

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA
MÁQUINA INYECTORA DE PLÁSTICO

JORGE LUIS HENAO ÁLVAREZ
JUAN MAURICIO BERRÍO LOPERA
JUAN FELIPE HERNÁNDEZ JARAMILLO



INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA
MEDELLÍN
2015

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA
MÁQUINA INYECTORA DE PLÁSTICO.

JORGE LUIS HENAO ÁLVAREZ
JUAN MAURICIO BERRÍO LOPERA
JUAN FELIPE HERNÁNDEZ JARAMILLO

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Decano de Ingeniería
BAYRON ÁLVAREZ ARBOLEDA
Ing. Eléctrico Magíster en Sistemas Energéticos

Asesor
Saúl Emilio Rivero Mejía
Ingeniero Mecánico

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
MEDELLÍN
2015

Nota de Aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Medellín, agosto de 2015

“A todas aquellas personas que a través de los años le han dado sentido a mi vida, por el sólo hecho de existir y estar ahí acompañándome por los duros caminos de la vida, acompañándome en los retos, desafíos y competencias a las que me enfrento a cada día.”

Juan Felipe Hernández Jaramillo

AGRADECIMIENTOS

Mis agradecimientos están dirigidos a todas las personas que hicieron posible la realización exitosa de este proyecto, a mis amigos, familiares, y asesores por el apoyo, acompañamiento y motivación entregada.

A mi madre, Judith Jaramillo Rendón quien con su apoyo y dedicación día a día, me impulsó y motivó a querer seguir adelante.

Le agradezco a los docentes de la Institución Universitaria Pascual Bravo por los conocimientos compartidos para mi desarrollo profesional.

Agradezco al Ing. Saúl Emilio Rivero Mejía por brindarnos su tiempo, asesoría y disposición para corregir todo lo relacionado a la estructura semántica y gramatical de este escrito.

Al Ingeniero Mecánico, Juan Mauricio Berrio Lopera por su orientación valiosa durante la ejecución del proyecto, y su gran aporte con la experiencia en sistemas frigoríficos industriales.

Juan Felipe Hernández Jaramillo

Agradezco a mi hermosa familia por su apoyo incondicional y la paciencia durante toda mi carrera, a mi madre María Consuelo Lopera por haber sido en gran parte el impulso que me llevo a culminar mis estudios.

Juan Mauricio Berrio Lopera

En agradecimiento a mi esposa y mis hijos, porque gracias a su cariño, guía y apoyo he llegado a realizar uno de los anhelos más grandes de mi vida, fruto del inmenso amor y confianza que en mi se depositó y con los cuales he logrado terminar mis estudios profesionales que constituyen el legado más valioso que pudiera recibir y por el cual les viviré eternamente agradecido. Con cariño y respeto...

Jorge Luis Henao Álvarez

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	20
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	22
2. JUSTIFICACIÓN.....	23
3. OBJETIVOS.....	24
3.1 OBJETIVO GENERAL	24
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
4. REFERENTES TEÓRICOS	25
4.1 DEFINICIÓN DE CHILLER.....	25
4.1.1 Tipos de Chillers	26
4.1.2 Aplicaciones de un chiller.	26
4.2 PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN.....	27
4.2.1 Calor	27
4.2.1.1 Calor sensible.....	28
4.2.1.2 Calor latente.....	28
4.2.1.3 Calor latente de fusión.	29
4.2.1.4 Calor latente de evaporación.	29
4.3 REFRIGERANTES.....	30
4.3.1 Clases de refrigerantes.....	31
4.4 EL CICLO DE REFRIGERACIÓN	34
4.4.1 Proceso de compresión.	34
4.4.2 Proceso de condensación.....	34
4.4.3 Proceso de expansión.	34
4.4.4 Proceso de evaporación.	34
4.5 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	36
4.5.1 Compresores:	36
4.5.1.1 Compresores alternativos:	36
4.5.1.2 Compresores alternativos abiertos.....	36

4.5.1.3 Compresor semi-hermético.	37
4.5.1.4 Compresor hermético.	37
4.5.2 Condensadores.	38
4.5.2.1 Condensadores enfriados por agua.	38
4.5.2.2 Condensadores enfriados por aire.	39
4.5.3 Evaporadores	39
4.5.3.1 Evaporadores para enfriar aire.	39
4.5.3.1.1 Evaporadores de tubos desnudos.	39
4.5.3.1.2 Evaporadores de placas.	40
4.5.3.1.3 Evaporadores de aletas y tubos.	41
4.5.3.1.4 Evaporadores de tiro forzado.	42
4.5.3.2 Evaporadores para enfriar líquidos.	42
4.5.3.2.1 Evaporador por inmersión.	42
4.5.3.2.2 Evaporador de tubo a contracorriente.	43
4.5.3.2.3 Evaporadores multitubulares.	44
4.5.3.2.4 Evaporadores de placas.	44
4.5.4 Dispositivos de control de refrigerante.	45
4.5.4.1 Válvulas de expansión.	45
4.5.4.2 Tubos capilares.	46
4.5.5 Accesorios.	46
4.5.5.1 Presóstatos.	46
4.5.5.2 Recibidor o acumulador de succión.	47
4.5.5.3 Filtro Deshidratador.	48
4.5.5.4 Indicador de líquido y humedad.	48
5. METODOLOGÍA	49
5.1 CLASIFICACIÓN DEL PROYECTO	49
5.2 TIPO DE PROYECTO	49
5.3 FUENTES DE INFORMACIÓN	50
5.3.1 Fuentes Primarias.	50
5.3.2 Fuentes Secundarias.	50

