados, de los cuales dos son del mismo diámetro y el otro de un diámetro menor, siendo el último el conectado a la descarga del circuito mientras que de cualquiera de los otros se conecta a la aspiración, tal como se muestra en Figura 24. Además, cuenta con una estructura de anclaje para sujeción a superficies planas y de un sistema de conexiones para el circuito eléctrico.

Interiormente un compresor hermético de pistón o recíprocante está estructurado como se muestra en Figura 25.

Figura 25

Partes de un compresor hermético



Nota: Adaptado de Compresor de Aire Acondicionado, por Cuevas P. (2012), Blogspot (temasderefrigeracionyaireacondic.blogspot.com)

Condensador

Consiste en un intercambiador de calor cuya función es brindar las condiciones para la transferencia de calor entre el refrigerante y un medio externo para así completar el proceso de licuefacción del refrigerante una vez que sale del compresor y de eliminar el recalentamiento del gas refrigerante.

Generalmente el medio externo es aire y se utilizan condensadores de dos diferentes tipos:

- Tubo liso

Comúnmente utilizados en instalaciones pequeñas y son hechos con cobre. No poseen un flujo forzado de aire ya que el aire que lo rodea al calentarse asciende y su volumen es sustituido por aire ambiente, esto se puede evidenciar en las refrigeradoras domésticas.

- Tubo con aletas

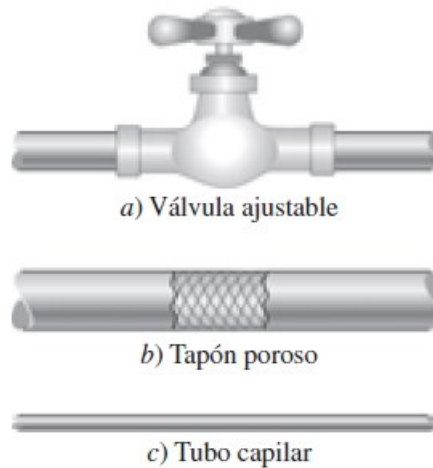
Están conformados al igual que los condensadores de tubos lisos por serpentines de cobre, la diferencia radica en la presencia de aletas separadas entre sí que aumentan el área de transferencia de calor con el medio y siempre debe estar acompañado de una circulación de aire forzado. Las aletas comúnmente son hechas de aluminio para no afectar propiedades del diseño en cuanto a peso.

Válvula de Expansión

Es un dispositivo cuyo objetivo es la restricción de flujo de un fluido para obtener una caída de presión aprovechable para el proceso, la cual generalmente conlleva a una disminución de temperatura. Dentro del campo industrial se utilizan 3 tipos distintos de elementos con el mismo objetivo, los cuales se describen en Figura 26: a) Válvula ajustable, b) Tapón poroso y c) Tubo capilar.

Figura 26

Tipos de dispositivos para estrangulación de flujo



Nota. Adaptado de *Termodinámica* (p. 617), por Y. Cengel, 2012, Mc Graw Hill.

La diferencia de temperatura lograda en la válvula durante el proceso de expansión se debe a la propiedad conocida como coeficiente de Joule – Thomson, el cual según Cengel (2012) “es una medida del cambio en la temperatura con la presión durante un proceso de entalpía constante”, resultando igual si la temperatura permanece constante, mayor a cero si la temperatura disminuye y menor a cero si la temperatura aumenta.

Dentro de la clasificación de válvulas ajustables podemos encontrar diferentes tipos de válvulas, las más comunes son las de tipo termo-estáticas y las electrónicas, las cuales difieren en su funcionamiento con respecto a la señal de entrada, la termo-estática recibe un estímulo físico en el gas presente en su mecanismo el cual se dilata o contrae movilizándolo un diafragma y la electrónica recibe ese estímulo en forma de señal eléctrica mediante transductores para poder procesar dicha información en un controlador y así poder abrir o cerrar el conducto.

Campos de Aplicación

En el sector industrial, es importante tomar en cuenta que se necesita tener temperaturas extremadamente bajas, por lo cual se han implementado sistemas de refrigeración en cascada, que trabajen en serie para poder completar todo el ciclo de refrigeración. En el área de procesos científicos y de ingeniería, siempre ha sido de vital importancia el estudio del ciclo de refrigeración, tal es el caso de la separación del oxígeno y nitrógeno del aire, los cuales existen en forma gaseosa (Çengel & Boles, 2012).

Refrigerantes

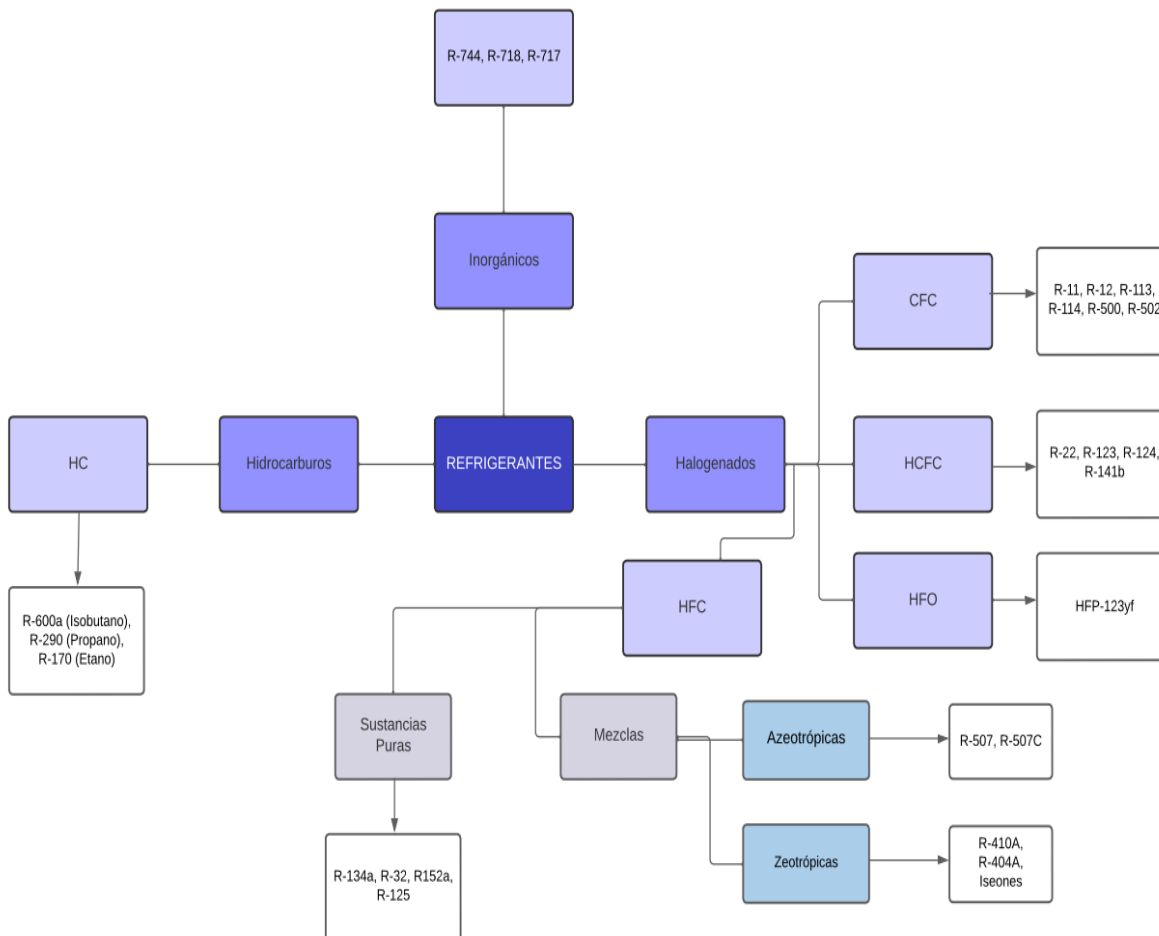
Para que un sistema de refrigeración funcione de acuerdo al propósito por el cual fue diseñado y construido, necesita de un refrigerante que permita transferir el calor desde un foco frío a un foco caliente o viceversa, según sea la aplicación.

Para lograr extraer calor de un espacio determinado y cederlo a otro, es indispensable el uso de un refrigerante que estará sometido a cambios de estado, cuando pasa por una serie de procesos, los que permiten al refrigerante volver al estado inicial dentro del ciclo de refrigeración. El refrigerante es una sustancia capaz de absorber y ceder calor dentro de un sistema de refrigeración sin perder ninguna de sus propiedades.

La clasificación más usada de los refrigerantes es la que dicta el Estándar 34 de la ASHRAE (Asociación americana de ingenieros de calefacción, Refrigeración y aire acondicionado). En esta se clasifica de acuerdo con la composición química, nivel de toxicidad e inflamabilidad. En Figura 27 se clasifican los refrigerantes de acuerdo con su composición química.

Figura 27

Clasificación de refrigerantes según su composición química – ASHRAE 34



Nota. Adaptado de *Buenas Prácticas en los Procesos de Instalación y Mantenimiento de Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado* (p. 15), por G. Barletta y O. Acevedo, 2021.

Refrigerantes Halogenados

CFC – Clorofluorocarbonos. Refrigerantes que contienen Cloro, flúor, carbono, carecen de hidrógeno, por lo que son químicamente muy estables al ser liberados a la atmósfera. Estos refrigerantes al contener Cloro perjudican la capa de ozono y permanecen en la atmósfera de 60 a 1700 años.

HCFC – Hidroclorofluorocarbonos. Refrigerantes cuya vida es de 2 a 28 años, contienen cloro lo que les hace perjudiciales a la capa de ozono, estos también contienen hidrogeno haciéndolos menos estables que los CFC, cuando suben a la atmosfera.

HFC – Hidrofluorocarbono. Refrigerantes alternativos a los CFC y HCFC, estos contienen alto potencial de calentamiento atmosférico, ya que al contener flúor se comportan como un gas de efecto invernadero, aumentando el calentamiento global.

HC – Hidrocarburo. Refrigerantes alternativos que tienen valores muy bajos de potencial de calentamiento atmosférico (PCA). Estos deben ser manipulados con precaución debido a su alta propagación a la llama.

HFO – Hidrofluorolefina. Refrigerantes químicos alternativos, conocidos también como HFC no saturados. Su tiempo de vida es muy corta cuando se libera a la atmosfera y tiene valores muy bajos de PCA.

Mezclas

Las mezclas se conforman de dos o más refrigerantes halogenados:

Azeotrópica. Estas mezclas no cambian de temperatura durante el cambio de fase a una determinada presión, su identificación numérica inicia con 5XX.

Zeotrópica. A diferencia de la mezcla anterior, el cambio de fase del gas y el líquido varía en el proceso de evaporación a una determinada presión, conociendo esa variación de temperatura como el deslizamiento, su identificación numérica inicia con 4XX.

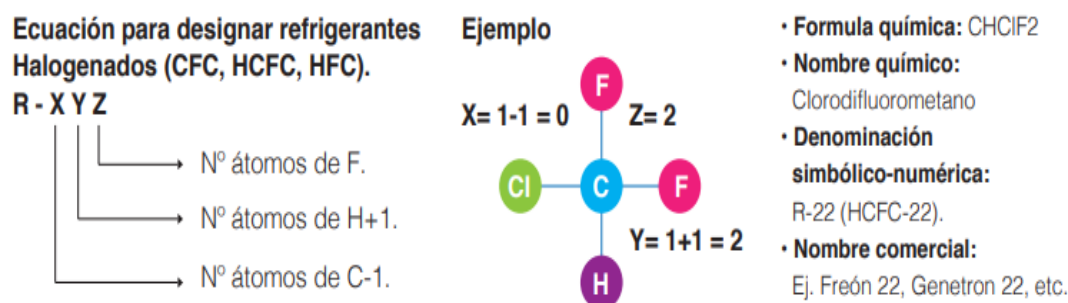
Refrigerantes no Orgánicos

Son refrigerantes alternativos que tienen valores muy bajos de PCA, no contienen carbono, su identificación numérica inicia con 7XX.

Los refrigerantes se identifican simbólicamente con la letra R, seguido de una codificación numérica, como se muestra en Figura 28.

Figura 28

Identificación numérica para refrigerantes halogenados según el Estándar 34



Nota. Adaptado de *Buenas Prácticas en los Procesos de Instalación y Mantenimiento de Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado* (p. 14), por G. Barletta y O. Acevedo, 2021.

Impacto Ambiental

Potencial de Agotamiento de Ozono – PAO. Es la capacidad que tiene una sustancia química para causar daño a la capa de ozono. Se compara con el impacto de una masa de CFC-11. El valor de referencia según la composición química se encuentra entre 0.01 y 1 para CFC y HCFC, respectivamente. Para los HFC tiene un valor 0 ya que no poseen cloro.

Potencial de Calentamiento Atmosférico – PCA. También conocido como Potencial de Calentamiento Global (PCG), que mide el efecto de gas invernadero. Se basa en la capacidad de atrapar el calor de cada gas con respecto a la del CO₂, así también como la rapidez que tienen de descomponerse en la atmosfera en un número dado de años.

Tiempo de Vida Media de la Sustancia. Se trata del tiempo que necesita la concentración para que se disminuya en la atmosfera a la mitad. Si el tiempo de duración es larga, se lo considera como una

sustancia estable. Los gases fluorados tienen un periodo de vida muy extenso, por lo que el efecto que causan en el medio ambiente es mayor.

Clasificación según su Toxicidad

- Clase A: Para refrigerantes en donde no se ha encontrado concentraciones mayores o iguales a 400 ppm (400 ml/m³).
- Clase B: Para refrigerantes en donde se ha identificado toxicidad a concentraciones inferiores a 400 ppm (400 ml/m³).

Clasificación según su Inflamabilidad

- Clase 1: Refrigerantes que no propagan llama o no inflamables.
- Clase 2: Refrigerantes de baja propagación de la llama, cuyo LII (Límite Inferior de Inflamabilidad) es mayor o igual al 3.5% en volumen, cuando se mezclan con el aire.
- Clase 2L: Indica que son refrigerantes cuya inflamabilidad es inferior, con un máximo de velocidad de combustión menor o igual a 10 cm/s.
- Clase 3: Refrigerantes de alta propagación de la llama, cuyo LII (Límite Inferior de Inflamabilidad) es menor al 3.5% en volumen, cuando se mezclan con el aire.

En Figura 29 se presenta como se clasifican los refrigerantes según los grupos de seguridad dictados por la ASHRAE.

Figura 29

Clasificación de seguridad en refrigerantes

		GRUPO DE SEGURIDAD	
		A	B
INCREMENTO DE INFLAMABILIDAD ↑	INFLAMABILIDAD SUPERIOR	A3	B3
	INFLAMABILIDAD INFERIOR	A2 — A2L* —	B2 — B2L* —
	SIN PROPAGACION DE LLAMA	A1	B1
		TOXICIDAD INFERIOR	TOXICIDAD SUPERIOR
		INCREMENTO DE TOXICIDAD →	

Nota. Adaptado de *Guía de Bolsillo de ASHRAE para Aire Acondicionado, Calefacción, Ventilación, Refrigeración* (p. 234), por ASHRAE, 2013.

En Tabla 4 se colocan los refrigerantes disponibles en el mercado, con su punto de ebullición, punto de burbujeo, rocío y nivel de seguridad. Los cuales servirán para seleccionar el refrigerante en un principio por su disponibilidad de adquisición.

Tabla 4*Características de refrigerantes disponibles en Ecuador*

Refrigerante	Punto de burbujeo	Punto de rocío	Grupo de seguridad	PAO	PCA
22	-41	-	A1	0.055	1810
134A	-26	-	A1	0	1430
141B	32	-	ND	0.11	725
290	-42	-	A3	0	3.3
404A	-46.6	-45.8	A1	0	3700
406A	-32.7	-23.5	A2	0.057	1940
407C	-43.8	-36.7	A1	0	1700
407F	-46.1	-39.7	A1	0	1820
409A	-36.5	-29.7	A1	0.048	1580
410A	-51.6	-51.5	A1	0	2100
MO29/ 422 D	-43.2	-38.4	A1	0	2230
M049/437 A	-32.9	-29.2	A1	0	1810
507	-46.7	-	A1	0	3800
600A	-12	-	A3	0	-20

Nota. Esta tabla muestra los refrigerantes disponibles en el mercado adicionando el valor de media PAO y PCA, para medir el impacto ambiental (Estándar 34).

Conceptos generales aplicados en Sistemas de Control

Para la realización de Sistemas de Control es necesario la integración de distintas áreas del conocimiento, teniendo principal interés en el área de electrónica y automatización, además de

metodologías sistémicas y matemáticas para la representación de los procesos físicos. Varios conceptos y definiciones específicas para la implementación de un Sistema de Control se encuentran descritos a continuación.

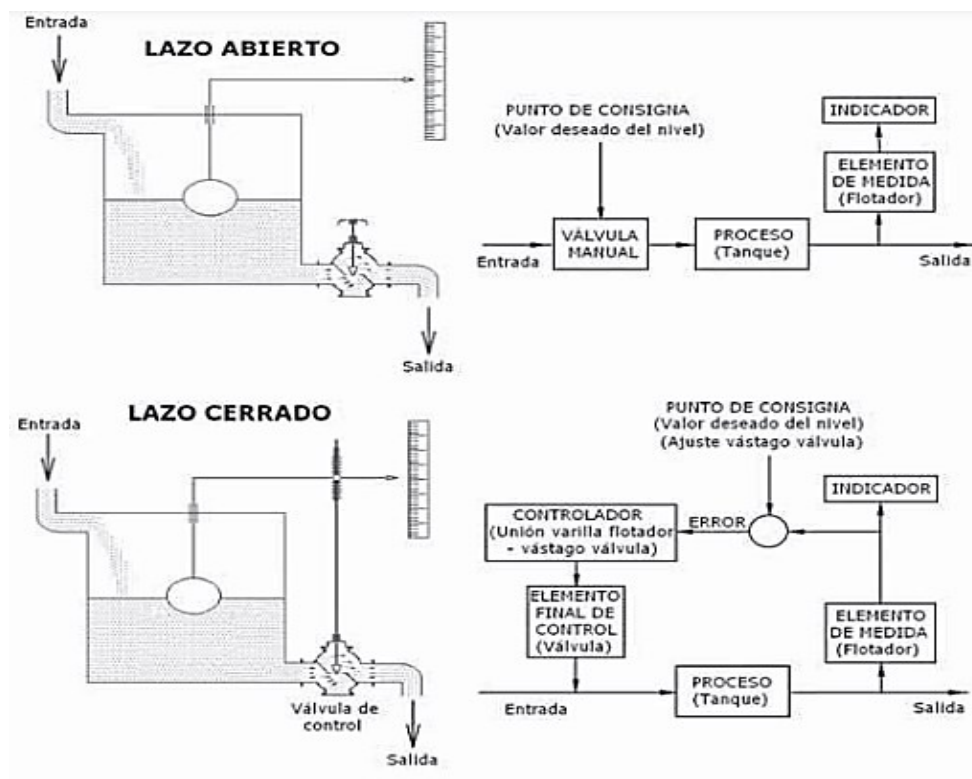
Conceptos Básicos

Lazo de Control. Lazo de control es el conjunto formado por una unidad de medida, una unidad de control, un elemento final de control y el propio proceso, generando así un bucle o lazo.

Un lazo de control puede ser abierto o cerrado. En el lazo de control abierto de la Figura 30, un operador es el encargado de modificar un parámetro de entrada mediante el ajuste de válvula manual según su conveniencia para igualar el caudal de líquido de entrada con el de salida. Si existe una variación regular de dicho parámetro será difícil para el operario de control mantener dicha condición, por lo que deberá efectuar cambios con mayor frecuencia. Por otro lado, en el control de lazo cerrado descrito en Figura 30, una vez hecha una primera calibración de parámetros de posición del vástago de la válvula de control con la varilla de índice del flotador, propiamente dicho sistema regulará el nivel a las condiciones deseadas.

Figura 30

Representación de lazos de control en un control de nivel.



Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 2), por A. Creus, 2010, Marcombo.

Campo de Medida. El campo de medida está definido por los valores de la variable medida o su espectro, comprendidos dentro de los extremos superiores e inferiores de la capacidad de la medida, recepción o transmisión del instrumento y generalmente se lo expresa con dichos valores extremos. (Creus, 2010)

Alcance. También conocido como span, el alcance consiste en la diferencia algebraica entre los valores superior e inferior de la medida del instrumento.

Error. Corresponde a la diferencia algebraica entre un valor observado en un instrumento y el valor propio de la variable sujeta a medición. El error se lo clasificará dependiendo de las condiciones en las que se desarrolle la experimentación, si sus condiciones son permanentes se conoce como error

estático, mientras que si las condiciones son variables y los instrumentos son susceptibles a las variaciones del entorno se conoce como error dinámico, en el cual su valor dependerá de las condiciones propias del proceso. Una relatividad en el error se la puede obtener mediante el error medio del instrumento, que resulta de la media aritmética de los errores de la experimentación.

Incertidumbre de la Medida. Posee relación con el error en la medición de cualquier magnitud en la experimentación, la incertidumbre corresponde a la dispersión de los valores obtenidos o categorizados como verdaderos valores de la magnitud observada. Dicha distribución es de carácter estadístico y resulta de una serie de mediciones, características de los equipos y condiciones varias.

Exactitud. Es la capacidad que posee un instrumento diseñado para la medición de dar resultados o lecturas semejantes al valor real de la magnitud evaluada.

Precisión. Corresponde al rango de medida o de resultados de la instrumentación que definen una tolerancia y definen límites de los errores cometidos.

Zona Muerta. Es el rango de valores de la variable sometida a evaluación en el cual no existe variación en los indicadores de salida del instrumento de medición.

Sensibilidad. Corresponde a la razón entre los valores del incremento de la lectura del instrumento y el incremento de la variable que ocasiona dicha alteración, después de alcanzar un estado de reposo.

Repetibilidad. Capacidad de reproducción de la señal de salida de un instrumento de medición al comparar una misma variable bajo las mismas condiciones, es decir exponer los mismos resultados múltiples veces.

Histéresis. Corresponde a la máxima distancia que se evidencia en los valores de salida del instrumento para un mismo valor medido en la variable, cuando se realiza una experimentación que analiza toda la escala del instrumento en sentidos ascendente y descendente.

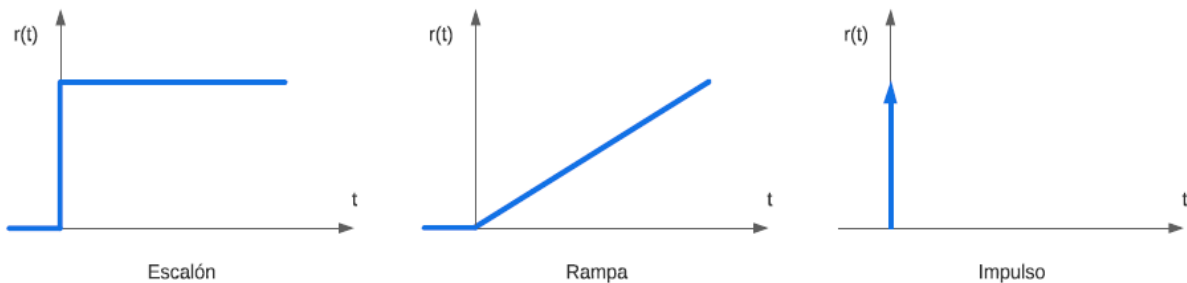
Carga. Es la cantidad del agente o fluido de control mediante el cual el proceso mantiene condiciones de trabajo específicas.

Tipos de Entrada

En el sistema, se proporciona una relación causa y efecto, el cual será el proceso a controlar y se pueda enlazar la salida con la entrada. Los tipos de entradas, en un sistema de control, se representa en Figura 31.

Figura 31

Tipos de entradas aplicadas a los sistemas de control.



Nota. Adaptado de *introducción a los sistemas de control, aplicaciones y simulación con MATLAB (p. 2)*, por R. Hernández, 2010, Prentice Hall.

La entrada de tipo escalón, expresa una constante introducida en el sistema, para el caso de la entrada tipo rampa, representa una variación continua en el tiempo; caso contrario en la entrada tipo impulso, se lo realiza con una magnitud extremadamente grande, pero con una duración extremadamente corta (Hernández, 2010).

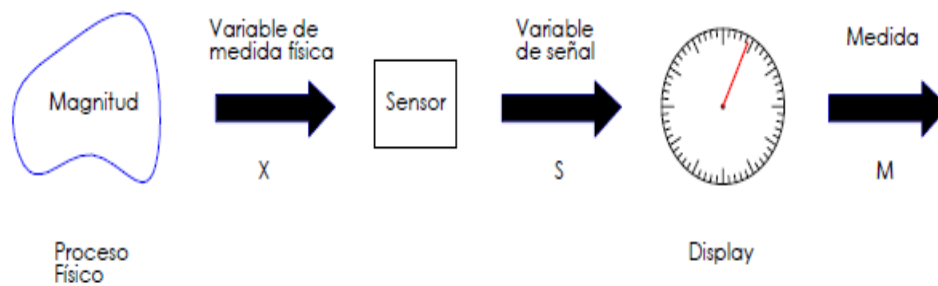
Sensores y Transductores

Sensor. Dispositivo capaz de emitir una señal de salida transformable a partir de la energía percibida en el medio donde se encuentra operando, resultando dependiente de la variable medida.

(Pallás Areny, 2005)

Figura 32

Representación de aplicabilidad de un sensor.



Nota. Adaptado de *The measurement, instrumentation and sensors Handbook* (p. 26), por J. Webster, 2000, CRC Press

Los sensores se clasifican dependiendo de cómo interactúan con el medio en el cual se encuentran realizando la medición en: sensores pasivos y sensores activos. (Webster, 1999)

Sensores Pasivos o Moduladores. Son los que no agregan energía durante el proceso de medición, pero pueden remover energía durante dicha operación. Como ejemplo de sensor pasivo se describe la termocupla, la cual convierte una temperatura física a una señal de voltaje debido a que el gradiente de temperatura en el ambiente genera un voltaje termoeléctrico que se convierte en una señal variable. (Webster, 1999)

Sensores Activos o Generadores. Son aquellos que agregan energía durante el proceso de medición. Un ejemplo son los radares o sistemas sonares, donde la distancia hasta objetos es medida enviando señales de onda de radio o acústicas para ser reflejadas en un cuerpo obteniendo así la distancia hacia el sensor. (Webster, 1999)

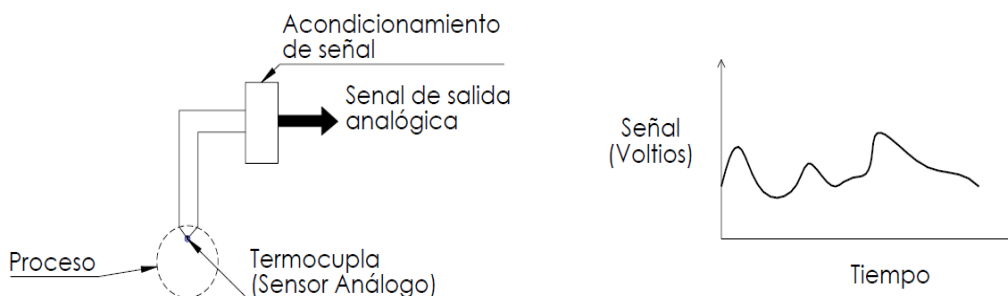
Una segunda clasificación de los sensores se realiza considerando el tipo de señal que provee el sensor, mediante este criterio se pueden clasificar en: sensores analógicos y sensores digitales.

Sensores analógicos brindan una señal que es continua tanto en su magnitud como en su referencia espacial o temporal, esto quiere decir que la señal de salida que provee es continua y directamente proporcional a la señal de entrada. Dentro de la naturaleza las variables físicas como corriente, temperatura, desplazamiento, aceleración, velocidad, presión, intensidad lumínica y esfuerzo tienden a ser continuas y medibles con sensores analógicos, lo cual permite representarlas con una señal analógica. (Webster, 1999)

En Figura 33 se observa la representación de una termocupla, la cual al trabajar en un ambiente determinado transforma la variación de temperatura a una señal de voltaje.

Figura 33

Representación de un sensor analógico (termocupla)



Nota. Adaptado de *The measurement, instrumentation and sensors Handbook* (p. 37), por J. Webster, 2000, CRC Press

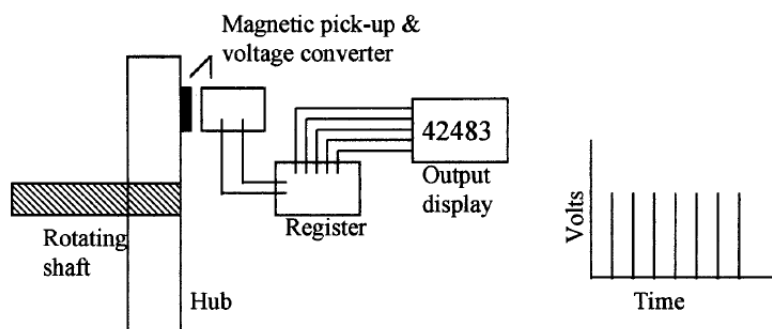
Sensores digitales brindan una señal binaria (on/off ó 0/1), es decir que en dicha señal solo existen valores discretos en el tiempo o espacio y dentro de este periodo de valores discretos la señal puede ser representada solo con números discretos de valores de magnitudes. (Webster, 1999)

Un sistema binario es un sistema numérico en base dos, dentro del cual su representación más básica son los valores 1 y 0.

Un ejemplo de sensor digital se ilustra en Figura 34, un contador de revoluciones permite identificar el número de vueltas de un sistema en rotación mediante el uso de un sensor magnético que brinda una señal digital que representa un giro completo del sistema.

Figura 34

Representación de un sensor digital (contador de revoluciones)



Nota. Adaptado de *The measurement, instrumentation and sensors Handbook* (p. 38), por J. Webster, 2000, CRC Press

En Tabla 5, se describen los sensores y métodos de detección ordinarios para magnitudes utilizadas generalmente.

Tabla 5

Sensores y métodos de detección ordinarios.

Sensores	Magnitudes			
	Temperatura	Presión	Caudal Flujo	Nivel
Resistivos	RTD Termistores	Potenciómetros + tubo Bourdon	Anemómetros de hilo caliente Galgas + voladizo Termistores	Potenciómetro + flotador Termistores LDR
Capacitivos	-	Condensador variable + diafragma	-	Condensador variable
Inductivos y electromagnéticos	-	LVDT + diafragma Reluctancia variable + diafragma	LVDT + rotámetro Ley Faraday	LVDT + flotador Corrientes Foucault
Generadores	Termopares Piroeléctricos	Piezoeléctricos	-	-
Digitales	Osciladores de cuarzo	Codificador + tubo Bourdon	Vórtices	-
Uniones p – n	Diodo Transistor Convertidores T/I	-	-	Fotoeléctricos
Ultrasonido	-	-	Efecto Doppler Tiempo tránsito Vórtices	Reflexión Absorción

Nota. Adaptado de *Sensores y métodos de detección ordinarios para las magnitudes más frecuentes*, por

A. Pallas, 2005, Marcombo

Transductores. Dispositivo capaz de convertir una señal de particularidades físicas en una señal correspondiente, pero de distintas particularidades físicas, por lo cual se los considera dispositivos capaces de convertir un tipo de energía en otra.

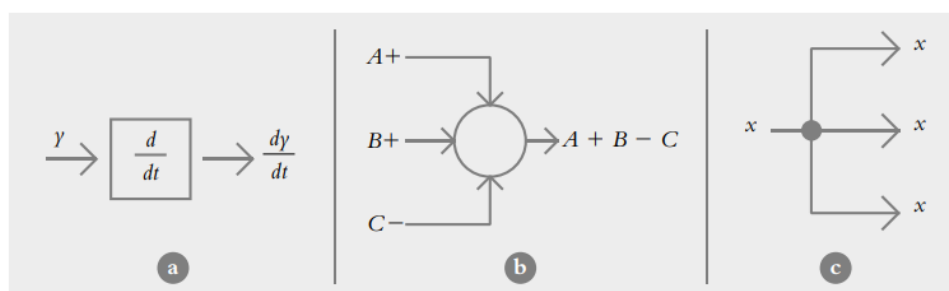
Dentro del campo habitual existen seis tipos de señales: eléctricas, magnéticas, mecánicas, ópticas y químicas, por ende, cualquier dispositivo que transforme una señal de características particulares en otra señal de otro tipo se lo debería considerar transductor, siendo su señal de salida cualquier forma física aprovechable. En el ámbito práctico, los transductores son considerados a aquellos que al convertir la energía su señal de salida es de naturaleza eléctrica. (Pallás Areny, 2005)

Representación en Diagramas de Bloques.

Dentro de un sistema, con todas sus partes e interconexiones pueden ser detallados gráficamente, mediante el diagrama de bloques. En un bloque se puede encontrar los detalles o el símbolo de la ejecución matemática a realizar en la entrada para obtener la salida (Figura 35 a). Cuando existen varias entradas, el bloque, es cambiado por un círculo (Figura 35 b) y su salida resulta de la suma algebraica de todas sus entradas, a esto se lo conoce como punto de suma. Adicionalmente, existe el punto de reparto, que es generalmente utilizado cuando la señal es bifurcada para ser aplicada a varios bloques (Figura 35 c) (Hernández, 2010).

Figura 35

Elementos en diagramas de bloque



Nota. Adaptado de *Introducción a los sistemas de control, aplicaciones y simulación con MATLAB (p. 4)*, por R. Hernández, 2010, Prentice Hall.

Transformada de Laplace

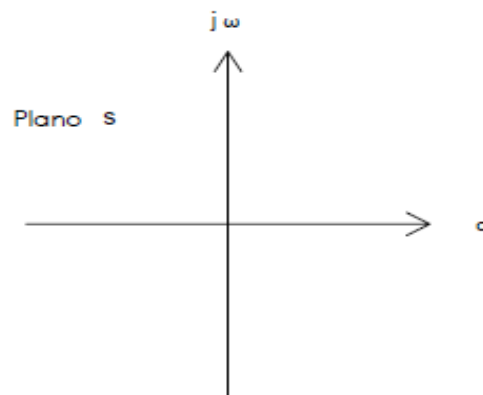
Transforma una función $g(t)$, del dominio del tiempo, en una función $G(s)$ en el dominio de s , representada por la integral impropia (Hernández, 2010).

$$L\{g(t)\} = \int_0^{\infty} g(t)e^{st} dt = G(s) \quad (59)$$

Si la integral existe, la transformada de Laplace de la función $g(t)$ es satisfecha de $G(s)$, donde s es un número complejo $s = \sigma + j\omega$, por lo tanto, la función $G(s)$ se representa en el plano cartesiano s como se muestra en Figura 36.

Figura 36

Plano compuesto por un eje real σ y un eje imaginario $j\omega$



Nota. Adaptado de *Introducción a los sistemas de control, aplicaciones y simulación con MATLAB (p. 26)*, por R. Hernández, 2010, Prentice Hall.

El objetivo de la transformada de Laplace es convertir una ecuación diferencial de orden n en una ecuación algebraica de grado semejante. Las raíces resultantes del polinomio, se puede representar de la siguiente manera:

$$G(s) = K \frac{(s + z_0)(s + z_1) \cdots}{(s + p_0)(s + p_1) \cdots} \quad (60)$$

Donde K representa la constante del sistema, las raíces del polinomio del numerador nombrados ceros, representados en el plano s , en forma de círculo y en el polinomio del denominador sus raíces son llamados polos y son representados como una cruz para el plano s (Hernández, 2010).

Interpretación del Diagrama de Polos y Ceros

El polo más próximo al eje $j\omega$ se lo llama polo dominante, debido a que este influye más en el sistema (Hernández, 2010).

Parte real. Un comportamiento, donde en el dominio del tiempo, se llega más rápidamente a un valor final, para el dominio de s , la posición del polo dominante es un índice para la velocidad de respuesta del sistema (Hernández, 2010).

Parte imaginaria. Un comportamiento con respecto al dominio de s , la parte imaginaria del polo dominante pertenece a la frecuencia angular de oscilación ω del sistema (Hernández, 2010).

Componentes para Placas PCB

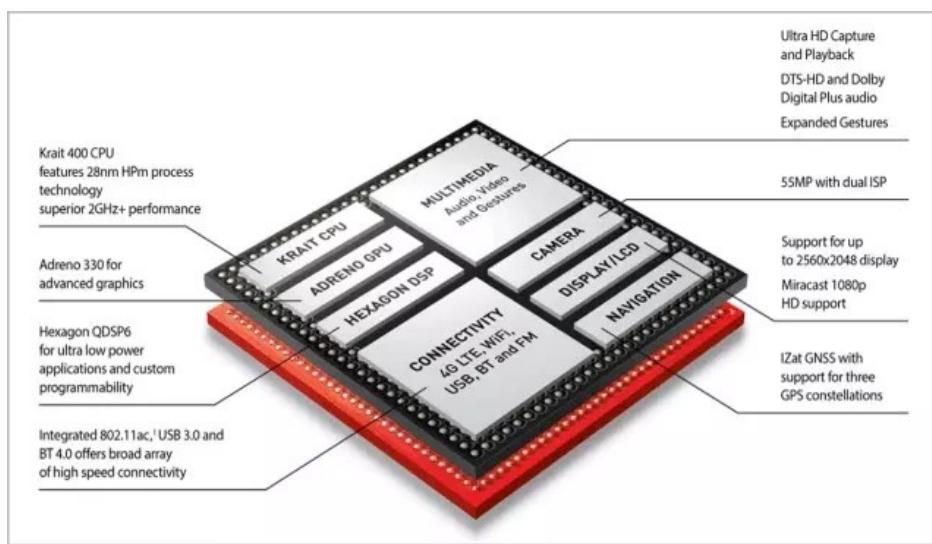
SoC “System on a Chip”. Su traducción literal al español es “Sistema en un chip” y surge frente a la necesidad de las compañías, de fabricación de teléfonos móviles, de fabricar dispositivos lo más pequeños y autónomos posibles, con lo cual se crea un chip capaz de tener múltiples funciones integradas.

Un SoC en su estructura se diferencia de un chip normal por su gran cantidad de componentes que trabajan de manera colaborativa para tener funcionalidad combinada, entonces un SoC se define como un chip integrado de múltiples componentes en su estructura que al trabajar en sintonía conforman un sistema completo.

Un ejemplo ilustrativo de SoC se representa en Figura 37, el cual es el SoC SnapDragon 801 de Qualcomm. Dentro de dicho elemento están presentes 8 componentes, los cuales son: Procesador (Krait CPU), controlador de la memoria, la memoria, la GPU, el DSP, el módulo de conectividad (USB, LTE, WiFi o Bluetooth), el módulo GPS, el de la pantalla y el módulo multimedia.

Figura 37

Representación de los componentes del SoC SnapDragon 801 de Qualcomm



Nota: Adaptado de Snapdragon 801, por P. Moya, 2014

Dichos componentes ensamblados en el SoC de Qualcomm son los encargados del funcionamiento principal en los celulares y debido a su aplicación sus dimensiones son mínimas.

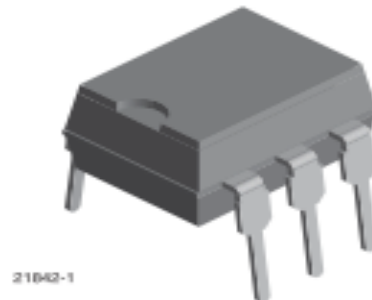
La aplicación de los SoC no radica solo en dispositivos telefónicos, dependiendo de sus componentes y diseño son utilizados en routers, consolas portátiles, smartwatches y distintas aplicaciones tecnológicas.

Las ventajas del dispositivo SoC es la versatilidad que posee debido a sus dimensiones, lo que lo permite trabajar en distintos dispositivos, otra ventaja es la eficiencia que brinda ya que con su trabajo colaborativo y dimensiones reducidas demanda un menor consumo energético. No obstante, tiene dos desventajas puntuales, la primera radica en que en caso de algún fallo en cualquiera de sus componentes todo el SoC queda inservible y la segunda es que debido al aumento en la densidad de componentes en su espacio reducido se genera un aumento de calor que afecta al rendimiento.

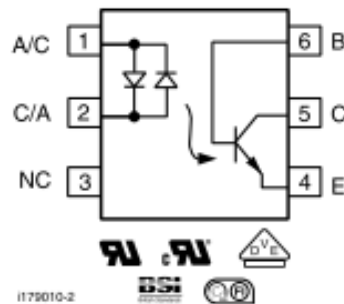
ESP32-WROOM-32U. “ESP32” es un chip simple de 2.14 GHz con combo Wi-Fi y Bluetooth diseñado con la tecnología TSMC ultra-low-power de 40 nm. Es diseñado para lograr el mejor desempeño y potencia, demostrando robustez, versatilidad y confianza en una amplia variedad de aplicaciones y escenarios.” (Espressif Systems, 2021)

Es una placa de desarrollo o SoC con conectividad WiFi y Bluetooth basado en el módulo ESP32, con múltiples conexiones para desempeñarse en aplicaciones varias de con requerimientos de conectividad versátil.

H11AA1. Es un Optoacoplador de entrada bidireccional que consta de dos LED infrarrojos de arseniuro de galio en paralelo inverso acoplados a un fototransistor NPN de silicio en un paquete DIP de 5 pines. Está diseñado para aplicaciones que requieran detección o monitoreo de señales de AC.

Figura 38*Elemento H11AA1*

Nota: Adaptado de *Optocoupler, Phototransistor Output, Ac Input, with Base Connection*, por Vischay, 2011.

Figura 39*Representación del Circuito Interno del H11AA1*

Nota: Adaptado de *Optocoupler, Phototransistor Output, Ac Input, with Base Connection*, por Vischay, 2011.

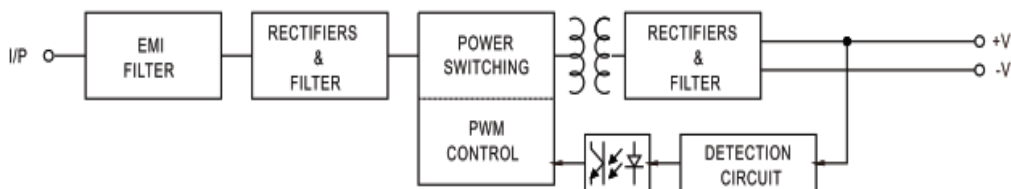
IRM-20-5. Es un módulo miniatura de tipo fuente de energía de 20 W que está listo para soldarse en placas PCB en distintos tipos de instrumentos electrónicos o equipos de automatización industrial. Permite un rango universal de voltaje de entrada de 85 ~ 305 VAC. Su estructura permite la disipación correcta de calor, resistencia al polvo, humedad y vibraciones.

Tabla 6*Especificaciones técnicas de IRM-20-5*

Denominación	Especificación
Tamaño	2.06" x 1.07"
Entrada Universal	85 ~ 305 VAC
Temperatura de operación	-30 ~ 70 °C

Figura 40*Elemento IRM-20-5*

Nota: Adaptado de IRM – 20 series, por Mean Well MW, 2022.

Figura 41*Diagrama de bloques del IRM – 20 series*

Nota: Adaptado de IRM – 20 series, por Mean Well MW, 2022.

MOC 3010. Es un dispositivo de emisión y recepción cuyo funcionamiento se asemeja al de un interruptor, el cual es activado mediante luz emitida por un LED que satura un componente optoelectrónico, normalmente fototransistor o fototriac. Es utilizado para controlar cargas inductivas y resistivas para operaciones de VCA o es utilizado para realizar un aislamiento entre dos etapas distintas de un circuito.

Tabla 7

Especificaciones Técnicas de MOC 3010

Denominación	Especificación
Voltaje reverso	3 V
Potencia de disipación	330 mW
Temperatura de operación	-40 ~ 85 °C

TPDV640. Utiliza la tecnología high performance de tiristor, logrando niveles de comunicación altos y una alta capacidad de sobre corriente, se lo utiliza generalmente en el control de potencia en carga inductiva como motores y transformadores.