5.4 TÉCNICAS PARA LA RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN	50
5.5 TRATAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	50
6. RESULTADOS DEL PROYECTO.....	51
6.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO.....	51
6.2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EVAPORADOR.....	52
6.3 CRITERIO DE SELECCIÓN DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE	52
6.4 REQUERIMIENTO DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO	53
6.4.1 Cargas de enfriamiento.....	53
6.5 CÁLCULO ESPESOR DEL AISLANTE	55
6.5.1 Convección libre aire	56
6.5.2 Convección libre agua	59
6.5.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	61
6.6 CÁLCULO DE LA CARGA FRIGORÍFICA	64
6.6.1 Carga por estructura.....	64
6.6.2 Carga térmica del producto.....	69
6.6.3 Carga total de enfriamiento.....	71
6.7 CICLO TERMODINÁMICO DEL EQUIPO.....	71
6.7.1 Refrigerante R-134A.....	71
6.7.2 Aceite lubricante	73
6.7.2.1 Miscibilidad.....	73
6.7.2.2 Humedad.....	74
6.7.2.3 Tipos de deshidratadores.....	74
6.7.2.4 Viscosidad.....	74
6.7.2.5 Rigidez dieléctrica.....	74
6.7.3 Ciclo de Carnot de un fluido condensable.....	74
6.7.4 Definición del ciclo termodinámico.....	76
6.7.5 Ciclo de refrigeración de una sola etapa.....	77
6.8 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES	78
6.8.1 Parámetros de funcionamiento	78
6.8.2 Selección del evaporador	79

6.8.3 Selección unidad condensadora	85
6.8.4 Dispositivos de control de flujo de refrigerante	95
6.8.4.1 Tubo capilar.	95
6.9 DISPOSITIVOS DE CONTROL.....	97
6.9.1 Termostato.....	97
6.10 SELECCIÓN DE LA BOMBA Y SISTEMA HIDRÁULICO	98
6.10.1 Caudal de bombeo.....	98
6.11 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	100
6.11.1 Actividades previas a la construcción	100
6.11.1.1 Elaboración de diagramas y planos de construcción	100
6.11.1.2 Disponibilidad de materiales	100
6.12 SECUENCIA DE PROCESO.....	100
6.12.1 Proceso de construcción del chiller.....	100
6.13 MONTAJE DE EQUIPOS	103
6.13.1 Montaje de la unidad condensadora	103
6.13.2 Montaje del evaporador	104
6.13.3 Montaje del sistema hidráulico.....	105
6.13.4 Sistema eléctrico	106
7. CONCLUSIONES	112
8. RECOMENDACIONES	114
9. BIBLIOGRAFÍA	115
10. ANEXOS	118

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Gases refrigerantes	32
Tabla 2. Coeficiente global de transferencia de calor recomendado	55
Tabla 3. Cargas de enfriamiento.....	71
Tabla 4. Parámetros técnicos del refrigerante R134a.....	71
Tabla 5. Condiciones ambientales del laboratorio de Hidráulica y Neumática.....	76
Tabla 6. Características intercambiador de calor.....	79
Tabla 7. Valor de Nu para flujo laminar.....	81
Tabla 8. Características de la unidad condensadora	95
Tabla 9. Características del termostato	97
Tabla 10. Elementos visibles del panel de control	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema general de un chiller	27
Figura 2. Ciclo frigorífico	35
Figura 3. Compresor alternativo abierto.....	36
Figura 4. Compresor semi-hermético.....	37
Figura 5. Compresor hermético	38
Figura 6. Condensador enfriado por agua	38
Figura 7. Condensador enfriado por aire	39
Figura 8. Evaporador de tubos desnudos	40
Figura 9. Evaporador de placas.....	41
Figura 10. Evaporador de aletas y tubos	41
Figura 11. Evaporador de tiro forzado	42
Figura 12. Evaporador por inmersión.....	43
Figura 13. Evaporador de tubo a contracorriente.....	43

Figura 14. Evaporadores multitubulares	44
Figura 15. Evaporador de placas	45
Figura 16. Válvula de expansión.....	45
Figura 17. Tubos capilares	46
Figura 18. Presóstato de baja y alta presión.....	47
Figura 19. Tanque recibidor.....	47
Figura 20. Filtro Deshidratador	48
Figura 21. Indicador de líquido y humedad.....	48
Figura 22. Tubería de cobre convencional.....	52
Figura 23. Sección transversal de la pared del tanque.....	54
Figura 24. Correlación convección libre, flujo externo, placa vertical, inclinada y horizontal	58
Figura 25. Analogía resistencias eléctricas.....	62
Figura 26. Tanque para agua.....	64
Figura 27. Representación del circuito de resistencias térmicas	65
Figura 28. Ubicación pared 1	66
Figura 29. Ubicación pared 3.....	67
Figura 30. Piso del tanque	68
Figura 31. Curva de presión de vapor de HCF R134a.....	72
Figura 32. Diagrama presión-entalpía.....	75
Figura 33. Ciclo de refrigeración de una sola etapa trazado en el diagrama P-h ..	77
Figura 34. Relaciones gráficas para la efectividad.....	84
Figura 35. Rango de aplicaciones de unidades condensadoras.....	85
Figura 36. Compresores EMBRACO	86
Figura 37. Flujo de aire	87
Figura 38. Relaciones gráficas para la efectividad.....	92
Figura 39. Especificaciones Unidad condensadora Embraco.....	93
Figura 40. Unidad condensadora Embraco	93
Figura 41. Ventilador de cuchillas morrilmotors	94
Figura 42. Unidad condensadora seleccionada.....	94

Figura 43. Bebederos y enfriadores de líquidos	96
Figura 44. Tubo Capilar	96
Figura 45. Termostato Full Gauge seleccionado	98
Figura 46. Termostato instalado en el panel de control	98
Figura 47. Especificaciones Little Giant Pump.....	99
Figura 48. Bomba Little Giant Pump 3E-34N.....	99
Figura 49. Diagrama de flujo.....	102
Figura 50. Unidad condensadora.....	103
Figura 51. Ensamble del conjunto evaporador, unidad condensadora	104
Figura 52. Posición del intercambiador de calor de tubo abierto	105
Figura 53. Instalaciones hidráulicas.....	105
Figura 54. Bomba de suministro al intercambiador.....	106
Figura 55. Contactor magnético.....	106
Figura 56. Características del contactor	107
Figura 57. Selector.....	108
Figura 58. Luz de panel de control.....	108
Figura 59. Riel Omega.....	109
Figura 60. Controlador Digital Full-Gauge	110
Figura 61. Caja de protección Steck.....	110
Figura 62. Panel de control.....	111

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Racor de ½ y ¼ plg, rosca NPT.	118
Anexo B. Unión pasa muro ½ plg	118
Anexo C. Racor recto hembra.....	119
Anexo D. Unión Tee.....	119
Anexo E. Universal ½ plg.....	120
Anexo F. Manguera poliuretano ½ plg	120
Anexo G. Manguera poliuretano ¼ plg	121
Anexo H. Tornillería de ¼ plg para lamina.....	121
Anexo I. Terminales eléctricas	122
Anexo J. Lamina Galvanizada calibre 18.....	122
Anexo K. Rubatex tamaño 3mm x 50mm x 140 mm.....	123
Anexo L. Lamina de acero inoxidable 304 calibre 16.....	123

PLANOS

Anexo M. Ensamblaje-Planos	124
Anexo N. Explosión.....	124
Anexo O. Explosión1	124
Anexo P. Planos	124
Anexo Q. Ensamblaje 3D.....	124
Anexo R. Explosión 3D	124

GLOSARIO

ACROLEÍNA: es un líquido incoloro, o amarillo, de olor desagradable. Se disuelve fácilmente en agua y se evapora rápidamente cuando se calienta.

ADIABÁTICA: transformación termodinámica que un sistema experimenta sin que haya intercambio de calor con otros sistemas.

AZEOTRÓPICO: mezcla líquida de dos o más compuestos químicos que hierven a temperatura constante y que se comportan como si estuviesen formadas por un solo componente.

CAVITACIÓN: formación de cavidades llenas de vapor o de gas en el seno de un líquido en movimiento.

CHILLER: Un enfriador de agua o water chiller es un caso especial de máquina frigorífica cuyo cometido es enfriar un medio líquido, generalmente agua. En modo bomba de calor también puede servir para calentar ese líquido.

COLORFLUORCARBONOS: son derivados de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógeno por átomos de flúor y/o cloro principalmente.

COMPRESOR: aparato que sirve para reducir a menor volumen un líquido o un gas por medio de la presión.

CONDENSACIÓN: cambio de estado de la materia que se encuentra en forma gaseosa a forma líquida. Es el proceso inverso a la vaporización.

CONDENSADOR: Son aparatos en los cuales se condensa el vapor de escape procedente de máquinas y tuberías, y de donde el aire y otros gases no condensables son evacuados en forma continua.

CONVECCIÓN: es una de las tres formas de transferencia de calor y se caracteriza porque se produce por medio de un fluido (líquido o gas) que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas.

ENTALPIA: es una magnitud termodinámica, cuya variación expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico, es decir, la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno.

EVAPORADOR: intercambiador de calor donde se produce la transferencia de energía térmica desde un medio a ser enfriado hacia el fluido refrigerante que circula en el interior del dispositivo.

FRIGORÍFICO: que produce frío artificialmente.

FRIOXIDE: es un refrigerante antioxidante que protege las superficies de hierro, acero al carbón, cobre, estaño y demás aleaciones que componen un motor.

HIDRÁULICA: parte de la mecánica que estudia el equilibrio y el movimiento de los fluidos.

HIDROCARBUROS: compuestos orgánicos formados únicamente por átomos de carbono e hidrógeno. La estructura molecular consiste en un armazón de átomos de carbono a los que se unen los átomos de hidrógeno.

HIDROCLOROFLOURCARBONOS: grupo de varios compuestos cuyas moléculas contienen átomos de hidrógeno, cloro, flúor y carbono. Debido a su bajo contenido en cloro.

INSUFLAR: introducir a soplos o inyectados, un gas, un vapor o una sustancia en polvo dentro de una cavidad u órgano del cuerpo.

ISOTERMA: que tiene la misma temperatura que otra cosa de la misma naturaleza.

LICUEFACCIÓN: licuación de los gases es el cambio de estado que ocurre cuando una sustancia pasa del estado gaseoso al líquido, por el aumento de presión (compresión isoterma) y la disminución de la temperatura (expansión adiabática), llegando a una sobrepresión elevada, hecho que diferencia a la licuefacción de la condensación.

MALEABILIDAD: propiedad de un material duro de adquirir una deformación acuosa mediante una descompresión sin romperse.

NEUMÁTICA: parte de la física que trata de las propiedades de los gases desde el punto de vista de su movimiento.

PROPILEGLICOL: compuesto orgánico (un alcohol, más precisamente un diol) incoloro, insípido e inodoro. Es un líquido aceitoso claro, higroscópico y miscible con agua, acetona, y cloroformo.

PUNTO DE ROCÍO: es la temperatura a la que empieza a condensarse el vapor del agua contenido en el aire, produciendo **rocío**, neblina o, en caso de que la temperatura sea lo suficientemente baja.

SERPENTÍN: tubo hueco y enrollado en espiral que sirve para enfriar el fluido que pasa por él, en los alambiques y ciertas máquinas y aparatos.

RESUMEN

A través del presente trabajo de grado se diseñó y construyó un chiller para máquina inyectora ubicada en el laboratorio de Hidráulica y Neumática, con la finalidad de que el cuerpo docente y especialmente los estudiantes del departamento de Mecánica conozcan el funcionamiento de este tipo de equipos, para lo cual se inició con la selección de una unidad condensadora compacta de tubos con aletas, de un intercambiador de calor de tubo abierto, una bomba de recirculación, un tanque reservorio de acero inoxidable con aislamiento térmico tipo Rubatex compactado, láminas de acero para la construcción del chasis y una serie de componentes electrónicos para el sistema de control.

Para el diseño del chiller, fue necesario calcular la carga térmica y seleccionar los equipos a utilizar respaldados por datos técnicos del fabricante. Se encontró una carga de 200 W, para ajustarnos a este requerimiento térmico se usó un intercambiador de calor de tubo abierto de 3000 BTU, para el reservorio se empleó una pared de 2 mm aislada térmicamente, y el uso de una bomba de recirculación del anticongelante tipo auto cebante de 1/15 HP.