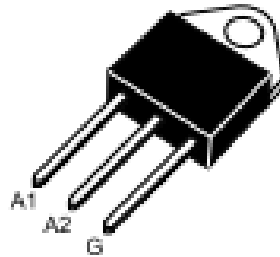
Tabla 8

Especificaciones Técnicas de TPDV640

Denominación	Especificación
Corriente en estado	40 A
Voltaje máximo de bloqueo	1200 V
Corriente en puertos	200 mA

Figura 42

Elemento TPDV640

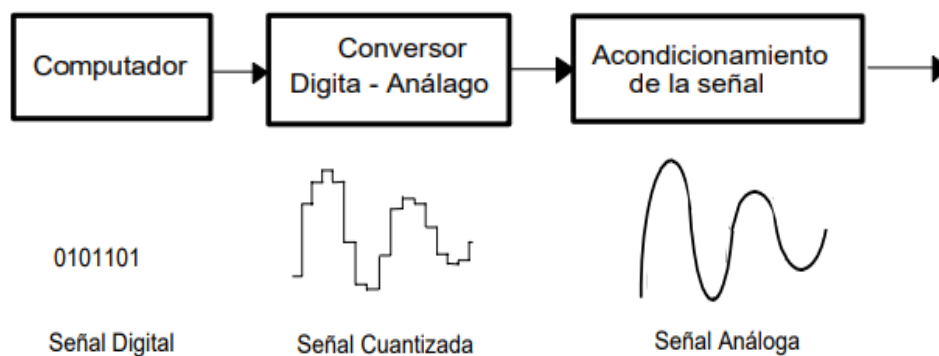


Nota: Adaptado de TPDVxx40, por ST life.augmented, 2022.

DAC. Es un dispositivo que permite convertir señales digitales a señales analógicas, de ahí que sus siglas en inglés signifiquen “Digital to Analog Converter”. En Figura 43 se puede observar una señal digital discontinua atravesando un filtro (DAC) para poder convertirse en una señal analógica continua (Huircán, 2003).

Figura 43

Ejemplo de aplicación de un dispositivo DAC



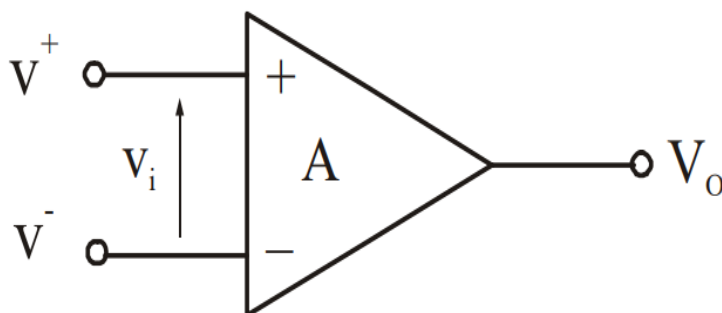
Nota. Adaptado de *Convertidores Análogo-Digital y Digital-Análogo: Conceptos Básicos (p. 1)*, por J.

Huircán, 2003.

MCP6002. Es un circuito integrado llamado amplificador operacional, el cual tiene la función de amplificar el voltaje, específicamente la señal de entrada. Un amplificador operacional es representado como se muestra en Figura 44.

Figura 44

Representación de un amplificador operacional

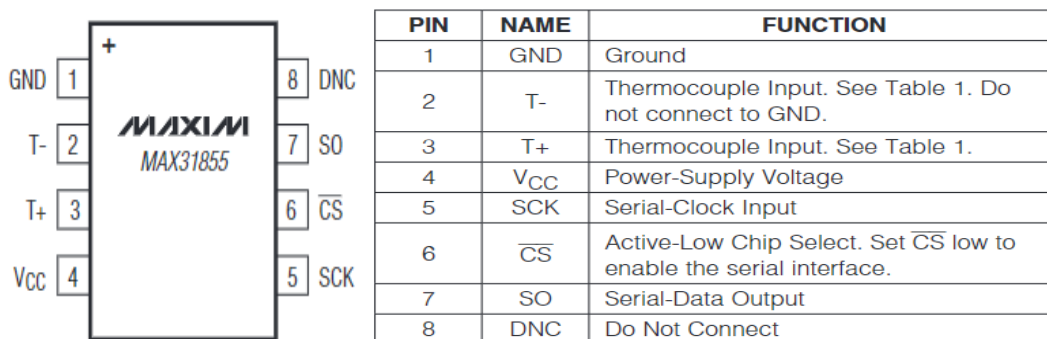


Nota. Ganancia de voltaje sin carga (A), Entrada no inversora (V^+) y Entrada inversora (V^-) Adaptado de *Amplificadores operacionales* (p. 159), por I. Palomino, 2018.

MAX31855. Este dispositivo electrónico tiene la función de digitalizar la señal proveniente de termocuplas K, J, N, T o E. A su vez, tiene la capacidad de asimilar lecturas de hasta $1800\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$. En Figura 45 se representa un dispositivo MAX31855 con la descripción respectiva de cada uno de sus pines (MAXIM, 2011).

Figura 45

Representación de un dispositivo MAX31855



Nota. Adaptado de *MAX31855 Datasheet (p. 7)*, por MAXIM, 2011.

Además, en Figura 46 se muestra la disposición de cables (T-) y (T+) correspondientes al material de cada uno de los diferentes tipos de termocuplas.

Figura 46

Representación de cables (T-) y (T+) en termocuplas

TYPE	T- WIRE	T+ WIRE	TEMP RANGE (°C)	SENSITIVITY ($\mu V/^{\circ}C$)	COLD-JUNCTION SENSITIVITY ($\mu V/^{\circ}C$) (0°C TO +70°C)
K	Alumel	Chromel	-200 to +1350	41.276 (0°C to +1000°C)	40.73
J	Constantan	Iron	-40 to +750	57.953 (0°C to +750°C)	52.136

Nota. Adaptado de *MAX31855 Datasheet (p. 8)*, por MAXIM, 2011.

Finalmente, en Figura 47 se muestra la información de catalogo del dispositivo MAX31855.

Figura 47

Información de catalogo para el dispositivo MAX31855

PART	THERMOCOUPLE TYPE	MEASURED TEMP RANGE	PIN-PACKAGE
MAX31855KASA+	K	-200°C to +1350°C	8 SO
MAX31855KASA+T	K	-200°C to +1350°C	8 SO
MAX31855JASA+	J	-40°C to +750°C	8 SO
MAX31855JASA+T	J	-40°C to +750°C	8 SO

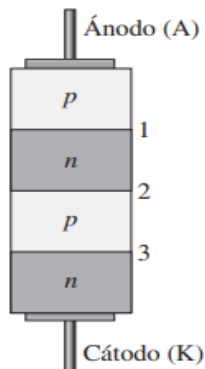
Nota. Paquete libre de plomo - RoHS (+), empaquetamiento de componentes (T) y futuro producto (*)

Adaptado de *MAX31855 Datasheet (p. 8)*, por MAXIM, 2011.

Tiristores. Se constituye por 4 capas y dos terminales (ánodo y cátodo) que forman un dispositivo, dichas capas son semiconductoras, generando la estructura *pnpn* como se muestra en la Figura 48. La característica principal de este dispositivo es que su funcionamiento es similar al interruptor ya que se encuentra apagado hasta que recibe voltaje para encenderse y poder conducir (Floyd, 2008).

Figura 48

Tiristor (4 capas)

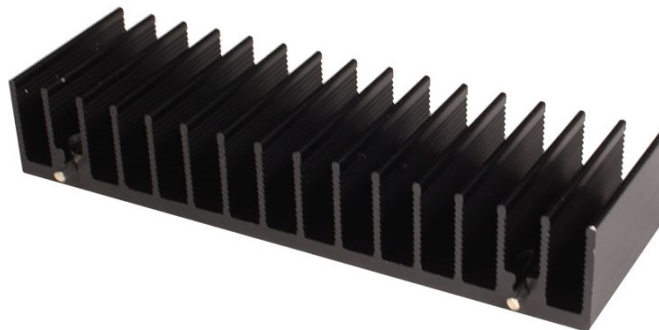


Nota. Adaptado de *Dispositivos Electrónicos* (p. 554), por T. Floyd, 2008, Pearson Educación.

Disipador térmico. Es una superficie aletada de aluminio cuyo propósito es la disipación del calor generado por distintos elementos dentro de un ambiente cerrado, tal como la caja de control o la tarjeta de un circuito electrónico. Dependiendo de su configuración geométrica o disposición de las aletas el dispositivo genera una mayor o menor transferencia de calor, siendo importante su correcta colocación en un medio con correcta ventilación o corriente de fluido refrigerante. Un ejemplo se encuentra ilustrado en Figura 49.

Figura 49

Disipador de calor



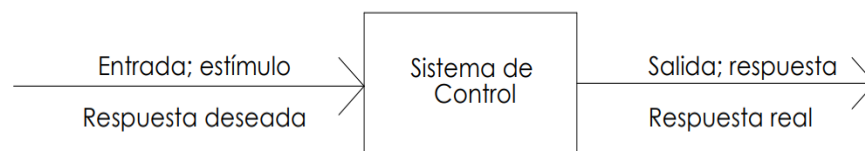
Nota. Adaptado de *Disipador de calor* (p.), por Electrónica Embajadores, 2022.

Sistemas de Control

“Un sistema de control está formado por subsistemas y procesos (o plantas) unidos con el fin de controlar las salidas de los procesos. En su forma más sencilla, un sistema de control produce una salida o respuesta para una entrada o estímulo dado (Figura 50)” (Nise, 2006)

Figura 50

Descripción básica de un sistema de control



Nota. Adaptado de *Sistemas de control para ingeniería (p. 2)*, por N. Nise, 2006, Compañía Editorial Continental.

Un ejemplo de Sistema de Control es el de un horno, el cual produce calor debido a un flujo de combustible. En dicho proceso los subsistemas se los identifica como válvulas de combustible y actuadores de válvulas de combustible y se usan para regular la temperatura de un espacio cerrado controlado, además, existe el subsistema termostatos que funcionan como detectores midiendo la temperatura de la habitación.

El uso de Sistemas de Control permite el movimiento de equipos con grandes dimensiones con una precisión que no puede ser obtenida mediante otra forma, tal como lo hacen las enormes antenas al dirigir sus captadores y emisores hacia regiones distintas del universo para realizar la comunicación de señales en grandes distancias.

Los requerimientos básicos satisfechos con la construcción de sistemas de control son los siguientes (Nise, 2006):

- Amplificación de potencia
- Control remoto
- Comodidad de forma de entrada
- Compensación por perturbaciones

Dentro de todos los procesos industriales es estrictamente necesario controlar y mantener constantes magnitudes, entre ellas la presión, el nivel, el caudal, la temperatura, la acidez, la velocidad, la humedad, etc. El uso de instrumentos de control y medición permiten realizar esta función necesaria de mantener las magnitudes, además de regular de manera idónea las constantes de un modo que supera el trabajo de operadores. (Creus, 2010)

Para la mejor comprensión de un sistema de control se idealiza un bucle de control típico, conformado por un proceso cualquiera, el transmisor y la válvula de control.

Un proceso cualquiera hace referencia a un sistema conformado o dispuesto de tal manera que se cumpla el objetivo de manufacturar o cambiar las propiedades de un material mediante una serie de pasos u operaciones específicas para la transformación de materia.

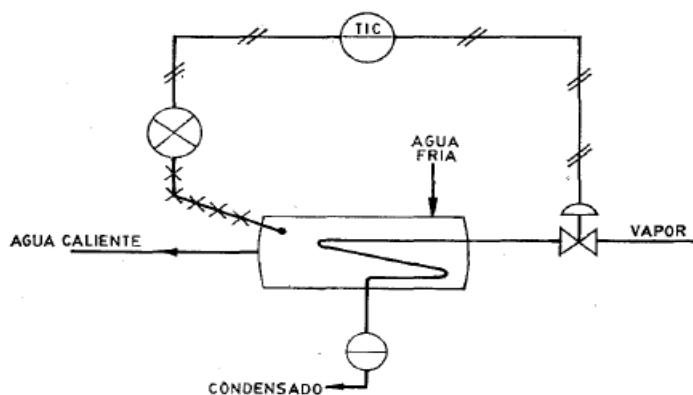
Como ejemplo de sistema de control se ilustra en Figura 51 un sistema de intercambiador de calor, dentro del cual el controlador desarrolla las siguientes dos funciones para lograr el objetivo fundamental del proceso del intercambiador de calor:

- a) Realiza la comparación de la variable medida en contra de la de referencia para determinar la diferencia o error.

- b) Permite la estabilización en el funcionamiento dinámico dentro del bucle de control mediante arreglos especiales de circuitos con el objetivo de reducir la diferencia o error.

Figura 51

Diagrama de un intercambiador de calor

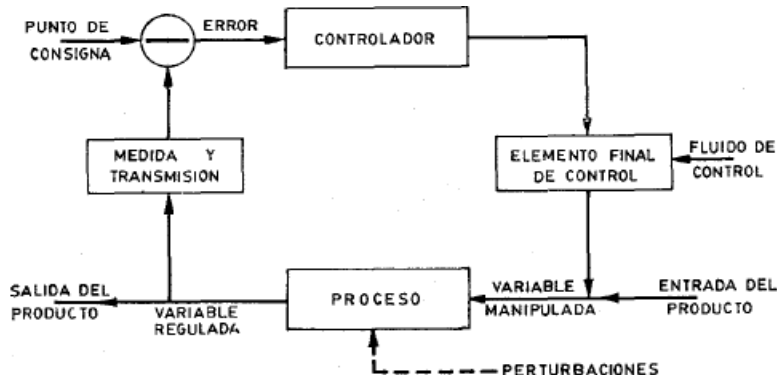


Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 482), por Creus, 2010, Alfaomega Marcombo.

El diagrama de bloques para el bucle de control descrito en Figura 51, se encuentra ilustrado en Figura 52, del cual se puede identificar un lazo de control cerrado. En el cual la variable sujeta a control es la temperatura del líquido (agua) que fluye en el intercambiador de calor y el elemento de control es el vapor que fluye al interior de la tubería que pasa por el intercambiador de calor.

Figura 52

Diagrama de un bucle de control

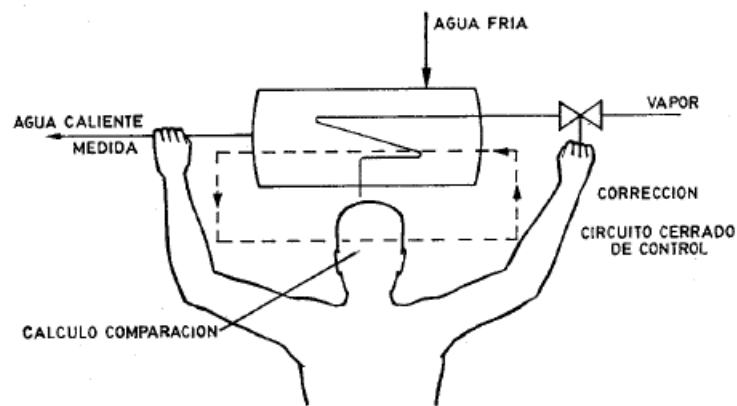


Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 482), por Creus, 2010, Alfaomega Marcombo.

Como representación ilustrativa en Figura 53 se observa un bucle de control manual del proceso, en el cual un operario detecta de manera sensorial la temperatura de salida del agua y según su crítica procede a accionar la válvula de vapor para mantener condiciones deseadas de temperatura en el agua de salida. Cabe destacar que debido a la inercia del proceso térmico no se obtienen resultados instantáneos al manipular la válvula de vapor, es decir que el operador no percibirá un cambio en la temperatura del agua de inmediato al momento de realizar un cambio en la abertura de la válvula, por lo que se necesita un cierto tiempo para realizar la calibración con la válvula del equipo.

Figura 53

Ciclo de control manual en un proceso térmico



Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 483), por Creus, 2010, Alfaomega Marcombo.

Al conjunto de operaciones de medida, obtención de error o comparación, cómputo y corrección, se lo interpreta como una cadena cerrada de acciones, las cuales se las realiza múltiples veces por el operador hasta obtener un resultado esperado. Este conjunto de operaciones dentro de un circuito se lo conoce como anillo, bucle o lazo de control descrito previamente.

Todos los procesos, según Creus (2010) presentan dos características fundamentales que deben ser consideradas al automatizarlos:

- a) “los cambios en la variable controlada debido a alteraciones en las condiciones del proceso y llamados generalmente cambios de carga” (Creus, 2010)
- b) “el tiempo necesario para que la variable del proceso alcance un nuevo valor al ocurrir un cambio de carga. Este retardo se debe a una o a varias propiedades del proceso: capacitancia, resistencia y tiempo de transporte” (Creus, 2010)

Clasificación de Sistemas de Control.

El autor Ogata (2010), Dinámica de sistemas (p. 494) clasifica a los sistemas en lineales y no lineales, dentro los cuales los de menor complejidad serán aquellos lineales representados por ecuaciones diferenciales ordinarias, lineales e invariantes en el tiempo.

Sistemas Lineales. Los sistemas lineales son analizados principalmente por sus propiedades de linealidad a las cuales se puede aplicar el principio de superposición, el cual establece que “la respuesta producida por la aplicación simultánea de dos funciones de excitación diferentes o entradas, es la suma de dos respuestas individuales” (Ogata, 2010). Lo que produce que, dentro de un sistema lineal, su respuesta a varias entradas puede computarse o calcularse analizando individualmente cada función de entrada y posteriormente se suman los resultados, logrando que ecuaciones diferenciales con soluciones complicadas puedan resolverse mediante la suma de soluciones simples.

Dentro de un estudio experimental de un sistema dinámico, si las entradas y salidas son proporcionales implica la aplicabilidad del principio de superposición, concluyendo que el sistema basado en ese estudio se puede considerar lineal.

Sistemas No Lineales. Por otro lado, los sistemas no lineales son aquellos interpretados mediante ecuaciones no lineales, lo cual hace que el principio de superposición no sea aplicable.

Generalmente las ecuaciones físicas aplicadas a sistemas resultan ser lineales, no obstante, la interpretación real de un fenómeno frecuentemente llega a no tener la característica de lineal.

Debido a la dificultad para resolver matemáticamente los sistemas no lineales, se realiza una linealización de los sistemas considerando una condición de operación. Ya conseguido un modelo lineal a partir de un sistema no lineal, se aplican términos lineales para realizar el análisis y el diseño.

Dinámica de Sistemas

Según Ogata (2010), Dinámica de sistemas (p. 494), un sistema se define como "... una combinación de componentes que actúan conjuntamente para alcanzar un objetivo específico", lo cual se puede aplicar a distintos ámbitos, expandiéndose a fenómenos dinámicos varios tales como el crecimiento poblacional, transporte y economía, y no solo limitarse a sistemas físicos.

En dinámica de sistemas se conoce como sistema dinámico a todo aquel en el cual su salida en tiempo presente depende de una entrada o estímulo situado en un tiempo pasado, mientras que, un sistema estático su salida depende únicamente de la entrada presente. Entonces un sistema estático provee una salida constante si la entrada no posee variación alguna y caso contrario variaría su señal de salida si la entrada varía. Dentro de un sistema dinámico la salida va a cambiar en función del tiempo cuando las condiciones de dicho sistema no estén en equilibrio.

"La dinámica de sistemas trata del modelado matemático y el análisis de la respuesta de los sistemas dinámicos" (Ogata, 2010) Toda interpretación de la realidad intenta explicarse bajo el modelamiento matemático, es decir que casi cualquier fenómeno es susceptible a ser modelado bajo conceptos matemáticos, lo cual lleva a la dinámica de sistemas a identificar y traducir los fenómenos o condiciones de diseño en ecuaciones, ya sean sencillas como ecuaciones lineales o más complejas y reales como las ecuaciones diferenciales lineales y no lineales.

Elaboración de modelos. Un modelo matemático describe un sistema mediante sus leyes físicas, que puede incluir parámetros desconocidos, que se pueden obtener realizando pruebas reales del sistema, con las relaciones de entrada y salida.

Es importante tener un modelo que sea lo más simplificado posible, cuando no se necesite una exactitud grande que delimita en la decisión de evaluar la existencia o no de varias variables, si al ignorar estas variables, sus efectos, tienen respuestas pequeñas, los estudios del análisis del sistema serán los correctos (Ogata, 2010).

Modelado Matemático. A continuación, se describe un procedimiento para desarrollar un modelo matemático del sistema (Ogata, 2010):

1. Esquematizar un diagrama del sistema, definiendo sus variables.
2. Escribir ecuaciones físicas en cada elemento, que deben ser combinados en base al esquema para adquirir el modelo matemático.
3. Comprobar con resultados experimentales, una vez resuelto el modelo se verifica su validez.

Este proceso es repetitivo, hasta que exista una similitud entre las predicciones y los resultados experimentales.

Análisis y Diseño de Sistemas de Control

El análisis de sistemas, en condiciones específicas, es el estudio del comportamiento de un sistema cuyo modelo matemático es conocido. Una vez elaborado el modelo matemático del sistema completo, que se constituye al unir los modelos matemáticos de cada componente se puede realizar el análisis del mismo, cuando los parámetros del sistema varíen, puedan provocar varias soluciones, que deben ser interpretados por el diseñador o también por la computadora (Ogata, 2010).

En el desarrollo para que un sistema cumpla con una acción específica, se aplica el diseño que necesita de un ensayo y error. En toda la etapa de diseño, el procedimiento de síntesis es totalmente

matemático de manera que el procedimiento diseñado sea explícito para que un sistema funcione específicamente (Ogata, 2010).

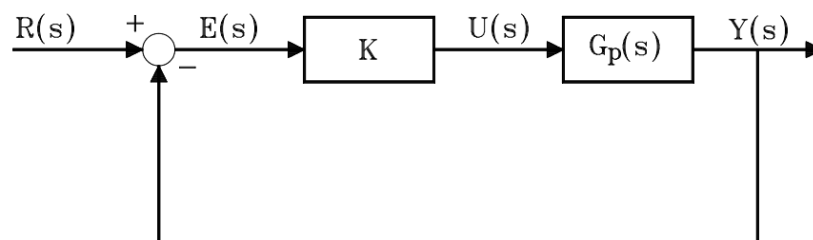
Procedimientos de diseño. Inicialmente, es importante conocer los objetivos que tienen que satisfacerse junto con sus especificaciones y también de la dinámica de sus componentes que se introduce en el diseño. A medida que el diseño va tomando forma se puede notar que las especificaciones pueden variar ya que algunos requerimientos no se pueden satisfacer. Se aplican métodos o síntesis para lograr un modelamiento matemático del sistema.

Ahora es importante resolver el diseño matemático del sistema que pone en evidencia las soluciones del problema de diseño, es preferible, una vez halladas las soluciones del problema hacer una simulación en computadora que nos demuestre el efecto producido por las entradas en el sistema derivado. En la simulación, se deben tener soluciones satisfactorias para que el diseño sea considerado, caso contrario, se deberá rediseñar hasta que se cumplan las soluciones. A partir de ese instante se puede crear un prototipo físico (Ogata, 2010).

Método de Oscilaciones Amortiguadas. Retroalimenta al sistema que se va a controlar, como se muestra en Figura 54 de manera que el sistema no llegue a la inestabilidad, se tiene también los valores de las constantes en Tabla 9.

Figura 54

Planta controlada bajo el método de Oscilaciones Amortiguadas

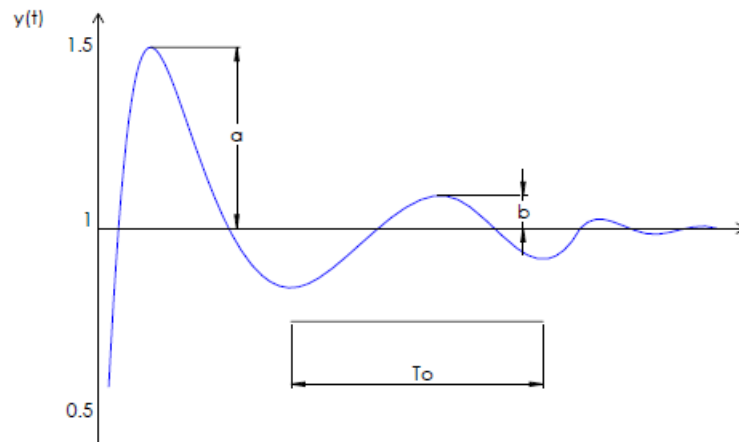


Nota. Adaptado de *Sintonía experimental de controladores* (p. 128), por A. Rosillo, 2008.

Al encontrar una relación del primer y segundo sobrepaso, que tiene un valor de 0.25, que se obtiene cuando el valor del factor de amortiguamiento en los polos dominantes corresponde a 0.2176, mostrado en Figura 55 (Rosillo, 2008).

Figura 55

Relación de decadencia 0.25



Nota. Adaptado de *Sintonía experimental de controladores* (p. 128), por A. Rosillo, 2008.

Tabla 9

Parámetros para el cálculo de constantes para el control P, PI, PID.

Tipo de Controlador	K_p	τ_i	τ_d
P	K_C	-	-
PI	K_C	τ_0	-
PID	K_C	$\frac{\tau_0}{1.5}$	$\frac{\tau_0}{6}$

Modos de control

Considerando el ejemplo anterior, mantener un operador para cada lazo de control resultaría algo absurdo, por lo cual las acciones o propósitos desarrolladas por dicho operador son realizadas por sistemas de control, supliendo así al operador.

En los distintos sistemas industriales existentes hoy en día se utilizan uno o varios sistemas de control, que pueden ser según Creus (2010):

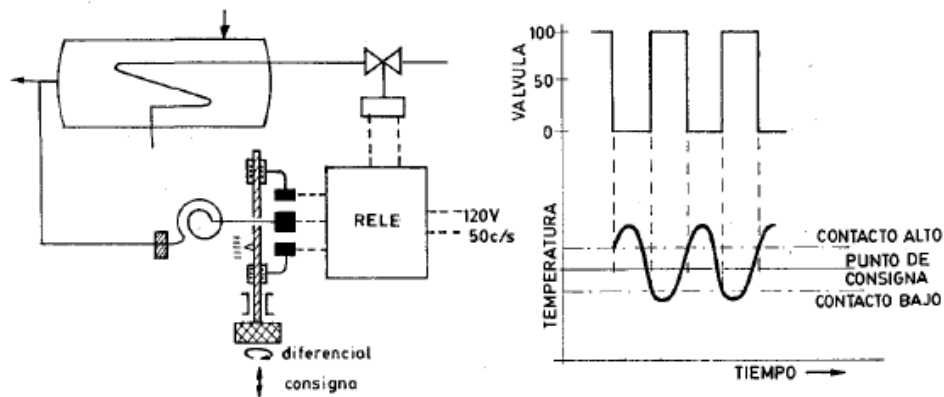
- a) De dos posiciones
- b) Proporcional de tiempo variable
- c) Flotante
- d) Proporcional (P)
- e) Proporcional + integral (PI)
- f) Proporcional + derivada (PD)
- g) Proporcional + integral + derivada (PID)

Control de Dos Posiciones

También conocido como control todo-nada, es un sistema de control en el cual el elemento de control final se trabaja rápidamente entre una de dos posiciones fijas para un valor específico de la variable a controlar, tal como se muestra en Figura 56. Además, se identifica una banda diferencial o zona neutra en la cual el elemento de control permanece en una sola posición para un rango de valores, el cual, a su vez, es modificado según los requerimientos del sistema.

Figura 56

Representación de un control de dos posiciones.



Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 488), por Creus, 2010, Alfaomega Marcombo.

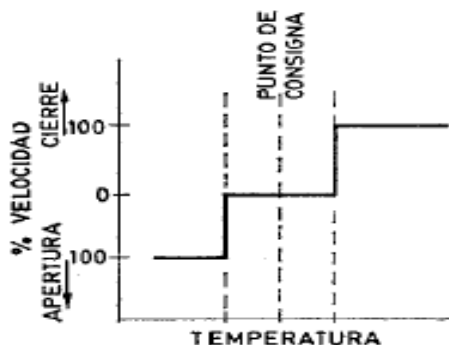
El control todo o nada es utilizado satisfactoriamente si el proceso tiene un tiempo de retardo relativamente bajo o mínimo y un cambio de estado lento.

Control Flotante

Posee similitud con el control todo-nada, pero mueve el elemento de control final a una velocidad específica de manera independiente a la desviación obtenida. Este control se obtiene mediante una modificación o acoplamiento de un control todo-nada con una zona neutra con una válvula motorizada de baja velocidad reversible, logrando así que la válvula permanezca inmóvil si la variable objetivo se localiza dentro de la zona neutra, y al momento que dicho valor rebasa los límites la válvula genera un movimiento en la dirección adecuada para modificar nuestra variable objetivo dentro de los límites de la zona neutra, tal como se muestra en Figura 57.

Figura 57

Representación de un control flotante.



Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 489), por Creus, 2010, Alfaomega Marcombo.

Al compararlo con un control todo-nada, el control de tipo flotante tiende a producir oscilaciones de la variable controlada, las cuales pueden ser reducidas escogiendo adecuadamente velocidades del elemento final como medio de compensación para el proceso.

Posee una ventaja frente al control todo-nada, la cual radica en que puede compensar cambios de carga lentos al desplazar gradualmente la posición de la válvula, no obstante, si existe un retardo importante o los cambios de carga son muy rápidos no es recomendable utilizar este tipo de control.

Control Proporcional

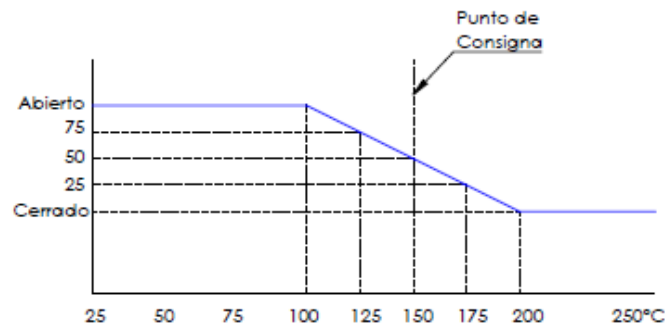
Es el control en el cual la válvula varía su posición en la misma magnitud por cada unidad de desviación, es decir existe una relación lineal continua con el valor de la variable sujeta a control y el posicionamiento del elemento de control final, todo esto en el rango de la banda proporcional.

Como ejemplo aplicativo en Figura 58 se ilustra el comportamiento de un controlador proporcional, en el cual su punto de consigna radica en 150 °C y su intervalo en el que actúa va desde los 100 hasta los 200 °C. Se observa además que mientras la temperatura se mantiene entre los 100 y 200 °C la válvula modifica su posición de manera proporcional al valor obtenido en la variable sujeta a

control, mientras que cuando está a 100 °C o menos la válvula se encuentra totalmente abierta y caso contrario cuando la variable controlada se encuentra a más de 200 °C.

Figura 58

Representación de un control proporcional



Nota. Adaptado de *Instrumentación Industrial* (p. 490), por Creus, 2010, Alfaomega Marcombo.

De modo que mediante un control de tipo proporcional su salida de control está definida de la siguiente manera:

$$\text{salida del controlador} = K_p \cdot e \quad (61)$$

Siendo e el error y K_p una constante proporcional. Al momento de tomar la transformada de Laplace:

$$\text{salida del controlador} (s) = K_p \cdot E(s) \quad (62)$$

Resultando K_p en la función de transferencia del controlador.

Control Proporcional + Integral (PI)

Un control integral según (Hernández, 2010) “produce una acción de control que es proporcional a la integral del error en el tiempo”, lo que significa que realiza la suma de los errores obtenidos previamente y responde de acuerdo a los cambios suscitados.

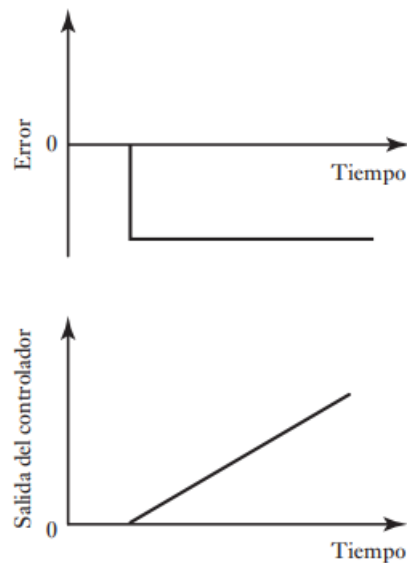
Dentro de una conceptualización matemática el control integral es aquel en que la tasa de cambio de los valores de salida del control I es directamente proporcional a los valores de la señal de error en la entrada

$$dI/dt = K_I \cdot e \quad (63)$$

Entonces al ingresar una señal de error constante al controlador se obtiene una función de salida de controlador del tipo recta pendiente, tal como se muestra en Figura 59. De donde se puede interpretar que, al momento de tener una salida del controlador constante, la señal de error al ingreso será resultante cero y cuando la salida del controlador posee una variación de manera constante la señal de error será una constante.

Figura 59

Representación de un control Integral.



Nota. Adaptado de *Mecatrónica: Sistemas de control electrónico en la Ingeniería Mecánica y Electrónica*

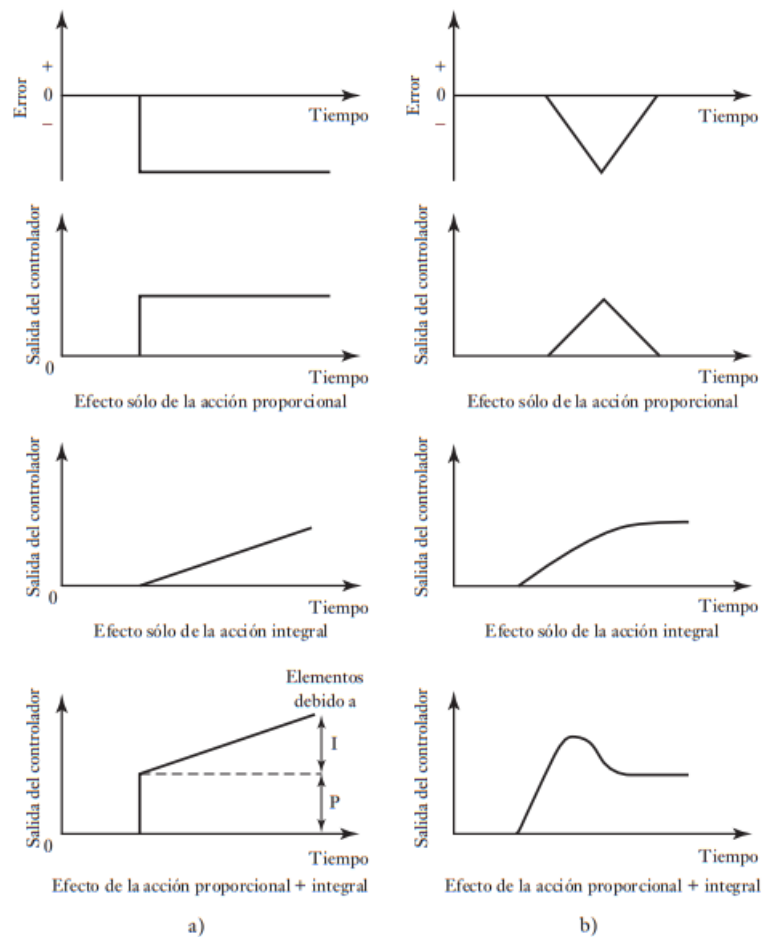
(p. 342), por Bolton, 2016, Alfaomega Marcombo.

Dentro del control industrial un modelo de control de tipo integral generalmente no se lo utiliza de manera individual, sino se lo utiliza en combinación con el modo de control proporcional, resultando en una salida del controlador del tipo:

$$\text{salida del controlador} = K_p \cdot e + K_I \int e dt \quad (64)$$

Figura 60

Comparativa, modos de control proporcionales, integrales y proporcionales + integrales



Nota. Adaptado de *Mecatrónica: Sistemas de control electrónico en la Ingeniería Mecánica y Electrónica* (p. 344), por Bolton, 2016, Alfaomega Marcombo.

Obteniendo como resultado un comportamiento ilustrado en Figura 60, donde se compara dos tipos de señales de error de entrada (a y b) y el comportamiento de la salida del controlador si éste fuera de tipo: únicamente proporcional, únicamente integral y proporcional integral PI.

Aplicando la transformada de Laplace a la Ecuación 65 que describe la salida del controlador, obtenemos la función de transferencia:

$$\text{función de transferencia} = K_p + \frac{K_I}{s} \quad (65)$$

Control Proporcional + Integral + Derivativo (PID)

El controlador PID al ser una combinación de los tres tipos de modos de control (proporcional, integral y derivativo) ofrece la ventaja de no poseer una desviación en el error y a su vez decrece la tendencia de formación de oscilaciones. Para lo cual su ecuación de comportamiento se describe como:

$$\text{salida del controlador} = K_p \cdot e + K_I \int e \, dt + K_D \frac{de}{dt} \quad (66)$$

De igual manera, se le aplica la transformada de Laplace obteniendo la función de transferencia:

$$\text{función de transferencia} = K_p + \frac{1}{s} K_I + s K_D \quad (67)$$

Capítulo III. Diseño y Construcción del Banco de Pruebas del Sistema De Refrigeración

Selección de Tubería de Refrigeración

Uno de los materiales generalmente utilizados para aplicaciones de refrigeración es el cobre, por su buena conductividad térmica y además de su resistencia a la corrosión, que son características principales para este tipo de sistemas (Muñoz & Zarantonelli, 2017). El tipo de tubo a utilizar es el tipo L, que se detalla por su funcionamiento en Tabla 10 ya que es recocido y debido a su alta plasticidad que posibilita su enrollamiento para que pueda ser doblado y facilite su manufactura, tomando en cuenta que a nivel industrial esta tubería tiene una longitud de 15 metros (Scalofrios, 2013).

Tabla 10

Tipos de tubería de cobre.

Tipo de tubería de cobre	Funciones
TIPO K	Vapor y gases industriales
TIPO L	Refrigeración y gas domiciliario
TIPO M	Conducción de agua

Existen varios criterios generales de diseño para seleccionar una tubería adecuada de refrigeración para tener una instalación óptima, las líneas deben ser diseñadas lo mas cortas posibles y con tramos directos para reducir perdidas de presión.

Por otro lado, es necesario saber que el aceite que circula por las tuberías para lubricar y enfriar al compresor debe ser trasladado por las líneas con una velocidad mínima de 5 m/s en tramos ascendentes (González, s. f.)

De las condiciones preestablecidas de diseño como su producción frigorífica y la temperatura de evaporización del sistema, como se observa en la Tabla 30.

Tabla 11

Parámetros para selección de tubería en función de la capacidad frigorífica

Parámetros	Cantidad
Producción Frigorífica	3.685 kW
Temperatura de evaporización	0 °C
Temperatura de condensación	55 °C

Se obtiene la pérdida de carga en relación a la caída de presión y temperatura, de recomendación de la Tabla 12.

Tabla 12

Valores admitidos de pérdida de carga equivalente a temperatura de vaporización

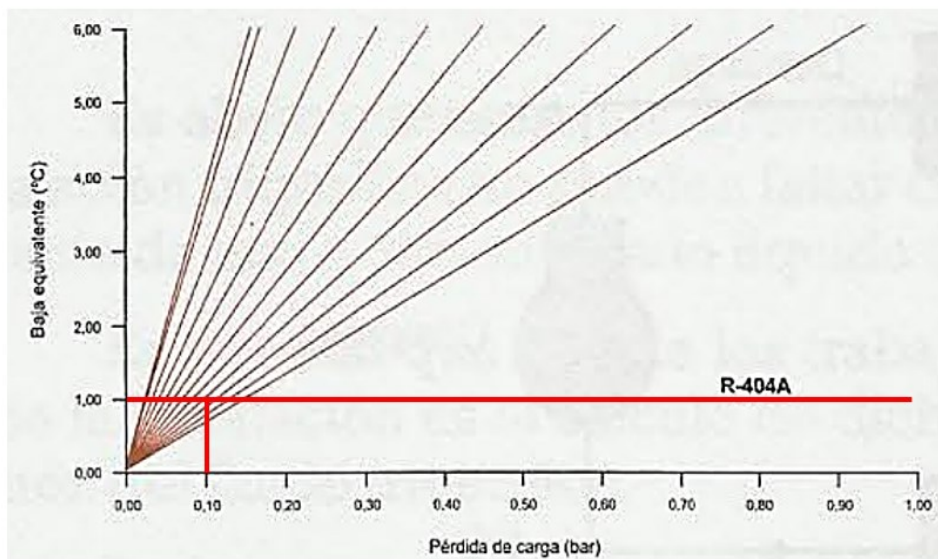
Parámetros	Cantidad
Tubería de aspiración	1°C
Tubería de descarga	0.5 a 1 °C

Nota. Adaptado de *Nueva Enciclopedia de la Climatización* (p. 301), por J. Ramírez, CEAC.

En donde de la Tabla 12, se selecciona que las pérdidas de carga serán admitidas a 1°C, cómo se observa en la Figura 17.

Figura 61

Caída de presión y la temperatura equivalente



Nota. Adaptado de *Nueva Enciclopedia de la Climatización* (p. 300), por J. Ramírez, CEAC.

Para evaluar las pérdidas en una longitud de 10m se realiza la siguiente corrección en la caída de presión. Tomando en cuenta que la tubería que se estableció en promedio donde se ubicara el sistema de refrigeración es de 1 a 2m, teniéndose los resultados de la Tabla 13. (Ramírez, s. f.)

$$J = \frac{0.1 * 10}{2} = 0.5 \text{ bar}$$

Tabla 13

Caídas de presión en las líneas del sistema de refrigeración

Parámetros (J)	Cantidad
Tubería de aspiración	0.5 bar
Tubería de descarga	0.5 bar

Paralelamente con el análisis de pérdidas de carga deben tomarse en cuenta el valor de la velocidad recomendados en la Tabla 14.

Tabla 14

Valores normales de velocidad para refrigerantes

Velocidades en m/s		
Refrigerante	Aspiración	Descarga
R717	15 a 20	15 a 20
R134a		
R22	4.5 a 20	10 a 18
R404a		

Nota. Adaptado de *Nueva Enciclopedia de la Climatización* (p. 300), por J. Ramírez, CEAC.

En base a este criterio se considera evaluar en función del flujo necesario de refrigerante dentro del sistema de 0.036 Kg/s, para obtener una velocidad adecuada en función de diferentes diámetros disponibles en el mercado, como se muestra en la Tabla 15.

Tabla 15

Velocidad del refrigerante dentro del sistema para diferentes diámetros de tubería

Flujo másico Kg/s	Flujo Volumétrico m^3/s	Diámetro nominal <i>in</i>	Velocidad <i>m/s</i>
		1/4	37,31
		3/8	16,58
0.036	0,0012	1/2	9,33
		3/4	4,15
		1	2,33

De acuerdo a las velocidades recomendadas, se puede observar de la Tabla 15 que para diferentes diámetros de tubería se tienen distintas velocidades, por lo que, el primer criterio de selección de tubería se toma en consideración que para el refrigerante R404A, debe circular en las líneas de aspiración a una velocidad de 4.5 a 20 m/s lo que se decide seleccionar tubería de 3/8" y para la línea de descarga se selecciona la tubería de 1/2", con el fin de que el refrigerante se mantenga en el rango recomendado. Por lo tanto, ya que la descarga se relaciona directamente con el condensador y la aspiración o succión con el evaporador, en primera instancia se seleccionan los diámetros de 3/8" para el evaporador y 1/2" para el condensador.

Además, existe otro parámetro de selección en base al área de transferencia de calor como se menciona a continuación.

Tubería para el Evaporador

Una vez seleccionado el tipo de tubería para el sistema, es importante que bajo características de diseño se tomó la tubería de cobre de 3/8" ya que en esta tubería las pérdidas por presión son mínimas, debido a que la distancia entre la válvula de expansión y el evaporador debe ser pequeña, como se señaló en el apartado del ciclo real de refrigeración.

Tubería para Condensador

Para el caso de la tubería del condensador, se tomó en cuenta que generalmente las áreas de transferencia de calor son grandes y por ende se necesita una tubería de diámetro mayor, al considerar estos particulares se selecciona la tubería de cobre de 1/2".

Selección del refrigerante

Criterios de Selección del Refrigerante

Punto de Ebullición. El punto de ebullición es un criterio muy importante al momento de seleccionar el tipo de refrigerante, aquí se toma en cuenta que en el evaporador se desea que circule vapor sobrecalentado. Por tal motivo, se necesita que el punto de ebullición sea menor a la temperatura de evaporación. Se considera entonces, por recomendación de la ASHRAE, que la temperatura de evaporación sea aproximadamente 10°C menor. En este caso 10°C menor a la del agua en el reservorio donde se encuentra el evaporador. Para definir esto se considera que la temperatura a la que va a llegar el agua es de 10°C, por lo tanto, para este criterio de la Tabla 4, se seleccionan los refrigerantes cuyo punto de burbujeo es menor a 0°C y se muestran en Tabla 16.

Tabla 16

Evaluación de refrigerantes según punto de ebullición.

Refrigerante	Punto de burbujeo °C	Punto de ebullición menor a 0 °C
22	-41	Si Cumple
134A	-26	Si Cumple
141B	32	No cumple
290	-42	Si Cumple
404A	-46,6	Si Cumple
406A	-32,7	Si Cumple
407C	-43,8	Si Cumple
409A	-36,5	Si Cumple
410A	-51,6	Si Cumple
M049/437 A	-32,9	Si Cumple
507	-46,7	Si Cumple
600A	-12	Si Cumple

Como se puede apreciar en Tabla 16, el único refrigerante que no cumple con estas condiciones es el R-141B, y se descarta para el siguiente criterio de selección.