Con la construcción y equipamiento de esta unidad enfriadora en el equipo inyector ubicado en el laboratorio de Hidráulica y Neumática podemos alcanzar temperaturas del líquido refrigerante desde la temperatura ambiente hasta los 5°C, según sea nuestro requerimiento, el rango de funcionamiento del equipo es de 26°C a 19°C para que exista un rendimiento óptimo en el proceso de inyección.

Por ser un equipo requerido en muchos procesos de la industria es recomendada la enseñanza teórica y práctica del mismo, y con la construcción e implementación de este, ahora podremos contar con un chiller de mediana capacidad y prestaciones en el laboratorio de Hidráulica y Neumática.

Palabras Clave: Chiller, intercambiador calor, equipo para refrigeración.

ABSTRACT

Through this degree work was designed and built a chiller for injection machine located in the laboratory of hydraulics and pneumatics, in order that the faculty and especially students of the department of Mechanical know the operation of such equipment, for which began with the selection of a compact condenser unit finned tubes of a heat exchanger open tube, a recirculating pump, a reservoir of stainless steel with heat insulation Rubatex type tank compacted, steel sheets for Chassis construction and a number of electronic components for the control system.

For chiller design was necessary to determine the thermal load, select the equipment used and the reservoir tank. A load of 200 W was found to conform to this requirement thermal heat exchanger 3000 BTU open type tube to the reservoir wall thermally insulated 2mm was used, and the use of a recirculation pump was used self priming type antifreeze 1/15 HP.

With the construction and equipment of this cooling unit in the injector located in the laboratory equipment hydraulics and pneumatics can reach temperatures of coolant from room temperature to 5 ° C, as our request, the operating range of the equipment is 26 ° C to 19 ° C so that there is optimum performance in the injection process..

As a equipment required in many industrial processes is recommended the theory and practice of it, and the construction and implementation of this, now we have a middle chiller capacity and performance in the laboratory of hydraulics and pneumatics.

Keywords: Chiller, Heat exchanger, cooling equipment.

INTRODUCCIÓN

Este proyecto tiene como propósito, el diseño e implementación de una unidad frigorífica con capacidad de enfriar un proceso de inyección de plástico. En concreto, el desarrollo que presentamos se acoge con la finalidad de un completo equipamiento a una unidad inyectora de plástico, logrando de esta manera asemejar un proceso industrial a mediana escala, estableciendo también una propuesta instructiva al público docente, para que de esta manera se genere una asistencia teórica y práctica sobre sistemas de enfriamiento y transferencia de calor a los estudiantes de la facultad de Ingeniería.

El manejo controlado del agua fría en la conservación de su estado húmedo y de temperatura, se constituye en inicios del siglo XX donde los consumidores industriales observaron enormes ventajas y ganancias económicas gracias a esta nueva tecnología.

El Chiller es un equipo industrial que es capaz de producir agua fría para los procesos industriales. Consiste en remover el calor producido en un proceso, a través de un ciclo de refrigeración por absorción . Este líquido circula a través de un intercambiador de calor para enfriar el aire o agua según el equipo lo requiera y de esta manera producir agua fría para el proceso.

Con el diseño e implementación de un chiller lograremos poner en práctica nuestro nivel académico, al igual que fortalecer nuestro entendimiento en los distintos campos de la mecánica, como la hidráulica, la transferencia de calor, mecánica de fluidos y principalmente en el diseño de sistemas térmicos, logrando de esta manera situarnos en el perfil de un Ingeniero Mecánico.

Por último, se espera que este proyecto sea del total agrado y comprensibilidad para el lector. Que también sea útil ya que por medio de este, daremos a conocer una descripción del diseño y construcción de un chiller.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente en el mercado colombiano no se cuenta con fábricas ensambladoras de sistemas de enfriamiento (chiller). En la Institución Universitaria Pascual Bravo también se hace ausente éste equipo, al igual que grupos de investigación afines al tema. El problema que ocasiona esto, es en primer lugar, tener que recurrir a la importación de estos equipos, y segundo, una incompleta asistencia teórica y práctica sobre sistemas de enfriamiento y la importancia de la transferencia de calor.

Al no tener control sobre la temperatura, se hace no rentable un procedimiento, debido a que se generan pérdidas por reproceso, por materia prima desechada, por baja calidad, entre otros.

Las condiciones de enfriamiento de la máquina inyectora son de extrema importancia para lograr una mejor calidad y mayor productividad del proceso. Del mismo modo, un enfriamiento correcto mejora la calidad del producto, reduce los residuos y optimiza la eficacia general del proceso productivo.

La máquina inyectora que se tomó como muestra a intervenir, no presentaba ningún tipo de sistema de enfriamiento, lo que ocasionaba que el producto final no fuese de la mejor calidad y con poca definición en los logotipos establecidos por los moldes, rugosidades, etc. La solución que se propuso mediante este proyecto, representa un importante avance en el campo de los sistemas de enfriamiento aplicados en el ámbito académico.

2. JUSTIFICACIÓN

Este proyecto propone una teoría a través de una práctica, para que los estudiantes obtengan conocimientos generales de la aplicación de un chiller y el uso del agua helada mezclada con algún tipo de anticongelante. Además, fortalecer el equipamiento del laboratorio de Hidráulica y Neumática de la Institución Universitaria Pascual Bravo, que permita tener control sobre la temperatura y reducir los tiempos de enfriamiento durante el proceso de inyección.

Con la implementación del chiller, se logra una mejor calidad en el acabado de las piezas a inyectar, y alarga la vida útil del molde de inyección. También la manipulación del equipo, permite a los estudiantes apropiarse del conocimiento básico de la transferencia de calor que se produce dentro de un chiller.

El chiller que se diseñó y construyó, se cree servirá de apoyo a los procesos académicos para los cursos de refrigeración. Como bien se sabe, la productividad del proceso de inyección de plásticos está relacionada íntimamente con la efectividad del sistema de enfriamiento del molde. Esta efectividad se determina en el momento de diseño del sistema, es por eso que el siguiente trabajo de grado brinda una correcta guía sobre los cálculos a tener en cuenta para una adecuada selección y ejecución al momento de diseñar un sistema de enfriamiento. Igualmente es importante resaltar que los sistemas de enfriamiento (chillers) son una parte fundamental en todo sistema de refrigeración.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema de enfriamiento tipo Chiller, que permita controlar la temperatura en el proceso de inyección de una máquina inyectora de plástico de la Institución Universitaria Pascual Bravo.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema de enfriamiento.
- Seleccionar los equipos y componentes.
- Poner en funcionamiento el equipo.