Seguridad. La seguridad es otro criterio que permite definir el tipo de refrigerante a usar, para este diseño se toma en cuenta la salud de las personas, debido a que este equipo será manipulado por estudiantes dentro del laboratorio de conversión de energía. Por lo tanto, se considera una categoría de seguridad A1, con el fin de que el refrigerante a usar tenga baja propagación a la llama, que no sea tóxico ni letal, frente a posibles fugas y en consecuencia inhalaciones imprevistas.

Para este análisis se parte desde el criterio anterior, descartando el refrigerante R-141B, como se muestra en Tabla 17.

Tabla 17

Evaluación de refrigerantes según inflamabilidad y toxicidad

Refrigerante	Punto de burbujeo	Grupo de seguridad	Categoría de baja inflamabilidad y no toxico
22	-41	A1	Si Cumple
134A	-26	A1	Si Cumple
290	-42	A3	No Cumple
404A	-46,6	A1	Si Cumple
406A	-32,7	A2	No Cumple
407C	-43,8	A1	Si Cumple
409A	-36,5	A1	Si Cumple
410A	-51,6	A1	Si Cumple
M049/437 A	-32,9	A1	Si Cumple
507	-46,7	A1	Si Cumple
600A	-12	A3	No Cumple

De la Tabla 17, se puede observar que existen refrigerantes como el R-290, R-600 A y R-406 A, que se ubican en la categoría A3 y A2, por lo tanto, no son tóxicos, pero recaen la categoría de alta y baja propagación a la llama, siendo negativos para este diseño y por lo tanto se descartan.

Medioambiente. Este criterio se lo toma en cuenta debido a que en la actualidad existen normativas donde mencionan que el uso de los refrigerantes o sustancias químicas deben ser controladas, con el fin de minimizar la destrucción de la capa de ozono.

Como se mencionó en el Capítulo II, Existen indicadores para medir el impacto ambiental de los refrigerantes y es conveniente evaluarlos mediante los índices PAO y PCA.

El potencial de agotamiento de ozono (PAO), es el indicador que permite medir la capacidad que tiene un refrigerante para perjudicar la capa de ozono, los valores están en el rango de 0 y 1. Recordando que se tiene al refrigerante CFC-11 como referencia, teniendo un valor de 1, por lo tanto, es un refrigerante que destruye o deteriora la capa de ozono en una gran magnitud.

El potencial de calentamiento atmosférico (PCA), indica si el refrigerante contribuye a que se generen gases de efecto invernadero, acelerando el calentamiento global. Recordando que los refrigerantes se comparan con el R-744 (CO₂) y empiezan desde 1.

Por lo tanto, el criterio de selección de los refrigerantes se toma un valor de PAO igual a cero y para valores de PCA no muy elevados ya que mayor será el impacto atmosférico En Tabla 18 se muestran los refrigerantes que cumplen este criterio.

Tabla 18*Evaluación de los refrigerantes según criterio medio ambiental*

Refrigerante	Punto de burbujeo	Grupo de seguridad	PAO	PCA	Criterio medio ambiental
22	-41	A1	0,055	1810	No Cumple
134A	-26	A1	0	1430	Si Cumple
404A	-46,6	A1	0	3700	Si Cumple
407C	-43,8	A1	0	1700	Si Cumple
409A	-36,5	A1	0,048	1580	No Cumple
410A	-51,6	A1	0	2100	Si Cumple
M049/437 A	-32,9	A1	0	1810	Si Cumple
507	-46,7	A1	0	3800	Si Cumple

De la Tabla 18 se descarta por criterio de Potencial de agotamiento de Ozono, a los refrigerantes R-22 y R-409 A, puesto a que su valor es mayor a 0 y para minimizar el efecto perjudicial a la capa de ozono se requiere que tenga un valor de 0.

Seguidamente, entre los refrigerantes que han cumplido los criterios anteriormente expuestos, mediante la aplicación de matrices de decisión se selecciona el refrigerante R 404 a (Ver Apéndice 4).

Selección de Compresor

Selección del Tipo de Compresor

El tipo de compresor a elegir es el Hermético, el cual su selección se muestra en Figura 24.

Cálculos para Selección de Unidad Compresora

Para el diseño del sistema de refrigeración, específicamente la selección de la unidad compresora, se plantearán diversos rangos de temperatura que permitirán el correcto dimensionamiento energético.

Por lo tanto, como se puede observar en la Tabla 19, se procedió a calcular la energía calorífica necesaria (Ver ecuación 21) en el agua para que un flujo másico, que será variado entre 0.6 a 0.05 kg/s, aumente una determinada cantidad de temperatura (ΔT). Además, la elección de los parámetros deberá cumplir con una energía calorífica necesaria, dentro del rango de 1 Tonelada de refrigeración, siendo este un parámetro de diseño propuesto.

$$Q_{refrigeración} = m_a \cdot C_{p_a} \cdot \Delta T_a$$

Tabla 19

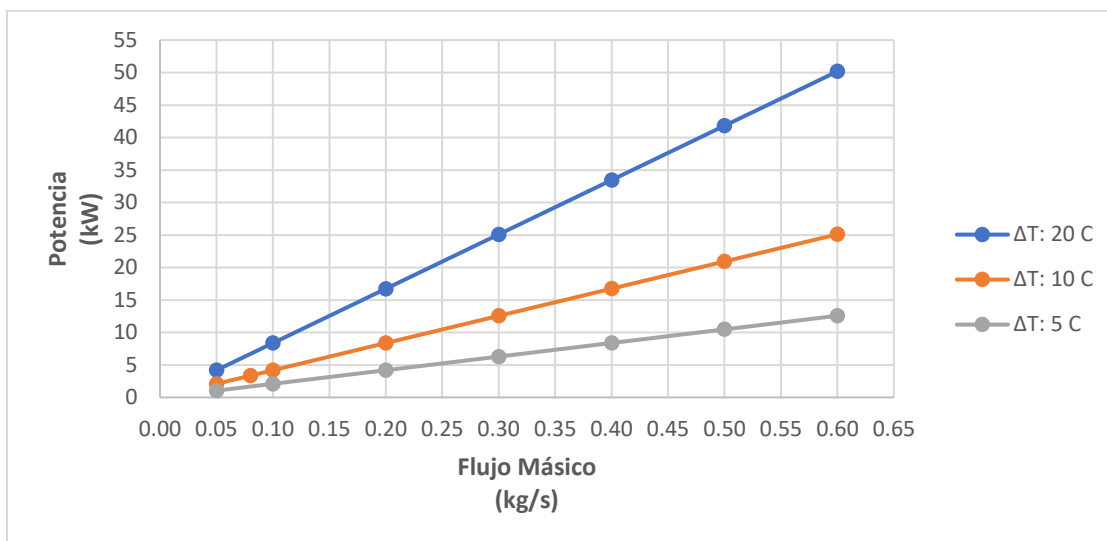
Cálculos de la energía requerida para enfriar una diferencia de temperatura.

Temperatura (C)		Calores Específicos (J/kg K)	Flujo Másico (kg/s)	Potencia Requerida (W)	Potencia Requerida (kW)
Ti	To				
$\Delta T = 20\text{ C}$					
30	10	4182	0.60	50184	50.18
30	10	4182	0.50	41820	41.82
30	10	4182	0.40	33456	33.46
30	10	4182	0.30	25092	25.09
30	10	4182	0.20	16728	16.73
30	10	4182	0.10	8364	8.36
30	10	4182	0.05	4182	4.18
$\Delta T = 10\text{ C}$					
20	10	4185	0.60	25110	25.11
20	10	4185	0.50	20925	20.93
20	10	4185	0.40	16740	16.74
20	10	4185	0.30	12555	12.56
20	10	4185	0.20	8370	8.37
20	10	4185	0.10	4185	4.19
20	10	4185	0.08	3348	3.35
20	10	4185	0.05	2093	2.09
$\Delta T = 5\text{ C}$					
15	10	4189.5	0.60	12569	12.57
15	10	4189.5	0.50	10474	10.47
15	10	4189.5	0.40	8379	8.38
15	10	4189.5	0.30	6284	6.28
15	10	4189.5	0.20	4190	4.19
15	10	4189.5	0.10	2095	2.09
15	10	4189.5	0.05	1047	1.05

En Figura 62, se muestra la variación de los parámetros con respecto a la energía necesaria para cada uno de los datos postulados.

Figura 62

Potencia Requerida vs Flujo Másico, para determinada variación de temperatura



Luego de observar los resultados obtenidos, se presenta en Tabla 20, un resumen de los resultados más cercanos a cumplir con el diseño previsto de 1 Tonelada de refrigeración, siendo este 3.35 kW equivalentes a 0.95 Toneladas de refrigeración.

Tabla 20

Selección de parámetros para agua.

Temperatura (C)		Calores Específicos (J/kg K)	Flujo Másico (kg/s)	Potencia Requerida (W)	Potencia Requerida (kW)
Ti	To				
$\Delta T = 10 \text{ C}$					
20	10	4185	0.60	25110	25.11
20	10	4185	0.50	20925	20.93
20	10	4185	0.40	16740	16.74
20	10	4185	0.30	12555	12.56
20	10	4185	0.20	8370	8.37
20	10	4185	0.10	4185	4.19
20	10	4185	0.08	3348	3.35
20	10	4185	0.05	2093	2.09

A su vez también se procede a la selección de parámetros para el fluido Aceite, realizando un balance de energía enfocado al intercambiador de calor externo al banco de pruebas. Para esto, se aplica la ecuación 26, dado que se trata de un sistema en estado estacionario.

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida}$$

$$\dot{m}_a \cdot C p_a \cdot \Delta T_a = \dot{m}_{ac} \cdot C p_{ac} \cdot \Delta T_{ac}$$

$$\dot{m}_{ac} = \frac{\dot{m}_a \cdot C p_a \cdot \Delta T_a}{C p_{ac} \cdot \Delta T_{ac}} \quad (68)$$

La ecuación 68, permite calcular el flujo másico requerido por el aceite para determinada variación de temperaturas, por lo que a continuación, se muestra en Tabla 21 la selección de los parámetros para aceite.

Tabla 21

Selección de parámetros para aceite.

Temperatura (C)		Calores Específicos (J/kg K)	Flujo Másico (kg/s)	ENERGIA UTILIZADA PARA DISMINUIR UN ΔT DE ACEITE (kW)
ENTRA	SALE			
35	45	1950.00	0.172	
40	50	1985.00	0.1687	3.35
40	60	2006.00	0.08	

En Tabla 22, se muestra un resumen de los parámetros de diseño finales para los fluidos agua y aceite. Parámetros que fueron calculados y seleccionados a partir de Tabla 20 y Tabla 21.

Tabla 22

Parámetros de diseño para agua y aceite.

Fluido	Flujo Másico (kg/s)	Temperatura (C)		Se pretende enfriar y calentar respectivamente:	
		ENTRA	SALE		
Agua	0.08 kg/s	20	10	288 litros de agua en una hora.	76 galones en una hora.
Aceite	0.17 kg/s	35	45	698 litros de agua en una hora.	184 galones en una hora.

Los compresores se eligen de acuerdo con la capacidad de refrigeración requerida, al obtener dicha capacidad con respecto al fluido que se verá inmerso en el evaporador, se puede proceder a la selección de la misma.

Producción frigorífica requerida.

$$Q_t = 3.35 \text{ kW} = 11\,430 \text{ Btu/h}$$

Aplicación de factor de seguridad del 10% según Norma ASHRAE (Pag 248)

$$Q_t = Q_t * 1.10\% = 3.35 \text{ kW} * 1.10\% = 3.685 \text{ kW}$$

De acuerdo a los parámetros, tanto de agua como de aceite, se realiza la selección de temperaturas de evaporación y condensación del compresor. Sabiendo que la temperatura de entrada del agua tiene que ser mayor a la del evaporador para poder perder calor y que la temperatura de entrada del aceite menor a la del condensador para poder ganar calor (Barletta & Acevedo, 2021). De acuerdo a los parámetros, tanto de agua como de aceite, se realiza la selección de temperaturas de evaporación y condensación del compresor. Sabiendo que la temperatura de entrada del agua tiene que ser mayor a la del evaporador para poder perder calor y que la temperatura de entrada del aceite menor a la del condensador para poder ganar calor (Barletta & Acevedo, 2021).

Temperatura de condensación:

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

Temperatura de evaporación:

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

Temperatura de sobrecalentado:

$$T_{\text{sobrecalentamiento}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura de subenfriamiento:

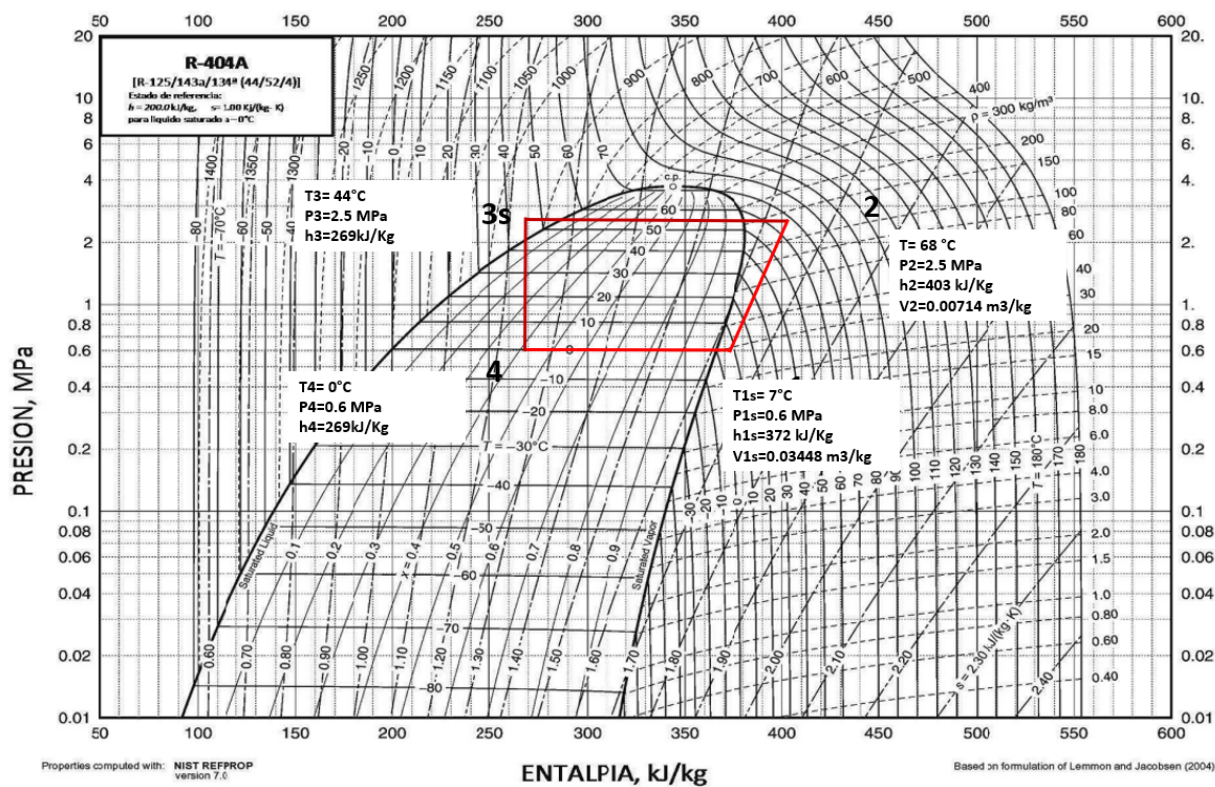
$$T_{\text{subenfriamiento}} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$$

Al haberse concretado los parámetros indispensables para la selección del compresor, se realizarán los cálculos necesarios tanto para, refrigerante 404a como refrigerante 134a, de manera que al final se puedan comparar y seleccionar la mejor opción.

Cálculos de unidad compresora para refrigerante R 404 A. Con los datos obtenidos se procede al dimensionamiento del compresor para su posterior selección. Esto se realizará con la ayuda del diagrama de Mollier para un refrigerante R 404a, el cual se ilustra en Figura 63.

Figura 63

Diagrama de Mollier para refrigerante R 404a.



Nota. Adaptado de *Handbook* (p. 756), por ASHRAE, 2013, American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers.

Con el cálculo de propiedades termodinámicas en cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, se procede a deducir variables indispensables y previas a la selección del compresor (Averroes Blogs, 2019):

Producción frigorífica específica neta

$$\dot{Q}_e = h_{1s} - h_4$$

$$\dot{Q}_e = 103 \frac{KJ}{Kg}$$

Calor específico del condensador

$$\dot{Q}_c = h_2 - h_3$$

$$\dot{Q}_c = 134 \frac{KJ}{Kg}$$

Trabajo específico del compresor

$$\dot{W}_{comp} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_e$$

$$\dot{W}_{comp} = 31 \frac{KJ}{Kg}$$

COP de refrigeración

$$COP_{Ref} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{372 - 269}{403 - 372}$$

$$COP_{Ref} = 3.3225$$

La producción específica neta denota la cantidad de energía a absorber por unidad de masa, por lo que su relación con la producción frigorífica requerida ayudará a encontrar el flujo másico de refrigerante que el compresor deberá ser capaz de transportar.

$$Q_T = 3.685 \frac{KJ}{s} \cdot \frac{3600 s}{1 h}$$

$$Q_T = 13266 \frac{KJ}{h}$$

Flujo másico de refrigerante.

$$m_r = \frac{13266 \frac{KJ}{h}}{103 \frac{KJ}{Kg}}$$

$$m_r = 128.80 \frac{Kg}{h} = 0.036 \frac{kg}{s}$$

El compresor deberá estar capacitado para recibir una cantidad de 128.80 kg/h a la entrada del compresor, generalmente los compresores se dimensionan de acuerdo al volumen transportado y no a su masa, por lo que se calcula el volumen de refrigerante aspirado por el compresor a su entrada.

$$V_a = m_r \cdot V_{1s}$$

$$V_a = 128.80 \frac{Kg}{h} \cdot 0.03448 \frac{m^3}{Kg}$$

$$V_a = 4.44 \frac{m^3}{h}$$

Para posteriormente calcular el volumen teórico que el compresor deberá ser capaz de transportar por unidad de tiempo, también llamado, volumen de barrido.

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_b}$$

$$r_p = \frac{P_K}{P_o} = \frac{2.5}{0.6} = 4.16$$

$$\eta_v = 1 - 0.05(r_p)$$

$$\eta_v = 1 - 0.05(4.16)$$

$$\eta_v = 0.79$$

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v}$$

$$V_b = \frac{4.44 \text{ m}^3/\text{h}}{0.79}$$

$$V_b = 5.62 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por lo tanto, la potencia del compresor a elegir será de

$$P_t = (h_2 - h_{1s}) \cdot m_R$$

$$P_t = 31 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} * 128.80 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600}$$

$$P_t = 1.109 \text{ kW} = 1.49\text{HP}$$

Finamente, en Tabla 23, se detallan los cálculos obtenidos para el refrigerante R 404 a.

Tabla 23

Resumen de cálculos, refrigerante R 404 a.

Refrigerante	Flujo Másico (<i>kg/s</i>)	Relación de Compresión	Eficiencia Volumétrica	Volumen de barrido (m^3/h)	Potencia requerida (HP)
R 404 a	0.036	4.16	0.79	5.62	1.49

Selección del tipo de Válvula de Expansión

El tipo de válvula de expansión a utilizar será la Válvula de Expansión Electrónica (VEE), la cual se manifiesta en su matriz de decisión en el Apéndice 4.

Selección de Válvula de Expansión Electrónica

Una válvula de expansión se puede seleccionar bajo los criterios de la capacidad nominal de refrigeración y del tipo de refrigerante, como se muestra en **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, proporcionada por el comerciante:

Figura 64

Características y modelos de válvulas de expansión electrónicas

CARACTERÍSTICAS GENERALES

Modelo	Part Number	Asiento ϕ (mm)	Kv (m ³ /h)	Capacidad Nominal Enfriamiento (kW)					MOP Max. Pres. Oper. (MPa)	MOPD Directa (MPa)	MOPD Rev. (MPa)
				R22	R134a	R407C	R404A R507	R410A			
DPF(T01)1.3C-07	DPF-09001	1,3	0,05	3,5	2,7	3,5	2,5	4,2	4,2	3,43	≥2.1
DPF(T01)1.65C-05	DPF-09002	1,65	0,08	5,3	4,1	5,3	3,7	6,36			
DPF(T01)1.8C-08	DPF-09003	1,8	0,1	7	5,4	7	4,9	8,4			
DPF(T01)2.0C-03	DPF-09004	2	0,16	8,75	6,7	8,75	6,1	10,5			
DPF(T01)2.2C-01	DPF-09005	2,2	0,2	10,5	8,1	10,5	7,4	12,6			
DPF(T01)2.4C-01	DPF-09006	2,4	0,23	17,5	13,5	17,5	12,3	21			
DPF(TS1)3.0C-01	DPF-09007	3	0,39	21	16,2	21	14,7	25,2		3	≥1.47
DPF(TS1)3.2C-01	DPF-09008	3,2	0,43	28	21,6	28	19,6	33,6			
DPF(S03)4.0C-01	DPF-09010	4	0,5	42	32,3	42	29,4	50,4			
DPF(S03)4.5C-01	DPF-09011	4,5	0,7	52,5	40,4	52,5	36,8	63		3	≥0.7
DPF(S03)5.5C-01	DPF-09012	5,5	0,9	70	53,9	70	49,0	84			
DPF(S03)6.5C-02	DPF-09013	6,5	1,1	105	80,9	105	73,5	126			

Nota. Adaptado de *Sanhua Series DPF-T/S Válvula de Expansión Electrónica (p. 2)*, por Sanhua, 2012.

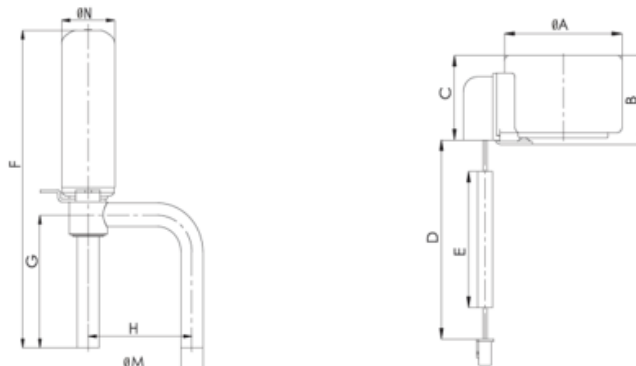
Debido a que la capacidad nominal del compresor, es decir 1.5 HP, lo cual nos da 11.19 Kw y aplicando un dimensionamiento extra se selecciona la válvula DPF(TS1)3.0C-01, ya que cumplen para el refrigerante a usar, la capacidad frigorífica y la presión de operación, lo cual garantiza el correcto funcionamiento de la válvula en estas condiciones.

Las dimensiones que nos ayudarán a saber las especificaciones de la válvula con los diámetros de entrada y salida, según el comerciante, son las representadas en Figura 65.

Figura 65

Dimensiones de válvulas de expansión electrónicas

DIMENSIONES



Modelo	Bobinas - Series	Dimensiones (mm)					Part No.
		A	B	C	D	E	
DPF(T01)1.3C-07 a DPF(TS1)3.2C-01	PQ-M10012-000001	38,5	26,4	25,6	700	600	DPF-58001
DPF(S03)4.0C-01 a DPF(S03)6.5C-02	PQ-M03012-000001	67,5	42,4	33	700	600	DPF-58002

(*) **Condiciones nominales de trabajo:** Temperatura de condensación: 38°C; Temperatura de evaporación: 5°C; Subenfriamiento OK; Supercalentam. OK

Modelo Válvula	Serie Bobina	Dimensiones (mm)				
		F	G	H	M	N
DPF(T01)1.3C-07 a DPF(T01)2.4C-01	PQ-M10	78	36	30	6,35	17,3
DPF(TS1)3.0C-01 a DPF(TS1)3.2C-01	PQ-M10	82	40	30	7,94	17,3
DPF(S03)4.0C-01 a DPF(S03)6.5C-02	PQ-M03	148	64,7	63,4	15,88	35,3

Nota. Adaptado de *Sangra Series DPF-T/S Válvula de Expansión Electrónica* (p. 3), por Sanhua, 2012.

Selección del Intercambiador de Calor para el Evaporador y Condensador

La mayor parte de intercambiadores de calor que se usan en unidades de acondicionamiento, climatización y refrigeración es mediante el uso de serpentines debido a la facilidad de construcción y al ahorro económico que presentan en estos sistemas.

Para enfriar agua y calentar aceite mediante el uso de un sistema de refrigeración, es necesario que exista un intercambio de calor entre el fluido externo y el refrigerante que es el encargado de quitar o ceder calor del medio en el que se encuentra. Por esa razón el evaporador y condensador a diseñar serán de tipo serpentín (espiral simple) sumergido en recipientes cilíndricos verticales.

Consideraciones de Diseño para Evaporador y Condensador

El mecanismo de transferencia de calor que se produce en el evaporador y condensador es una combinación de convección y conducción por medio de la pared del tubo que divide a los dos fluidos.

En este caso se produce convección en una sola fase del fluido que circula por la coraza del intercambiador y convección con cambio de fase del refrigerante que circula por el interior del serpentín.

Diseño del Evaporador

En principio, se debe describir el problema para el cual se busca la necesidad de diseñar el evaporador de tipo serpentín sumergido.

Por lo que, se requiere diseñar el evaporador para enfriar agua empleando refrigerante R404A que circula por el interior del serpentín, con la finalidad de que el agua que ha perdido calor recircule nuevamente por el sistema. En Tabla 24 se registra el rango de temperaturas y flujos máscicos tanto para el refrigerante como para el agua.

Tabla 24

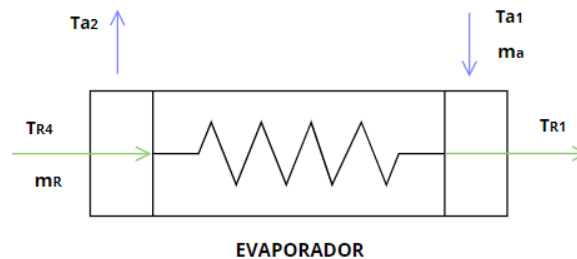
Parámetros del agua y refrigerante para diseño del evaporador

Parámetros	Agua	R404A	Unidad
Flujo másico	0.08	0.036	kg/s
Temperatura de entrada	20	0	°C
Temperatura de salida	10	7	°C

En Figura 66, se puede identificar el sentido de flujo del agua y refrigerante.

Figura 66

Esquema del evaporador

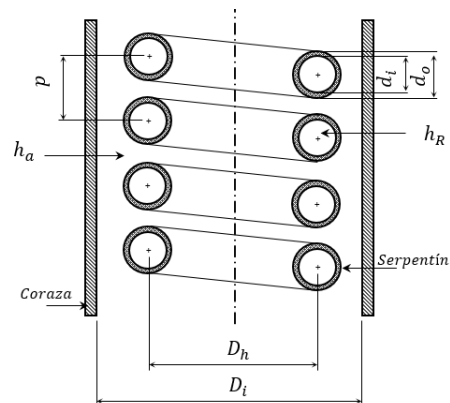


Se determinan los coeficientes de convección de calor interno y externo aplicando la teoría de transferencia de calor, para después determinar el área de transferencia de calor mediante la ecuación de Fourier.

El esquema geométrico inicial del intercambiador de calor serpentín coraza se muestra en Figura 67. Los parámetros geométricos se calculan en base al procedimiento de diseño de un intercambiador de calor de serpentín helicoidal desarrollado por R. Patil y B. Shende y R. Chosh. (Patil et al., 1982)

Figura 67

Esquema y distribución geométrica del evaporador serpentín coraza.



Parámetros Geométricos

En Figura 68, se muestran las dimensiones de la tubería de cobre tipo L, la medida nominal del tubo para el serpentín del evaporador es de 3/8".

Figura 68

Dimensiones de tubería de cobre tipo L para evaporador.

Tubería de cobre de temple rígido Tipo "L"

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Lb/pie	libras	PSI	PSI	G. P. M.
milímetros	milímetros	milímetros	milímetros	kg/m	kilogramos	kg/cm ²	kg/cm ²	L. P. M.
1/4"	0.375"	0.315"	0.030"	0.126	2.524	7,200	1,440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.146	506.16	101.23	
3/8"	0.500"	0.430"	0.035"	0.198	3.965	6,300	1,260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.89	88.57	7.089
1/2"	0.625"	0.545"	0.040"	0.285	5.705	5,760	1,152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
3/4"	0.875"	0.785"	0.045"	0.455	9.110	4,632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1"	1.125"	1.025"	0.050"	0.655	13.114	4,000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.94
1 1/4"	1.375"	1.265"	0.055"	0.885	17.700	3,600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 1/2"	1.625"	1.505"	0.060"	1.143	22.826	3,323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2"	2.125"	1.985"	0.070"	1.752	35.042	2,965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 1/2"	2.625"	2.465"	0.080"	2.483	49.658	2,742	548	214.298
64 mm	66.675	62.611	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3"	3.125"	2.945"	0.090"	3.332	66.645	2,592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1,314.90
4"	4.125"	3.905"	0.110"	5.386	107.729	2,400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2,829.77

Nota. Adaptado de Manual Técnico de Cobre (p. 10), por Nacobre S.A.

En Tabla 25 se presenta las dimensiones geométricas para el serpentín y la coraza.

Tabla 25

Dimensiones geométricas utilizadas en evaporador

Parámetro	Cantidad	Unidad
Diámetro exterior tubería cobre, d_o	0.0127	<i>m</i>
Diámetro interior tubería cobre, d_i	0.01092	<i>m</i>
Espesor de pared, t_{tubo}	0.000889	<i>m</i>
Diámetro de la hélice, D_h	0.3	<i>m</i>
Pase de la hélice, p	0.019	<i>m</i>
Diámetro interno de la coraza, D_i	0.4	<i>m</i>

Diámetro de la tubería del serpentín:

$$d_o = 0.0127 \text{ m}$$

$$t_{tubo}: 0.000889 \text{ m}$$

$$d_i = d_o - 2 t_{tubo} = 0.01092 \text{ m}$$

Diámetro exterior e interior de la hélice:

$$D_h = 0.3 \text{ m}$$

$$D_{he} = D_h + d_o = 0.313 \text{ m}$$

$$D_{hi} = D_h - d_o = 0.287 \text{ m}$$

Paso de la hélice:

$$p = 1.5 d_o = 0.019 \text{ m}$$

La longitud del serpentín queda expresada por la siguiente ecuación:

$$L_{serpentín} = N_v \sqrt{\left(2\pi \frac{D_h}{2}\right)^2 + p^2}$$

$$L_{serpentín} = N_v \sqrt{(\pi 0.30m)^2 + (0.019 m)^2} = 0.943 N_v \quad [m]$$

Volumen ocupado por el serpentín:

$$V_{serpentín} = \frac{\pi}{4} d_o^2 L_{serpentín}$$

$$V_{serpentín} = \frac{\pi}{4} (0.0127m)^2 0.943 N_v m = 0.0001194 N_v \quad [m^3]$$

Volumen anular:

$$V_{anular} = \frac{\pi}{4} (D_i^2) p N_v$$

$$V_{anular} = \frac{\pi}{4} ((0.4m)^2) 0.019 m (N_v) = 0.002 N_v \quad [m^3]$$

Coefficiente de Convección Interno

El fluido que circula por el interior del serpentín experimenta un cambio de fase durante su recorrido, el refrigerante ingresa al serpentín y en el transcurso que circula por el tubo cambia a estado gaseoso, es decir, se produce un proceso de evaporación y se lo analiza como un fenómeno de ebullición tomando en cuenta las consideraciones del capítulo II.

Temperatura promedio del refrigerante:

$$T_{pre} = \frac{T_{r4} + T_{r1}}{2}$$

$$T_{pre} = \frac{0 + 7}{2} = 3.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura T_s a la superficie del tubo:

En principio se genera dificultad determinar la temperatura a la que se encuentra la superficie del tubo, ya que no se tiene información inicial de los coeficientes de convección interno y externo, así que una buena aproximación puede realizarse entre la temperatura que está dentro del tubo y la exterior a la que se encuentra el agua.

Tomando en cuenta que la temperatura T_s debe ser mayor que la T_{sat} para que se produzca la evaporación, se tiene:

$$T_s = \frac{\frac{T_{r4} + T_{r1}}{2} + \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}}{2}$$

$$T_s = \frac{\frac{0 + 7}{2} + \frac{20 + 10}{2}}{2} = 9.25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se concluye que la T_s es mayor a T_{sat} que es de $0 \text{ } ^\circ\text{C}$,

$$T_s > T_{sat}$$

Las propiedades de líquido se toman a la temperatura de película, ecuación 42 .

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2} = 4.625 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En Tabla 26 y Tabla 27, se presentan las propiedades termo físicas del refrigerante evaluadas a la temperatura de película a 4.625°C , temperatura de saturación, respectivamente. Se evalúan con la tabla de propiedades termo físicas para refrigerantes de la norma ASHRAE Capítulo 30 (Apéndice 1)

Tabla 26

Propiedades termo físicas del refrigerante estado líquido

Propiedades termo físicas	Cantidad	Unidad
Densidad, ρ_{lr}	1140.2	kg/m^3
Calor específico, C_{plr}	1.3994	$kJ/kg\ ^\circ C$
Conductividad térmica, k_{lr}	0.076	$W/m\ K$
Viscosidad dinámica, μ_{lr}	$1.714 * 10^{-4}$	$Pa \cdot s$

El calor latente de vaporización y la densidad de vapor se obtienen a la $T_{sat} = 0\ ^\circ C$

Tabla 27

Propiedades termo físicas del refrigerante estado de vapor

Propiedades termofísicas	Cantidad	Unidad
Calor latente de vaporización, h_{fg}	165.82	kJ/kg
Densidad de vapor, ρ_{vr}	30.465	kg/m^3

El calor específico de vapor se toma a una temperatura promedio entre la temperatura de vapor en el punto h_1 y la temperatura de saturación.

Temperatura en el punto 1 (Sobrecalentamiento)

$$T_{r1} = 7\ ^\circ C$$

$$T_{pvr} = \frac{T_{r1} + T_{sat}}{2} = 3.5\ ^\circ C$$

$$C_{pvR} = 1.02792 \frac{kJ}{kg\ K}$$

Se calcula la velocidad con la que circula el refrigerante por el interior del tubo:

$$Q_r = \frac{m_r}{\rho_{lr}} = 3.15 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$V_{lr} = \frac{Q_r}{\pi \frac{d_i^2}{4}} = 0.337 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds

$$Re_r = \frac{\rho_{lr} V_{lr} d_i}{\mu_{lr}} = 24\,479.26$$

Para encontrar el coeficiente de convección interno, se usa relación la descrita por Chaton considerando que empiezan a generarse las primeras burbujas de vapor, ecuación 43.

$$h_i = 0.555 \left(\frac{9.81 \rho_{lr} (\rho_{lr} - \rho_{vr}) (k_{lr})^3}{\mu_{lr} (T_s - T_{sat}) d_i} \left(h_{fg} \cdot 1000 + \frac{3}{8} \cdot C_{plr} \cdot 1000 \cdot ((T_s - T_{sat})) \right) \right)^{1/4}$$

$$h_i = 1\,506.95 \frac{W}{m^2K}$$

Coefficiente de Convección Externo

Para calcular el coeficiente de convección externo se toma en cuenta que el fluido de trabajo que circula por la coraza del evaporador es agua y no experimenta un cambio de fase.

Temperatura promedio del agua

$$T_{pa} = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} = \frac{20^\circ C + 10^\circ C}{2} = 15^\circ C$$

En Tabla 28 se presenta las propiedades termofísicas del agua evaluadas a la temperatura promedio de $15^\circ C$, con la tabla A-9 de propiedades de agua saturada. (Apéndice 2)

Tabla 28

Propiedades termo físicas del agua

Propiedades termo físicas	Cantidad	Unidad
Densidad, ρ_a	999.1	kg/m^3
Calor específico, C_{pa}	4 185	$J/kg\ ^\circ C$
Conductividad térmica, k_a	0.589	$W/m\ K$
Viscosidad dinámica, μ_a	$1.138 * 10^{-3}$	$Pa . s$
Número de Prandtl, Pr_a	8.09	-

Volumen disponible para el flujo del fluido en el ánulo:

$$V_{flujo} = V_{anular} - V_{serpentín}$$

$$V_{flujo} = 0.002 N_v - 0.0001194 N_v = 0.002 N_v [m^3]$$

Diámetro equivalente

$$D_{eq} = \frac{4 V_{flujo}}{\pi d_o L_{serpentín}}$$

$$D_{eq} = \frac{4 (0.002 N_v [m^3])}{\pi (0.0127 [m]) (0.943 N_v [m])} = 0.242 m$$

Velocidad de masa

$$G_a = \frac{m_a}{\frac{\pi}{4} ((D_i^2) - (D_{he}^2 - D_{hi}^2))}$$

$$G_a = \frac{0.08 \frac{kg}{s}}{\frac{\pi}{4} ((0.4m)^2) - ((0.313m)^2) - (0.287m)^2} = 0.704 \frac{kg}{m^2 s}$$

Número de Reynolds

$$Re_a = \frac{D_{eq} G_a}{\mu_a}$$

$$Re_a = \frac{0.242 m \left(0.704 \frac{kg}{m^2 s} \right)}{1.138 * 10^{-3} \frac{kg}{m s}} = 149.568$$

Debido al bajo número de Reynolds $149.568 < 2300$, se considera que el agua se encuentra en régimen laminar y se decide ocupar la expresión descrita por Chilton, Colburn, Gneraux y Vernons, para convección libre fuera de tubos, ecuación 40.

Para reemplazar los términos en ecuación 40, se debe tomar en cuenta las unidades en las que se trabaja, por lo que en Tabla 29 se presenta las propiedades termofísicas en unidades inglesas y la viscosidad en centipoises (Kern, 1999, p. 259).

Tabla 29

Propiedades Termo físicas del agua (unidades inglesas)

Propiedades termofísicas	Cantidad	Unidad	Cantidad	Unidad
Densidad, ρ_a	999.1	kg/m^3	62.374	lb/ft^3
Calor específico, C_{pa}	4 185	$J/kg ^\circ C$	1	$Btu/lb ^\circ F$
Conductividad térmica, k_a	0.589	$W/m K$	0.34	$Btu/h ft ^\circ F$
Viscosidad dinámica, μ_a	$1.138 * 10^{-3}$	$Pa . s$	1.138	centipois
Coefficiente de exp. t, β	$0.0138x10^{-3}$	$1/^\circ C$	$7.667x10^{-5}$	$1/^\circ F$

El cálculo de Δt , es la variación de la temperatura entre el fluido externo (Agua) y la temperatura superficial de la pared del serpentín, teniendo que:

$$\Delta t = T_{a1} - T_{pserpentín}$$

$$\Delta t = 20^{\circ}\text{C} - 9.25^{\circ}\text{C} = 10.75^{\circ}\text{C} = 51.35^{\circ}\text{F}$$

$$h_o = 116 \left(\left(\frac{0.34^3 (62.374^2) (1) (7.667 \times 10^{-5})}{1.138} \right) \left(\frac{51.35}{0.5} \right) \right)^{0.25}$$

$$h_o = 117.728 \frac{\text{Btu}}{\text{h ft}^2 \text{ h}} = 668.458 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ C}}$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia se calcula con la sumatoria de resistencias que intervienen en el proceso de transferencia de calor, como se muestra en Figura 10.

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_r} + \frac{d_o \ln(r_o/r_i)}{K_{cu}} + \frac{1}{h_a}}$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{0.0127}{(0.01092)(1996)} + \frac{0.0127 \ln(0.0127/0.01092)}{385} + \frac{1}{668.458}}$$

$$U_e = 440.03 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

En el evaporador ingresarán dos fluidos en contraflujo y analizando la distribución de la Figura 9, se reemplazan los valores de las temperaturas al ingreso y a la salida del evaporador tanto como al serpentín en ecuación 37, teniendo que:

$$\Delta T = \frac{(T_{a1} - T_{ro}) - (T_{a2} - T_{ri})}{\ln\left(\frac{T_{a1} - T_{ro}}{T_{a2} - T_{ri}}\right)}$$

$$\Delta T = \frac{(20 - 7) - (10 - 0)}{\ln\left(\frac{20 - 7}{10 - 0}\right)} = 11.43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para encontrar el área de transferencia de calor se expresa la razón de transferencia para intercambiadores de calor (Çengel & Ghajar, 2011), teniendo:

$$Q = U A_o \Delta T$$

$$A_o = \frac{Q}{U_e \Delta T}$$

Por lo tanto, reemplazando la capacidad térmica para enfriar el agua, se tiene que el área de transferencia de calor necesario para el serpentín del evaporador es de:

$$A_o = \frac{3348}{(479.937)(11.43)} = 0.665 \text{ } m^2$$

El número de espiras queda expresado en función de la longitud del serpentín como se muestra en la siguiente expresión:

$$N_v = \frac{A_o}{\pi d_o \left(\frac{L_{\text{serpentín}}}{N_v}\right)}$$

Se reemplaza la longitud del serpentín y se tiene:

$$N_v = \frac{0.61}{\pi (0.0127) \left(\frac{0.943 N_v}{N_v}\right)} = 17.692 \text{ } vueltas$$

La altura del serpentín aproximado se define como:

$$H_e = N_v p + d_o$$

$$H_e = 17.692 (0.019) + 0.0127 = 0.35 \text{ } m$$

Finalmente, Considerando que este equipo debe funcionar en el rango establecido de temperaturas, se considera un factor de seguridad entre el 10 y 15 % de la longitud final, se toma este

rango ya que se requiere que el equipo sea capaz de trabajar en las condiciones diseñadas. La longitud del tubo de cobre necesario para el serpentín del evaporador es de:

$$L_e = N_v L_{serpentín} 1.15$$

$$L_e = 17.692(0.943)(1.15) = 19.179 \text{ m}$$

Diseño del Condensador

La metodología de diseño es similar al del evaporador, debido a que se requiere de un serpentín sumergido. En este caso se emplea para calentar aceite con la finalidad de que recircule nuevamente por el sistema.

En Tabla 30 se registra el rango de temperaturas y flujos máxicos tanto para el refrigerante como para el aceite.

Tabla 30

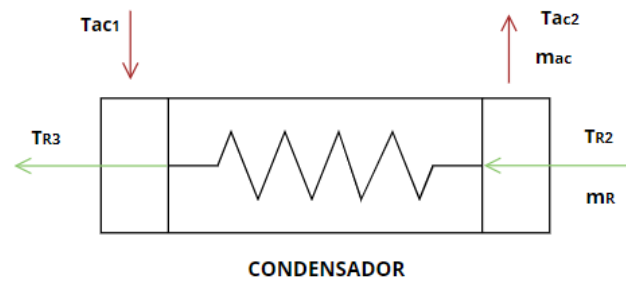
Parámetros para el aceite y refrigerante en el diseño del condensador

Parámetros	Aceite	R404A	Unidad
Flujo máxico	0.17	0.036	kg/s
Temperatura de entrada	35	68	°C
Temperatura de salida	45	44	°C

En Figura 69 se puede identificar el sentido de flujo del aceite y refrigerante.

Figura 69

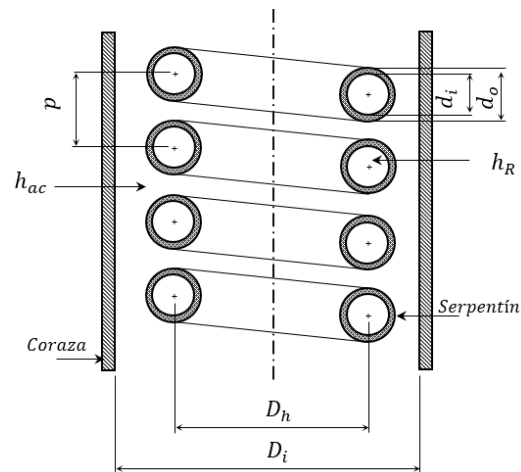
Esquema del condensador



El esquema geométrico inicial del intercambiador de calor serpentín coraza se muestra en Figura 70. Los parámetros geométricos se calculan en base al procedimiento de diseño del evaporador.

Figura 70

Esquema y distribución geométrica del condensador serpentín coraza



Parámetros Geométricos

En Figura 71, se muestran las dimensiones de la tubería de cobre tipo L, la medida nominal del tubo para el serpentín del condensador es de 1/2". En Tabla 31 se presenta las dimensiones geométricas para el serpentín y la coraza.