4. REFERENTES TEÓRICOS

4.1 DEFINICIÓN DE CHILLER

Un chiller es un equipo que genera agua helada, también conocido como enfriadores industriales de agua, anticongelante o salmuera. (Figura 1). Se fundamenta en la extracción del calor generado en un procedimiento establecido por medio de contacto con el fluido frío, el cual regresa al chiller para reducir su temperatura y ser enviada de nuevo al proceso. (Valenzuela, 2010)

En épocas prehistóricas, el hombre encontró que su vida durante los momentos en que el alimento no estaba disponible era muy difícil, si no contaba con reservas de alimentos almacenados en el frío de una cueva o embalados en la nieve. En China, antes del primer milenio, el hielo fue cosechado y almacenado.

Hebreos, griegos, y romanos colocaron cantidades grandes de nieve en los hoyos de almacenaje cavados en la tierra y aislados con madera y paja.

Los egipcios antiguos llenaron los tarros de barro de agua hervida y los pusieron en sus azoteas, así exponiendo los tarros a la noche se refrescaban con el aire. (Marín, 2015)

El sistema de refrigeración que posee está constituido por:

- Compresor.
- Evaporador.
- Condensador.
- Válvula de expansión.
- Microprocesador o tablero de control.
- Refrigerante.
- Tuberías y accesorios.
- Bomba de agua.

4.1.1 Tipos de Chillers

Existen de dos tipos:

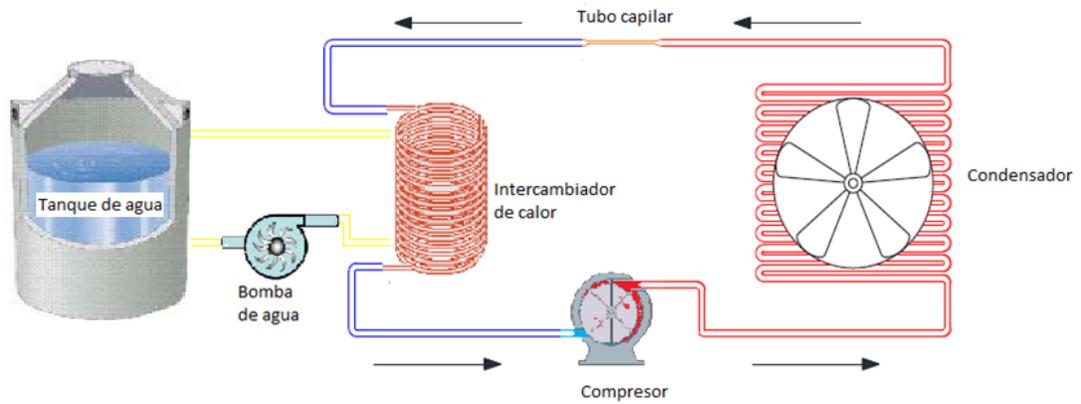
- Los enfriados por aire: la transferencia de calor sucede en el evaporador, y el condensador es el que disipa el calor por medio de un ventilador que fuerza el aire por el mismo.
- Los enfriados por agua: estos enfriadores demandan de un medio de agua natural como un lago o un río, a su vez para los dos casos existe los que obtienen el acceso a sus respectivos fluidos por medio de otro elemento mecanizado como un ventilador o una bomba de suministro.

4.1.2 Aplicaciones de un chiller.

Las aplicaciones son muy extensas, entre las cuales están:

- La industria plástica: Enfriador del plástico caliente que es inyectado, soplado, extruido o sellado.
- La industria de la impresión: Rodillos templados enfriados debido a la fricción y hornos que curan la tinta, junto con las lámparas ultravioletas también para los propósitos de curado.
- La industria HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado): A gran escala los sistemas de aire acondicionado bombean el agua enfriada a los serpentines en áreas específicas. Los sistemas de manejo de agua para cada área, abren y cierran el flujo de agua a través de áreas específicas manteniendo el aire en los cuartos a la temperatura deseada.
- En la industria petroquímica.
- En la industria vinícola para fermentar vinos.
- En plantas de procesamiento de alimentos.
- En torres de refrigeración.

Figura 1. Esquema general de un chiller



Fuente: (Autores, 2015)

4.2 PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN

4.2.1 Calor

El calor es energía entregada de un sistema a sus alrededores debido a una desigualdad de temperatura entre ellos. El calor que cede un sistema termodinámico depende normalmente del tipo de transformación que ha experimentado dicho sistema.

Dos o más elementos en contacto que se ubican a distinta temperatura logran después de un tiempo, la misma temperatura o el equilibrio térmico. Este hecho se conoce como Principio Cero de la Termodinámica. (Marin Blas y Serrano Fernández, 2015)

Se ha de resaltar que los cuerpos no tienen calor, tienen energía interna, cuando una porción de ésta energía se transmite de un cuerpo a otro que se encuentra a diferente temperatura, se habla de calor.

Sus unidades en el Sistema Internacional son los julios (J) o Joule, también existe una unidad muy globalizada que es el BTU (British Thermal Unit) que puede definirse como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua 1°F. (Copeland, 2010)

Existen varios tipos de calor los cuales son:

4.2.1.1 Calor sensible.

Calor sensible es aquel que recibe un elemento y hace que incremente su temperatura sin variar su estructura molecular y como tal su Estado. Se ha estudiado que la medida de calor indispensable para calentar o enfriar un cuerpo es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas.

(Almendariz LLanos y Lara Gavilanes, 2014) La constante de proporcionalidad citada como calor específico el cual es propio de cada elemento, del cual depende la cantidad de calor a suministrar para alcanzar un cambio de temperatura, está dada por la ecuación:

$$\dot{Q}_s = \dot{m} * C_p (t_2 - t_1)$$

Donde:

\dot{Q}_s = Calor sensible.

\dot{m} = Flujo másico de la sustancia.

C_p = Calor específico a presión constante.

$t_2 - t_1$ = es la diferencia de temperaturas.

4.2.1.2 Calor latente.

Calor que se requiere para transformar un sólido en líquido, o un líquido en gas sin modificar la temperatura del elemento. La palabra latente significa “oculto o escondido”. (Incropera, 1999)

4.2.1.3 Calor latente de fusión.

Conocido también como calor de cambio de estado, es la energía absorbida por las sustancias al cambiar de estado, de sólido a líquido o de líquido a gaseoso, al cambiar de gaseoso a líquido y de líquido a sólido se devuelve la misma cantidad de energía, sin cambiar su temperatura.

Se denomina con la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{LF} = \dot{m} * h_{if}$$

Donde:

\dot{Q}_{LF} = Calor latente de fusión.

\dot{m} = Flujo másico de la sustancia.

h_{if} = Entalpía de fusión.

4.2.1.4 Calor latente de evaporación.

Según Incropera (1999), es la cantidad de energía requerida en un proceso reversible, o sea presión y temperatura constante de evaporización o condensación, por unidad de masa líquida o vapor, es el calor necesario para cambiar una sustancia de líquido a vapor o viceversa, sin modificar la temperatura del elemento, se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{LF} = \dot{m} * h_{fg}$$

Donde:

\dot{Q}_{LF} = Calor latente de fusión.

\dot{m} = Flujo másico de la sustancia.

h_{fg} = Entalpía de fusión.

4.3 REFRIGERANTES

Un refrigerante es cualquier elemento o componente que trabaja como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otra entidad o materia.

Una sustancia puede absorber y transportar grandes cantidades de calor, esto lo puede hacer debido a que cambia de estado. En refrigeración mecánica se necesita de un procedimiento que pueda entregar grandes partes de calor económica y eficientemente, y que pueda reiterarse continuamente. (Almendariz LLanos y Lara Gavilanes, 2014)

Un refrigerante debe cumplir varios requisitos como son:

1. Absorber el calor velozmente a la temperatura deseada por la carga del producto.
2. Se debe de usar el mismo refrigerante siempre por medidas de economía y para un enfriamiento continuo.
3. De preferencia no tóxicos, de manera que en caso de fugas no exista peligro de lesiones.
4. Ser económicos, se debe evitar la corrosión de los materiales con los que entra en contacto y deben ser de fácil disponibilidad para reaprovisionar el sistema.
5. No deben ser inflamables. Algunos tipos de hidrocarburos se utilizan como refrigerantes (por ejemplo el propano y el butano).

No hay un refrigerante perfecto, y existen una gran diversidad de criterios acerca de cuál es el más idóneo para manejos específicos.

4.3.1 Clases de refrigerantes.

Hay varios tipos de refrigerantes, algunos de los cuales se usan comúnmente. En las primeras instalaciones de refrigeración se empleaban, por lo general, el amoníaco, bióxido de azufre, propano, etano y cloruro de etilo, los cuales aún se usan en varias aplicaciones. Sin embargo, debido a que estas sustancias son tóxicas, peligrosas o tienen características no deseadas, han sido reemplazadas por otras creadas especialmente para usarse en refrigeración.

- **Los clorofluorocarbonos CFC'S**

Constan de cloro, flúor y carbono. No contienen hidrógeno, los refrigerantes CFC son químicamente muy estables, inclusive cuando son liberados a la atmósfera. Pero debido a que contienen cloro en su composición, están dañando la capa de ozono. Permanecen en la atmósfera de 60 a 1700 años.

- **Los hidroclorofluorocarbonos HCFC's**

Clase de refrigerante que está vigente actualmente. Contienen cloro, que perjudica la capa de ozono, este tipo de refrigerante contiene hidrógeno, que los hace químicamente menos estables una vez que suben a la atmósfera.

- **Mezclas zeotrópicas**

Están formadas por dos o más sustancias simples o puras, que al mezclarse en las cantidades preestablecidas generan una nueva sustancia, la cual tiene temperaturas de ebullición y condensación variables.

- **Mezcla azeotrópicas**

Está conformada por dos o más sustancias simples o puras que tienen un punto de ebullición constante y se comportan como una sustancia pura, logrando mejores características de desempeño.

- **Los Hidrofluorocarbonos (HFC's).**

Son sustancias que contienen hidrógeno, flúor y carbono. No contienen cloro y por consiguiente no dañan la capa de ozono.

Tabla 1. Gases refrigerantes

REFRIGERANTE	CARACTERÍSTICAS, USO Y OBSERVACIONES
R11	Punto de evaporación 23,8°C. Empleado en chillers centrífugos y como agente espumante. Su producción y empleo está siendo eliminado progresivamente por ser una sustancia agotadora de Ozono (SAO).
R12 Forane 12, Isotrón 12, Genetrón 12, Freón 12 o Refrigerante F12	Punto de evaporación -29,8°C. Empleado desde su desarrollo en una amplia variedad de sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Su producción y empleo está siendo eliminado progresivamente por ser una sustancia SAO.
R22	Punto de evaporación -40,8°C. Empleado en aire acondicionado residencial. Su poder agotador de Ozono es menor que el de los CFC. Su producción y empleo comenzará a reducirse a partir de 2016 y se eliminará después de 2040.
R134a	Punto de evaporación -26°C, utilizado como reemplazo de R12 en sistemas de refrigeración industrial y aires acondicionado.
R502	Mezcla azeotrópica de R22 (48,8%) y R115 (51,2%). Punto de evaporación -45,4°C. Empleado en refrigeración industrial