Tabla 31

Dimensiones geométricas

Parámetro	Cantidad	Unidad
Diámetro exterior tubería cobre, d_o	0.015878	m
Diámetro interior tubería cobre, d_i	0.01385	m
Espesor de pared, t_{tubo}	0.001016	m
Diámetro de la hélice, D_h	0.4	m
Pase de la hélice, p	0.02	m
Diámetro interno de la coraza, D_i	0.5	m

Figura 71

Dimensiones de tubería de cobre tipo L para condensador

Tubería de cobre de temple rígido Tipo "L"

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm ²	PSI kg/cm ²	G. P. M. L. P. M.
1/4"	0.375"	0.315"	0.030"	0.126	2.524	7,200	1,440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.146	506.16	101.23	
3/8"	0.500"	0.430"	0.035"	0.198	3.965	6,300	1,260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.89	88.57	7.089
1/2"	0.625"	0.545"	0.040"	0.285	5.705	5,760	1,152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
3/4"	0.875"	0.785"	0.045"	0.455	9.110	4,632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1"	1.125"	1.025"	0.050"	0.655	13.114	4,000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.94
1 1/4"	1.375"	1.265"	0.055"	0.885	17.700	3,600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 1/2"	1.625"	1.505"	0.060"	1.143	22.826	3,323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2"	2.125"	1.985"	0.070"	1.752	35.042	2,965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 1/2"	2.625"	2.465"	0.080"	2.483	49.658	2,742	548	214.298
64 mm	66.675	62.611	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3"	3.125"	2.945"	0.090"	3.332	66.645	2,592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1,314.90
4"	4.125"	3.905"	0.110"	5.386	107.729	2,400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2,829.77

Nota. Adaptado de *Manual Técnico de Cobre* (p. 10), por Nacobre S.A.

Diámetro de la tubería del serpentín

$$d_o = 0.015878 \text{ m}$$

$$t_{tubo}: 0.001016 \text{ m}$$

$$d_i = d_o - 2 t_{tubo} = 0.01385 \text{ m}$$

Diámetro exterior e interior de la hélice

$$D_h = 0.4 \text{ m}$$

$$D_{he} = D_h + d_o = 0.416 \text{ m}$$

$$D_{hi} = D_h - d_o = 0.384 \text{ m}$$

Paso de la hélice

$$p = 1.25 d_o = 0.02 \text{ m}$$

La longitud del serpentín queda expresada por la siguiente ecuación:

$$L_{serpentín} = N_v \sqrt{(\pi \cdot 0.40 \text{ m})^2 + (0.02 \text{ m})^2} = 1.257 N_v \text{ [m]}$$

Volumen ocupado por el serpentín

$$V_{serpentín} = \frac{\pi}{4} (0.015878 \text{ m})^2 1.257 N_v \text{ m} = 0.0002489 N_v \text{ [m}^3\text{]}$$

Volumen anular

$$V_{anular} = \frac{\pi}{4} ((0.5 \text{ m})^2 - (0.015878 \text{ m})^2) 0.02 \text{ m} (N_v) = 0.004 N_v \text{ [m}^3\text{]}$$

Coefficiente de Convección Interno

El fluido que circula por el interior del serpentín experimenta un cambio de fase durante su recorrido, el refrigerante ingresa al serpentín como vapor sobrecalentado y en el transcurso que circula

por el tubo cambia a estado líquido, es decir, se produce un proceso de condensación y se analiza este fenómeno tomando en cuenta las consideraciones del capítulo II.

Temperatura promedio del refrigerante

$$T_{pre} = \frac{68 + 44}{2} = 56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura T_s de la superficie del tubo

Tomando en cuenta que la temperatura T_s debe ser menor que la T_{cond} para que se produzca la condensación, se tiene:

$$T_s = \frac{\frac{T_{r2} + T_{r3}}{2} + \frac{T_{ac1} + T_{ac2}}{2}}{2}$$

$$T_s = \frac{\frac{68 + 44}{2} + \frac{35 + 45}{2}}{2} = 48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se concluye que la T_s es menor a T_{sat} que es de $55 \text{ } ^\circ\text{C}$,

$$T_s < T_{sat}$$

Las propiedades de líquido se toman a la temperatura de película, ecuación 42

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2} = 51.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En las Tabla 32 y Tabla 33, se presentan las propiedades termofísicas del refrigerante evaluadas a la temperatura de película a $51.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, temperatura de saturación, respectivamente. Se evalúan con la tabla de propiedades termofísicas para refrigerantes de la norma ASHRAE Capítulo 30 (Apéndice 1)

Tabla 32*Propiedades termo físicas del refrigerante estado líquido*

Propiedades termofísicas	Cantidad	Unidad
Densidad, ρ_{lr}	887.769	kg/m^3
Calor específico, C_{plr}	2.01297	$kJ/kg\ ^\circ C$
Conductividad térmica, k_{lr}	0.056	$W/m\ K$
Viscosidad dinámica, μ_{lr}	$8.377 * 10^{-5}$	$Pa . s$

El calor latente de vaporización y la densidad de vapor se obtienen a la $T_{sat} = 55\ ^\circ C$

Tabla 33*Propiedades termofísicas del refrigerante estado de vapor*

Propiedades termofísicas	Cantidad	Unidad
Calor latente de vaporización, h_{fg}	93.29	kJ/kg
Densidad de vapor, ρ_{vr}	162.68	kg/m^3

El calor específico de vapor se toma a una temperatura promedio entre la temperatura de vapor en el punto h_2 y la temperatura de saturación.

Temperatura en el punto 2 (Sobrecalentamiento)

$$T_{r2} = 68\ ^\circ C$$

$$T_{pvr} = \frac{T_{r2} + T_{sat}}{2} = 61.5\ ^\circ C$$

$$C_{pvr} = 3.1312 \frac{kJ}{kg\ K}$$

Se calcula la velocidad con la que circula el refrigerante por el interior del tubo:

$$Q_r = \frac{m_r}{\rho_{lr}} = 4.055 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$V_{vr} = \frac{Q_r}{\pi \frac{d_i^2}{4}} = 0.269 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds

$$Re_r = \frac{\rho_{vr} V_{vr} d_i}{\mu_{vr}} = 30\,824.595$$

Para encontrar el coeficiente de convección interno, se usa relación la descrita por Chaton, considerando que empiezan a generarse las primeras gotas de líquido refrigerante, ecuación 43.

$$h_i = 0.555 \left(\frac{9.81 \rho_{lr} (\rho_{lr} - \rho_{vr}) (k_{lr})^3}{\mu_{lr} (T_{sat} - T_s) d_i} \left(h_{fg} \cdot 1000 + \frac{3}{8} \cdot C_{plr} \cdot 1000 \cdot ((T_{sat} - T_s)) \right) \right)^{1/4}$$

$$h_i = 1\,064.157 \frac{W}{m^2K}$$

Coefficiente de Convección Externo

Para calcular el coeficiente de convección externo se toma en cuenta que el fluido de trabajo que circula por la coraza del evaporador es aceite y no experimenta un cambio de fase.

Temperatura promedio del aceite

$$T_{pac} = \frac{T_{ac1} + T_{ac2}}{2} = \frac{35^\circ C + 45^\circ C}{2} = 40^\circ C$$

En Tabla 34 se presenta las propiedades termofísicas del aceite evaluadas a la temperatura promedio de 40°C, con la tabla de propiedades de aceite (Apéndice 3)

Tabla 34

Propiedades termofísicas del aceite

Propiedades termofísicas	Cantidad	Unidad
Densidad, ρ_{ac}	867	kg/m^3
Calor específico, C_{pac}	1 830	$J/kg\ ^\circ C$
Conductividad térmica, k_{ac}	0.109	$W/m\ K$
Viscosidad dinámica, μ_{ac}	$9.364 * 10^{-3}$	$Pa \cdot s$

Volumen disponible para el flujo del fluido en el ánulo:

$$V_{flujo} = 0.004 N_v - 0.0002489 N_v = 0.004 N_v [m^3]$$

Diámetro equivalente

$$D_{eq} = \frac{4 (0.004 N_v [m^3])}{\pi (0.015878 [m]) (1.257 N_v [m])} = 0.233 m$$

Velocidad de masa

$$G_{ac} = \frac{0.17 \frac{kg}{s}}{\frac{\pi}{4} ((0.5m)^2) - ((0.416m)^2) - (0.384m)^2} = 0.966 \frac{kg}{m^2 s}$$

Número de Reynolds

$$Re_{ac} = \frac{0.233 m \left(0.966 \frac{kg}{m^2 s} \right)}{9.364 * 10^{-3} \frac{kg}{m s}} = 24.023$$

Debido al bajo número de Reynolds $24.023 < 2300$, se considera que el aceite se encuentra en régimen laminar y se decide ocupar la expresión descrita por Chilton, Colburn, Gneraux y Vernons, para convección libre fuera de tubos, ecuación 40.

En Tabla 35 se presenta las propiedades termofísicas en unidades inglesas y la viscosidad en centipoises (Kern, 1999, p. 259) .

Tabla 35

Propiedades Termofísicas del aceite en unidades inglesas

Propiedades termofísicas	Cantidad	Unidad	Cantidad	Unidad
Densidad, ρ_{ac}	867	kg/m^3	54.127	lb/ft^3
Calor específico, C_{pac}	1 830	$J/kg\ ^\circ C$	0.437	$Btu/lb\ ^\circ F$
Conductividad térmica, k_{ac}	0.109	$W/m\ K$	0.063	$Btu/h\ ft\ ^\circ F$
Viscosidad dinámica, μ_{ac}	$9.364 * 10^{-3}$	$Pa . s$	9.364	centipoises
Coefficiente de exp. t, β_{ac}	0.0007	$1/^\circ C$	$3.889x10^{-4}$	$1/^\circ F$

El cálculo de Δt , es la variación de la temperatura entre el fluido externo (aceite) y la temperatura superficial de la pared del serpentín, teniendo que:

$$\Delta t = T_s - T_{ac1}$$

$$\Delta t = 48^\circ C - 35^\circ C = 13^\circ C = 55.4^\circ F$$

$$h_o = 116 \left(\left(\frac{(0.063^3 (54.127^2) (0.437) (3.889x10^{-4}))}{9.364} \right) \left(\frac{55.4}{0.625} \right) \right)^{0.25}$$

$$h_o = 21.49 \frac{Btu}{h\ ft^2\ h} = 122.023 \frac{W}{m^2\ C}$$

Coeficiente Global de Transferencia

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia se calcula con la sumatoria de resistencias que intervienen en el proceso de transferencia de calor, como se muestra en Figura 10.

$$U_c = \frac{1}{\frac{0.625}{(0.01385)(1064.157)} + \frac{0.625 \ln(0.625/0.01385)}{385} + \frac{1}{122.023}}$$

$$U_c = 107.78 \frac{W}{m^2 K}$$

Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

En el condensador ingresaran dos fluidos en contraflujo y analizando la distribución de la Figura 9, se tiene:

$$\Delta T = \frac{(44 - 35) - (68 - 45)}{\ln\left(\frac{44 - 35}{68 - 45}\right)} = 14.92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para encontrar el área de transferencia de calor se expresa la razón de transferencia para intercambiadores de calor (Çengel & Ghajar, 2011), teniendo:

$$A_o = \frac{Q}{U_c \Delta T}$$

Por lo tanto, reemplazando la capacidad térmica para calentar el aceite, se tiene que el área de transferencia de calor necesario para el serpentín del condensador es de:

$$A_o = \frac{3348}{(107.78)(14.92)} = 2.082 \text{ } m^2$$

El número de espiras del serpentín:

$$N_v = \frac{2.082}{\pi (0.015878) \left(\frac{1.257 N_v}{N_v}\right)} = 33.209 \text{ } vueltas$$

La altura del serpentín aproximado se define como:

$$H_c = 33.209 (0.02) + 0.015878 = 0.675 \text{ m}$$

Finalmente, considerando que este equipo debe funcionar en el rango establecido de temperaturas, se considera un factor de seguridad entre el 10 y 15 % de la longitud final, se toma este rango ya que se requiere que el equipo sea capaz de trabajar en las condiciones diseñadas. La longitud del tubo de cobre necesario para el serpentín del condensador es de:

$$L_c = 33.209 (1.257)(1.15) = 47.997 \text{ m}$$

En Tabla 36 se enlista los parámetros finales del diseño de los serpentines tanto del evaporador como del condensador.

Tabla 36

Dimensiones finales de diseño para los serpentines sumergidos en coraza

Parámetro	Evaporador	Condensador	Unidad
Diámetro nominal de la tubería	3/8	1/2	<i>in</i>
Diámetro de la hélice, D_h	0.3	0.4	<i>m</i>
Diámetro interno de la coraza, D_i	0.4	0.5	<i>m</i>
Altura del serpentín	0.35	0.675	<i>m</i>
Número de espiras, N_p	17.69	33.20	<i>Vueltas</i>
Área de transferencia de calor, A_o	0.665	2.082	m^2
Coefficiente global de transferencia de calor, U	440.03	107.78	$W/m^2 K$

Selección de Bombas

En Tabla 37, se presentan las características que poseerá el sistema de alimentación.

Tabla 37

Características del sistema de alimentación.

Características del sistema de alimentación		Unidad
Material	PVC	-
Diámetro de tubería	3/4	<i>in</i>
Rugosidad Equivalente	0.02	<i>mm</i>

En Tabla 38, se presentan las características que poseerán los fluidos en el sistema de alimentación.

Tabla 38

Características de los fluidos en sistema de alimentación.

Características de los fluidos			Unidad
Fluido	<i>Agua</i>	<i>Aceite</i>	-
Densidad	A 10 °C 999.7	A 55 °C 876	<i>kg/m³</i>
Flujo Másico	0.08	0.17	<i>kg/s</i>
Flujo Volumétrico	$0.08 \cdot 10^{-3}$	$0.08 \cdot 10^{-3}$	<i>m³/s</i>
	0.08	13.98	<i>l/s</i>
	1.27	3.08	<i>gpm</i>
Velocidad	0.07	0.17	<i>m/s</i>

En Tabla 39, se presentan los datos para calcular las pérdidas mayores en cada uno de los sistemas de alimentación.

Tabla 39

Datos para el cálculo de pérdidas mayores en el sistema de alimentación

Características de los fluidos			Unidad
Fluido	<i>Agua</i>	<i>Aceite</i>	-
Viscosidad Dinámica	$1.307 \cdot 10^{-3}$	0.2177	$Pa \cdot s$
Número de Reynolds	<i>Transición</i>	<i>Laminar</i>	-
	2039.94	26.06	-
Factor de Darcy	1.9557	2.46	-
Longitud Total	5.66	5.77	<i>m</i>

En Tabla 40, se presentan los datos para calcular las pérdidas menores en ambos sistemas de alimentación.

Tabla 40

Datos para el cálculo de pérdidas menores en el sistema de alimentación

Accesorios	Cantidad	K_L	$\sum K_L$
Codos (roscado)	5	0.9	4.5
Acople tipo T (roscado)	2	0.9	1.8
Reducción (1" - 3/4")	3	0.1	0.3
Unión (roscada)	1	0.08	0.08
Acoples Universales	2	0.5	1
Válvula de Bola, totalmente abierta	1	0.05	0.05
Válvula de Compuerta, 1/2" cerrada.	2	2.1	4.2
Total			11.93

Nota. Adaptado de *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones* (p. 350), por Y. Cengel, 2012, Mc Graw Hill.

Partiendo de la ecuación de la energía para sistemas de bombeo detallada en Ecuación 55, tomando en cuenta tanto pérdidas mayores como menores.

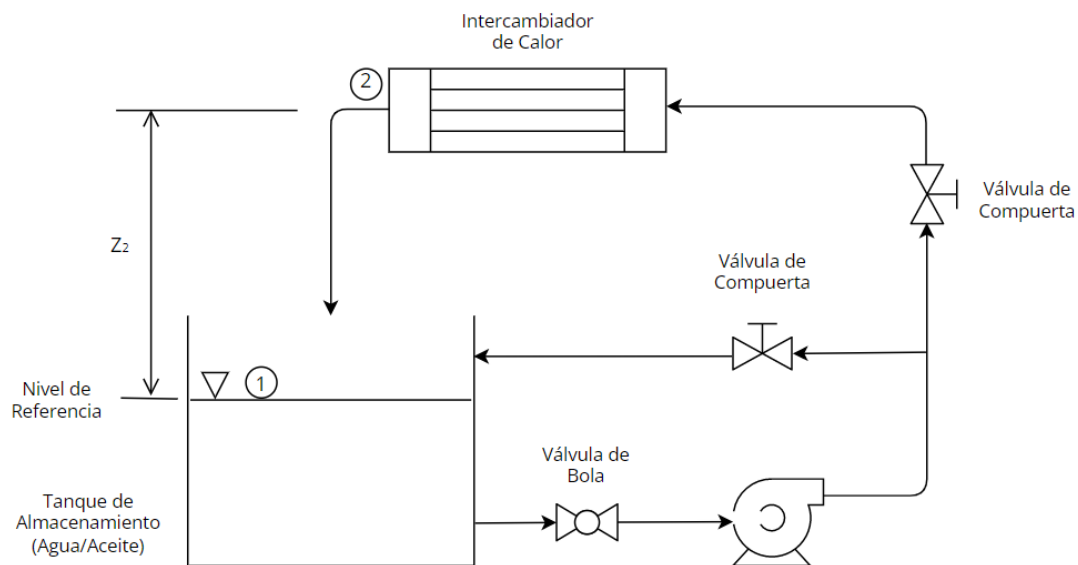
$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{turbina} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g}$$

Se tiene como fin, calcular la carga que debe tener la bomba a seleccionar para el bombeo de agua y aceite

Se utilizará un esquema del sistema de bombeo que permitirá el análisis de la ecuación de la energía en los puntos 1 y 2.

Figura 72

Esquema del sistema de bombeo



El esquema mostrado en Figura 72 permite definir las características de la ecuación de la energía en el punto 1 (Tanque de almacenamiento) y punto 2 (Salida del intercambiador de calor). Las características del Punto 1 se muestran en Tabla 41.

Tabla 41*Características para ecuación de la energía, Punto 1*

Definición	Características		Unidad
Fluido	<i>Agua</i>	<i>Aceite</i>	-
Presión Manométrica (P_1)	0		<i>kPa</i>
Velocidad (V_1)	0		<i>m/s</i>
Altura (z_1)	0		<i>m</i>

Para el punto 2 a la salida del intercambiador de calor, la presión (P_2) tendrá las siguientes consideraciones: las cargas generadas por presiones serán insignificantes comparadas con las cargas generadas por altura, y la presión manométrica en dicho punto será cercana a cero debido a los bajos caudales a aplicarse en las prácticas de laboratorio. Entendiendo dichas consideraciones, se tienen las siguientes características para el Punto 2 en Tabla 42.

Tabla 42*Características para ecuación de la energía, Punto 2*

Definición	Características		Unidad
Fluido	<i>Agua</i>	<i>Aceite</i>	-
Presión Manométrica (P_2)	0		<i>kPa</i>
Velocidad (V_2)	0.07	0.17	<i>m/s</i>
Altura (z_2)	0.963	0.638	<i>m</i>

En Tabla 43 se muestran los resultados de la carga requerida por la bomba, tanto de aceite como de agua, que son calculados aplicando la ecuación de la energía para sistemas de bombeo, Ecuación 69.

$$h_{bomba} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{turbina} + \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (69)$$

Tabla 43

Características de carga en bombas de agua y aceite

	Características		Unidad
	Agua	Aceite	
Fluido	Agua	Aceite	-
Carga	1.11	1.75	mca
Caudal	1.27	3.08	gpm

Debido a que, la succión de ambas bombas, se encuentran conectadas directamente al tanque de alimentación con la disposición mostrada en Figura 72, teniendo una cabeza de succión positiva, se garantiza una correcta alimentación en ambas bombas evitando la cavitación de las mismas, por tal motivo se omite el cálculo del NPSH.

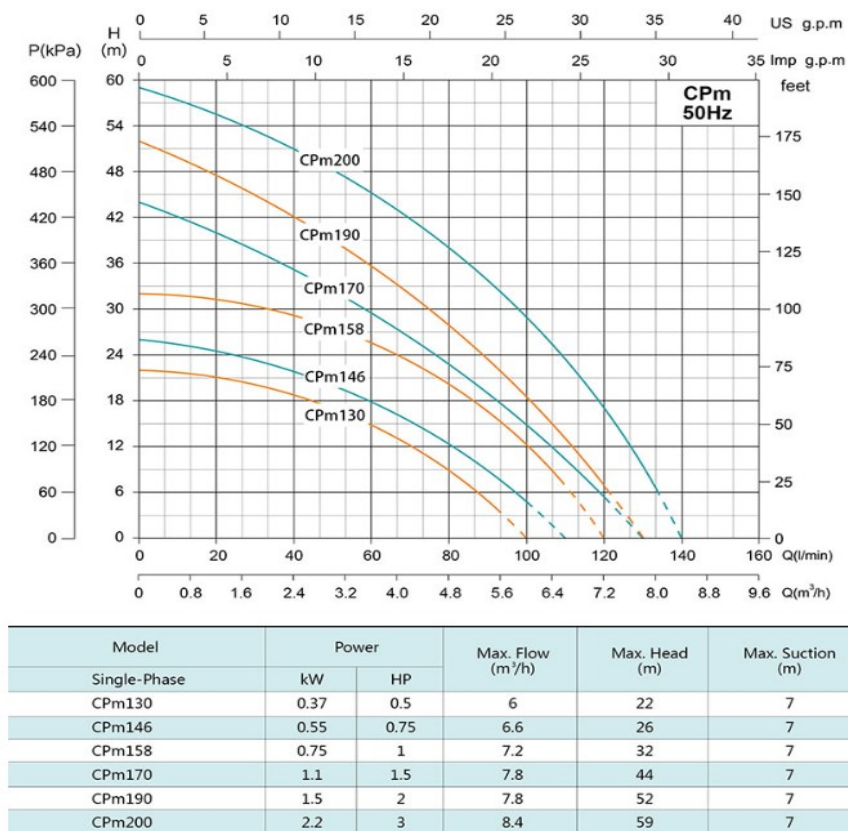
Selección de Bomba para Flujo de Agua

Luego de haber aprobado la selección de una bomba centrífuga para el flujo de agua (Véase Apéndice 4), se procede a la selección de la marca SHIMGE debido a su disponibilidad en el mercado nacional. Seguidamente, se procede a la selección del modelo de la bomba, procedimiento que se realiza verificando la necesidad que se requiere para flujo de agua según Tabla 43 y buscando la mejor opción en las curvas de rendimiento mostradas en Figura 73.

Finalmente, la bomba centrífuga SHIMGE modelo CPm130, se selecciona al cumplir con las necesidades requeridas y ser adecuada para el transporte de agua a 10 °C, teniendo como límite de trabajo una temperatura de hasta 40 °C, además cumple con un comportamiento resistente a la corrosión debido a que su impulsor es de cobre.

Figura 73

Curvas de rendimiento, bomba centrífuga SHIMGE – Modelo CPm



Nota. Adaptado de *Bombas de Superficie*, por SHIMGE, 2020.

Selección de Bomba para Flujo de Aceite

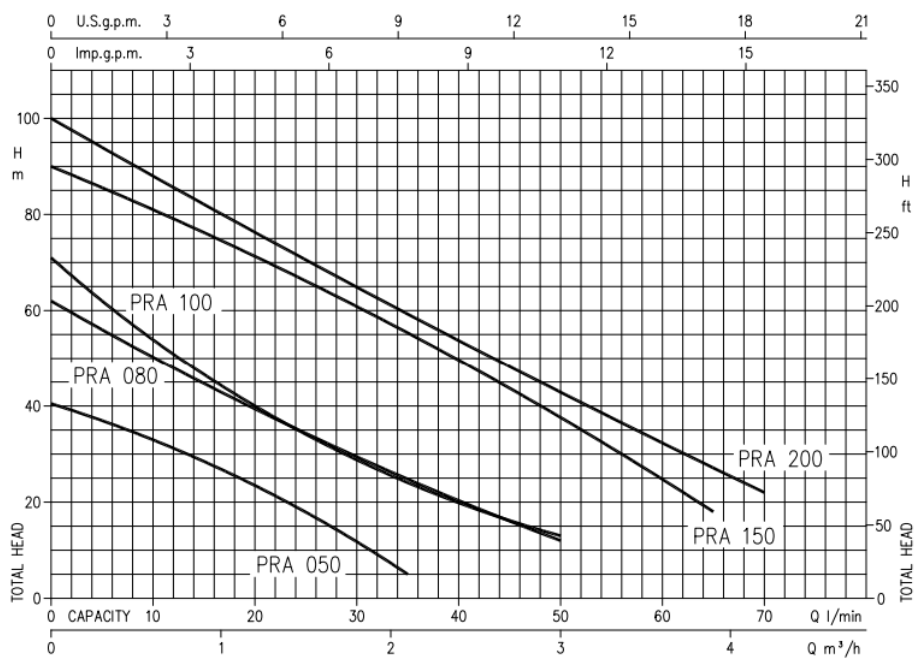
Luego de haber aprobado la selección de una bomba periférica para el flujo de aceite (Véase Apéndice 4), se procede a la selección de la marca EBARA debido a su disponibilidad en el mercado nacional. Seguidamente, se procede a la selección del modelo de la bomba, procedimiento que se

realiza verificando la necesidad que se requiere para flujo de aceite según Tabla 43 y buscando la mejor opción en las curvas de rendimiento mostradas en Figura 74.

Finalmente, la bomba periférica EBARA modelo PRA 0.50 M permite el bombeo de aceite con viscosidad dinámica de $0.2177 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Siendo esta, la bomba de menor potencia encontrada en el mercado que permite el suministro de altas presiones a cambio de bajos caudales, cumple con la necesidad requerida para el bombeo de aceite, además, las presiones del fabricante con respecto a la carga calculada poseen un amplio rango de trabajo seguro. Por lo tanto, se selecciona al cumplir con las necesidades requeridas y ser adecuada para el transporte de aceite a $55 \text{ }^\circ\text{C}$, teniendo como límite de trabajo una temperatura de hasta $80 \text{ }^\circ\text{C}$, además cumple con un comportamiento altamente resistente a la oxidación y corrosión debido a que su impulsor es de latón.

Figura 74

Curvas de rendimiento, bomba periférica EBARA – Modelo PRA



Pump Type		Power		Q=Capacity									
Single phase	Three phase	[kW]	[HP]	l/min	0	5	10	15	20	35	50	65	70
				m ³ /h	0	0.3	0.6	0.9	1.2	2.1	3	3.9	4.2
H=Total manometric head in meters													
PRA 0.50 M	PRA 0.50 T	0.37	0.5	40.5	37	33.3	28.7	23.7	5	-	-	-	-
PRA 0.80 M	PRA 0.80 T	0.6	0.8	62	56	50.7	45.1	39.8	25	12	-	-	-
PRA 1.00 M	PRA 1.00 T	0.75	1	71	62	54.4	47	40.4	24.3	13	-	-	-
PRA 1.50 M	PRA 1.50 T	1.1	1.5	90	-	81	76.9	71.9	55.8	37.9	18	-	-
PRA 2.00 M	PRA 2.00 T	1.5	2	100	-	88	82.9	77	59.8	43.3	27.4	22	-

Nota. Adaptado de *Peripheral pumps*, por EBARA, 2015.

Selección de la mejor estrategia de control y modelamiento del sistema

Para realizar un análisis y elegir qué control es más adecuado para la temperatura en el lado frío y lado caliente, se realiza el modelamiento del sistema para después acudir a las herramientas de simulación y saber cómo se va a comportar la planta con las condiciones a las que fueron diseñadas.

Se caracteriza, mediante un modelo matemático, a un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, donde la temperatura de sobrecalentamiento del refrigerante será la variable a controlar, la cual variará con respecto a la temperatura ideal del refrigerante, siendo esta, la temperatura que permita la transferencia de calor entre el fluido a enfriar o calentar.

Los componentes a analizarse dentro del proceso de refrigeración, en este caso evaporador y condensador, serán los sistemas al cual se les aplicará un balance de energía dada por la ecuación 1.

$$\dot{E}_{entrada} + \dot{E}_{generada} - \dot{E}_{salida} = \dot{E}_{acumulada}$$

Modelo Dinámico del Evaporador

Aplicando el balance de energía de la ecuación 1, se obtiene:

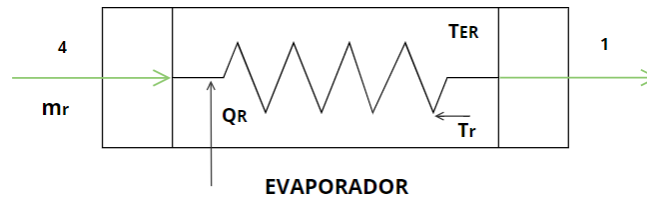
$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_r - \dot{m}h_1 = mC_p \frac{dT_r}{dt}$$

$$\dot{m}(h_4 - h_1) + \dot{Q}_r = \rho C_p V \frac{dT_r}{dt} \quad (70)$$

Donde el efecto de refrigeración, \dot{Q}_R , es obtenido mediante el análisis de la transferencia de calor entre el refrigerante, el serpentín y el fluido a refrigerar.

Figura 75

Diagrama esquemático del evaporador



Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor, se considera la suma de resistencias térmicas que intervienen dentro del condensador, como se muestra en Figura 10.

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_r} + \frac{d_o \ln(r_o/r_i)}{k_{cu}} + \frac{1}{h_{ac}}}$$

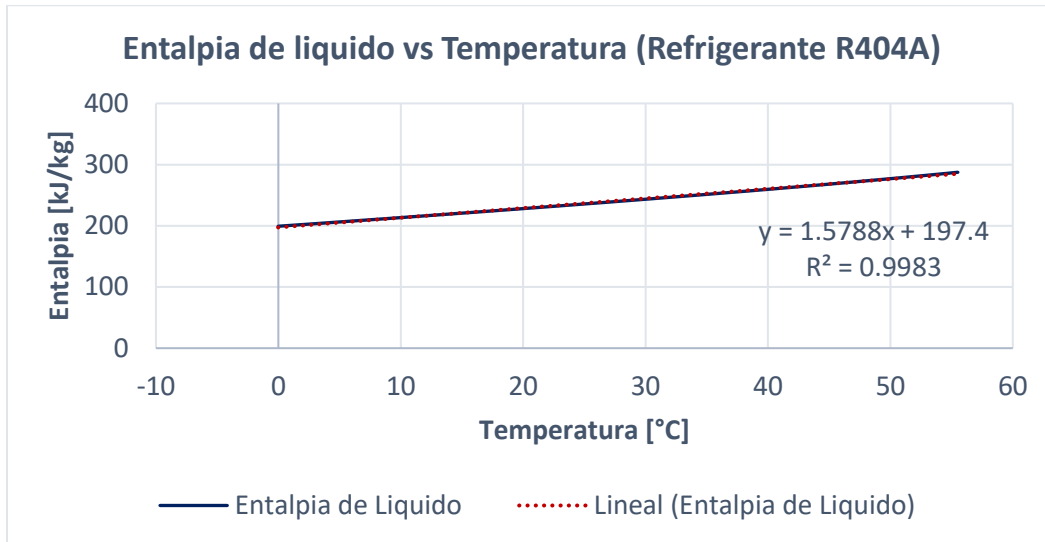
Para este análisis, el área y el coeficiente global de transferencia de calor serán necesarios. Por lo que se obtiene al efecto refrigerante en función de las temperaturas involucradas en el proceso de refrigeración, en el evaporador:

$$\dot{Q}_R = U_e A_e (T_{ER} - T_r)$$

Es necesario expresar las entalpías en función de la temperatura del refrigerante, por medio de una regresión lineal como se muestra en la Figura 76 y Figura 77. Para realizar el ajuste de curvas se ha tomado las propiedades termofísicas del refrigerante R404a de acuerdo con las temperaturas y presiones de trabajo dentro del sistema diseñado, en este caso como la temperatura de condensación y evaporación son de 55°C y 0°C, correspondientes a 2.5 Mpa y 0.6 Mpa, respectivamente. Se elige las propiedades entre 0.6 Mpa y 2.5 Mpa de la tabla de Propiedades de líquido y vapor saturado del capítulo 30 de la norma ASHRAE (Apéndice 1).

Figura 76

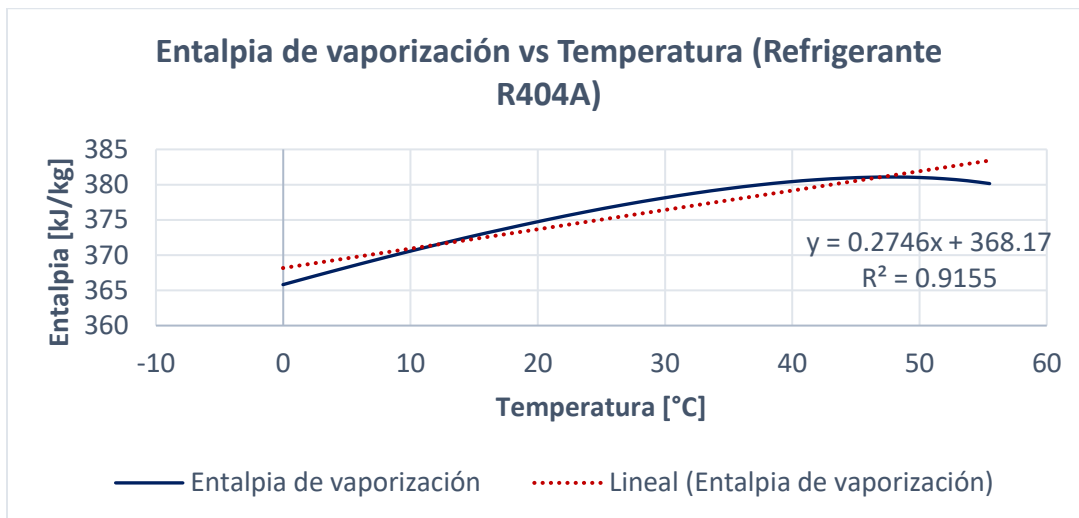
Regresión lineal de la entalpia de líquido saturado R404a



$$h_{liq} = 197.4 + 1.5788 T_r \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 77

Regresión lineal de la entalpia de vaporización R404a



$$h_{vap} = h_{fg} = 368.17 + 0.2746 T_r \text{ [kJ/kg]}$$

Tomando en cuenta que la entalpia en el punto 3 es igual a la entalpia del punto 4 a la entrada del evaporador, queda expresada en función de la temperatura, como:

$$h_3 = h_4 = h_{4liq.sat.} + x(h_{fg}) \quad (71)$$

La entalpia de vaporización queda expresada en función de la temperatura, como:

$$h_{fg} = 368.17 + 0.2746 T_r \quad (72)$$

La entalpia de líquido saturado se expresa en función de la temperatura mediante la siguiente expresión:

$$h_{4liq.sat.}(T_r) = 197.4 + 1.5788 T_r \quad (73)$$

Por lo tanto, la entalpía en el punto 3 queda expresada en función de la calidad y la temperatura del refrigerante.

$$h_3 = h_4 = h_{4liq.sat.}(T_r) + x(368.17 + 0.2746 T_r) \quad (74)$$

Para facilitar el manejo de las ecuaciones se declaran dos constantes.

$$L = 368.17 \text{ kJ/kg}$$

$$G = 0.2746 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_3 = h_4 = h_{4liq.sat.}(T_r) + x(L - G T_r) \quad (75)$$

Donde las constantes L y G, describen una ecuación lineal, modelo que describe el valor de las entalpias dentro de la curva de saturación (mezcla líquido – vapor). A su vez la entalpia $h_{4liq sat}$, es una ecuación que describe el comportamiento de entalpias del refrigerante en la curva de líquido saturado.

La ecuación 75, describirá la entalpia aproximada que tendrá el refrigerante en los puntos 3 y 4, en función de la temperatura del refrigerante, T_R , es decir, describe el comportamiento entálpico de la sustancia (refrigerante) donde la variable es la temperatura del refrigerante.

Sustituyendo:

$$\rho C_p V \frac{dT_r}{dt} = U_e A_e (T_{ER} - T_r) + \dot{m} (h_{4 \text{ liq sat}}(T_r) + x(L - GT_r) - h_1(T_r))$$

Se tiene que:

$$h_1(T_r) - h_{4 \text{ liq sat}}(T_r) = h_{fg}$$

$$h_{4 \text{ liq sat}}(T_r) - h_1(T_r) = -h_{fg} = -(L - GT_r)$$

Por lo tanto, reemplazando, se obtiene que:

$$\rho C_p V \frac{dT_r}{dt} = U_e A_e (T_{ER} - T_r) + \dot{m} (-(L - GT_r) + x(L - GT_r))$$

Finalmente, obteniendo:

$$\rho C_p V \frac{dT_r}{dt} = U_e A_e (T_{ER} - T_r) + \dot{m} (x - 1)(L - GT_r) \quad (76)$$

La ecuación 76 muestra que la temperatura del refrigerante depende de 10 variables, $T_R = T_R(\rho, C_p, V, U_e, A_e, \dot{m}, x, L, G, t)$, por lo que es indispensable adimensionar la misma para evitar el uso de todas ellas, y para lograrlo se dispone de las siguientes variables adimensionales (Flores, 2006).

$$\Theta_e = \frac{T_{ER} - T_r}{\Delta T_c} \quad (77)$$

$$\tau = \frac{t}{t_c} \quad (78)$$

Donde:

- T_c temperatura característica
- t_c tiempo característico

Despejando las variables adimensionales se obtiene:

$$t = t_c \tau \quad (79)$$

$$T_r = T_{ER} - \Theta_e \Delta T_c \quad (80)$$

Sustituyendo las ecuaciones 79 y 80 en ecuación 76, se tiene que: se tiene que:

$$\begin{aligned} \rho C_p V \frac{dT_r}{dt} &= U_e A_e (T_{ER} - T_r) + \dot{m}(x-1)(L - GT_r) \\ \rho C_p V \frac{d(T_{ER} - \Theta_e \Delta T_c)}{d(t_c \tau)} &= U_e A_e (\Theta_e \Delta T_c) + \dot{m}(x-1)(L - G(T_{ER} - \Theta_e \Delta T_c)) \\ -\frac{d\Theta_e}{d\tau} &= \frac{U_e A_e}{V} \frac{t_c}{\rho C_p} \Theta_e + \frac{t_c \dot{m} L (x-1)}{\rho C_p V \Delta T_c} \left[1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\Delta T_c}{T_{ER}} \Theta_e \right) \right] \end{aligned} \quad (81)$$

Donde el tiempo característico estará dado por:

$$t_c = \frac{\rho C_p V}{U_e A_e} \quad (82)$$

Y la temperatura característica como:

$$\Delta T_c = \frac{\dot{m} L}{U_e A_e} \quad (83)$$

Sustituyendo las ecuaciones 82 y 83 en 81, se tiene:

$$-\frac{d\Theta_e}{d\tau} = \Theta_e + (x-1) \left[1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\Delta T_c}{T_{ER}} \Theta_e \right) \right] \quad (84)$$

Por último, con el fin de simplificar aún más la ecuación 84:

$$\gamma = \frac{\Delta T_c}{T_{ER}} = \frac{\dot{m}L}{U_e A_e T_{ER}} \quad (85)$$

$$\alpha = \frac{G}{L} T_{ER} \quad (86)$$

Por lo que se obtiene, sustituyendo, el modelo dinámico del evaporador:

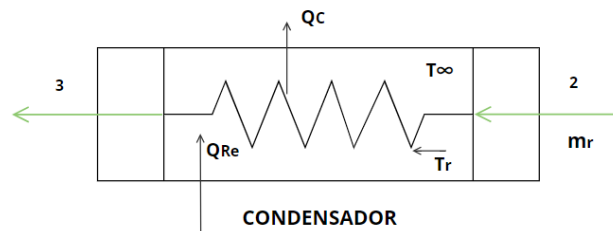
$$-\frac{d\Theta_e}{d\tau} = \Theta_e + (x - 1)[1 - \alpha(1 - \gamma\Theta_e)] \quad (87)$$

Modelo Dinámico del Condensador

En Figura 78 se representa el diagrama esquemático del condensador, al cual se le realiza el balance de energías para obtener el modelo matemático del subsistema.

Figura 78

Diagrama esquemático del condensador



Considerando el balance de energía no estacionario en el condensador, aplicando la ecuación 1, se tiene:

$$\dot{E}_{entra} + \dot{E}_{generada} - \dot{E}_{sale} = \frac{dE_{sistema}}{dt}$$

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \cdot h_2 + (-\dot{Q}_c) - \dot{m}_r \cdot h_3 = \dot{m}_r \cdot C_p \cdot \frac{dT_c}{dt} \quad (88)$$

El calor aportado por la resistencia eléctrica se define por la ley de Ohm, en una relación entre el voltaje y la resistencia, como:

$$\dot{Q}_{Re} = P_e = \frac{V_o^2}{R} \quad (89)$$

Donde:

R_e : Resistencia eléctrica

El calor cedido por el serpentín del condensador hacia el entorno exterior sumergido (Aceite), es:

$$\dot{Q}_c = U_c * A_c * (T_c - T_\infty) \quad (90)$$

Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor, se considera la suma de resistencias térmicas que intervienen dentro del condensador, como se muestra en Figura 10.

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_r} + \frac{d_o \ln(r_o/r_i)}{k_{cu}} + \frac{1}{h_{ac}}}$$

El balance de energía, reemplazando la ecuación 88, queda expresado de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r(h_2 - h_3) - U_c * A_c * (T_c - T_\infty) = \dot{m}_r * C_p * \frac{dT_c}{dt} \quad (91)$$

Para analizar la energía del refrigerante en la entrada al condensador (punto 2), se supone que tiene un comportamiento de gas ideal.

$$h_2 = h_1 + C_p(T_2 - T_1) \quad (92)$$

Cabe mencionar que la entalpia en el punto 1, queda expresada en función de la temperatura como: $h_1 = h_1(T_r)$.