	de baja temperatura. Poco utilizado debido a su escasez.
R600a	Punto de evaporación a -25°C. El refrigerante R600a, o isobutano, es un posible sustituto para otros refrigerantes, los cuales tienen un gran impacto ambiental, a través de los refrigeradores domésticos. Tiene un potencial de destrucción de ozono ODP de cero y un potencial global de calentamiento GWP insignificante. Es ampliamente utilizado en los refrigeradores y congeladores domésticos en Europa.
R717 (NH3), Amoníaco	Punto de evaporación - 33°C. Tiene elevado calor latente de evaporación, y relación de presión volumen específico. Usado en una amplia gama de aparatos y sistemas de refrigeración y en la actualidad se emplea en grandes instalaciones industriales y comerciales. Es tóxico y de acción corrosiva sobre las partes de cobre, zinc.
R744, (CO2) Dióxido de Carbono	Punto de evaporación -78.5°C. Usado como refrigerante seguro. La exposición en recintos cerrados no es peligrosa a bajas concentraciones, pero requiere de elevadas presiones en los compresores para garantizar su funcionamiento.
R764, (SO2) Dióxido de Azufre	Punto de evaporación -10°C. Fue usado en pequeños equipos de refrigeración, pero hoy está discontinuado. Es muy irritante y corrosivo y su uso en grandes instalaciones resulta peligroso.
R40, (CH3Cl) Cloruro de Metilo o Clorometano o Monoclorometan o	Punto de evaporación -23.8°C. Anteriormente fue usado en unidades de aire acondicionado pequeñas y medianas. Altamente inflamable (temperatura de ignición 632°C), de uso altamente peligroso, anestésico en concentraciones del 5 al 10% por volumen.

Fuente: (González Ruiz, 2012)

4.4 EL CICLO DE REFRIGERACIÓN

4.4.1 Proceso de compresión.

Se denomina proceso de compresión, cuando el compresor toma el refrigerante en forma de vapor a baja presión y a baja temperatura, luego es comprimido aumentándole la presión y la temperatura, manteniendo su estado, el vapor caliente por la subida repentina de presión es bombeada fuera del compresor por la zona de descarga hacia el condensador.

4.4.2 Proceso de condensación.

El proceso de condensación es mediante el cual el refrigerante cambia de estado gaseoso a un estado líquido. Este cambio de estado es producido en el condensador el cual es el encargado de sub-enfriar el refrigerante líquido en una pequeña cantidad, lo realiza mediante disipadores de calor en forma de serpentín con pequeñas varillas y generalmente aletas para aumentar la transferencia de calor con el medio ambiente.

4.4.3 Proceso de expansión.

Se designa expansión ya que el refrigerante se mueve de la línea de alta presión a la línea de baja presión por medio de un orificio muy pequeño, la reducción de presión del refrigerante líquido ocasiona que este se vaporice hasta que el refrigerante obtenga la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión o sea baja bruscamente la presión para que pueda absorber calor dentro del evaporador.

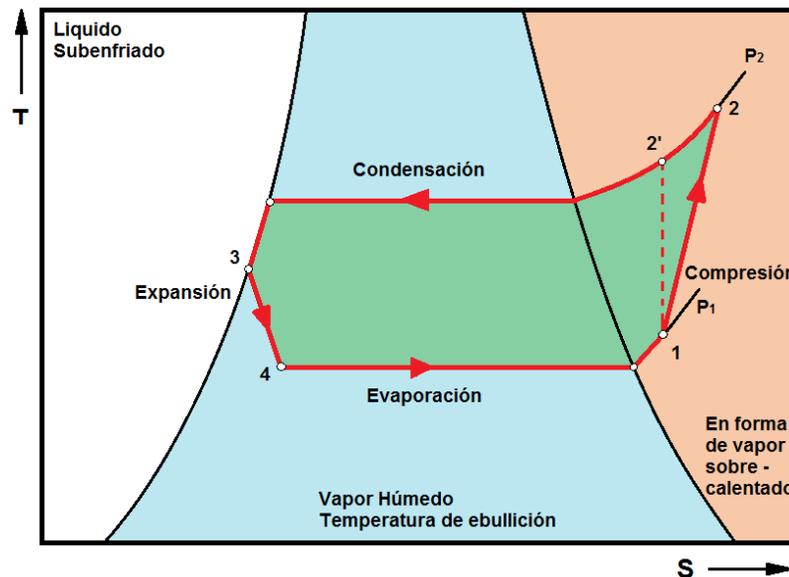
4.4.4 Proceso de evaporación.

El proceso de evaporación es cuando el refrigerante líquido cambia de estado líquido a vapor a baja temperatura y a baja presión pasando por evaporador, el calor fluye a través de las paredes o tuberías del mismo hacia el refrigerante,

convirtiéndolo nuevamente en vapor saturado. Y de esta forma retornando al compresor. (Valenzuela, 2010)

Fluidos como el agua o el refrigerante, pueden presentarse en diferentes fases, el diagrama T - S nos enseña otra vista. En el sector izquierdo se observa el área (Blanca) con el fluido líquido y sub – enfriado, a la derecha (naranja) aparece el fluido en forma de vapor y sobrecalentado y en el centro (azul) se encuentra una mezcla de vapor y líquido, el vapor húmedo. También el ciclo frigorífico con sus típicos cambios de fase se puede reproducir en este diagrama T - S. El procedimiento es muy semejante al conocido proceso motriz de vapor. La más grande semejanza es que el ciclo circula en el sentido contrario a las agujas del reloj. De este modo, los procesos de evaporación y condensación así como de estrangulación (expansión) y compresión cambian sus posiciones. La superficie cerrada (verde) corresponde al trabajo del compresor que se añade al ciclo.

Figura 2. Ciclo frigorífico



Fuente: (Autores, 2015)

4.5 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

4.5.1 Compresores:

4.5.1.1 Compresores alternativos:

Los compresores alternativos cambian un movimiento rotativo en otro alternativo, semejante a los motores de combustión interna pero en sentido inverso, se encuentra abastecido de un pistón que es quien realiza las carreras de admisión y descarga conectado a un cigüeñal mediante una biela.

Existen tres tipos de compresores alternativos para refrigeración: los abiertos, compresores semi-herméticos y los compresores herméticos.