Recordando que la compresión del punto 1 al punto 2, se realiza mediante un proceso isentrópico, en base a la ecuación 17, se tiene:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

La relación de compresión está dada como:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (93)$$

Por lo tanto, sustituyendo la ecuación 93, en ecuación 17, que define el proceso isentrópico, se tiene:

$$T_2 = T_1 (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (94)$$

Donde

$T_2 = T_c$: *Temperatura del condensador*

$T_1 = T_r$: *Temperatura del refrigerante*

Sustituyendo la ecuación 75 de entalpia en función de la temperatura y la ecuación 92 , en ecuación 91 de balance de energía, se obtiene:

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \left(h_1(T_r) + C_p(T_2 - T_1) - h_{4liq.sat.}(T_r) - x(L - G T_r) \right) - U_c A_c (T_c - T_\infty) = \rho C_p V \frac{dT_c}{dt} \quad (95)$$

La entalpia de vaporización entre los puntos 4 y 1 del sistema, es la diferencia entre la entalpia de vapor en el punto 4 y la entalpia de líquido saturado en el punto 1, teniendo que:

$$h_{fg} = h_1 - h_{4liq.sat.} \quad (96)$$

Reemplazando la ecuación 94 y 96, en el balance de energías, se tiene:

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \left(h_{fg}(T_r) + C_p \left(T_r (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_r \right) - x(L - G T_r) \right) - U_c A_c (T_c - T_\infty) = \rho C_p V \frac{dT_c}{dt}$$

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \left((L - G T_r) + C_p \left(T_r (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_r \right) - x(L - G T_r) \right) - U_c A_c (T_c - T_\infty) = \rho C_p V \frac{dT_c}{dt}$$

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \left(C_p \left(T_r (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_r \right) + (L - G T_r)(1 - x) \right) - U_c A_c (T_c - T_\infty) = \rho C_p V \frac{dT_c}{dt}$$

$$\dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \left(C_p \left(T_r (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_r \right) + \left(1 - \frac{G}{L} T_r \right) (1 - x) L \right) - U_c A_c (T_c - T_\infty) = \rho C_p V \frac{dT_c}{dt} \quad (97)$$

Igual que en el método del evaporador, para adimensionalizar la ecuación del condensador se propone la siguiente constante adimensional:

$$\theta_c = \frac{T_c - T_\infty}{\Delta T_c} \quad (98)$$

$$\tau = \frac{t}{t_c} \quad (99)$$

Donde:

T_c : Temperatura característica

t_c : Tiempo característico

Despejando las ecuaciones 98 y 99, se obtiene:

$$T_c = T_\infty + \theta_c \Delta T_c \quad (100)$$

$$t = t_c \tau \quad (101)$$

Tomando en cuenta las ecuaciones 94, 100 y 101 al reemplazar en ecuación 97, se tiene:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{Re} + \dot{m}_r \left(C_p T_r \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} - \theta_e \Delta T_C \right) (1-x)L \right) - U_c A_c (\theta_c \Delta T_C) &= \rho C_p V \frac{dT_C}{dt} \\
 \dot{Q}_{Re} + \frac{\Delta T_C (U_e A_e)}{L} \left(C_p T_r \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_C \right) \right) (1-x)L \right) - U_c A_c (\theta_c \Delta T_C) &= \rho C_p V \frac{dT_C}{dt} \\
 \dot{Q}_{Re} + \frac{\Delta T_C (U_e A_e)}{L} \left(C_p T_r \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x)L \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_C \right) \right) \right) - U_c A_c (\theta_c \Delta T_C) &= \rho C_p V \frac{d(T_\infty + \theta_c \Delta T_C)}{d(t_c \tau)} \\
 \dot{Q}_{Re} + \Delta T_C (U_e A_e) \left(\frac{C_p T_r}{L} \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_C \right) \right) \right) - U_c A_c (\theta_c \Delta T_C) &= \rho C_p V \frac{d(T_\infty + \theta_c \Delta T_C)}{d(t_c \tau)} \\
 \dot{Q}_{Re} + \Delta T_C (U_e A_e) \left(\frac{C_p T_r}{L} \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_C \right) \right) \right) - U_c A_c (\theta_c \Delta T_C) & \\
 &= t_c (U_e A_e) \left(\frac{1}{t_c} \left(\frac{d(T_\infty)}{d(\tau)} + \frac{\Delta T_C d(\theta_c)}{d(\tau)} \right) \right) \tag{ 102 }
 \end{aligned}$$

De la ecuación 102, se considera que:

$$\frac{d(T_\infty)}{d(\tau)} = 0$$

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{Re} + \Delta T_C (U_e A_e) \left(\frac{C_p T_r}{L} \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_C \right) \right) \right) - U_c A_c (\theta_c \Delta T_C) & \\
 &= (U_e A_e) \frac{\Delta T_C d(\theta_c)}{d(\tau)} \tag{ 103 }
 \end{aligned}$$

Se multiplica a toda la ecuación 103 por $\frac{1}{\Delta T_C (U_e A_e)}$

$$\frac{\dot{Q}_{Re}}{\Delta T_C (U_e A_e)} + \frac{C_p T_r}{L} \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_C \right) \right) - \frac{U_c A_c}{U_e A_e} \theta_c = \frac{d(\theta_c)}{d(\tau)} \tag{ 104 }$$

Ahora se define a la conductancia como la razón entre los coeficientes globales y áreas de transferencia de calor del evaporador y condensador, se tiene que:

$$\beta = \frac{U_c A_c}{U_e A_e} \quad (105)$$

$$\frac{\dot{Q}_{Re}}{\Delta T_c (U_e A_e)} + \frac{C_p T_r}{L} \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \frac{G}{L} T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e}{T_{ER}} \Delta T_c \right) \right) - \beta \theta_c = \frac{d(\theta_c)}{d(\tau)} \quad (106)$$

Sustituyendo las ecuaciones del evaporador 80 y 85, donde interviene la temperatura del refrigerante quedan expresadas en función de γ , como:

$$T_r = T_{ER} \left(1 - \frac{\theta_e \Delta T_c}{T_{ER}} \right)$$

$$T_r = T_{ER} (1 - \gamma \theta_e) \quad (107)$$

Se crea una nueva constante lambda, λ , que relaciona el calor específico con la temperatura del refrigerante y se expresa como:

$$\lambda = \frac{C_p}{L} T_{ER} \quad (108)$$

Se sustituye las ecuaciones 107 y 108 en ecuación 106:

$$\frac{\dot{Q}_{Re}}{\Delta T_c (U_e A_e)} + \frac{\lambda}{T_{ER}} T_r \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \alpha (1 - \gamma \theta_e) \right) - \beta \theta_c = \frac{d(\theta_c)}{d(\tau)}$$

$$\frac{P_e}{\Delta T_c (U_e A_e)} + \lambda (1 - \gamma \theta_e) \left((r_p)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1-x) \left(1 - \alpha (1 - \gamma \theta_e) \right) - \beta \theta_c = \frac{d(\theta_c)}{d(\tau)} \quad (109)$$

El gasto másico en el compresor viene dado por la siguiente relación (Flores, 2006, p. 25):

$$\dot{m}_r = N_{comp} V_P \rho \left(1 + C_r - C_r r_p^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (110)$$

El gasto másico en la válvula de expansión, se expresa mediante la siguiente ecuación (Flores, 2006, p. 25):

$$\dot{m}_r = K \rho^{\frac{1}{2}} \left(P_1 \left(\frac{P_2}{P_1} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (111)$$

Donde:

K: Constante característica de expansión

En este caso como primera aproximación se considera un compresor ideal en donde $C_r = 0$, se igualan los gastos másicos del compresor (ecuación 110) y válvula de expansión (ecuación 117)

teniéndose la siguiente expresión:

$$N V_P \rho = K \rho^{\frac{1}{2}} \left(P_1 (r_p - 1) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\left(\frac{N V_P}{K} \right)^2 \frac{\rho}{P_1} = (r_p - 1) \quad (112)$$

Utilizando la ecuación 3 de gas ideal, se tiene:

$$\frac{\rho}{P_1} = \frac{1}{R T_r} \quad (113)$$

Sustituyendo la ecuación 107, se tiene:

$$\frac{\rho}{P_1} = \frac{1}{R T_{ER}(1 - \gamma \theta_e)} \quad (114)$$

En donde para relacionar a la temperatura del refrigerante con las expresiones del compresor y válvula de expansión, se reemplazan la ecuación 114 en 112:

$$\left(\frac{N V_P}{K} \right)^2 \frac{1}{R T_{ER}(1 - \gamma \theta_e)} = (r_p - 1) \quad (115)$$

Se reescribe la ecuación 115, creando una nueva constante épsilon (ε) que depende de las condiciones del compresor y temperatura del refrigerante, como:

$$\varepsilon = \left(\frac{N V_P}{K} \right)^2 \frac{1}{R T_{ER}} \quad (116)$$

$$r_p = \frac{\varepsilon}{(1 - \gamma \theta_e)} + 1 \quad (117)$$

Finalmente, se reemplaza la relación 117 en ecuación 109 y se tiene el modelo matemático para el condensador expresado como:

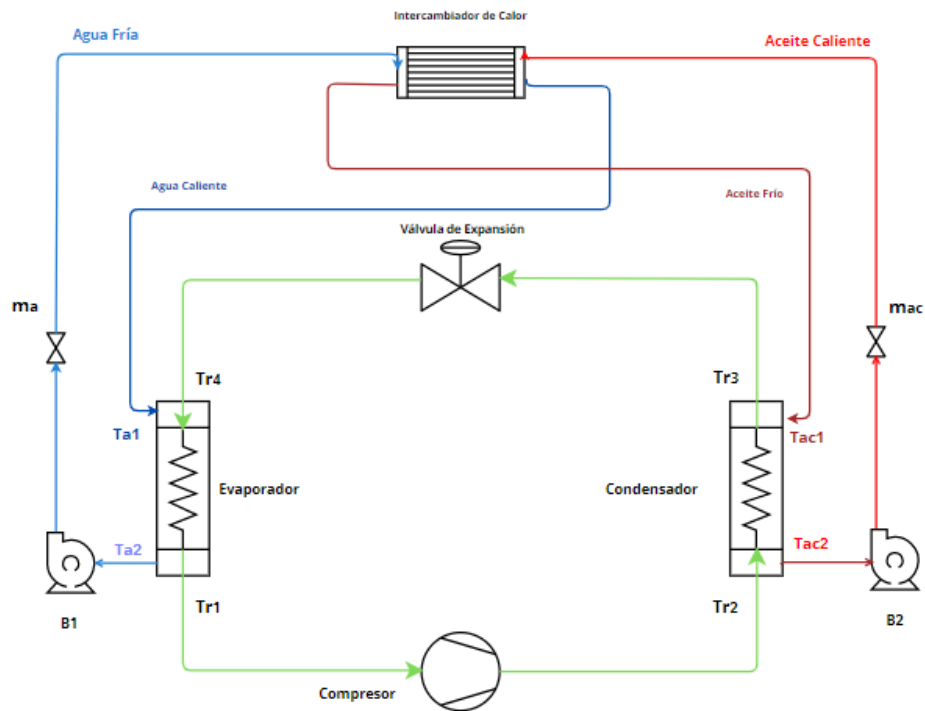
$$\frac{P_e}{\Delta T_C (U_e A_e)} + \lambda (1 - \gamma \theta_e) \left(\left(\frac{\varepsilon}{(1 - \gamma \theta_e)} + 1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + (1 - x) (1 - \alpha (1 - \gamma \theta_e)) - \beta \theta_c = \frac{d(\theta_c)}{d(\tau)} \quad (118)$$

Realizado el modelamiento del evaporador y condensador, ecuación 87 y 118 respectivamente, se concluye que el condensador es dependiente de la solución del evaporador.

De acuerdo al análisis anterior, el condensador dependerá de las condiciones en el evaporador por lo que se trabaja con la ecuación 87 para aplicar el control. En Figura 79 se presentan los componentes principales que conforman el sistema de refrigeración.

Figura 79

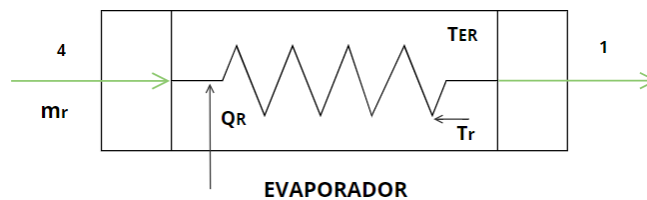
Variables que intervienen en el sistema de refrigeración



En Figura 80 se presenta el esquema del evaporador con el modelo que gobierna al equipo.

Figura 80

Esquema con variables que intervienen en evaporador



$$-\frac{d\theta_e}{d\tau} = \theta_e + (x - 1)[1 - \alpha(1 - \gamma\theta_e)]$$

$$\theta_e = \frac{T_{ER} - T_r}{\Delta T_c}$$

$$\Delta T_c = \frac{\dot{m}_r L}{U_e A_e}$$

$$\gamma = \frac{\dot{m}_r L}{U_e A_e T_{ER}}$$

$$\alpha = \frac{G}{L} T_{ER}$$

Modelo Numérico

Aplicando la teoría clásica del control para analizar un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor ante una entrada escalón unitario y al realizar la transformada de Laplace en la ecuación 87 se tiene en su forma general para el evaporador.

$$-(s\theta_E(s) - \theta_E(0)) = (1 - x) \left[\frac{1}{s} - \alpha \left(\frac{1}{s} - \gamma \theta_E(s) \right) \right] - \theta_E(s)$$

Donde se despeja $\theta_E(s)$

$$\theta_E(s) = \frac{s\theta_E(0) + (x - 1)(\alpha - 1)}{s^2 + (\alpha\gamma(x - 1) + 1)s}$$

Tomando en cuenta la condición inicial que $\theta_E(s) = 0$, entonces nos queda de la siguiente manera:

$$\theta_E(s) = \frac{(x - 1)(\alpha - 1)}{s^2 + (\alpha\gamma(x - 1) + 1)s}$$

Se toma en cuenta, para estudio que es un ciclo ideal, con las condiciones en

Tabla 44 y Figura 63.

Tabla 44

Propiedades termofísicas para cada estado.

Estado 1	Estado 2
$T_1 = 7 \text{ °C}$	$T_2 = 68 \text{ °C}$
$P_1 = 0.6 \text{ MPa}$	$P_2 = 2.5 \text{ MPa}$
$h_1 = 372 \text{ kJ/kg}$	$h_2 = 403 \text{ kJ/kg}$
$v_1 = 0.03448 \text{ m}^3/\text{kg}$	$v_2 = 0.00714 \text{ m}^3/\text{kg}$
Estado 3	Estado 4
$T_3 = 44 \text{ °C}$	$T_4 = 0 \text{ °C}$
$P_3 = 2.5 \text{ MPa}$	$P_4 = 0.6 \text{ MPa}$
$h_3 = 269 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 269 \text{ kJ/kg}$

Se obtiene los valores de C_p y k :

$$C_p = 2.095 \text{ kJ/kgK}$$

$$k = 2.032$$

En el caso del condensador se tiene un coeficiente global de transferencia de calor de $107.78 \frac{W}{m^2K}$ y de $440.03 \frac{W}{m^2K}$ del evaporador, con un área de 2.082 m^2 y de 0.665 m^2 para el condensador y del evaporador, respectivamente.

Para hallar las características de L y G del modelo matemático, se selecciona la temperatura y entalpías cercanas a la temperatura del refrigerante, como se indicó en Figura 77.

Con las características de L y G de:

$$L = 368.17 \text{ KJ/kg}$$

$$G = 0.2746 \text{ KJ/kg}$$

Los coeficientes α y γ se encuentran mediante:

$$\gamma = \frac{\Delta TC}{T_{ER}} = \frac{\dot{m}L}{U_e A_e T_{ER}} = 2.7342 \times 10^{-4}$$

$$\alpha = \frac{G}{L} T_{ER} = 0.211076$$

Las mismas que se sustituirán para obtener la función de transferencia:

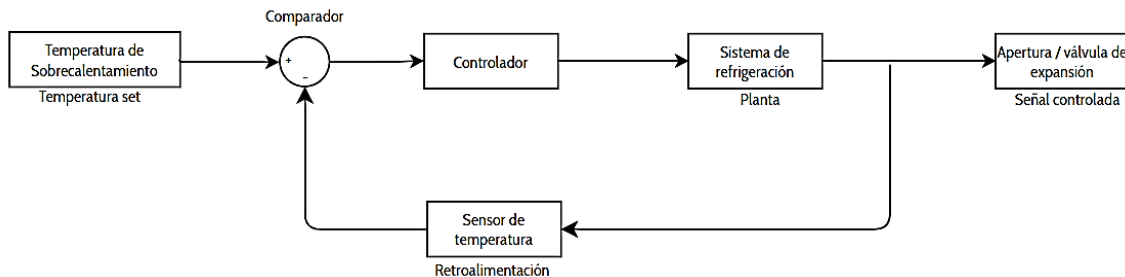
$$\theta_E(s) = \frac{(x-1)(\alpha-1)}{s^2 + (\alpha\gamma(x-1) + 1)s} = \frac{0.45994277}{s^2 + 0.99996635s} \quad (119)$$

El sistema de refrigeración posee dos componentes indispensables que permiten que el sistema se comporte con las condiciones deseadas de trabajo; siendo estas, la válvula de expansión y compresor.

El diagrama de control para el sistema de refrigeración que permite que la temperatura de sobrecalentamiento del refrigerante se mantenga a las condiciones deseadas depende de la apertura y cierre de la válvula de expansión, siempre y cuando el compresor este trabajando. En Figura 81 se presenta el diagrama de bloques correspondiente al sistema de refrigeración.

Figura 81

Diagrama de bloques de control de la válvula de expansión



Para poder hallar la respuesta del sistema, con una entrada de escalón unitario, se toma en cuenta la ecuación 119, simulando el comportamiento con la herramienta Simulink de Matlab.

En la Tabla 45 se enlista los parámetros de los controladores a comparar, en Figura 82 se comparan los tres tipos de control con respecto a la respuesta independiente del sistema cuando no se tiene control.

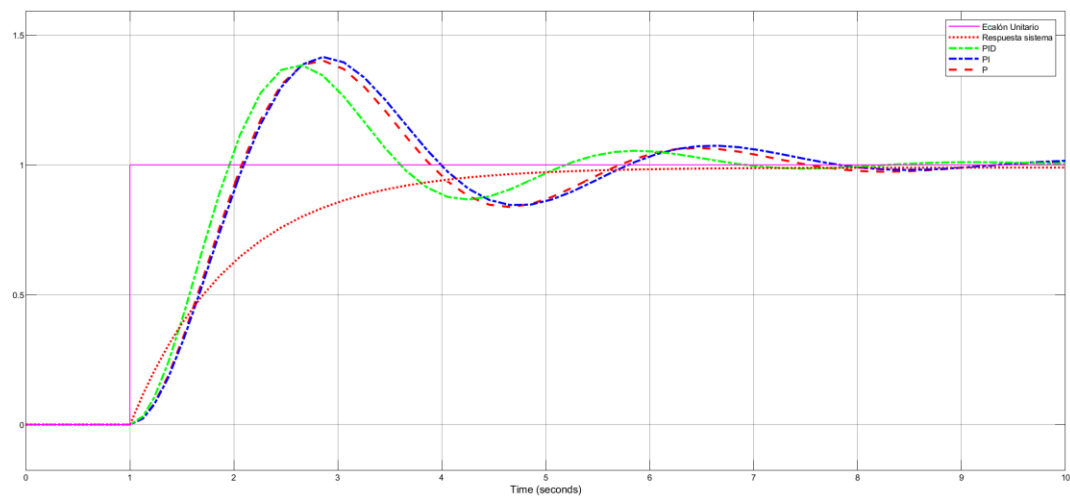
Tabla 45

Parámetros de controladores de la primera simulación

Controlador	K_p	K_i	k_d
P	7.03056	—	—
PI	6.72030	0.19080	—
PID	7.76480	0.12648	0.84188

Figura 82

Primera simulación controladores P, PI, PID



De la Figura 82 se observa que los controladores P, PI y PID, tardan en estabilizarse con respecto al comportamiento libre del sistema, por lo que, se opta por reajustar las constantes proporcionales, integrales y derivativas.

En Figura 83 se realiza una segunda comparación entre los tres controles con la finalidad de obtener un tiempo de estabilización menor al comportamiento del sistema y en la Tabla 46 se presentan las constantes manipuladas para ser implementadas en el sistema de refrigeración.

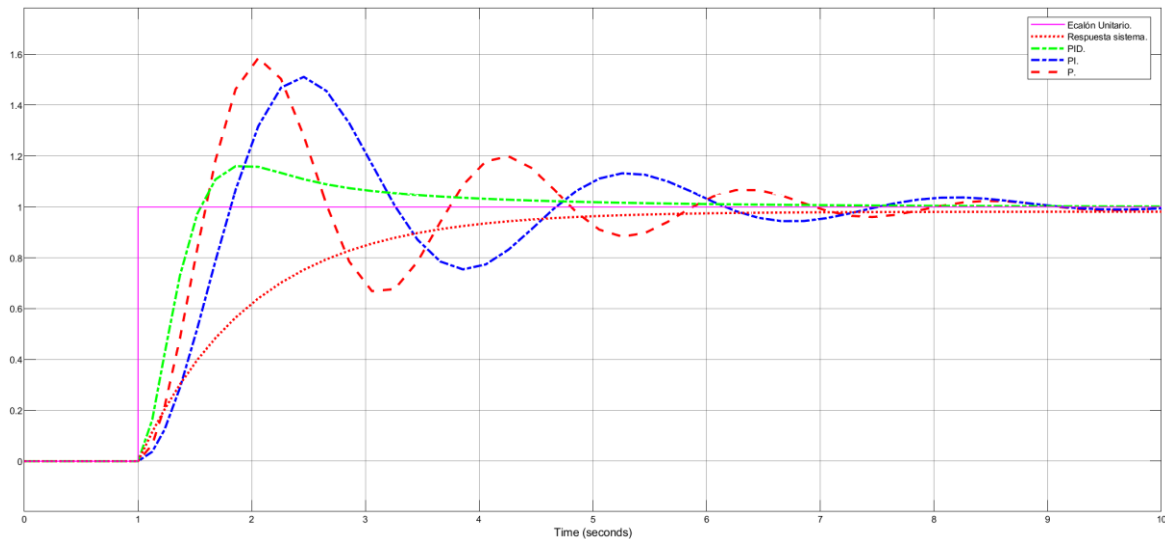
Tabla 46

Parámetros de controladores de la segunda simulación

Controlador	K_p	K_i	k_d
P	19.25786	—	—
PI	10.97473	0.41076	—
PID	11.47971	3.78228	6.0003

Figura 83

Segunda simulación controladores P, PI, PID



Comparando el control proporcional integral derivativo con los controles P y PI de la Figura 83, se observa que el control PID se estabiliza en menor tiempo que los otros dos controladores, por esta razón se selecciona el control PID para aplicar en el sistema de refrigeración, esto permite que el

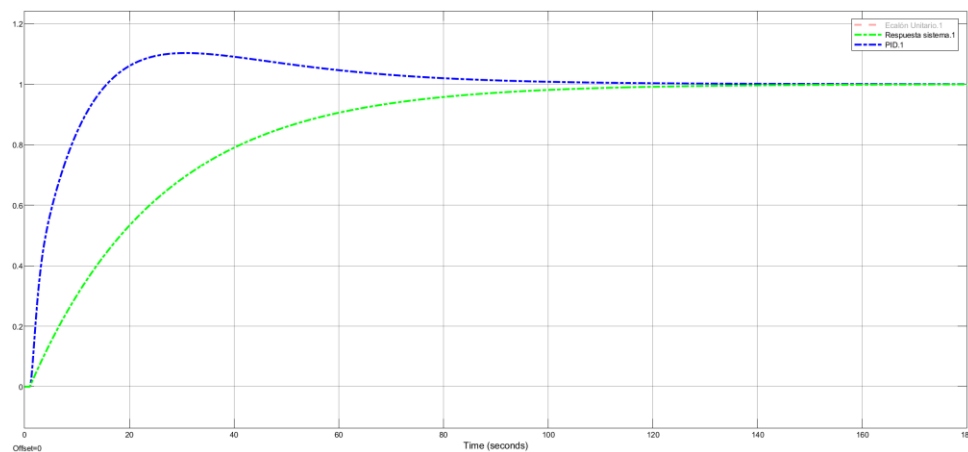
refrigerante trabaje a una temperatura de sobrecalentamiento adecuado y que a su vez la temperatura en el evaporador disminuya de forma paulatina quitando el calor con la ayuda del refrigerante.

Por otro lado, como se mencionó en el modelado dinámico del condensador, este depende del evaporador, por lo que el control independiente del lado caliente no es posible mediante el uso de este sistema. De todas maneras, se quiere implementar un control PID con la ayuda de una niquelina que será controlada por un control de fase, enviando pulsos de voltaje para calentar proporcionalmente al fluido en este caso al aceite.

Reemplazando la solución del evaporador en la ecuación 118, se obtiene el comportamiento del condensador de la Tabla 72, cuyas constantes del control fueron 204, 7.2, 1.04 para las constantes proporcional, integral y derivativo, respectivamente.

Figura 84

Comportamiento del condensador con controlador PID



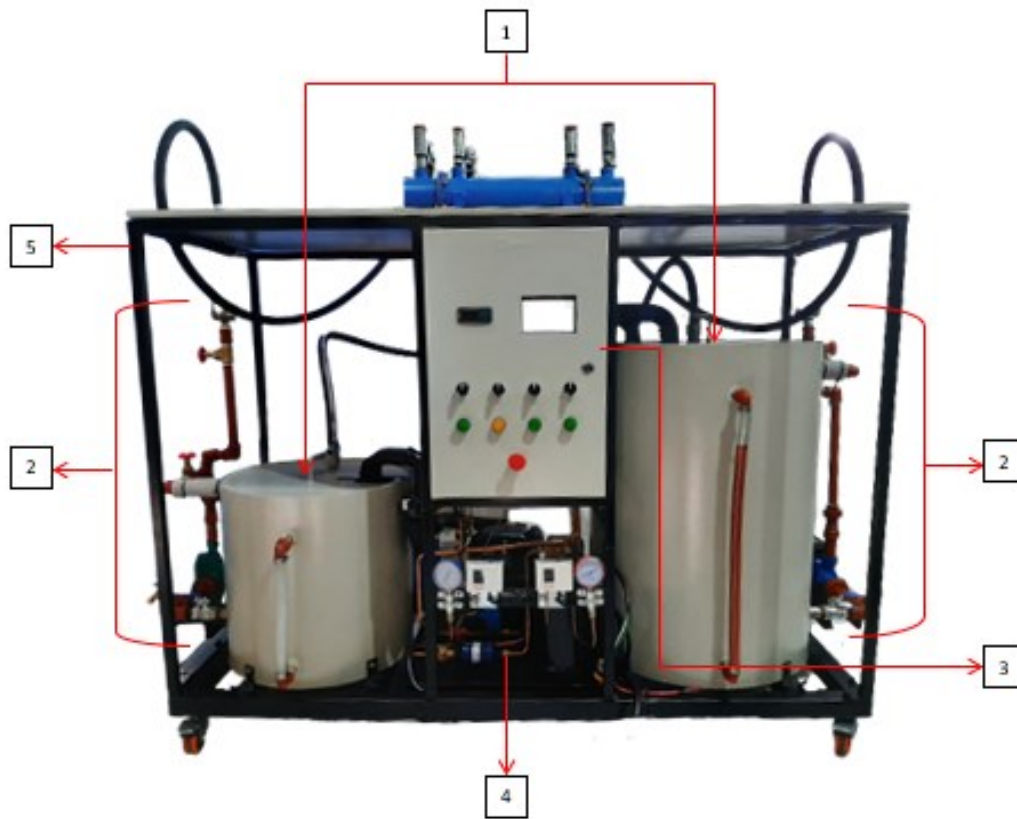
Construcción del Banco de Pruebas.

El Banco de Pruebas se encuentra conformado por cinco (5) sistemas o elementos que se desarrollan y operan de manera integral, los cuales son: Estructura Metálica, Tanques de

Almacenamiento de Líquido, Sistema de Refrigeración, Sistema de Alimentación y el Sistema de control, que se encuentran identificados en Figura 85 a continuación.

Figura 85

Sistemas y elementos del Banco de pruebas



Nota: 1. Tanques de Almacenamiento, 2. Sistema de Alimentación, 3. Sistema de control y adquisición de datos, 4. Sistema de Refrigeración, 5 Estructura Metálica.

Para la elaboración del banco de pruebas, se subdividió en elementos o sistemas fundamentales, tal como se muestra en Tabla 47. A su vez, las características de cada una de dichos elementos y sistemas se completan a continuación.

Tabla 47*Elementos o sistemas del Banco de Pruebas*

Ord	Elemento o sistema
1	Estructura Metálica
2	Tanques de Almacenamiento de Líquido
3	Sistema de Refrigeración
4	Sistema de Alimentación de Líquido
5	Sistema de Control y Adquisición de Datos

La disposición y ordenamiento de componentes específicos se encuentra descrito en el diagrama unifilar (Apéndice 6). En Tabla 48 se enlista el peso de los componentes que serán colocados sobre la estructura.

Tabla 48*Peso de componentes*

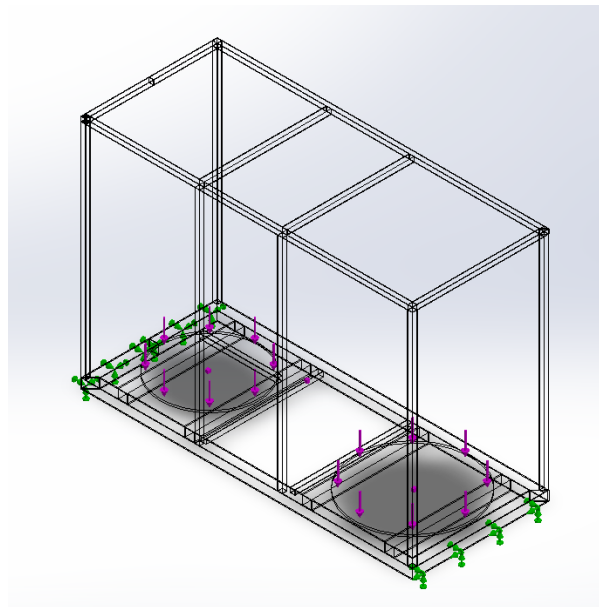
Componentes	Peso [kg]
Tanque externo evaporador	24.06
Tanque interno evaporador	11.72
Tanque externo condensador	46.06
Tanque interno condensador	23.97
Intercambiador de calor	17
Sistema de refrigeración	31.6
Elementos del control	15
Tuberías	4.37
Bomba de agua	5
Bomba de aceite	5
Agua	54.84
Aceite	123.75
Total	362.37

La estructura metálica desempeñara la función de soportar un peso de aproximadamente 362.37 kg, correspondiente a la totalidad del banco de pruebas. Construida con perfil cuadrado de 1" con 2 mm de espesor, perfil cuadrado de 2" con 3 mm de espesor y una base de una unidad condensadora. Los procesos seguidos para construir la estructura fueron: corte a 45° y 90°, soldadura MIG, desbaste y afinado de uniones con amoladora, taladrado y finalmente, ensamble con sus respectivas garruchas. Se adjuntan planos en Apéndice 5 y se evidencia la Estructura Metálica en Figura 86.

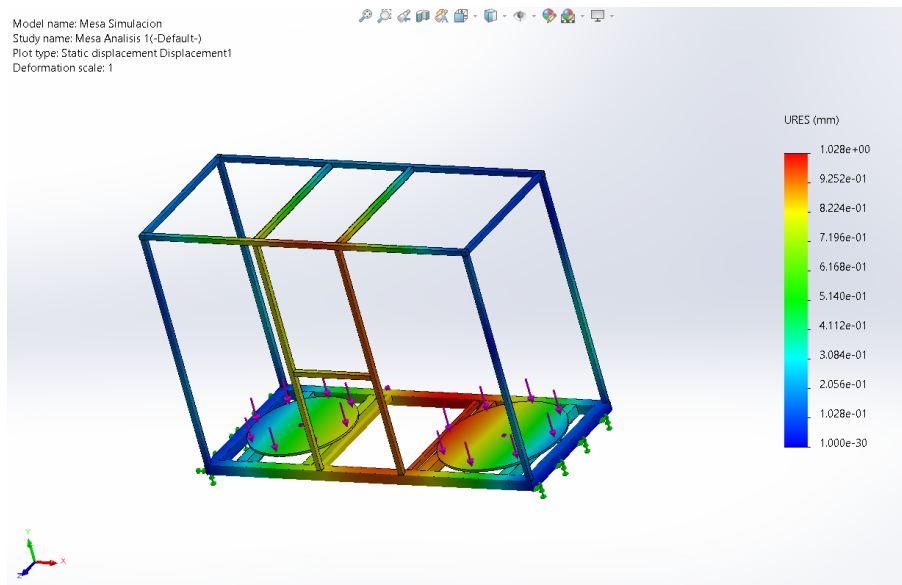
En Figura 87 se muestra una simulación computacional aplicando cargas, como se indica en Figura 86, las cuales representan el peso de los componentes con un factor que aumenta la carga en un 30%.

Figura 86

Distribución de las cargas para análisis computacional.



Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2022).

Figura 87*Análisis estático de la estructura metálica*

Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2022).

Tanques de Almacenamiento

A continuación, se presentan la construcción de tanques de almacenamiento para la unidad condensadora y evaporadora. Tanto condensador como evaporador cuentan con dos tanques respectivamente, los cuales reposarán en la estructura metálica. Se adjuntan planos en Apéndice 5.

Tanques Internos. El tanque interior servirá de almacenamiento para los fluidos de trabajo, aceite y agua. Fabricados en acero inoxidable 430, debido a que permanecerán en contacto directo, permanentemente, con el fluido de trabajo evitando la oxidación temprana del material y alargando su vida útil. Para su proceso de fabricación se realizó una deconstrucción de la geometría cilíndrica para obtener las dimensiones para cortar la plancha de acero inoxidable con oxicorte en maquinaria CNC, obteniendo así dos geometrías después del corte, un rectángulo y un círculo. El rectángulo se utilizó para el cuerpo del tanque, después del corte se procede a rolarlo próximo al diámetro requerido, luego se procede a realizar la soldadura con proceso TIG y varilla de aporte 308L, para luego volver a rolarlo

con el fin de obtener el diámetro requerido. Luego ambos elementos se sueldan bajo el mismo proceso del cuerpo y se procede a realizar los agujeros para los accesorios mediante un taladro de banco con mesa adaptada para realizar agujeros en superficies curvas. Una vez realizados los agujeros se procede a realizar la soldadura de los acoples y se colocaron tapones para realizar una prueba de fugas llenando el tanque a tope con agua. Una vez culminado el proceso y con los tanques limpios se realizó un decapado en los cordones de soldadura con el fin de evitar oxidación de estos con un Gel Decapante.

Figura 88

Tanques internos



Nota. Tanque interno evaporador (Izquierda) y Tanque interno condensador (Derecha).

Tanques Externos. El tanque exterior es el recipiente que abarcará al tanque interno. Fabricados en acero A36. Para su proceso de fabricación se realizó una deconstrucción de la geometría cilíndrica para obtener las dimensiones para cortar la plancha de acero A36 con oxicorte en maquinaria CNC, obteniendo así dos geometrías después del corte, un rectángulo y un círculo. El rectángulo se utilizó para el cuerpo del tanque, después del corte se procede a rolarlo próximo al diámetro requerido, luego se procede a realizar la soldadura con proceso SMAW con electrodo revestido 6010, para luego volver a rolarlo con el fin de obtener el diámetro requerido. Luego ambos elementos se sueldan bajo el mismo

proceso del cuerpo y se procede a realizar los agujeros para los accesorios mediante un taladro de banco con mesa adaptada para realizar agujeros en superficies curvas. Para culminar el proceso se realizaron los agujeros por donde se conectarían los tanques internos con el Sistema de Alimentación y se los llevaría al proceso de Pintura.

Figura 89

Tanques externos



Nota. Tanque externo evaporador (Izquierda) y Tanque externo condensador (Derecha).

Pintura y Aislamiento Térmico. Los tanques externos fueron limpiados y pintados con pintura electrostática que brindan un gran recubrimiento superficial, durabilidad y secado rápido en el metal, a su vez, el espacio anular generado entre ambos tanques (externo e interno) servirá como acopio de poliuretano, logrando un sistema adiabático.

Figura 90

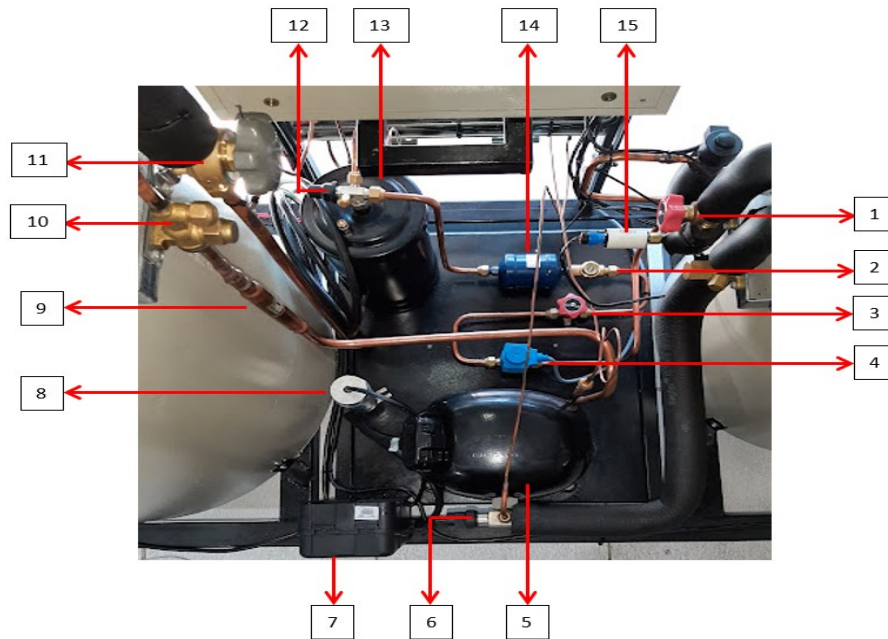
Tanques de almacenamiento



Nota. Evaporador (Izquierda) y Condensador (Derecha).

Sistema de Refrigeración

El sistema de refrigeración consta de varios elementos que son necesarios tanto para el funcionamiento como para la seguridad de los componentes que lo conforman. A continuación, se detalla los elementos necesarios que se instalaron en el sistema y se los identifica en el Banco de Pruebas en Figura 91.

Figura 91*Sistema de refrigeración*

Nota: 1. Llave de cierre manual Evaporador, 2. Visor de líquido, 3. Llave de cierre manual, 4. Válvula solenoide, 5. Compresor, 6. Válvula Rotolock, 7. Kit de arranque, 8. Capacitor de trabajo, 9. Válvula antirretorno, 10. Llave de cierre manual Condensador entrada, 11. Llave de cierre manual Condensador salida, 12. Válvula Rotolock del recibidor de líquido, 13. Recibidor de líquido, 14. Filtro deshidratador, 15. Sensor de temperatura y presión.

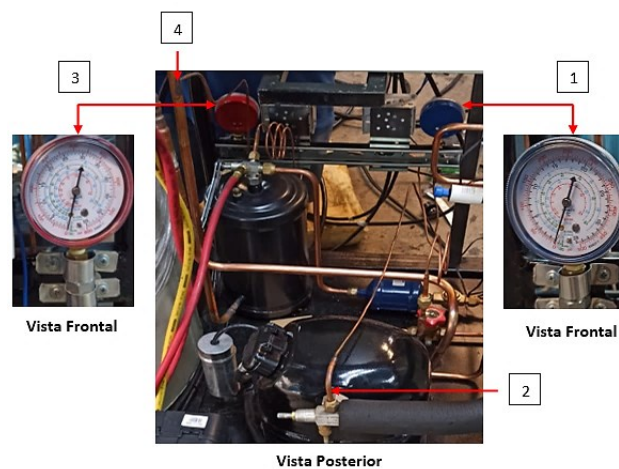
Compresor. El compresor se comporta como una bomba mecánica que permite mover el refrigerante dentro del circuito de refrigeración, esta unidad aspira el vapor a la salida del evaporador y lo descarga a una presión mayor debido al trabajo que realiza el compresor.

En Figura 92, se muestra el compresor CAJ4519Z de la marca Tecumseh, junto con el kit de arranque necesario para dar el primer impulso de trabajo, además de la válvula rotolock, necesaria para realizar el vacío y carga de refrigerante, se ubican en la parte baja entre el evaporador y condensador del banco de pruebas.

Figura 92*Elementos de la unidad compresora*

Nota. 1. Compresor, 2. Kit de Arranque, 3. Válvula Rotolock

Manómetro de Presión de Alta y Baja. Con el objetivo de identificar las presiones a las que se encuentra el refrigerante antes de ingresar al condensador y después de salir del evaporador, se colocan dos manómetros, uno en la salida del condensador para medir la presión de alta y el otro antes de ingresar al compresor para medir la presión de baja en el sistema. En Figura 93 se muestra los manómetros de alta y baja que tienen un rango de 0 a 800 psi y de 0 a 500 psi, respectivamente.

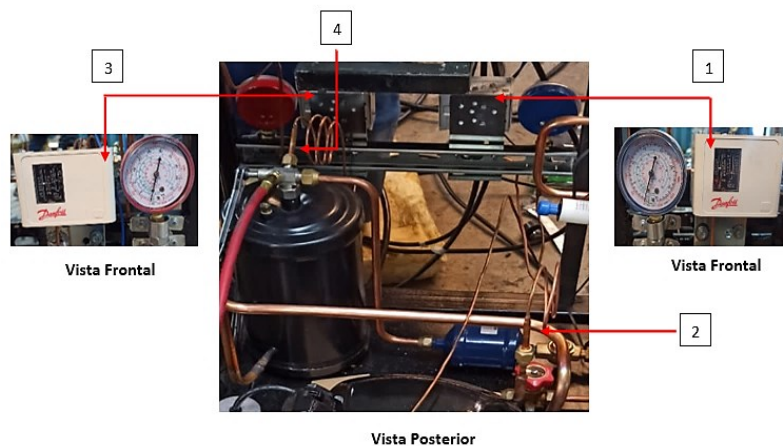
Figura 93*Manómetros de alta y baja presión*

Nota. 1. Manómetro de baja presión, 2. Entrada al compresor, 3. Manómetro de alta presión, 4. Salida del condensador.

Presostatos de Alta y Baja. Este elemento mide una presión diferencial, se coloca en el sistema para proteger al compresor, comparando las presiones cuando sobrepasa el límite de presión a la salida del acumulador de líquido o cuando baja más de lo configurado en la línea de baja presión, abriendo o cerrando un interruptor. En Figura 94 se muestra el presostato de alta y baja, de la marca Danfoss que se coloca junto a los manómetros de presión.

Figura 94

Presostatos de alta y baja presión



Nota. 1. Presostato de baja presión, 2. Línea de baja presión, 3. Presostato de alta presión, 4. Salida del recipiente de líquido.

Recibidor de Líquido. El recipiente de líquido se coloca a la salida del condensador con el fin de contener en forma líquida el refrigerante y abastecer de refrigerante en forma de gas continuamente a la válvula de expansión. Otra ventaja de colocar el acumulador es que permite almacenar el refrigerante cuando sea necesario realizar mantenimiento del sistema. En Figura 95 se muestra el contenedor de líquido para sistema de refrigeración de 1.5 HP.

Figura 95*Recibidor de líquido*

Nota. 1. Salida del acumulador, 2. Entrada del acumulador, 3. Acumulador de líquido, 4. Válvula Rotolock

Filtro Deshidratador. Debido a que por las tuberías del sistema de refrigeración no circula solamente refrigerante sino también una pequeña cantidad de aceite que permite la lubricación del compresor es necesario que la mezcla este totalmente seca cuando llega a la válvula de expansión y por esa razón se coloca un filtro deshidratador de diámetro 3/8".

Visor de líquido. Se coloca un visor de líquido de diámetro 3/8" junto al filtro deshidratador como se muestra en Figura 96, ya que permite observar en que condición circula el refrigerante antes de ingresar a la válvula de expansión.

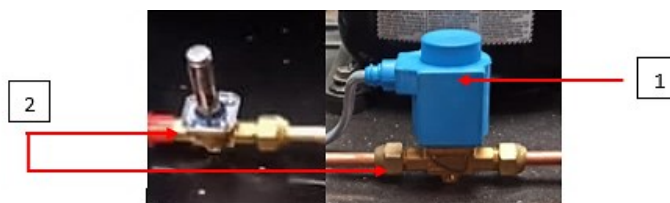
Figura 96*Visor de líquido y filtro deshidratador*

Nota. 1. Filtro deshidratador, 2. Visor de líquido

Válvula Solenoide. Se coloca la válvula solenoide para apagar el compresor por el lado de baja presión, la cual al llegar a una presión determinada se cierra completamente el paso de refrigerante cuando su bobina no está energizada. En Figura 97 se muestra la válvula de la marca Danfoss de diámetro 3/8" colocada en el sistema.

Figura 97

Válvula solenoide

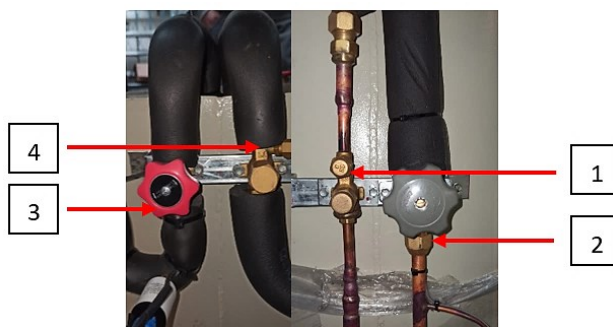


Nota. 1. Solenoide, 2. Válvula

Válvula de Cierre Manual. En el sistema se han colocado cuatro válvulas de cierre manual como las que se muestran En Figura 98, con el fin de permitir el mantenimiento de una forma segura y evitando que existan fugas de refrigerante, se colocan a la entrada y salida tanto del evaporador como del condensador, esto permite cerrar el paso de refrigerante por el sistema cuando sea necesario realizar una soldadura en caso de fugas y hacer vacío en esa línea sin desperdiciar refrigerante.

Figura 98

Llaves de cierre manual

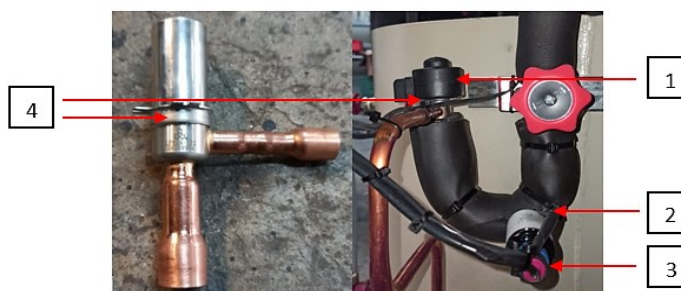


Nota. 1. Entrada del condensador, 2. Salida del condensador, 3. Entrada del evaporador, 4. Salida del evaporador.

Válvula de Expansión Electrónica. Como se mencionó en el capítulo III, se selecciona una válvula de expansión electrónica para refrigerante R404A, este se coloca antes del evaporador con el fin de que se regule el paso de refrigerante, siendo el causante de pasar de una presión alta a una presión baja, la válvula colocada en el sistema es de la marca Sanhua como se muestra en Figura 99.

Figura 99

Elementos de la válvula de expansión

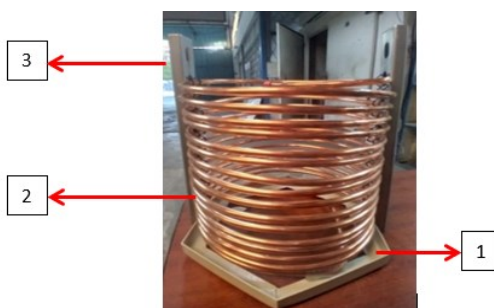


Nota. 1. Bobina, 2. Sensor de temperatura, 3. Sensor transductor de presión, 4. Válvula de expansión.

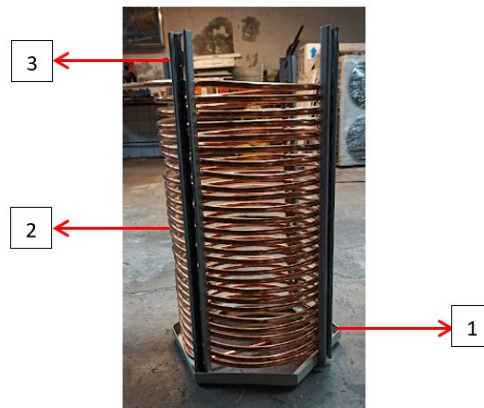
Serpentines del evaporador y condensador. Se diseñó serpentines de tubería maleable de cobre para poder realizar la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio circundante. Los serpentines son sujetos a una estructura de canales ranurados y soportados en una base de perfiles en L de acero A36 con pintura electrostática. En Figura 100 y Figura 100 se puede observar los serpentines para evaporador y condensador respectivamente.

Figura 100

Serpentín del evaporador



Nota: 1. Base del serpentín, 2. Serpentín de cobre, 3. Canal ranurado

Figura 101*Serpentín del condensador*

Nota: 1. Base del serpentín, 2. Serpentín de cobre, 3. Canal ranurado

Sistema de Alimentación

En el sistema de bombeo es importante mencionar todo el sistema está dividido en dos circuitos separados, uno para agua y otro para aceite, con una bomba respectiva para cada fluido y anclados a la estructura metálica.

Flujómetros para Sistemas de Alimentación. Para poder medir el flujo que pasa a través de nuestros sistemas de alimentación (Agua – Aceite) se utilizaron flujómetros de las siguientes características.

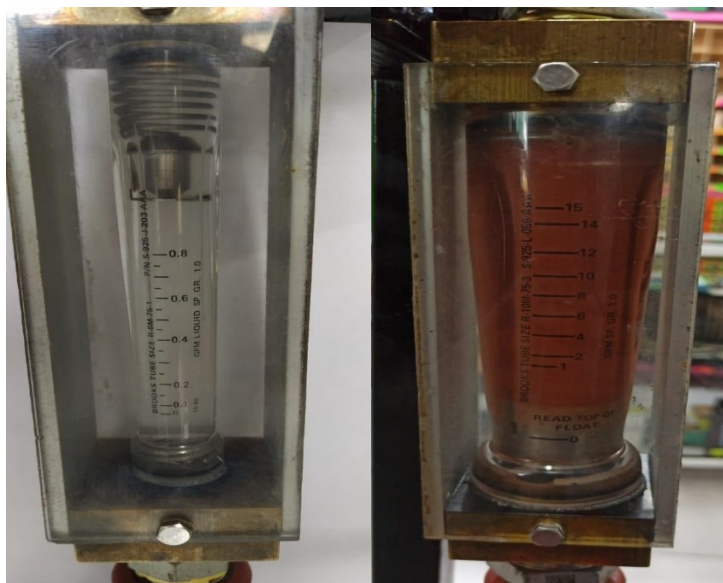
Tabla 49*Características del Flujómetro*

Fluido	Caudal (GPM)	Marca	Modelo No.
Agua	0.1 – 0.8	Brooks Instrument Division	1305D08A1A1A
Aceite	1 – 15	Brooks Instrument Division	1305D10A3A1A

Nota. Adaptado de *Variable Area Flow Meters (Rotameters)*, por Brooks Instrument, 2013.

Figura 102

Flujómetros en el sistema de alimentación



Nota. Flujómetro para sistema de alimentación de agua (izquierda), flujómetro para sistema de alimentación de aceite (derecha).

Sistema de Alimentación para Agua. La bomba utilizada para impulsar el fluido agua es de la marca SHIMGE modelo CPm130, mostrado en Figura 103.

Figura 103

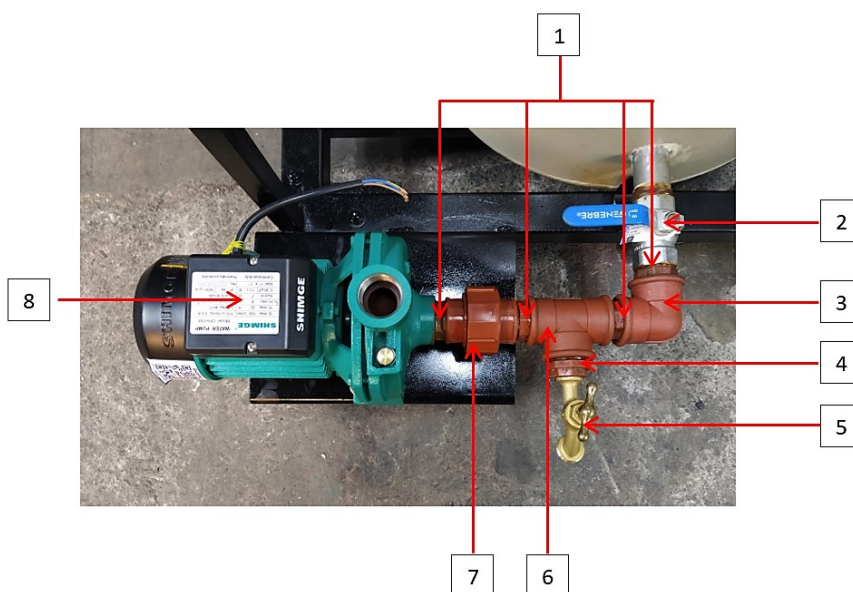
Bomba Centrífuga SHIMGE modelo CPm130



Esta conecta su succión mediante un neplo de 1" a un acople universal, con el fin de poder desmantelar la bomba, a continuación, está conectado a un acople tipo T, que se acopla por el extremo de salida a una llave de paso para poder liberar el líquido del tanque, con una reducción de 1" a 1/2", y por el otro extremo se conecta un neplo de 1" junto a un codo para lograr el ingreso al tanque mediante otro neplo de 1", que a su vez está conectado a una llave de paso tipo esférica para controlar el ingreso de flujo al tanque, tal como se muestra en Figura 104.

Figura 104

Línea de succión de agua desde evaporador hacia la bomba SHIMGE



Nota. 1. Neplos, 2. Llave de paso esférica, 3. Codo, 4. Reducción, 5. Llave de salida, 6. Conexión T, 7. Conexión Universal, 8. Bomba

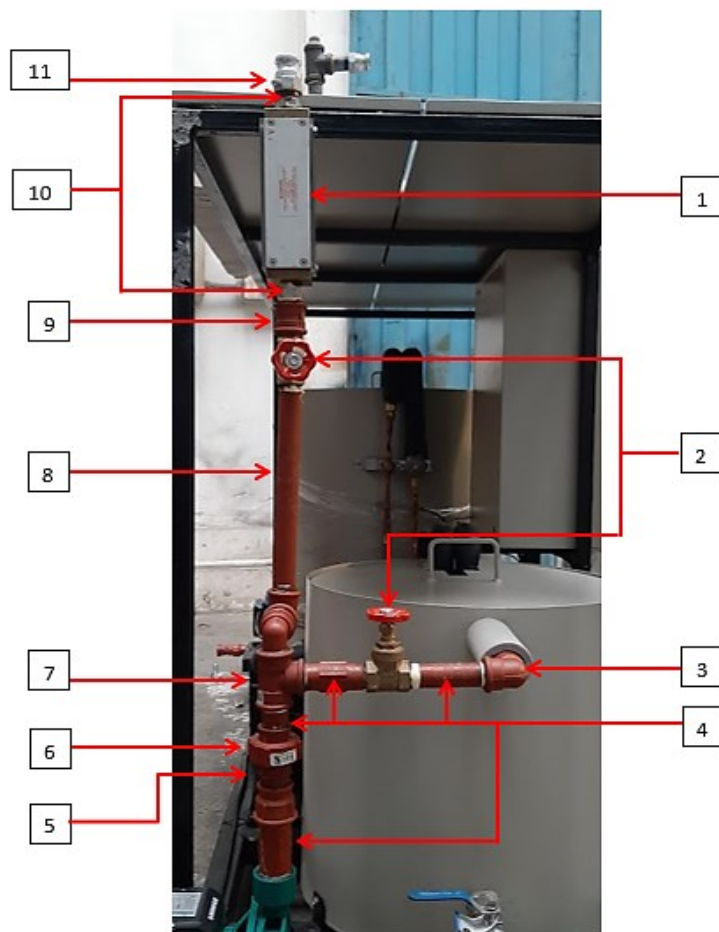
Para la salida de la bomba centrífuga, se conecta un neplo de 1" a una reducción de 1" a 3/4", seguido de una conexión universal junto con un segmento de tubería que llega a la altura del neplo de entrada del tanque para poder colocar una conexión Bypass. Se acopla mediante un acople tipo T que de forma vertical continua con dos codos unidos mediante un neplo de 1" para poder reducir la presión del fluido hasta llegar al flujómetro junto a una llave de paso para poder controlar el flujo de líquido que

ingresa a través un neplo metálico de 1", a la salida del flujómetro se encuentra el acople rápido para conectar a las mangueras.

Para el Bypass, en el otro extremo del acople tipo T, se conecta también una llave de paso con un neplo de 1" conectado hacia un codo, que se enlaza con tubería para ingresar al tanque, dentro del tanque con la misma conexión se emplea un codo para evitar el desfogue del líquido dentro del tanque. Esta disposición se encuentra ilustrada en Figura 105.

Figura 105

Línea de descarga de agua desde bomba SHIMGE hacia intercambiador de calor



Nota. 1. Flujómetro, 2. Llave de paso, 3. Codo, 4. Neplos, 5. Reducción, 6. Conexión Universal, 7.

Conexión T, 8. Tubería 3/4", 9. Unión, 10. Neplos metálicos, 11. Acople Rápido

Sistema de Alimentación para Aceite. Se utilizar la bomba marca Ebara tipo PRA 046 M que se muestra en Figura 106.

Figura 106

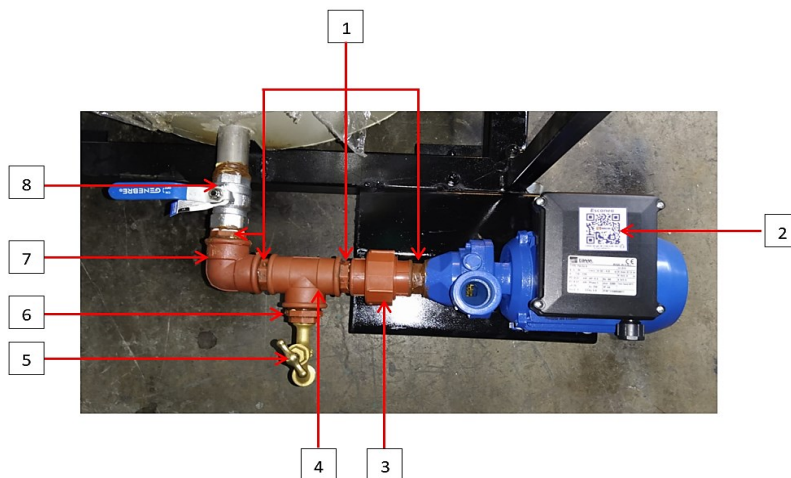
Bomba periférica EBARA modelo PRA 0.50 M



Siendo esta, conectada de forma similar al sistema de alimentación del agua desde la salida del tanque hasta la succión de la bomba como se puede observar en Figura 107.

Figura 107

Línea de succión de aceite desde condensador hacia la bomba EBARA

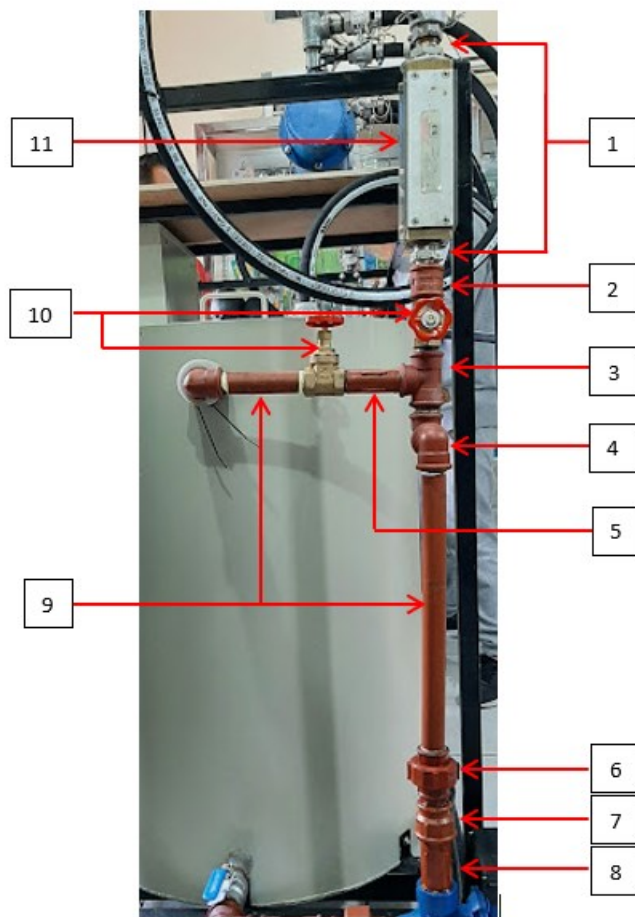


Nota. 1. Niplos, 2. Bomba, 3. Conexión Universal, 4. Conexión T, 5. Llave de salida, 6. Reducción, 7. Codo, 8. Llave de paso esférica.

A continuación, para la descarga de la bomba para aceite y el Bypass se procede con la misma disposición que en el sistema de alimentación de agua, el cual se detalla en Figura 108.

Figura 108

Línea de descarga de aceite desde bomba EBARA hacia intercambiador de calor



Nota. 1. Niple metálico, 2. Unión, 3. Conexión T, 4. Codo, 5. Niple 3/4", 6. Conexión Universal, 7.

Reducción 1" a 3/4", 8. Niple 1", 9. Tubería 3/4", 10. Llave de paso, 11. Fluómetro.

Capítulo IV. Diseño e Implementación del Sistema de Control y Adquisición de Datos

La implementación de un sistema de control y adquisición de datos adecuado permite al equipo Banco de Pruebas un correcto funcionamiento mejorando la precisión y transferencia de datos.

La implementación de un sistema de control y de adquisición de datos adecuado permite al equipo Banco de Pruebas un correcto funcionamiento mejorando la precisión y transferencia de datos.

Se tomará en cuenta la parte física (Hardware), en la que se incluirá el diseño de placas, la impresión de la placa (PCB) y el circuito de control físico; y el Software que incluye la programación en Arduino y el diseño del HMI.

Arduino. Esta plataforma permite programar el funcionamiento de microcontroladores ya que su aplicación es sumamente fácil, posee algunos prototipos electrónicos con código abierto en los cuales se puede implementar entradas y salidas de dispositivos a usar en la programación y utilizando su propio lenguaje, sumamente parecido al lenguaje de programación C++ (Enríquez, 2009)

Proteus. Es un Software de CAD electrónico con un sistema de modelado virtual que combina la simulación del circuito, sus componentes y los distintos microprocesadores para realizar la simulación del microcontrolador que además resulta el esquemático del circuito y layout del PCB (Viveros, 2009).

Nextion - Editor HMI. Es un software que permite el desenvolvimiento del GUI de interfaz hombre-máquina o como sus siglas en inglés HMI, logra funciones para animaciones mediante diapositivas táctiles, botones, textos, gráficos, etc. Para su codificación de interacción de componentes, utiliza el texto ASCII (Nextion, 2022).

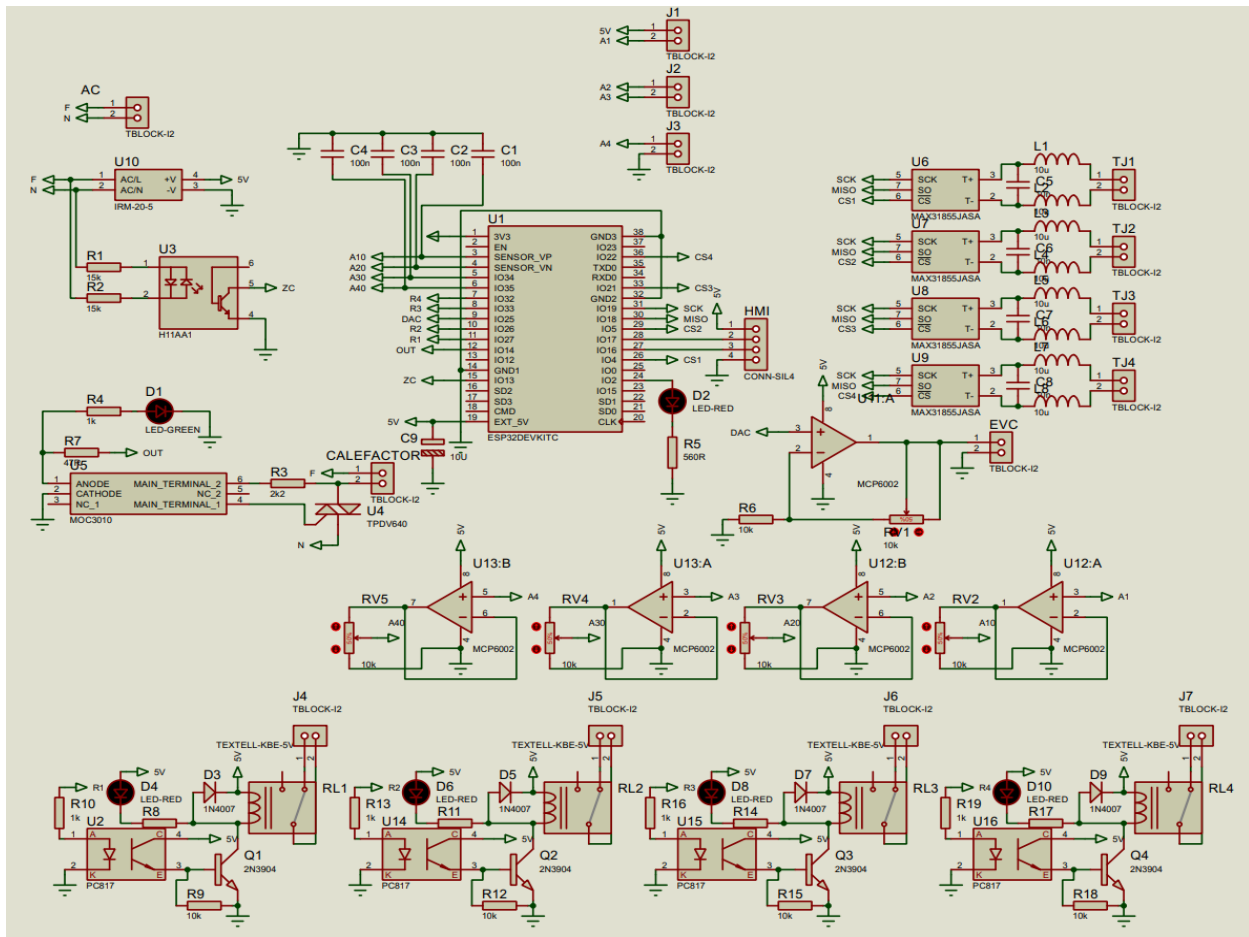
Diseño e Impresión de Placa (PCB)

Se utilizó el software Proteus, que ayuda a realizar las conexiones necesarias y el ruteo de estas, para poder implementar todos los componentes del sistema de control, sus conexiones y

esquematación, con el fin de desarrollar un circuito de control capaz de satisfacer las necesidades del banco de pruebas. Se presenta el diseño esquemático del circuito de control en la Figura 109.

Figura 109

Esquemático del circuito de control

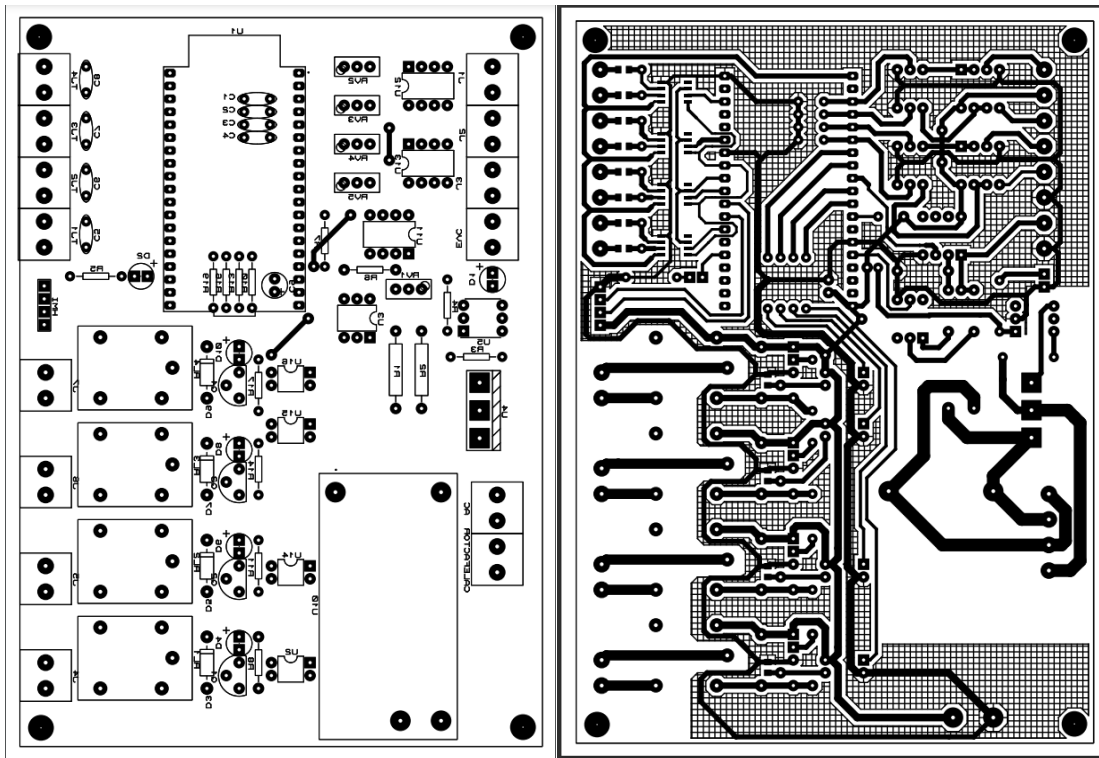


Una vez esquematizado el circuito y realizado un modelo con el ruteo para la conexión del circuito de control, mostrado en Figura 110, se realiza la impresión de placas PCB en fibra de vidrio con recubrimiento de cobre.

Una vez terminado el diseño se realiza la impresión de placas en la cual el modelo del circuito diseñado, mostrado en Figura 110, representa el circuito a ser impreso en la placa hecha de material fibra de vidrio con recubrimiento de cobre.

Figura 110

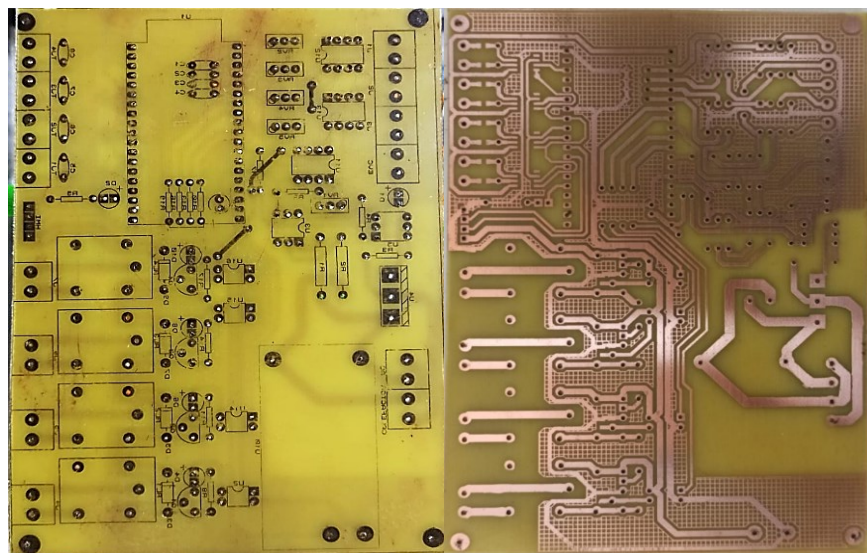
Circuito a ser impreso (Anverso y Reverso)



A continuación, se realiza el planchado entre la placa de cobre y el circuito impreso en papel transfer y se sumerge en cloruro férrico con leves movimientos para remover las partículas de cobre sobrantes en el circuito impreso. Una vez finalizado el proceso obtuvimos el resultado ilustrado en la Figura 111.

Figura 111

Placa PCB Impresa



Nota: Anverso de placa (Izquierda) y Reverso de placa (Derecha)

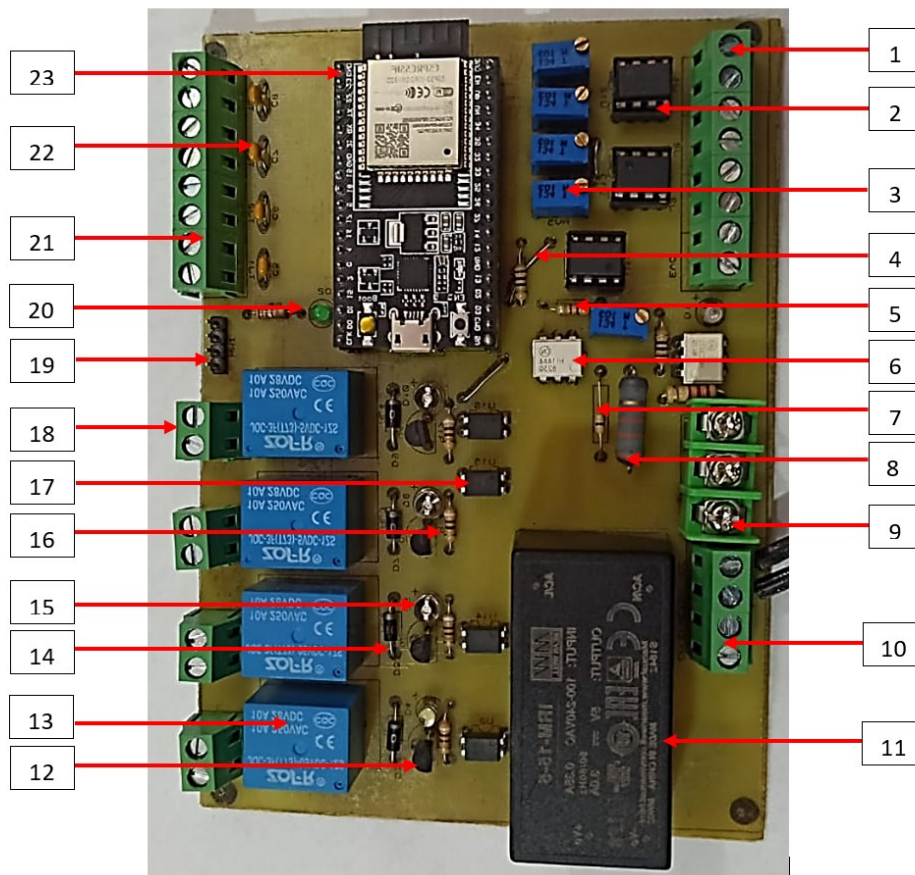
El siguiente paso es realizar las perforaciones necesarias en el circuito para continuar con el montaje de los elementos, tomando en cuenta los puentes y resistencias a utilizar.

Circuito de Control

A continuación, se realizó el montaje y solda de los componentes eléctricos determinados en el circuito de control de la Figura 109, tomando en cuenta las posiciones indicadas en el diseño de la placa representado en Figura 110, como se muestra en Figura 112.

Figura 112

Placa con implementación de componentes del circuito de control



Nota. 1. Bornera, 2. MCP6002, 3. Potenciómetro, 4. Puente, 5. Resistencia 10k, 6. H11AA1, 7. Resistencia 15k, 8. Resistencia 33k, 9. Bornera para disipador de calor, 10. Bornera para niquelina, 11. Fuente 5V, 12. 2N3904, 13. Relé, 14. Resistencia de Relé, 15. Led indicador, 16. Resistencia, 17. PC817, 18. Bornera para actuadores, 19. Salida HMI, 20. Led Testigo, 21. Bornera para termocuplas, 22. MAX31855JASA, 23. Microcontrolador ESP32

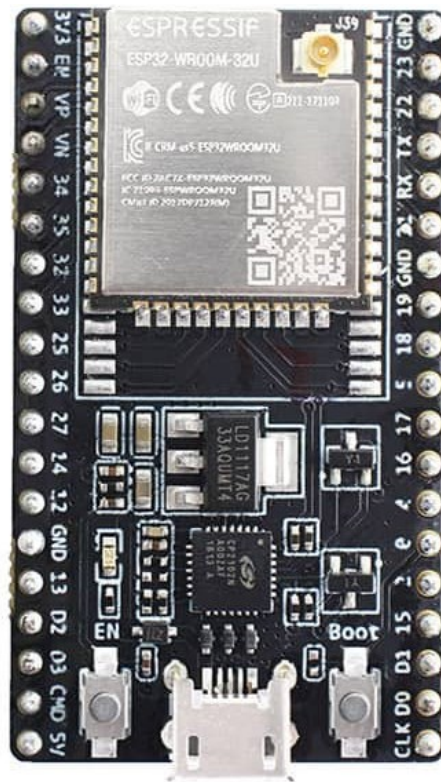
Para el CPU del circuito de control se seleccionó el SoC tipo microcontrolador ESP32 – WROOM – 32U, el cual es un sistema integrado en un chip con múltiples funciones, basado en el chip ESP32, con el cual podemos almacenar y desarrollar la programación requerida para el funcionamiento del sistema

de control, realizar la adquisición de lecturas de los instrumentos mediante la interpretación de voltajes, realizar la interpretación de los datos obtenidos en la interfaz HMI, exportar los datos obtenidos mediante la conectividad Wifi o Bluetooth, entre otros.

El microcontrolador ESP32 – WROOM – 32U se encuentra ilustrado en la Figura 113 y sus características técnicas se encuentran detalladas en Tabla 50.

Figura 113

Microcontrolador ESP32 – WROOM – 32U



Nota: Adaptado de ESP32 – WROOM – 32U, por Epressif (2019)

Tabla 50*Especificaciones Técnicas de ESP32-WROOM-32U*

Denominación	Especificación
Core	ESP32-D0WD
SPI flash	32 Mbits, 3.3V
Cristal Integrado	40 MHz
Antena	Conector para antena externa (necesario conectar antena externa)
Dimensiones	18 x 19.2 x 3.2 mm
Protocolo Wi-Fi	802.11 b/g/n
Protocolo Bluetooth	Bluetooth v4.2 BR/EDR y especificación Bluetooth LE
Módulos de interfaz	Tarjeta SD, UART, SPI, SDIO, I2C, LED PWM, Motor PWM, I2S, IR, contador de pulso, GPIO, sensor capacitivo de tacto, ADC, DAC, TWAI, compatible con ISO11898-1
Memoria SPI Flash	4 MB
Voltaje de operación	3.0 V ~ 3.6 V
Corriente de operación	80 mA (promedio)
Temperatura de operación recomendada	-40 °C ~ 85 °C

Nota: Transmisor receptor asíncrono universal (UART), Estándar de comunicaciones para transferir información entre circuitos integrados (SPI: Serial Peripheral Interface), Seguridad digital de entrada y salida (SDIO), Circuito inter-integrado, comunicación entre diferentes partes de circuito (I2C), Pulse Width Modulation (PWM), Interconexión de circuitos de audio digital (I2S), Módulo receptor infrarrojo

(IR), General Purpose Input Output, sistema de entrada y salida de propósito general (GPIO), Conversor analógico digital (ADC) y Convertidor analógico digital (DAC).

Al microprocesador ESP32 – WROOM – 32U se encuentran vinculados distintos elementos y subsistemas, tal como se detalla en Figura 109, de manera integral y directa en la placa PCB, ilustrada sus conexiones en Figura 110 con los cuales se realiza el sistema de control.

Los componentes que se utilizaron en el sistema de control son los descritos en Tabla 51

Tabla 51

Componentes del Sistema de Control

ORD	Componente	Cantidad	Función
1	Microprocesador ESP32 – WROOM – 32U	1	CPU
2	TBlock – I2	14	Puerto para conexión de cables con ajuste atornillable.
3	IRM – 20 – 5	1	Módulo de tipo fuente de energía 20 W.
4	H11AA1	1	Optoacplador para aplicaciones de monitoreo de señales AC.
5	MOC3010	1	Control de cargas inductivas.
6	MCP6002	5	Amplificador operacional (amplifica voltaje)
7	PC817	4	Diodo de emisión de luz infraroja
8	TPDV640	1	Interruptor con respuesta de voltaje.
9	DAC	1	Convertidor de señales digitales a analógicas.
10	MAX31855JASA	4	Digitalizador de señal proveniente de termocoplas.

A continuación, se detallan las conexiones del CPU con los distintos componentes.

Tabla 52

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MCP6002 (U11:A, U12:A, U12:B, U13:A, U13:B)

ESP32 – WROOM – 32	MCP6002
SENSOR_VP - 3	A10 (U12:A)
SENSOR_VN - 4	A20 (U12:B)
IO34 - 5	A30 (U13:A)
IO35 - 6	A40 (U13:B)
IO25 - DAC	DAC - 3 (U11:A)

Figura 114

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MCP6002 (U12:A, U12:B, U13:A, U13:B)

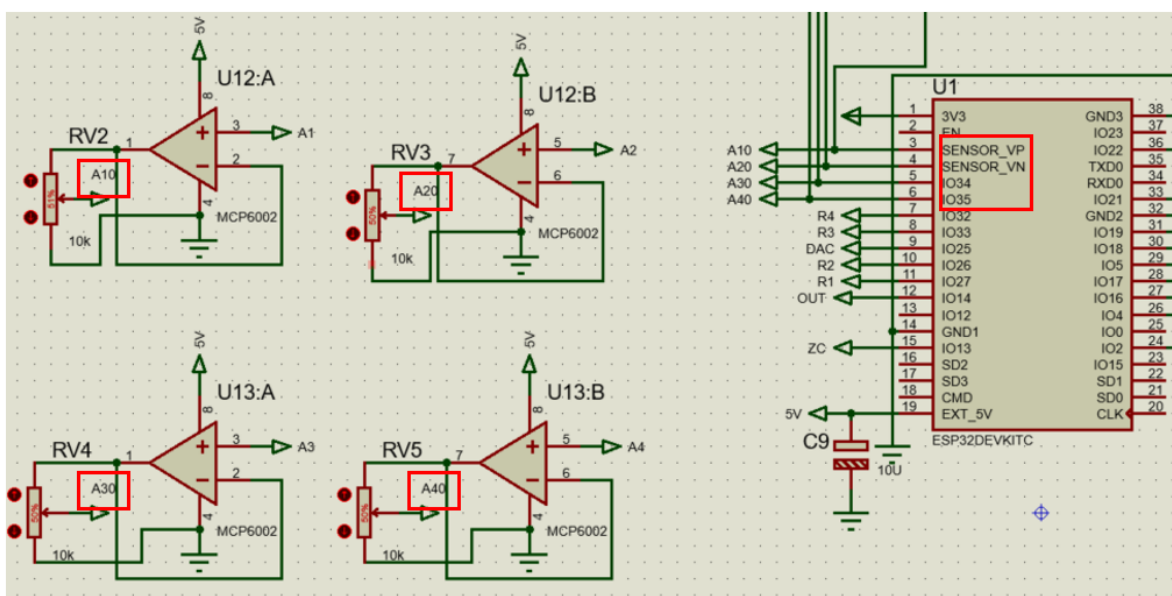


Figura 115

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MCP6002 (U11:A)

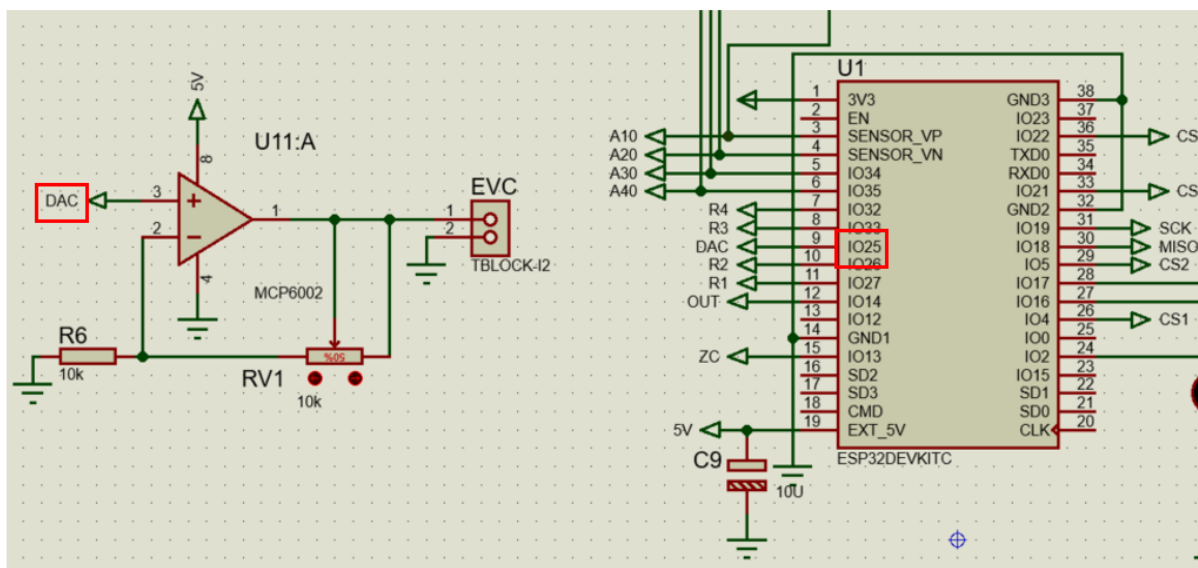


Tabla 53

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a PC817 (U2, U14, U15, U16)

ESP32 – WROOM – 32	PC817
IO32 - 8	R4 (U2)
IO33 - 9	R3 (U14)
IO26 - 10	R2 (U15)
IO27 - 11	R1 (U16)

Figura 116

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a PC817 (U2, U14, U15, U16)

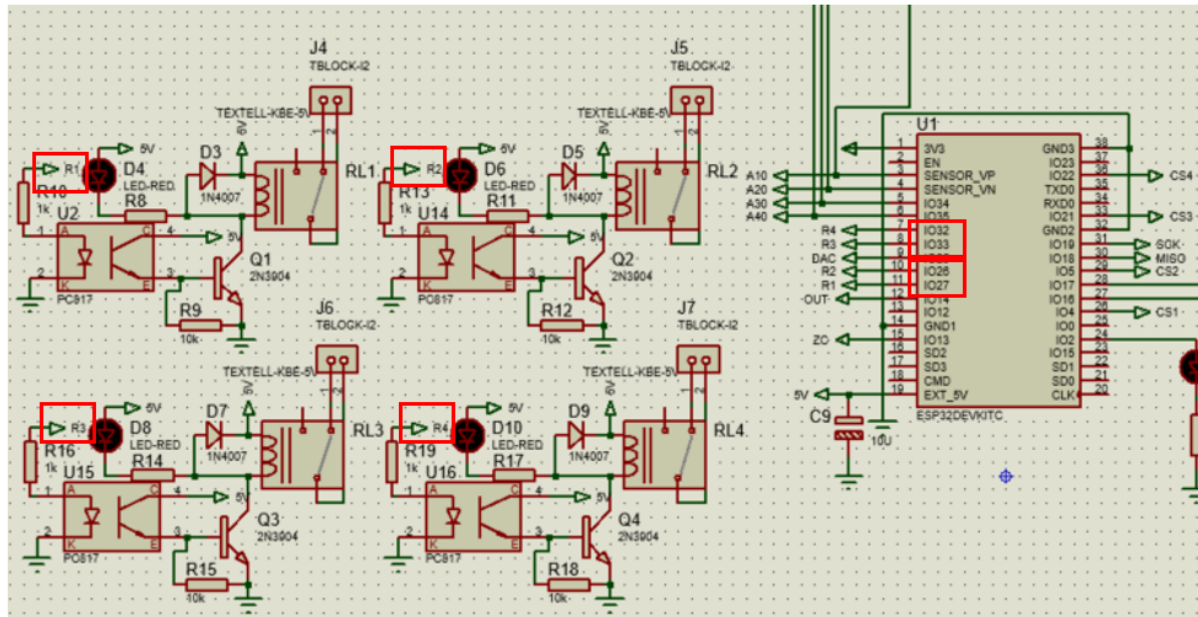


Tabla 54

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MOC3010 (U5)

ESP32 – WROOM – 32	MOC3010
IO14 - 12	OUT (U5)

Figura 117

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MOC3010 (U5)

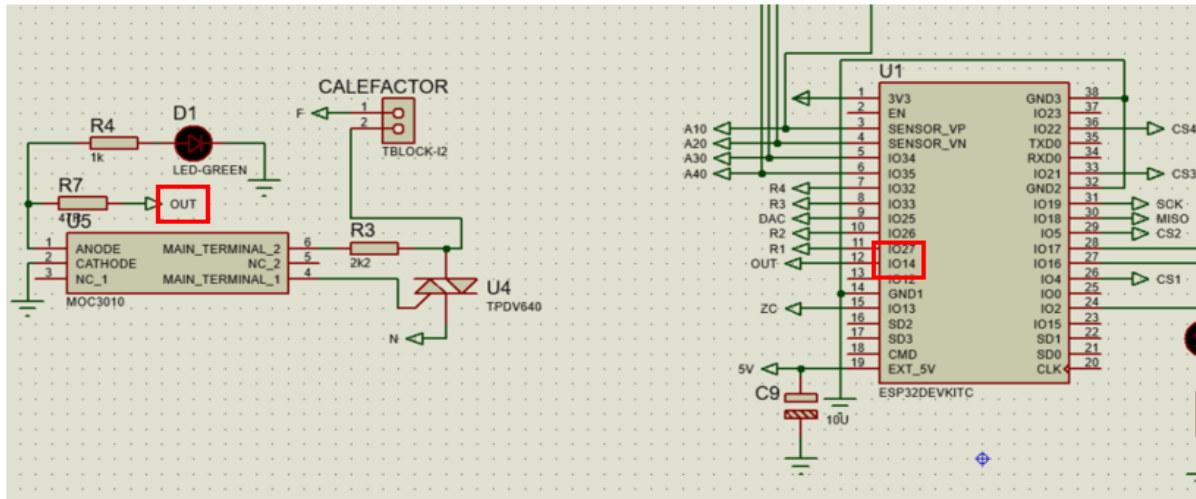


Tabla 55

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a H11AA1

ESP32 – WROOM – 32	H11AA1
IO13 - 15	ZC – 5 (U3)

Figura 118

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a H11AA1

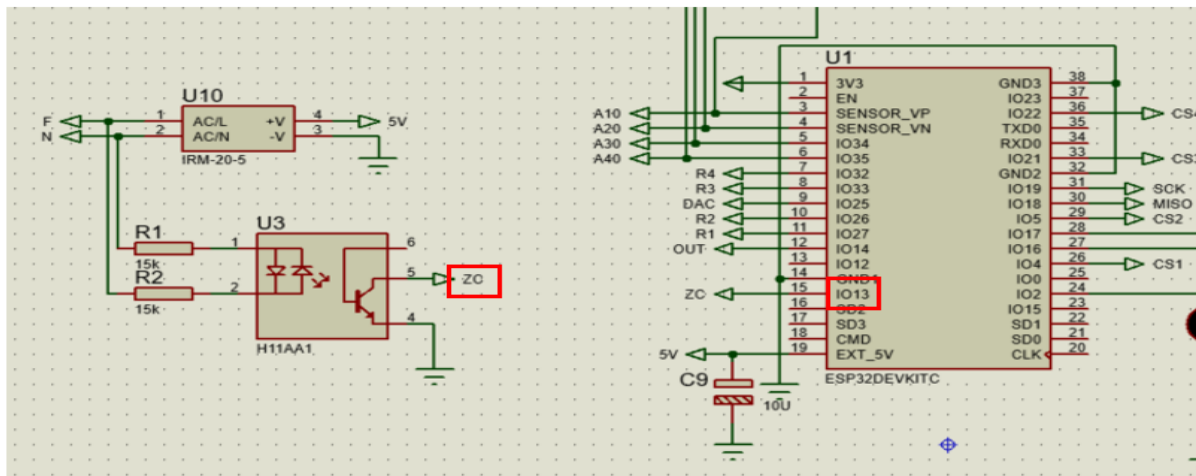


Tabla 56*Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MAX31855JASA (U6, U7, U8, U9)*

ESP32 – WROOM – 32	MAX31855JASA
IO4 - 26	CS1 - 6 (U6)
IO5 - 29	CS2 - 6 (U7)
IO21 - 33	CS3 - 6 (U8)
IO22 - 36	CS4 - 6 (U9)
	SCK - 5 (U6)
	SCK - 5 (U7)
IO19 - 31	SCK - 5 (U8)
	SCK - 5 (U9)
	MISO - 7 (U6)
	MISO - 7 (U7)
IO18 - 30	MISO - 7 (U8)
	MISO - 7 (U9)

Figura 119

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a MAX31855JASA (U6, U7, U8, U9)

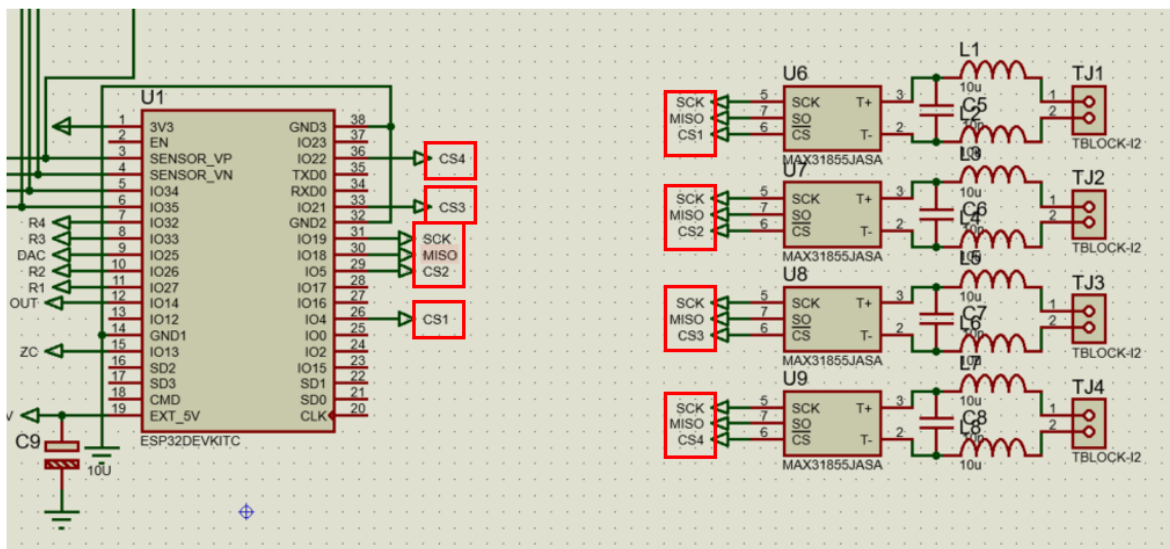


Tabla 57

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a CONN-SIL4 (HMI)

ESP32 – WROOM – 32	CONN-SIL4
IO16 - 27	3 (HMI)
IO17 - 28	2 (HMI)

Figura 120

Conexión ESP32 – WROOM – 32 a CONN-SIL4 (HMI)

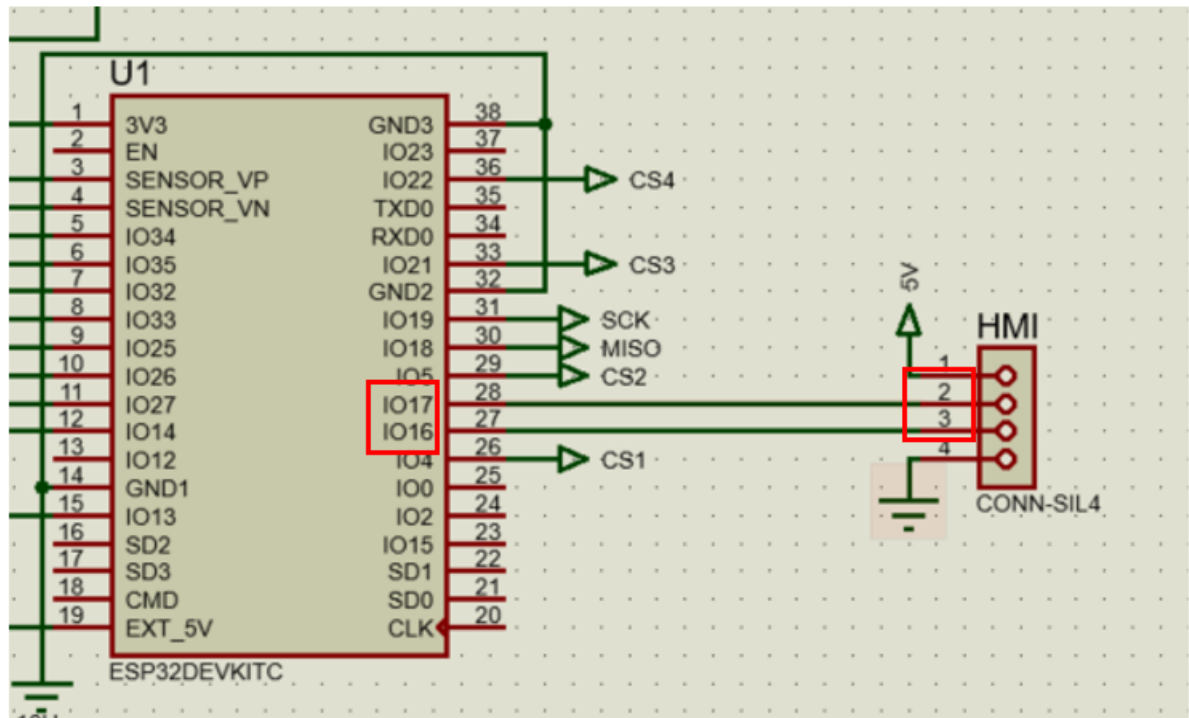


Tabla 58

Conexión ESP32 – WROOM – 32 Pin EXT_5V - 19 a Componentes

Componente	Pin
MCP6002	8 (U11:A)
	8 (U12:A)
	8 (U12:B)
	8 (U13:A)
	8 (U13:B)
PC817	1 (U2)
	1 (U14)
	1 (U15)
	1 (U16)
	4 (U2)
	4 (U14)
	4 (U15)
4 (U16)	
LED-RED	D4
	D6
	D8
	D10
1N4007	D3
	D5
	D7
	D9
TBLOCK - I2	1 (J1)
IRM - 20 - 5	4 (U10)

Tabla 59*Conexión a Tierra (GND) a Componentes*

Componente	Pin
ESP32 – WROOM – 32	GND1 - 14 (U1)
	GND2 - 32 (U1)
	GND3 - 38 (U1)
MCP6002	2 (U11:A)
	4 (U11:A)
	4 (U12:A)
	4 (U12:B)
	4 (U13:A)
	4 (U13:B)
PC817	2 (U2)
	2 (U14)
	2 (U15)
	2 (U16)
2N3904	1 (Q1)
	1 (Q2)
	1 (Q3)
	1 (Q4)
TBLOCK - I2	2 (J3)
IRM - 20 - 5	3 (U10)
H11AA1	4 (U3)

Sistema Eléctrico de Potencia

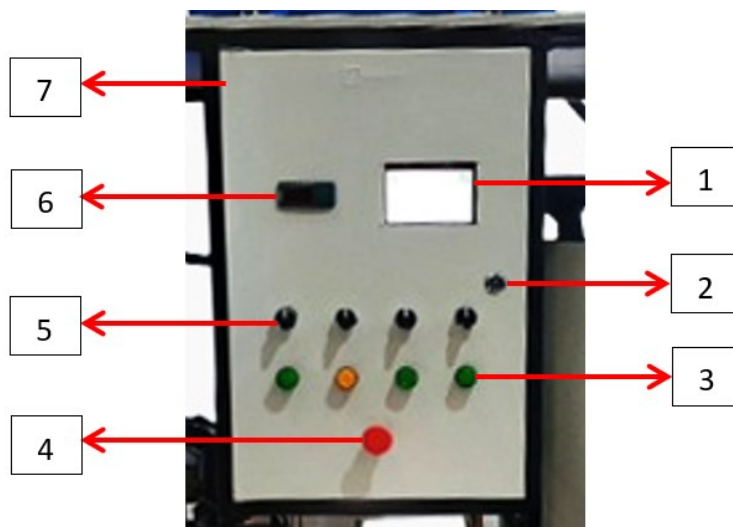
Los sistemas eléctricos de potencia son aquellos que distribuyen la energía eléctrica para el consumo de la misma, en todo el circuito a seguir.

Construcción de Sistema Eléctrico de Potencia

Se presenta la disposición de elementos en el exterior del tablero de control.

Figura 121

Disposición de elementos en exterior de tablero de control



Nota: 1. HMI, 2. Cerradura, 3. Luz piloto led, 4. Paro de emergencia, 5. Selector metálico (2 posiciones), 6. Controlador de temperatura y 7. Gabinete Metálico.

Las especificaciones de los elementos se muestran en Tabla 62.

Tabla 60

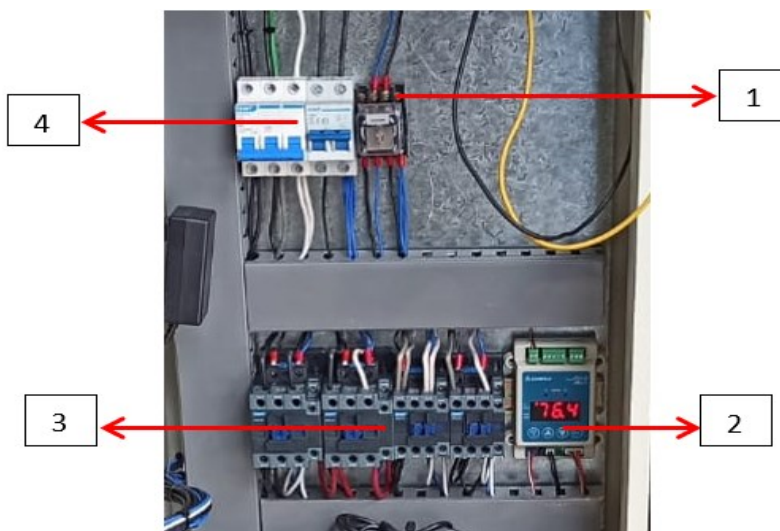
Especificaciones de elementos aplicados en tablero de control

Elemento	Especificaciones
HMI	Nextion – Pantalla 7"
Luz Piloto Led	12/440 vac Verde
	12/440 vac Naranja
Paro de Emergencia	12/440 vac
Selector Metálico	2 posiciones – 22 mm
Controlador de temperatura	115/230V

A continuación, se presenta la disposición del circuito dentro del tablero de control.

Figura 122

Disposición de elementos en tablero de control



Nota: 1. Relé, 2. Controlador de válvula de expansión, 3. Contactores y 4. Breakers.

Gabinete Metálico. Es la estructura metálica responsable de abarcar a todo el sistema de control. Las medidas de la misma son: 80 x 40 x 20 cm.

Figura 123

Gabinete metálico para tablero de control



Controlador de Temperatura MT – 519 Ri. Es un dispositivo de control que permite introducir la temperatura deseada en el evaporador y mediante el uso del termostato apagar el sistema de refrigeración cuando esto se logre (Full Gauge, 2006).

Figura 124

Controlador de Temperatura Full Gauge, MT – 519 Ri



Tabla 61*Especificaciones del controlador de temperatura MT – 519 Ri*

Característica	Especificación
Alimentación directa	115 o 230 Vac 50/60 Hz
Temperatura de control	-50 a 105 °C
Apreciación	0.1 °C
Dimensiones	71 x 28 x 71 mm

Breaker. Es un dispositivo eléctrico que deshabilita las conexiones eléctricas en condiciones indeseadas como altibajos de tensión o corriente excesiva, protegiendo el sistema eléctrico en el que se lo aplico (La bodega eléctrica, 2020). Para este proyecto se utilizaron 2 breakers en total, 1 breaker que alimenta a todo el sistema eléctrico de fuerza y 1 breaker para el controlador de temperatura. Las especificaciones de cada breaker se muestran en Tabla 62.

Figura 125*Disposición de contactores en tablero de control*

Nota: 1. Breaker para sistema eléctrico de fuerza y 2. Breaker para controlador de temperatura.

Tabla 62

Especificaciones de breakers aplicados en tablero de control

Breaker	MARCA	Modelo
Sistema eléctrico de fuerza	CHINT	Nxb 3p-63a
Controlador de temperatura	CHINT	Nxb/Ebc 1p-6a
Bomba de Agua	CHINT	Nxc-25a 3p 120/220v
Bomba de Aceite	CHINT	Nxc-25a 3p 120/220v

Contactador. Es un dispositivo electromagnético que se comporta como electroimán cuando la corriente eléctrica recorre la bobina del contactor produciendo el cierre de los contactos y permitiendo la conexión eléctrica (Eminca, 2022). Para este proyecto se utilizaron 4 contactores en total, 1 contactor para el compresor del sistema de refrigeración, 1 contactor para la resistencia eléctrica de calentamiento y 2 contactores para las bombas de agua y aceite. Las especificaciones de cada contactor se muestran en Tabla 63,

Figura 126

Disposición de contactores en tablero de control



Nota: 1. Contactor para compresor del sistema de refrigeración, 2. Contactor para resistencia eléctrica de calentamiento, 3. Contactor para bomba de agua y 4. Contactor para bomba de aceite.

Tabla 63

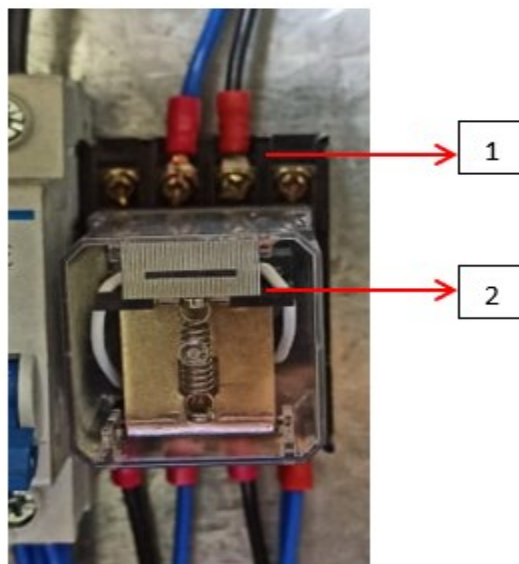
Especificaciones de contactores aplicados en tablero de control

Contactador	MARCA	Modelo
Compresor	CHINT	Nxc-32a 3p 120/220v
Resistencia Eléctrica	CHINT	Nxc-32a 3p 120/220v
Bomba de Agua	CHINT	Nxc-25a 3p 120/220v
Bomba de Aceite	CHINT	Nxc-25a 3p 120/220v

Relé. Es un dispositivo electromagnético que funciona como interruptor automático, este se activara cuando la conexión sea creada por un electroimán. A diferencia del contactor, el relé permite que los contactos se cierran o abran según los requerimientos deseados (Arjona, 2013). Para este proyecto se utilizó 1 Relé auxiliar. Las especificaciones del mismo se muestran en Tabla 64.

Figura 127

Disposición de relé auxiliar en tablero de control



Nota: 1. Relé Auxiliar 8 pines redondo y 2. Base 8 pines redondo.

Tabla 64

Especificaciones de relé aplicado en tablero de control

Partes	MARCA	Modelo
Relé Auxiliar 8 pines redondo	CHINT	JQX-10F 3Z AC 220V - DC 24V
Base 8 pines redondo	CHINT	CZF08A-E 10 A

Programación

Se realiza la conexión mediante Wireless entre el microprocesador (ESP32) y el software Arduino, de esa manera se cargará la programación del control que gobernará el control de todo el sistema.

Librerías de Arduino

En Figura 128 se muestran las librerías utilizadas:

Figura 128

Librerías utilizadas en el control del equipo

```
#include <RBDdimmer.h>
#include <HardwareSerial.h>
#include <analogWrite.h>
HardwareSerial SerialPort(2);
#include <PID_v1.h>
```

- RBDdimmer.h: Librería utilizada para implementar el control de fase.
- HardwareSerial.h: Librería utilizada para enviar datos hacia la PC, desde un puerto serial.
- analogWrite.h: Genera señal analógica para el control de la válvula de expansión.
- PID_v1.h: Librería para implementación de PID

El programa completo desarrollado en el software Arduino se lo puede apreciar en el Apéndice

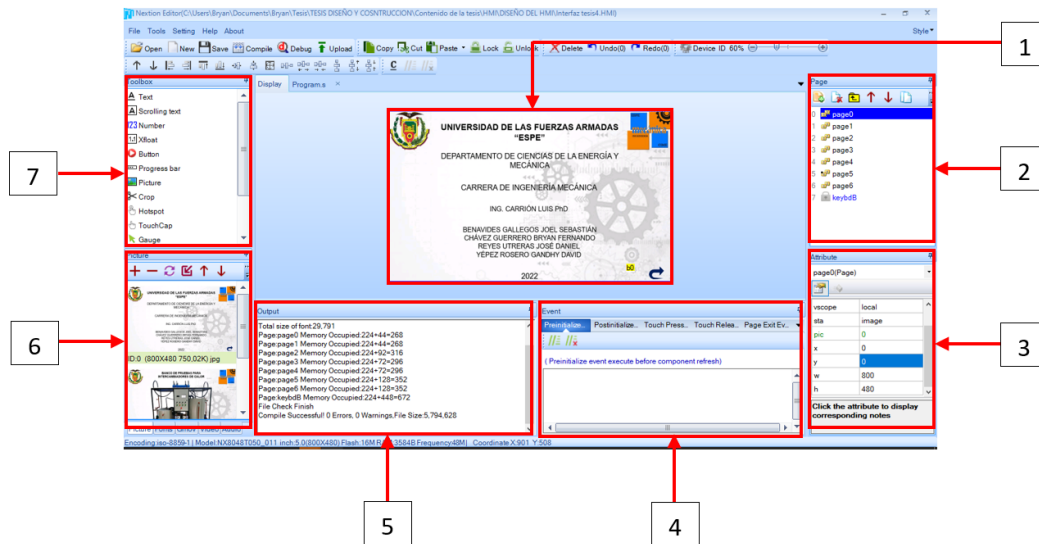
7

Diseño del HMI

Se diseñó mediante el software Nextion Editor HMI, mostrando su interfaz principal en Figura 129, en la cual se presenta la página a ser diseñada, las páginas a usar en el proyecto, el bloque de atributos ayuda a mejorar los diferentes aspectos utilizados en el HMI como los botones, fondos, etc. A continuación, en el bloque de programación se adhiere a los atributos para poder direccionar los botones, elegir un tiempo de cambio de página y muchas funciones más; el bloque de compilaciones indica los posibles errores producidos al diseñar el HMI, se presenta también las páginas cargadas en el proyecto y finalmente el bloque de herramientas, donde tenemos varias opciones para implementar en el diseño como botones, texto, número, etc.

Figura 129

Interfaz del programa Nextion Editor HMI

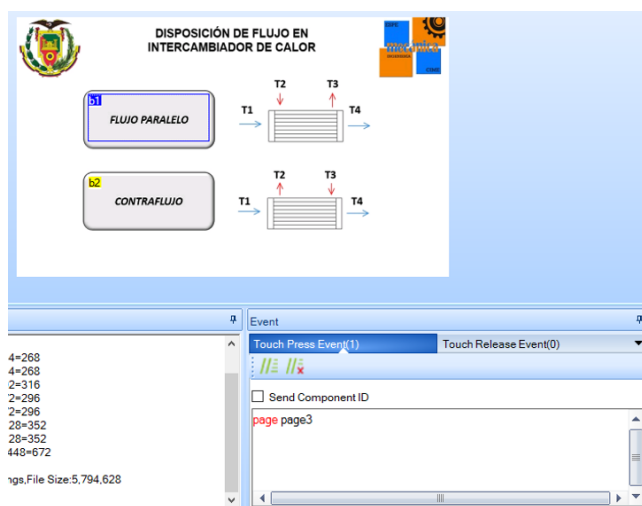


Nota. 1. Página en diseño, 2. Bloque de páginas, 3. Bloque de atributos, 4. Bloque de programación, 5. Bloque de compilación, 6. Bloque de carga de páginas, 7. Bloque de herramientas de diseño.

En el HMI, para poder cambiar mediante un toque se implementan botones que redirigen a una página definida en el bloque de programación, como se muestra en Figura 130.

Figura 130

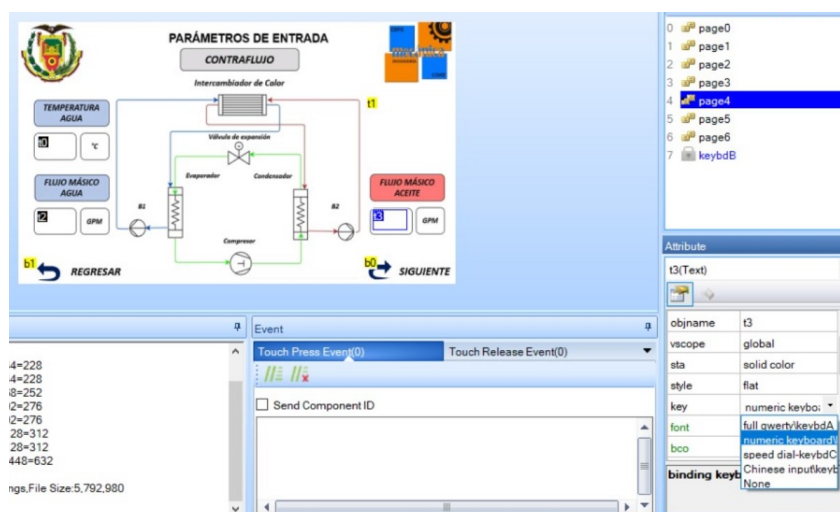
Cambio de página según botones



Adicionalmente para poder solicitar datos en el HMI, se adiciona un texto que es redireccionado a una interfaz que tiene diferentes tipos de entradas como texto, números, símbolos chinos, etc.

Figura 131

Redirección de entrada de datos numéricos en HMI

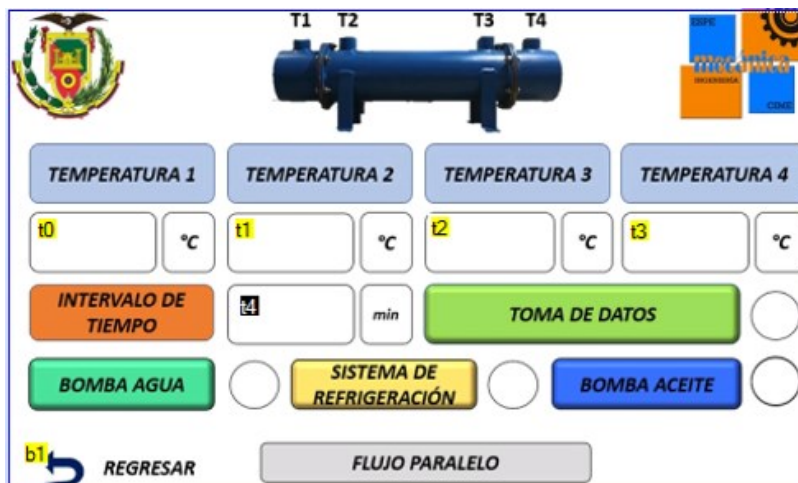


De igual manera, existen botones que generan alguna acción como encender y apagar bombas o encender y apagar el sistema de refrigeración, esto se realiza mediante la programación de la tarjeta del microcontrolador en el software Arduino (Apéndice 7)

Los parámetros medidos como es el caso de las temperaturas mediante termocuplas se presentan en los recuadros correspondientes, redireccionados mediante el programa en el apéndice descrito anteriormente.

Figura 132

Programación de botones de actuadores y salida de texto en HMI



Finalizado este proceso, se procede a cargar al microcontrolador las funciones necesarias para cada opción de control como son los datos ingresados, acciones de actuadores y toma de datos.

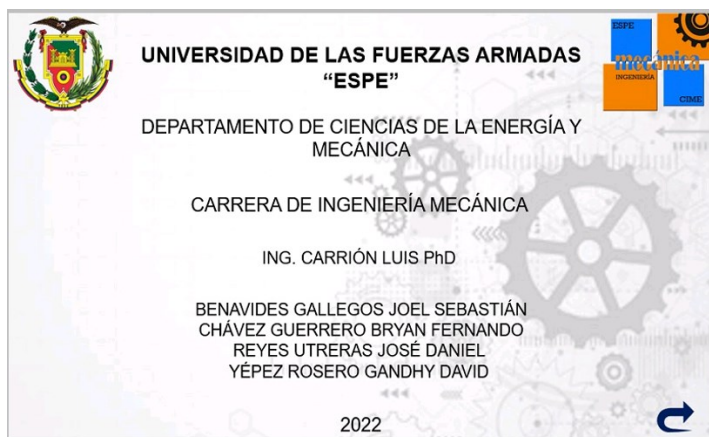
Interfaz Hombre Maquina (HMI)

Una vez finalizado el diseño, se carga la información editada en el HMI y queda estructurado de la siguiente manera:

Pantalla principal: Presenta los datos principales del proyecto, adicionalmente permite pulsar el botón siguiente, mostrada en Figura 133.

Figura 133

Pantalla principal de HMI



Pantalla previa al menú principal: Presenta el nombre e imagen del equipo y el botón de siguiente.

Figura 134

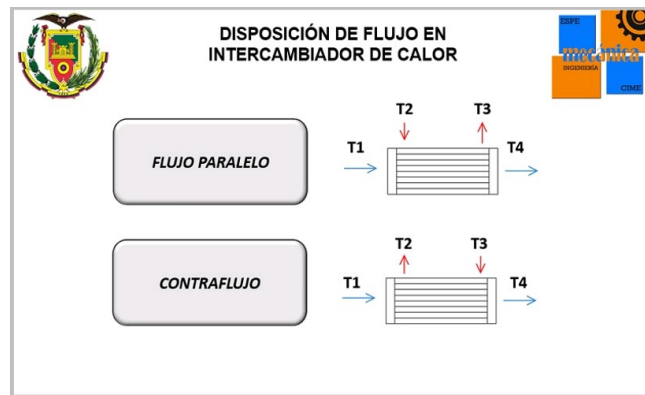
Pantalla previa al menú principal



Menú principal: Se elige el tipo de flujo a realizar la práctica.

Figura 135

Pantalla del menú principal



Y dependiendo de la opción escogida, lleva a las diferentes páginas para ingresar los datos ya sea en flujo paralelo o en contraflujo (Figura 136), los mismos introducidos mediante la entrada numérica como se muestra en Figura 137.

Figura 136

Páginas para parámetros de entrada flujo paralelo y contraflujo

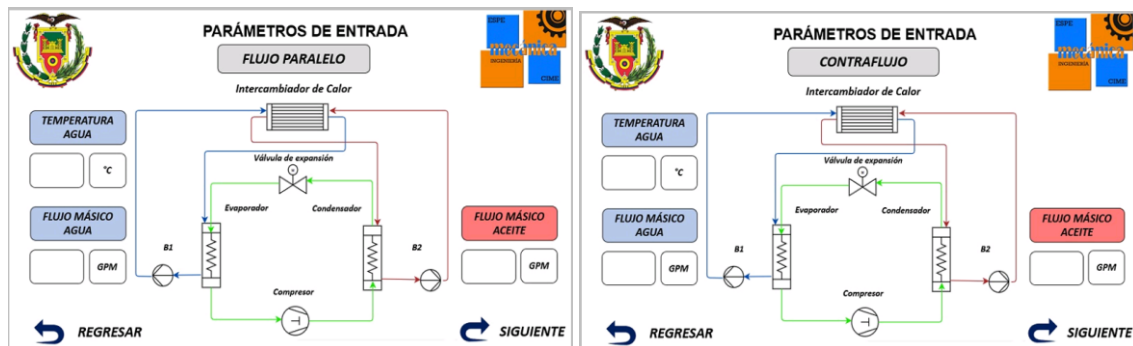
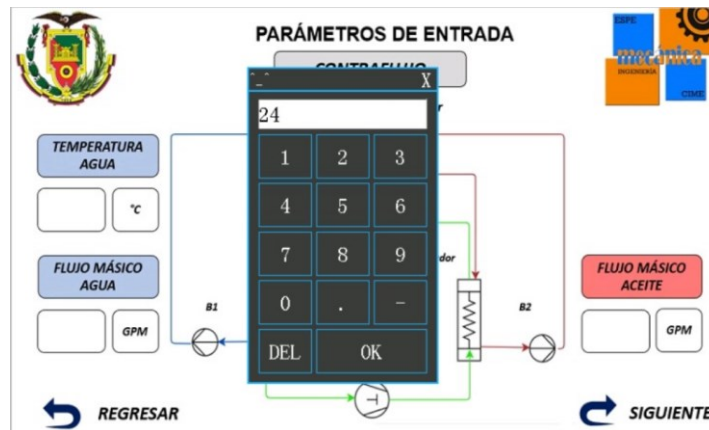


Figura 137

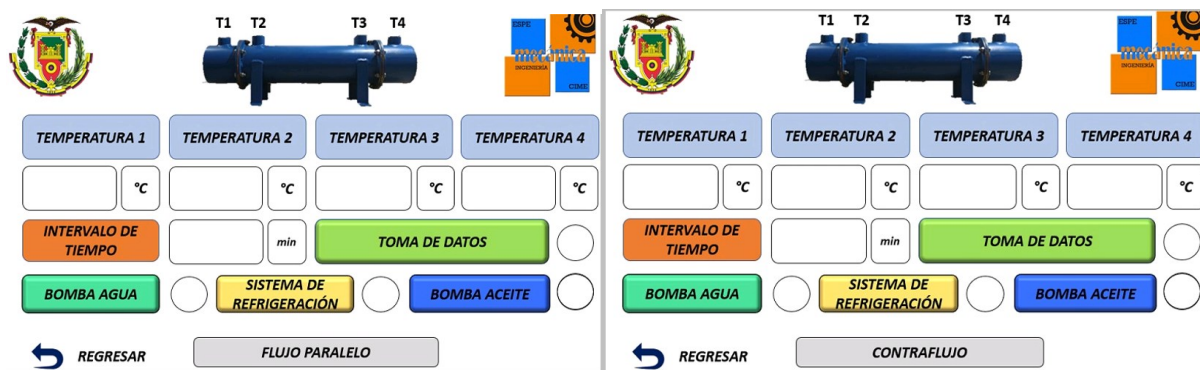
Introducción de datos numéricos



Una vez introducidos los datos de temperatura de agua y de flujos máscos a ser manejados en la práctica, sigue a la siguiente interfaz donde se debe seleccionar el intervalo de tiempo para recolectar los datos y los botones de acción de bombas y sistema de refrigeración. Cuando el equipo esté en funcionamiento, se selecciona el botón de toma de datos que a partir de ese instante enviará los datos tomados por las termocuplas y presentados en pantalla hasta que se opima de nuevo el botón “TOMA DE DATOS”.

Figura 138

Salida de datos y control de actuadores



Puesta a Punto del Sistema

A continuación, se presentan las operaciones realizadas para que el sistema trabaje correctamente.

Puesta a Punto del Sistema de Refrigeración

Presurización y revisión de fugas. El manifold de presurización debe estar conectado a la válvula Rotolock de la línea de alta, en este caso al acumulador de líquido, comprobando que el acople de la válvula de aguja se conecte perfectamente a la entrada de los manómetros. A su vez la línea de servicio del manifold debe estar conectada a los manómetros de salida del recipiente de nitrógeno. Se abre la válvula de nitrógeno y se realiza una regulación de la presión de la salida de nitrógeno a aproximadamente 250 psi, una vez regulada la presión de salida se abre la válvula del manómetro de alta para que regule 100 psi a la conexión con el sistema de refrigeración para una primera verificación. Se comprueba que en un período considerable de tiempo la presión marcada en el manifold sea constante, caso contrario existen fugas y el sistema debe ser analizado para encontrar fugas o averías. A continuación, se calibra en la válvula del manifold para una mayor presión y se realiza el mismo procedimiento, para la última prueba a presión máxima de 250 psi se debe dejar presurizado el sistema por al menos 15 minutos y comprobar que no haya pérdidas de presión.

El procedimiento para despresurizar el gas nitrógeno del sistema de refrigeración consiste en cerrar el suministro del tanque de nitrógeno a su válvula de regulación y posteriormente se abre la llave de la línea de servicio permitiendo que el gas salga al ambiente.

Figura 139

Detección de fugas y presurización con Nitrógeno.



Carga de refrigerante. Existen acciones previas que deben ser llevadas a cabo para poder iniciar con la carga de refrigerante R 404 a.

Se realiza el procedimiento de vacío en el sistema con el fin de remover la humedad del mismo tanto por el lado de alta como por el lado de baja debido a la presencia de una válvula solenoide, para ello se trabajará en conjunto con una máquina de vacío que será conectada a la manguera de servicio del manifold y al mismo tiempo las mangueras de baja y alta presión se conectan a las válvulas rotolock del acumulador de líquido y del compresor. Al momento de encender la máquina de vacío se deberá tomar en cuenta que ambas llaves en el manifold tendrán que permanecer completamente abiertas, el procedimiento durara 1 hora aproximadamente.

Figura 140

Procedimiento de vacío en el sistema de refrigeración



Después, se procede al purgado de la manguera de servicio conectándola al tanque de refrigerante que se encontrara en posición vertical donde solo liberara gas. Desenroscando de manera leve la misma manguera en el manifold. Esto debido a que luego de hacer el vacío es posible que haya entrado aire a dicha manguera y con este procedimiento se lo soluciona.

Se procede a la carga de refrigerante en fase líquida, para lo cual el manifold tendrá la siguiente disposición, manguera de servicio al tanque en posición vertical girado 180°, manguera de baja a la entrada del compresor y manguera de alta conectada al acumulador de líquido, se abre la válvula del manómetro de alta presión del manifold con el objetivo de que fluya líquido al acumulador y controlar la abertura hasta 80 psi aproximadamente hasta que se estabilice el sistema, manteniendo la válvula del manómetro de baja cerrada, por otro lado debido a que el equipo cuenta con una válvula solenoide que al ser nueva se encuentra en posición abierta y por lo tanto la manguera de baja es suficiente para llenar

al sistema entero. Se procede a abrir la llave de baja permitiendo el ingreso paulatino de gas refrigerante R 404 a al sistema. Finalmente, se prende el equipo para que trabaje durante breves instantes y en el momento que se obtenga la temperatura y presión deseada mediante pruebas de funcionamiento, se cerrara la llave de baja culminando el proceso de carga (Danfoss, 2016).

Figura 141

Carga de refrigerante en el sistema de refrigeración

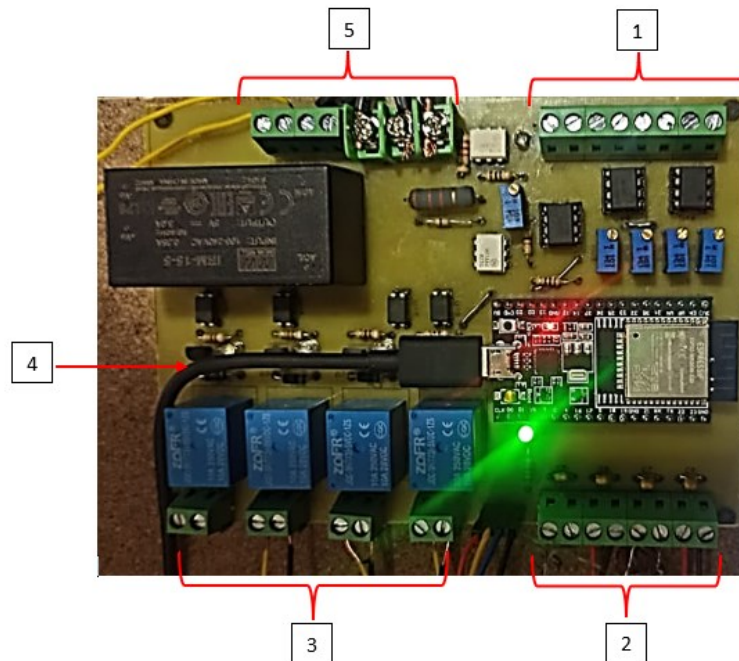


Puesta a Punto del Sistema del Control

En este apartado se realizan las conexiones de los componentes físicos con los elementos eléctricos para que permita la comunicación con el control de la máquina. En la Figura 142 se puede observar las conexiones físicas descritas en el capítulo IV.

Figura 142

Conexión física de los sensores a la placa de control



Nota: 1. Conexión sensores de control PID, 2. Conexión de termocuplas, 3. Conexión a reles del sistema de bombeo y refrigeración, 4. Cable serial. 5. Conexión Control de niquelina y fuente de corriente.

Una vez diseñada la placa con los elementos eléctricos necesarios para el control, se implementa el PID en el sistema de refrigeración. La programación se realiza en el software Arduino en donde se colocan las constantes y se carga el algoritmo al microprocesador ESP32.

En la sintonización del PID con la herramienta PID Tuner de Matlab, se obtuvo que la constante proporcional es de 11.47971, la constante integral es de 3.7828 y la constante derivativa es de 6.0003.

El control PID para el sistema de refrigeración y niquelina, se implementa mediante la programación en Arduino con la librería PID “#include <PID_v1.h>”. (Apéndice 7)

En la Figura 143 se muestra las constantes definidas en el modelamiento de la planta.

Figura 143

Constantes proporcional, integral y derivativo para los controles PID

```
double Setpoint1, Input1, Output1;
double Setpoint2, Input2, Output2;
double Kp1=11.47971, Ki1=3.78228, Kd1=6.003;
double Kp2=204, Ki2=7.2, Kd2=1.04;
```

Las constantes permitirán estabilizar el control de acuerdo a lo simulado, los sensores de presión y temperatura enviarán señales eléctricas por medio de los pines 34 y 35 del microcontrolador ESP32. En Figura 145 se puede observar la programación, en donde se configura la temperatura de sobrecalentamiento de 7°C en el control PID del sistema de refrigeración y la temperatura establecida de 45°C para la temperatura del aceite.

Figura 144

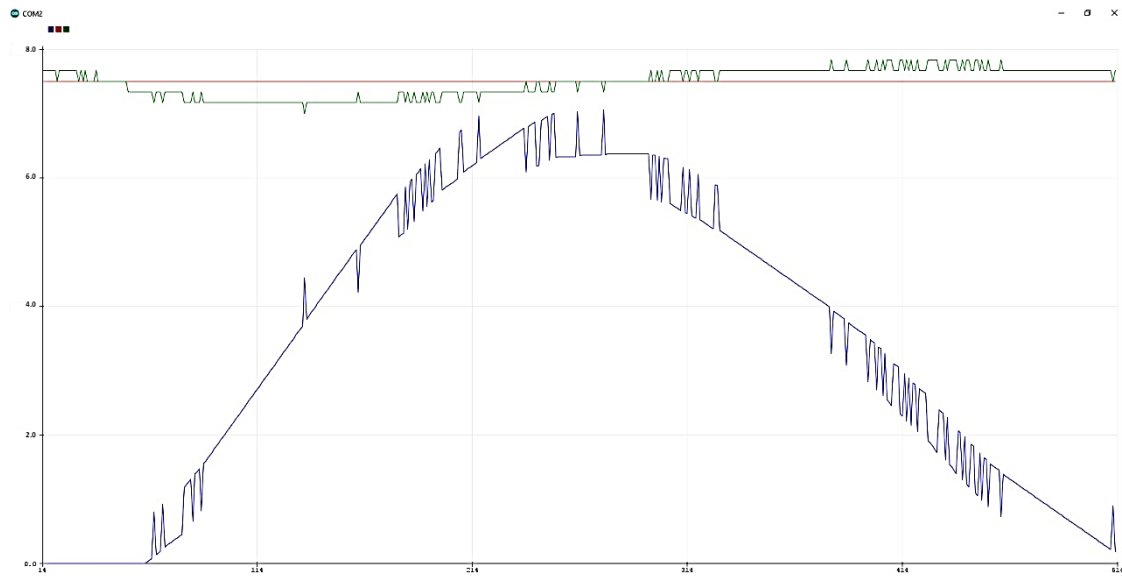
Ingreso de temperatura de refrigerante y aceite para el control PID

```
Input1 = analogRead(PIN_INPUT1);
Setpoint1 = 7;
Input2 = analogRead(PIN_INPUT2);
Setpoint2 = 45;
```

A continuación, se muestra en la Figura 145 la simulación del comportamiento de la válvula de expansión con la herramienta de Arduino serial Plotter, se realizaron pruebas de funcionamiento a las cuales se observa que, a la temperatura de sobrecalentamiento a 7°C, la apertura de la válvula se mantiene en un rango entre el 20% y 40%, estabilizando al sistema en 7.6°C, para garantizar que el refrigerante ingrese en forma de vapor al compresor.

Figura 145

Comportamiento PID, mantenido la temperatura de sobrecalentamiento.



Nota. Adaptado interfaz de Arduino con herramienta serial Plotter.

De la Figura 145 se identifica a la línea azul como el comportamiento PID, la línea roja representa la temperatura configurada de estabilización y la línea verde representa la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador. Se puede observar que existe una diferencia de tiempo de estabilización comparada con la simulación ya que realmente se estabiliza a los 11 s después de haberse prendido el compresor.

En la Tabla 65 se detallan las pruebas realizadas a una temperatura de sobrecalentamiento del refrigerante a 7 °C.

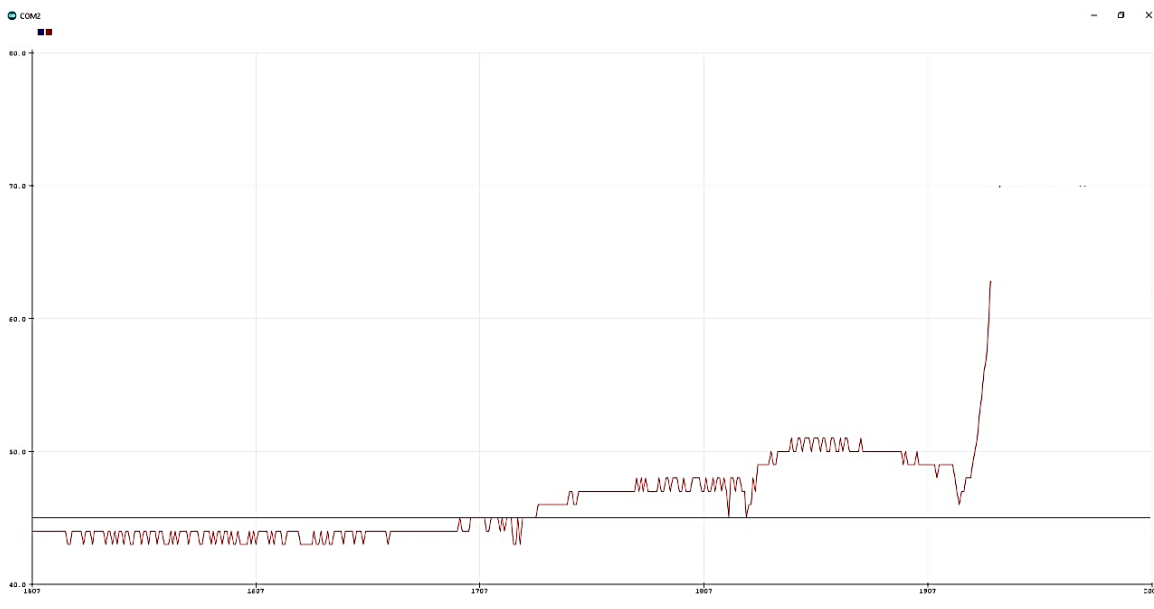
Tabla 65

Porcentaje de apertura de la válvula a 7 °C de sobrecalentamiento en el refrigerante

Temperatura de sobrecalentamiento 7°C	
Presión de refrigerante (bar)	Apertura de la válvula (%)
5,9	35.7
6,1	29.1
6,2	28
6,3	27.7
6,4	27.5
6,7	26.8
6,9	26.6
7,2	26.5
7,5	24.8

El control de fase se implementó en la parte de la niquelina con el fin de enviar pulsos proporcionales de voltaje y permitir que la niquelina caliente el aceite mientras usa un control PID para estabilizar la temperatura a 45°C.

En la Figura 146 se observa el comportamiento de la temperatura en el tanque de aceite con un control PID, se observa como varia la temperatura con la ayuda de la herramienta serial Plotter de Arduino.

Figura 146*Control de temperatura del aceite*

De la Figura 146 se puede observar que la línea de color azul representa la temperatura del aceite a 45°C, la línea de color rojo es el comportamiento de la temperatura del aceite dentro del condensador cuando se enciende la niquelina.

El control PID permite encender la niquelina a partir de que el aceite alcanza los 33°C en el condensador y empieza a elevar la temperatura a 45°C, al llegar a esta temperatura el control deja de enviar pulsos de voltaje para apagar la niquelina hasta que la temperatura del aceite sea menor a 45°C y volverla a controlar, generando un problema en el control, debido a que el recipiente en donde se almacena el aceite se encuentra asilado con poliuretano y posee un sistema bypass por donde retorna fluido caliente, ocasionando que la temperatura del aceite no disminuya en gran proporción, además, el enfriamiento que se produce en el intercambiador de calor no es suficiente para reducir la temperatura de todo el volumen del fluido contenido en el tanque, por lo que para bajar la temperatura en el aceite se debería esperar alrededor de 8 horas y en ese momento la niquelina volvería a encender para ser

controlada por el PID, por tal razón, no es posible aplicar el control cuando el sistema trabaja enfriando agua y calentando aceite al mismo tiempo.

Capítulo V: Pruebas de Funcionamiento

Se realizará la toma de datos a partir de 4 termocuplas que censaran las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor en cada uno de los fluidos de trabajo, agua y aceite.

Se procede con las pruebas de funcionamiento, las bombas son encendidas y calibradas a un flujo masico deseado, seguidamente se procede a encender el sistema de refrigeración y se define la temperatura objetivo en evaporador, el equipo tiene que llegar a condiciones equilibradas, por lo tanto, cuando se lo haya conseguido al verificar que las temperaturas no varían de forma brusca, el equipo estará listo para empezar con la toma de datos.

Análisis de eficiencia del intercambiador de calor de tubo concéntrico

En Tabla 66 se presenta la toma de datos para intercambiadores de calor de tubo concéntrico en contraflujo, aplicando flujos masicos constantes para ambos fluidos de trabajo. Las mediciones serán tomadas en múltiples ocasiones en intervalos de 5 minutos.

Tabla 66

Toma de datos para intercambiadores de calor de tubo concéntrico en flujo paralelo

ORD	Temperatura (°C)				Caudal (GPM)		Tiempo (min)
	T_{ci}	T_{ho}	T_{hi}	T_{co}	m_h	m_c	t
1	19.50	38.25	42.25	20.00			0
2	19.25	38.00	42.50	20.25			5
3	19.75	38.75	42.75	20.25			10
4	19.25	40.00	43.25	20.00			15
5	19.50	39.50	43.50	20.00			20
6	19.75	40.25	44.00	20.25			25
7	19.25	40.00	44.25	20.25	0.8	2	30
8	19.50	41.00	44.75	20.00			35
9	19.25	41.25	45.25	20.00			40
10	19.25	41.50	45.25	19.75			45
11	19.50	42.00	45.50	19.75			50
12	20.25	42.50	45.75	20.75			55
13	20.50	42.50	46.00	20.25			60

Nota: La temperatura seteada en agua fue de 19.5 (°C)

Figura 147

Temperatura de entrada y salida del Agua vs. Tiempo

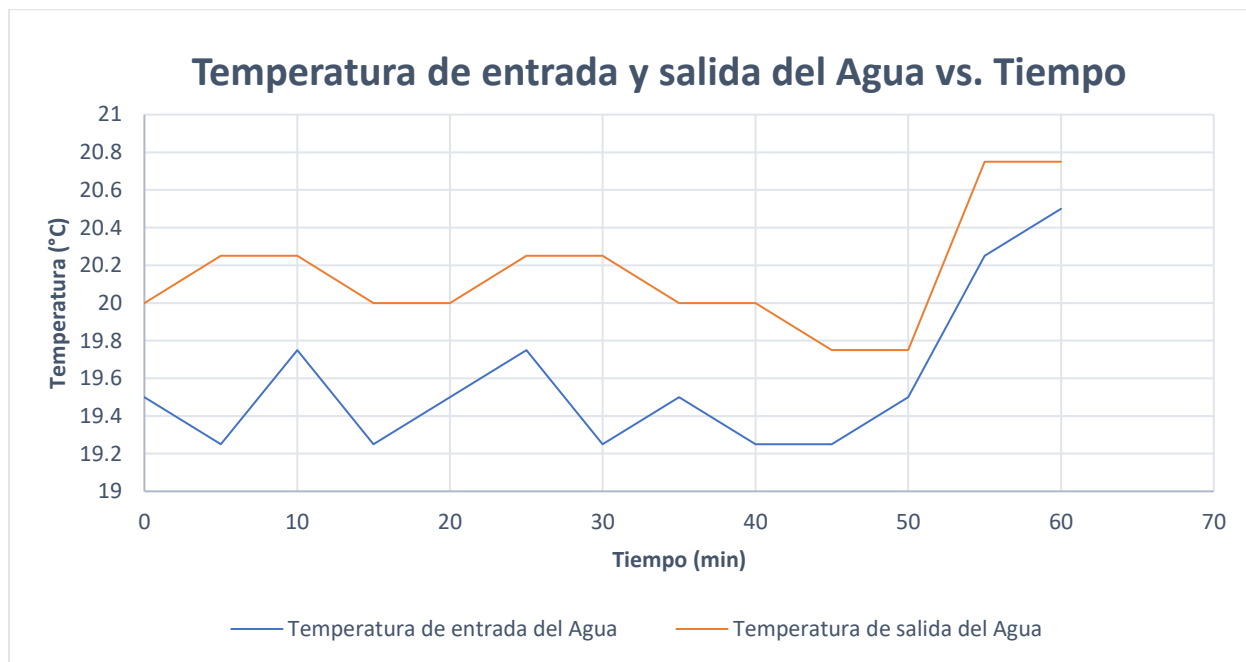
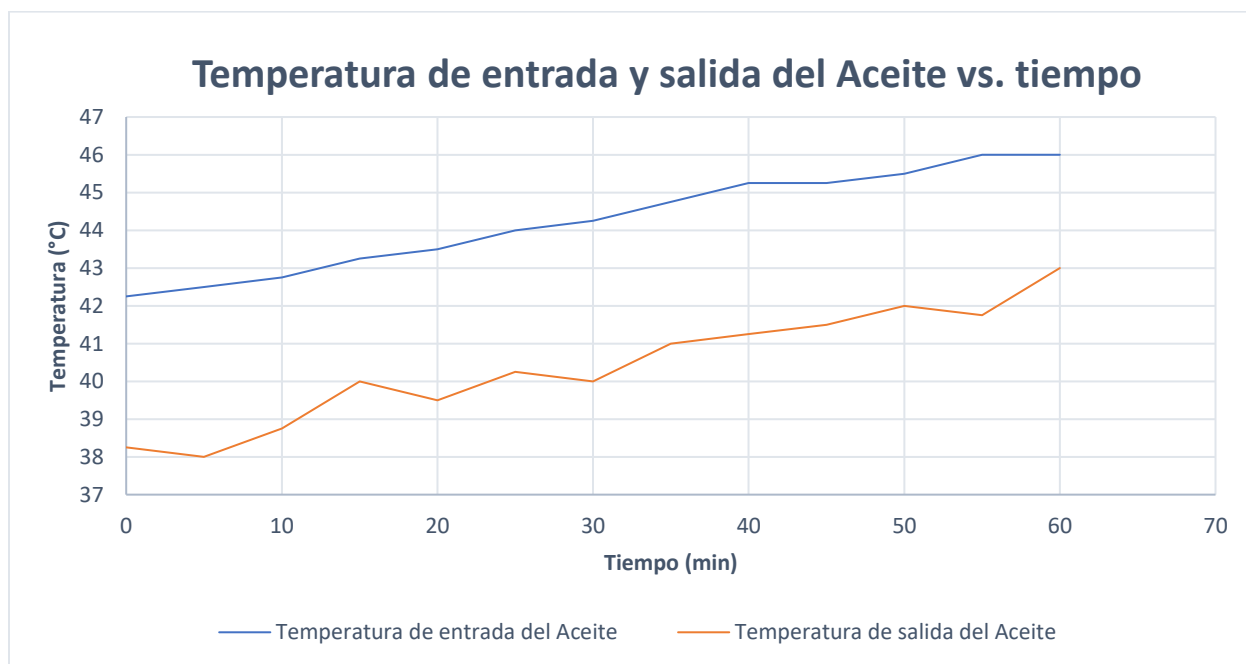


Figura 148

Temperatura de entrada y salida del Aceite vs. tiempo



Análisis: Tanto en Figura 147 y Figura 148 se evidencia el funcionamiento del intercambiador de calor de tubos concéntricos en disposición contraflujo en sus extremos, es decir las temperaturas de entrada y salida de los distintos fluidos.

De los resultados obtenidos en Tabla 66, se realizó el análisis de eficiencia del intercambiador de calor obteniendo los siguientes resultados detallados en Tabla 67.

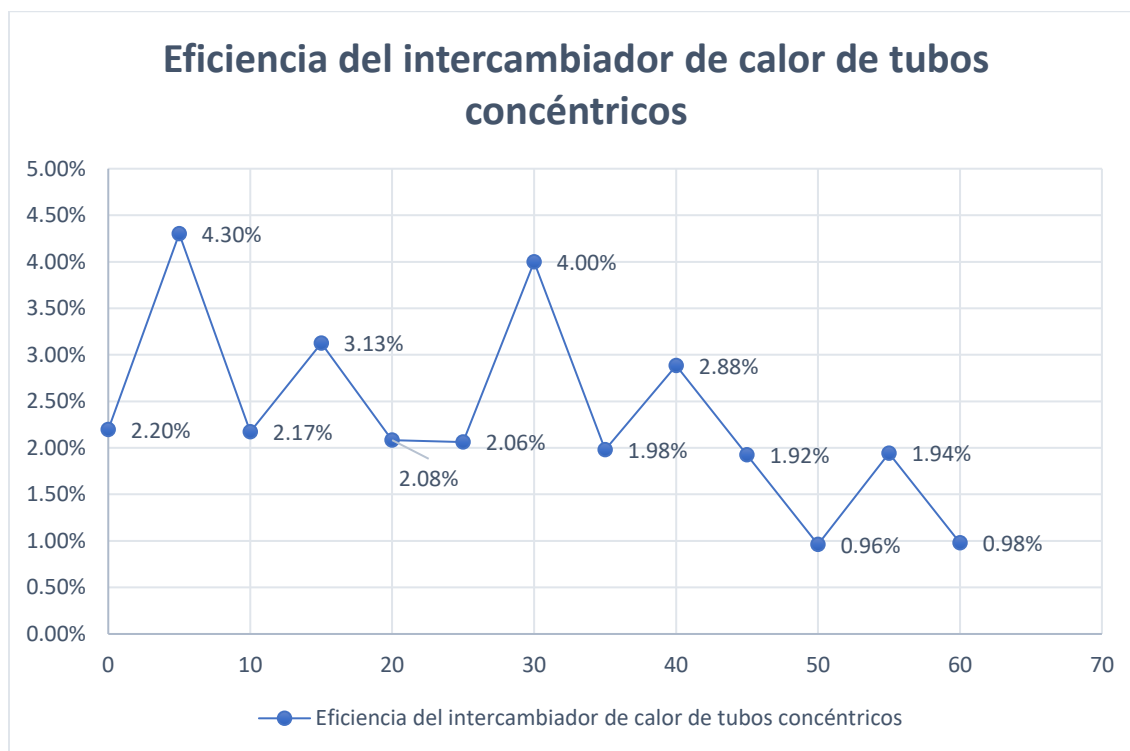
Tabla 67

Análisis de eficiencia para intercambiador de calor de tubo concéntrico en disposición contraflujo

ORD	Potencia Máxima Q_{max} (W)	Calor cedido Q_c (W)	Eficiencia (%)
1	76167.00	1674.00	2.20%
2	77841.00	3348.00	4.30%
3	77004.00	1674.00	2.17%
4	80352.00	2511.00	3.13%
5	80352.00	1674.00	2.08%
6	81189.00	1674.00	2.06%
7	83700.00	3348.00	4.00%
8	84537.00	1674.00	1.98%
9	87048.00	2511.00	2.88%
10	87048.00	1674.00	1.92%
11	87048.00	837.00	0.96%
12	86211.00	1674.00	1.94%
13	85374.00	837.00	0.98%

Figura 149

Eficiencia del intercambiador de calor de tubos concéntricos



De la Tabla 67 se evidencia una eficiencia promedio de 2.35% del intercambiador de calor de tubo concéntrico.

Valoración que se justifica en la tesis “Ingeniería conceptual, básica y de detalle de un banco de pruebas para intercambiadores tipo tubo concéntrico y multitubos para flujo paralelo y contraflujo utilizando como fluidos de trabajo aceites API y agua para el Laboratorio del DECEM” debido al diseño y construcción sin normas certificadas en el intercambiador de calor (Mejía & Pérez, 2011).

Análisis de la temperatura controlada

A continuación, se presenta una recopilación de datos de la variable temperatura de ingreso del agua, la cual es el objetivo establecido en el interfaz HMI, para distintas condiciones con su respectivo análisis de error y variabilidad.

Tabla 68

Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 19,5 °C

Temperatura setting: 19.5 °C				
Ord	Tiempo	Temperatura T_{ci}	Error	Error (%)
1	0	19.5	0.00	0.00%
2	5	19.25	0.25	1.28%
3	10	19.75	0.25	1.28%
4	15	19.25	0.25	1.28%
5	20	19.5	0.00	0.00%
6	25	19.75	0.25	1.28%
7	30	19.25	0.25	1.28%
8	35	19.5	0.00	0.00%
9	40	19.25	0.25	1.28%
10	45	19.25	0.25	1.28%
11	50	19.5	0.00	0.00%
12	55	20.25	0.75	3.85%
13	60	20.5	1.00	5.13%

Figura 150

Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 19,5 °C

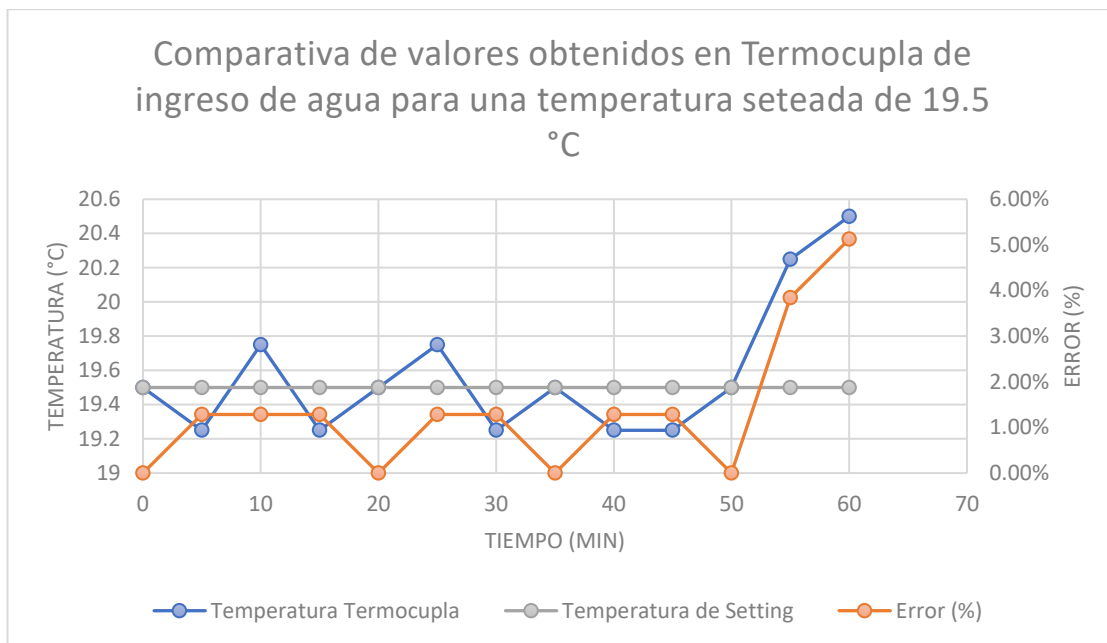


Tabla 69

Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 17,0 °C

Temperatura setting: 17,0 °C				
Ord	Tiempo	Temperatura T_{ci}	Error	Error (%)
1	0	17.00	0.00	0.00%
2	5	17.75	0.75	4.41%
3	10	18.00	1.00	5.88%
4	15	17.75	0.75	4.41%
5	20	17.25	0.25	1.47%
6	25	18.00	1.00	5.88%
7	30	17.25	0.25	1.47%
8	35	16.50	0.50	2.94%
9	40	16.75	0.25	1.47%
10	45	16.00	1.00	5.88%
11	50	17.00	0.00	0.00%
12	55	17.25	0.25	1.47%
13	60	18.25	1.25	7.35%

Figura 151

Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 17 °C

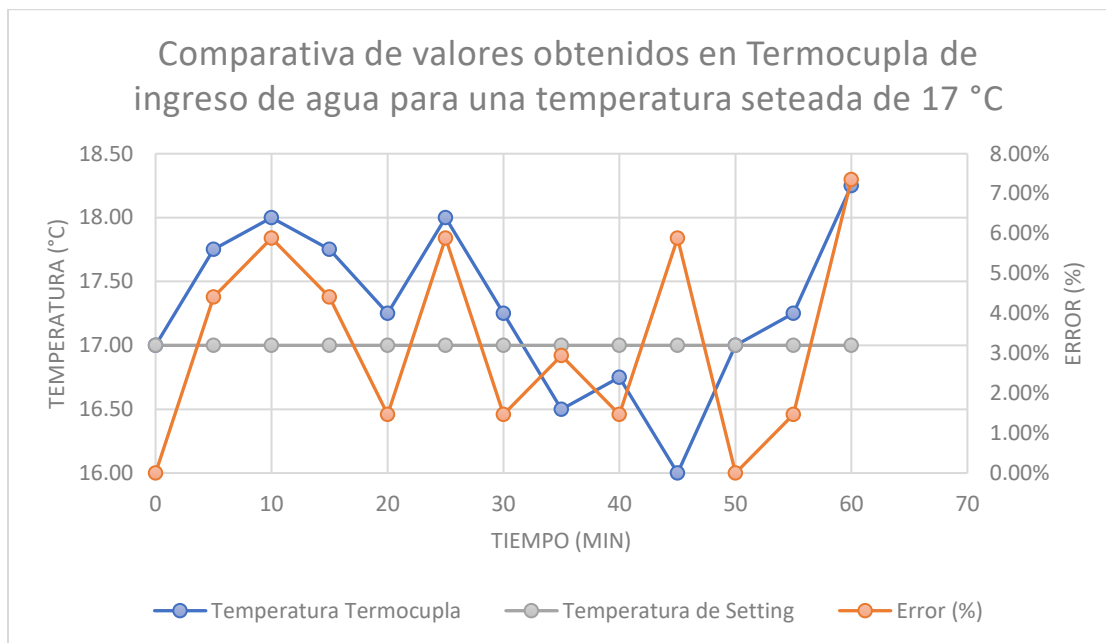


Tabla 70

Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 14,5 °C

Temperatura setting: 14 °C				
Ord	Tiempo	Temperatura T_{ci}	Error	Error (%)
1	0	14.50	0.00	0.00%
2	5	14.75	0.25	1.72%
3	10	15.25	0.75	5.17%
4	15	14.25	0.25	1.72%
5	20	14.75	0.25	1.72%
6	25	13.75	0.75	5.17%
7	30	15.00	0.50	3.45%
8	35	15.50	1.00	6.90%
9	40	14.75	0.25	1.72%
10	45	13.75	0.75	5.17%
11	50	15.00	0.50	3.45%
12	55	14.75	0.25	1.72%
13	60	15.50	1.00	6.90%

Figura 152

Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 14,5 °C

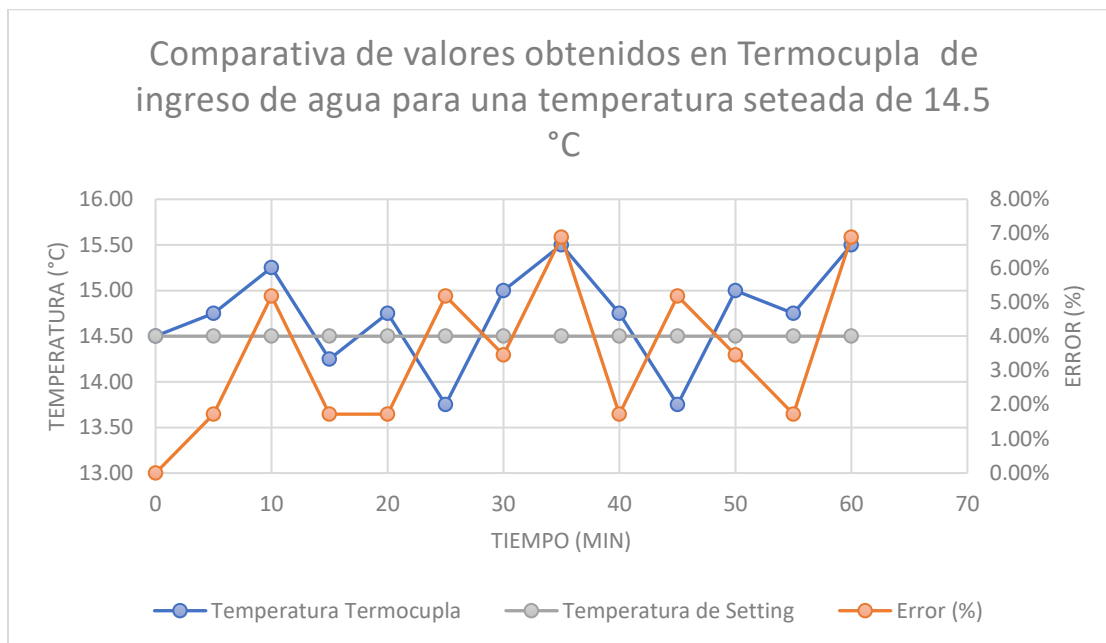


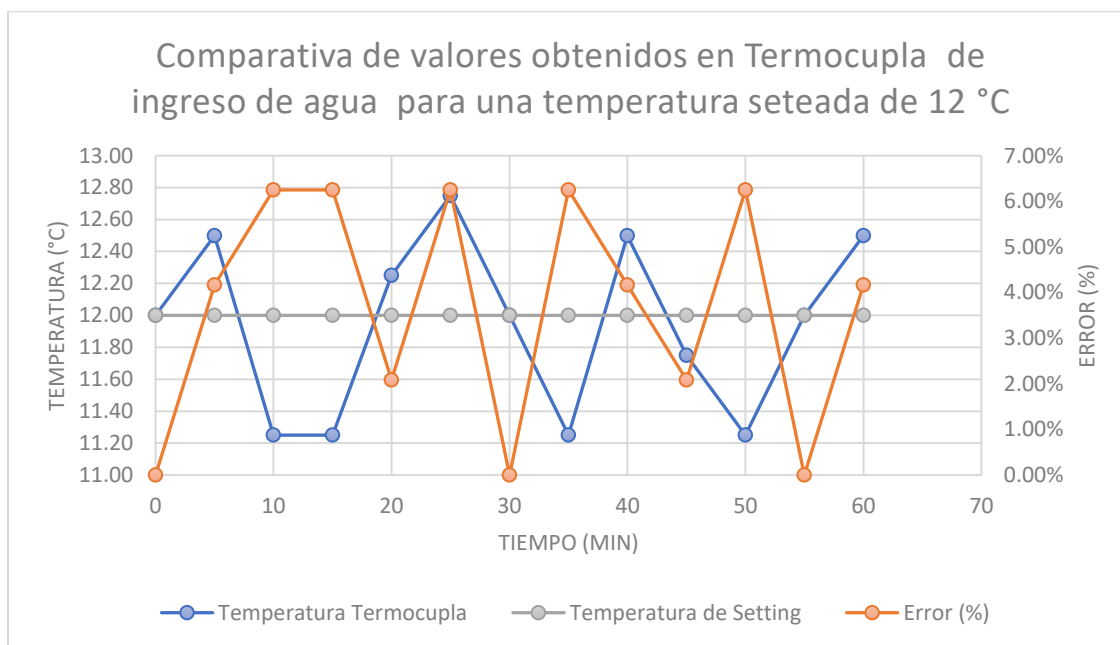
Tabla 71

Toma de datos de la temperatura de ingreso del agua a temperatura setting de 12,0 °C

Temperatura setting: 12,0 °C				
Ord	Tiempo	Temperatura T_{ci}	Error	Error (%)
1	0	12.00	0.00	0.00%
2	5	12.50	0.50	4.17%
3	10	11.25	0.75	6.25%
4	15	11.25	0.75	6.25%
5	20	12.25	0.25	2.08%
6	25	12.75	0.75	6.25%
7	30	12.00	0.00	0.00%
8	35	11.25	0.75	6.25%
9	40	12.50	0.50	4.17%
10	45	11.75	0.25	2.08%
11	50	11.25	0.75	6.25%
12	55	12.00	0.00	0.00%
13	60	12.50	0.50	4.17%

Figura 153

Comparativa de valores obtenidos para una temperatura seteada de 12 °C



En Tabla 72 se resumen los valores obtenidos para las cuatro pruebas realizadas.

Tabla 72

Resumen de resultados y análisis obtenidos en adquisición de datos.

ORD	Temperatura Setting (°C)	Temperatura \bar{T}_{cl}	Desviación Estándar	Error (%)
1	19.5	19.58	0.4	1.38
2	17.0	17.29	0.65	3.28
3	14.5	14.73	0.56	3.45
4	12.0	11.94	0.55	3.69

Capítulo VI: Análisis económico

Con el objetivo de analizar el ámbito económico del presente proyecto se realiza un análisis financiero en el que se desglosan los costos directos e indirectos que interfirieron dentro del proyecto.

Costos directos

Se establece como costos directos para el presente proyecto los honorarios a profesionales, remuneración a no profesionales y estudiantes, así como los costos de fabricación de la estructura metálica, tanques de almacenamiento de líquido, sistema de refrigeración, sistema de bombeo y sistema de control.

Honorarios a profesionales

Dichos costos son asumidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” debido a que son profesionales que durante el presente período académico se encuentran nómina como docentes, se detallan en Tabla 73.

Tabla 73

Honorarios para profesionales de la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”

Cargo	Nombre	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
Director	Ing. Luis Carrión	48	8	384
Asesoría	Dr. Reynaldo Delgado	4	8	32
Total (USD)				416

A partir de los siguientes elementos los costos fueron asumidos voluntariamente por los estudiantes autores del proyecto.

Remuneración a no profesionales

Se reconoció a técnicos de diferentes áreas que apoyaron a la realización del proyecto, se encuentra descrito en Tabla 74.

Tabla 74*Remuneración a personal no profesional*

Ord	Función	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
1	Técnico de Refrigeración	12	4	48
2	Técnico Mecánico	12	4	48
3	Técnico de Control	12	4	48
Total (USD)				144

Remuneración de estudiantes

El trabajo realizado por los estudiantes y la remuneración reconocida por el mismo se detalla en Tabla 75.

Tabla 75*Remuneración de estudiantes*

Ord	Nombre	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
1	Sr. Joel Benavides	640	4.00	2,560.00
2	Sr. Bryan Chávez	640	4.00	2,560.00
3	Sr. Daniel Reyes	640	4.00	2,560.00
4	Sr. Gandhi Yépez	640	4.00	2,560.00
Total (USD)				10,240.00

A continuación, se describen los gastos realizados en cada elemento o sistema del proyecto.

Estructura Metálica

Tabla 76

Costos de estructura metálica

Cantidad	Unidad	Material	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
4	u	Perfil cuadrado 25 x 25 x 3	13.65	54.61
3	u	Perfil cuadrado 50 x 50 x 3	7.04	21.13
1	Kg	Electrodo revestido 6011 Ø1/8"	4.82	4.82
S/E	S/E	Taller e Insumos varios	30.00	30.00
			Total (USD)	110.56

Tanques de Almacenamiento de Líquido**Tabla 77***Costos del sistema de almacenamiento de líquido*

Cantidad	Unidad	Material	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	u	Lámina 1220 x 2440 Acero A36 (espesor 3mm)	112.56	112.56
1	u	Lámina 1220 x 2440 Acero Inoxidable 430 (espesor 3mm)	138.50	138.50
3	m	Perfil en L 25 x 25 (espesor 3mm)	8.96	8.96
2	Kg	Electrodo revestido 6010 Ø1/8"	4.82	9.63
2	Kg	Electrodo revestido 308L Ø1/8"	9.52	19.04
1	Kg	Varilla Tig Acero Inoxidable 316L	9.07	9.07
4	u	Neplo hembra Acero inoxidable 3/8 "	6.23	24.92
4	u	Neplo hembra Acero inoxidable 1"	13.56	54.24
1	u	Neplo hembra Acero inoxidable 1 1/2"	35.63	35.63
S/E	S/E	Decapante Gel	28.00	28.00
4.5	KG	Isocianato Rubinate	8.00	35.99
4	KG	Poliol Rubitherm	8.00	31.99
2	u	Riel Chanel 40 x 20	11.60	23.20
S/E	S/E	Taller e Insumos varios	500.00	500.00
			Total (USD)	1031.72

Sistema de Refrigeración**Tabla 78***Costos del sistema de refrigeración*

Cantidad	Unidad	Material	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	u	Válvula check de diámetro 3/8" soldable	55.04	55.04
1	u	Acumulador de líquido para sistema de 1.5 HP	110.07	110.07
1	u	Filtro deshidratador de diámetro 3/8" 2TR	18.35	18.35
1	u	Visor de líquido 3/8" tipo rosca	22.02	22.02
1	u	Válvula solenoide Danfoss 3/8"	103.44	103.44
2	u	Llave de paso 3/8" tipo rosca	37.00	74.01
2	u	Llave de paso 5/8" tipo rosca	48.38	96.77
2	u	Tuerca Flares 1/2" tipo rosca	1.34	2.69
10	u	Tuerca Flares 3/8" tipo rosca	1.18	11.76
2	u	Tuerca Flares 1/4" tipo rosca	0.85	1.70
10	u	Soldadura de plata al 15%	4.28	42.78
1	u	Presostato diferencial de alta presión	79.50	79.50
1	u	Presostato diferencial de baja presión	79.50	79.50
2	u	Rubatex 5/8"	3.67	7.35
1	u	Gas Refrigerante R 404 24lbs	101.32	101.32
1	u	Manómetro	15.46	15.46
60	m	Tubería de Cobre 1/2"	4.09	245.28
30	m	Tubería de Cobre 3/8"	3.02	90.72

1	u	Tanques de Almacenamiento	S/E	S/E
1	u	Válvula de expansión electrónica SANHUA	100.00	100.00
1	u	Controlador válvula de expansión electrónica SANHUA	141.08	141.08
S/E	S/E	Accesorios	150.00	150.00
S/E	S/E	Taller e insumos varios	1500.00	1500.00
			Total (USD)	3048.82

Sistema de Bombeo

Tabla 79

Costos del sistema de bombeo

Cantidad	Unidad	Material	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
8	u	Neplo macho Acero inoxidable 3/8"	1.33	10.64
4	u	Unión Roscada Acero Inoxidable 3/8"	1.32	5.29
4	u	Neplo macho Acero inoxidable 1"	4.80	19.22
1	u	Bomba Centrífuga H. F. CPm130 0.5 HP	157.33	157.33
1	u	Bomba Centrífuga EBARA Para 0.56m 0.5HP	224.46	224.46
S/E	S/E	Tuberías y accesorios	100.00	100.00
S/E	S/E	Taller e insumos varios	200.00	200.00
			Total (USD)	716.94

Sistema de Control**Tabla 80***Costos del sistema de control*

Cantidad	Unidad	Material	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	u	Control de Temperatura Calefacción 115/230V	80.00	80.00
1	u	Gabinete Metálico Liviano 80 x 40 x 20 cm	68.77	68.77
2	u	Contactador Nvo-32a 3p	24.22	48.44
2	u	Contactador Nvo-25a 3p	18.16	36.31
1	u	Relay Auxiliar 5 pines Redondo	5.00	5.00
1	u	Base 5 Pines Redondos 10a	1.88	1.88
1	u	Canaleta Ranurada 50 x 40 x 2m	13.56	13.56
1	u	Breaker P/Riel Nxb/Ebc 3p-63a	9.77	9.77
1	u	Breaker P/Riel Nxb/Ebc 1p-8a	2.73	2.73
4	u	Luz Piloto Led 22mm 12/440 vac Verde	1.93	7.71
4	u	Selector Metálico 2 posic 22mm	4.03	16.13
1	u	Luz Piloto Led 22mm 12/440 vac Rojo	1.93	1.93
30	u	Cable Flexible Thin/Twin 10 awg Rojo	1.09	32.66
20	u	Cable Flexible Thin/Thermal 16 awg Amarillo	0.30	6.05
100	u	Terminal Abierto U 14-16 / 5mm Cnc	0.06	6.05
40	u	Terminal Abierto U 10-12 /5mm Cbc	0.10	3.92
40	u	Cable Concentrico Thin/Twin 3 * 16awg	1.08	43.14
1	u	ESPE32DEVKITC	12.00	12.00

4	u	PC817	4.35	17.40
1	u	TPDV640	18.10	18.10
4	u	MAX31855JASA	12.20	48.80
1	u	IRM-20-5	12.06	12.06
3	u	MCP6002	4.15	12.45
1	u	Pantalla HMI 5"	75.00	75.00
14	u	TBLOCK-I2	2.00	28.00
S/E	S/E	Taller e Insumos varios	50.00	189.96
			Total (USD)	624.00

Costos Indirectos

Dentro del proyecto se estiman como Costos Indirectos los gastos utilizados en: Combustible, Transporte, Servicios Básicos, Alimentación y Varios.

Tabla 81

Costos Indirectos

Ord	Descripción	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Costo total (USD)
1	Combustible	1	175.00	175.00
2	Transporte	1	60.00	60.00
3	Servicios Básicos	1	30.00	30.00
4	Alimentación	1	100.00	100.00
5	Varios	1	70.00	70.00
			Total (USD)	435.00

Gastos Totales**Tabla 82***Resumen de costos directos*

Ord	Descripción	Costo (USD)
1	Estructura	110.56
2	Tanques de Almacenamiento	1031.72
3	Sistema de Bombeo	716.94
4	Sistema de Refrigeración	3048.82
5	Sistema de Control	624.00
6	Honorarios para profesionales de la Universidad	464.00
7	Remuneración a personal No Profesional	144.00
8	Remuneración de estudiantes	10240.00
Total (USD)		16380.05

Tabla 83*Resumen de costos indirectos*

Ord	Descripción	Costo (USD)
1	Costos Indirectos de Fabricación	435.00
Total (USD)		435.00

Tabla 84*Análisis de costos*

Ord	Descripción	Costo (USD)
1	Costos Directos	16380.05
2	Costos Indirectos	435.00
3	SUBTOTAL	16815.05
4	Costos Asumidos por Universidad	10704.00
	Total (USD)	6111.05

Capítulo VII: Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- Los ciclos de refrigeración teóricos muestran a cuatro elementos fundamentales (compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador) como pilares fundamentales para el funcionamiento de un sistema de refrigeración. No obstante, un sistema de refrigeración cuenta con más elementos y características importantes que cumplen con los requerimientos que se necesitan en la práctica, como se mostró en Capítulo III.
- A partir del estudio térmico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, se determina que es posible controlar la temperatura cuando el sistema solamente trabaja para refrigerar o para calentar un medio circundante por separado, aplicando el control de dos posiciones juntamente con el control PID que regula el flujo de refrigerante en el sistema.
- Partiendo del modelamiento dinámico del sistema de refrigeración en el evaporador y condensador, se determina que la temperatura del condensador será dependiente del comportamiento del evaporador, por lo que aplicar un control independiente con este sistema no sería posible.
- La mejor estrategia de control para enfriar el agua es trabajar en conjunto con el control de dos posiciones, que controla al compresor para encender cuando necesita bajar la temperatura o apagar cuando ha llegado a la temperatura requerida en el evaporador, por otro lado, el control PID aplicado en el sistema de refrigeración permite controlar el flujo de refrigerante en el evaporador para enfriar el agua garantizando que el refrigerante llegue totalmente evaporado a una temperatura de sobrecalentamiento antes de ingresar al compresor.
- Comparando los métodos de control para aplicarlos en el sistema de refrigeración se determina que el control PID es el más adecuado, debido a que se estabiliza a los 7s, que comparado con los controles P y PI tardan 10 s en estabilizar el sistema.

- Al realizar el análisis de eficiencia del intercambiador de calor de tubo concéntrico, proporcionado por el Laboratorio de Conversión de la Energía, se obtuvo una eficiencia promedio de 2.35%. Valoración que se justifica debido al diseño y construcción sin normas certificadas del intercambiador de calor utilizado.
- Al analizar los datos obtenidos en la experimentación con el equipo Banco de Pruebas, se concluye que el equipo permite obtener una temperatura de ingreso de agua con un error porcentual promedio de 2.95% con relación a la temperatura de setting, además se evidencia un comportamiento en el error porcentual inversamente proporcional a la temperatura de setting en la interfaz HMI, es decir mientras menor sea la temperatura establecida el error porcentual incrementará, como se evidencia en Tabla 72.

Recomendaciones

- Realizar un estudio termo – físico computarizado de los cambios de fase en el refrigerante durante todo el proceso dentro del circuito de refrigeración, con el fin de determinar con mayor precisión su comportamiento y la transferencia de calor capaz de realizar.
- Incorporar un sistema de agitación o enfriamiento en el recipiente de calentamiento de fluido (condensador) para poder implementar un control PID adecuado, teniendo variables influyentes en las propiedades del fluido de manera que controle el cambio de la temperatura.
- Aplicar un sistema de enfriamiento para disipar el calor generado en el compresor, debido a que al realizar un trabajo constante tiende a sobrecalentarse, causando averías y reduciendo la vida útil del compresor.
- Al realizar las prácticas en el banco de pruebas se debe evitar trabajar a una temperatura mayor de 55 °C en el aceite, debido a que afecta considerablemente el funcionamiento del sistema de refrigeración, debido a que el refrigerante que circula por el serpentín del condensador eleva su temperatura y por ende su presión ocasionando paros del sistema de refrigeración por la acción del presostato de alta presión como medida de seguridad para proteger el compresor.

Referencias

- Ambato, P., & Bravo, J. (2021). *Recuperación energética, puesta a punto, automatización y adquisición de datos del equipo “Túnel de Aire Multipropósito”, del Laboratorio de Conversión de Energía* [Tesis - Carrera de Ingeniería Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”].
<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/25716>
- Arjona, R. (2013). *Automatismos Industriales* (1st ed.). Aulaelectrica.
- ASHRAE. (2013). *Handbook*. American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers.
- Averroes Blogs. (2019). *Cálculo y selección del compresor*.
<https://blogsaverroes.juntadeandalucia.es/amrandado/capitulo-ii-calculo-y-seleccion-del-compresor/>
- Barletta, G., & Acevedo, O. (2021). *Buenas prácticas en los procesos de instalación y mantenimiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado*. Ministerio de Producción, Comercio Exterior, Inversiones y Pesca de Ecuador.
- Bolton, W. (2016). *Mecatrónica: Sistemas de control electrónico en la Ingeniería Mecánica y Eléctrica* (5th ed.). Alfaomega.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (7th ed.). McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y Masa* (4th ed.). McGraw-Hill.
- Creus, A. (2010). *Instrumentación Industrial* (8th ed.). Alfaomega.
- Danfoss. (2016). *Forma de carga recomendada para sistemas de refrigeración con Compresores Comerciales Danfoss* [Archivo PDF]. <https://www.refomar.com.ar/novedades/compresores-comerciales-danfoss.pdf>

- Díez, P. F. (2000). *Biblioteca sobre ingeniería energética*. <https://pfernandezdiez.es/es>
- EBARA. (2015). *Peripheral pumps* [Archivo PDF]. http://ebara.es/wp-content/uploads/2015/03/PRA/DataBook_pra_prn_50.pdf
- Eminca. (2022). *Contactores*. <https://eminca.com/sistemas-de-control/contactores#:~:text=Es un mecanismo cuya misión,electroimán y atrayendo dichos contactos.>
- Enríquez, R. (2009). *Guía de Usuario de Arduino*. Universidad de Córdoba.
- Espressif Systems. (2021). ESP32 Series Datasheet. *Espressif Systems*, 1–65. <https://html.alldatasheet.com/html-pdf/1179101/ESPRESSIF/ESP-WROOM-32/571/1/ESP-WROOM-32.html>
- Fagro. (2015). *Hidráulica en tuberías a presión* [Archivo PDF]. <http://www.fagro.edu.uy/~hidrologia/riego/HIDRAULICA 2015.pdf>
- Flores, B. A. (2006). *Control térmico en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor* [Tesis de Maestría, Universidad Nacional Autónoma de México]. <http://132.248.52.100:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/752>
- Floyd, T. L. (2008). *Dispositivos Eléctricos* (8th ed.). Prentice-Hall Hispanoamericana.
- Full Gauge. (2006). *Controlador Digital MT-519Ri* [Archivo PDF]. <https://www.fullgauge.com/es/manual-del-producto-1>
- Hernández, R. (2010). *Introducción a los sistemas de control: Conceptos, aplicación y simulación con MATLAB*. (1st ed.). Pearson Educación de México.
- Huircán, J. (2003). *Convertidores Análogo-Digital y Digital-Análogo : Conceptos Básicos* [Archivo PDF]. <https://lc.fie.umich.mx/~azm/ad03.pdf>

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4th ed.). Pearson Educación de México.

Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor* (1st ed.). Compañía Editorial Continental.

Kreith, F., Manglik, R. M., & Bohn, M. S. (2012). *Principios de Transferencia de Calor* (7th ed.). Cengage Learning.

La bodega eléctrica. (2020). *¿Qué es y para qué sirve un breaker o interruptor de circuito?*

<https://labodegaelectrica.com/que-es-y-para-que-sirve-un-breaker-o-interruptor-de-circuito/#:~:text=Un breaker o interruptor de circuito es un interruptor electrónico,un corto o una sobrecarga.>

MAXIM. (2011). *MAX31855 Datasheet* [Archivo PDF]. <https://pdf1.alldatasheet.com/datasheet-pdf/view/415789/MAXIM/MAX31855JASA.html>

Mejía, J., & Pérez, J. (2011). *Ingeniería conceptual, básica y de detalle de un banco de pruebas para intercambiadores tipo tubo concéntrico y multitubos para flujo paralelo y contraflujo utilizando como fluidos de trabajo aceites API y agua para el Laboratorio del DECEM* [Tesis - Carrera de Ingeniería Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE"]. <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/4426>

Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (7th ed.). John Wiley & Sons.

Muñoz, L. S., & Zarantonelli, F. (2017). *Análisis, diseño y construcción de una bomba de calor residencial* [Tesis - Ingeniería Mecánica, Universidad San Francisco de Quito]. <http://repositorio.usfq.edu.ec/handle/23000/6656>

Nextion. (2022). *Nextion Introduction*. <https://nextion.tech/>

Ogata, K. (2010). *Dinámica de Sistemas* (1st ed.). Prentice-Hall Hispanoamericana.

Palomino, I. (2018). *Amplificadores operacionales* [Archivo PDF].

https://ocw.ehu.eus/file.php/110/electro_gen/teoria/tema-6-teoria.pdf

Patil, R. K., Shende, B. W., & Ghosh, P. K. (1982). *Designing a helical-coil heat exchanger*.

Pitts, D., & Sissom, L. (1998). *Heat Transfer* (2nd ed.). McGraw-Hill.

Rolle, K. C. (2006). *Termodinámica* (6th ed.). Pearson Educación de México.

Rosillo, A. (2008). *Montaje, programación y puesta en marcha de un robot neumático de estructura paralela* [Tesis - Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad Politécnica de Cartagena].

<http://hdl.handle.net/10317/174>

Scalofrios. (2013). *Selección de tuberías* [Archivo PDF]. [http://www.scalofrios.es/frio/Elementos Auxiliares/Apuntes de Configuración \(Tuberías\).pdf](http://www.scalofrios.es/frio/ElementosAuxiliares/Apuntes%20de%20Configuracion%20(Tuberias).pdf)

SHIMGE. (2020). *Bombas de Superficie*. <http://shimge-pump.es/3-4-centrifugal-pump/245943/>

Viveros, L. (2009). *Manual de proteus* [Archivo PDF].

<http://www.hispavila.com/3ds/chipspic/manualproteus.html>

Apéndices

Apéndice 1 Propiedades termofísicas de refrigerante R-404 A

Apéndice 2 Propiedades del agua saturada

Apéndice 3 Propiedades del aceite

Apéndice 4 Matrices de decisión

Apéndice 5 Planos de construcción del banco de pruebas

Apéndice 6 Diagrama unifilar

Apéndice 7 Programación Arduino - PID y HMI

Apéndice 8 Manual de usuario