4.5.1.2 Compresores alternativos abiertos.

En estos el cigüeñal es accionado por un motor exterior al compresor, se utilizan para medias y grandes potencias y son los más versátiles y accesibles, son recomendados ya que no existe el riesgo de contaminar el refrigerante, por llevar transmisiones presenta vibraciones y ruido excesivo, pesados, difícil alineación del cigüeñal, fallas en los sellos, corta vida de las bandas, etc.

Figura 3. Compresor alternativo abierto.



Fuente: (Zelsio, 2015)

4.5.1.3 Compresor semi-hermético.

Este tipo de compresor está encerrado en un cárter metálico pero sus partes son asequibles y están equipados con válvulas de servicio. Se instala en aplicaciones donde se realizará mantenimiento en forma frecuente.

Figura 4. Compresor semi-hermético.



Fuente: (Directindustry, 2015)

4.5.1.4 Compresor hermético.

Compresor que fue implementado con el objetivo de obtener una reducción en tamaño y en el costo; usado en equipos de baja y media potencia, un motor eléctrico hace girar al cigüeñal que está conectado directamente en el compresor, posee una carcasa metálica y está herméticamente sellada con soldadura, solo los de mediana potencia tienen válvulas para la carga o reemplazo del aceite del cárter cuando éste se deteriora. (Copeland, 2010)

Figura 5. Compresor hermético



Fuente: (Directindustry, 2015)

4.5.2 Condensadores.

4.5.2.1 Condensadores enfriados por agua.

Este tipo de condensadores por lo general son muy compactos por las excelentes propiedades de transferencia de calor que posee el agua. Se usan distintos modelos de construcción, incorporando el de casco y serpentín, casco y tubo, y tubo dentro de otro tubo. Normalmente, el agua de enfriamiento se traslada a través de tuberías o serpentines en el interior de una carcasa sellada en la que se descarga el gas caliente procedente del compresor.

Figura 6. Condensador enfriado por agua



Fuente: (Carly, 2015)

4.5.2.2 Condensadores enfriados por aire.

Este condensador es comúnmente de tubos y aletas en su exterior, estas son las encargadas de disipar el calor al medio ambiente. La transferencia de calor se obtiene forzando grandes cantidades de aire fresco a través del serpentín mediante el uso de un ventilador. El aire al ser forzado a través del condensador absorbe calor y eleva su temperatura. La ubicación del condensador es muy importante para mantener una alimentación de aire fresco constante.

Figura 7. Condensador enfriado por aire



Fuente: (Sena, 2015)

4.5.3 Evaporadores

Los evaporadores pueden clasificarse en función del trabajo que se le asigne, éstos pueden ser: para enfriar aire o para enfriar líquidos.

4.5.3.1 Evaporadores para enfriar aire.

4.5.3.1.1 *Evaporadores de tubos desnudos.*

Su configuración es de las más sencillas, ya que solo consta de tubos de cobre expuestos que conducen el líquido refrigerante. Generalmente son fabricados en

aluminio o en cobre, y se utilizan normalmente en la fabricación de evaporadores para frigoríficos domésticos o de mediana o baja potencia.

Se corre el riesgo de acumulación de escarcha en los tubos y por lo tanto una baja en el rendimiento del equipo. (Copeland, 2010)

Figura 8. Evaporador de tubos desnudos



Fuente: (Autores, 2015)

4.5.3.1.2 Evaporadores de placas.

Este tipo de evaporador consiste de dos placas de aluminio en cuya superficie se deposita una pasta anti-adhesiva siguiendo el trazado definido por el fabricante en función de las dimensiones del circuito frigorífico. También consiste en dos placas metálicas corrugadas que están unidas mediante soldadura, de tal forma que la superficie corrugada forme una tubería por la que circule el refrigerante.

Figura 9. Evaporador de placas



Fuente: (Bestar, 2015)

4.5.3.1.3 Evaporadores de aletas y tubos.

Los evaporadores de aletas y tubos son serpentines de tubo desnudo de cobre sobre los cuales se sitúan placas metálicas o aletas de aluminio. Las aletas, funcionan como superficies secundarias aspiradoras de calor, y tienen el efecto y la función de incrementar el área superficial de transferencia de calor del evaporador, de esa manera aumenta la eficiencia para enfriar aire u otros gases

Figura 10. Evaporador de aletas y tubos



Fuente: (Made in china, 2015)

4.5.3.1.4 Evaporadores de tiro forzado.

Es un evaporador que es enfriado por aire y su forma de enfriamiento es mediante un abanico o ventilador, éste es soplado o insuflado sobre el evaporador; con este tipo de evaporador se logran temperaturas más uniformes dentro de la cámara, gracias a la rápida circulación del aire.

Figura 11. Evaporador de tiro forzado



Fuente: (Directindustry, 2015)

4.5.3.2 Evaporadores para enfriar líquidos.

4.5.3.2.1 Evaporador por inmersión.

Estos evaporadores son de los más antiguos que se utilizan en la industria frigorífica, se encuentran totalmente sumergidos en el líquido que se quiere enfriar, su geometría puede ser diferente, como parrillas o serpentines según sea la necesidad, al igual que la naturaleza del fluido frigorífico y el material de fabricación principal en este tipo de evaporadores es el tubo de cobre.

Figura 12. Evaporador por inmersión



Fuente: (Alibaba, 2015)

4.5.3.2.2 Evaporador de tubo a contracorriente.

El ensamble de estos evaporadores es semejante a los de condensadores a contracorriente. Su uso es poco frecuente ya que comprende para su limpieza, de un líquido anticongelante o de agua, y el hermetismo de cada codo debe ser desarmable para un adecuado mantenimiento.

Figura 13. Evaporador de tubo a contracorriente



Fuente: (Zelsio, 2015)

4.5.3.2.3 Evaporadores multitubulares.

Es un evaporador conformado por un manajo de tubos sumergido en una carcasa o envolvente que los contiene, el refrigerante circula por el interior de los tubos y el líquido a enfriar circula por el cilindro, o también el líquido a enfriar circula por el interior de los tubos y el refrigerante se evapora en el interior del cilindro. Se utilizan generalmente para el enfriamiento de líquidos por expansión directa del refrigerante.

Figura 14. Evaporadores multitubulares



Fuente: (Frigopack, 2015)

4.5.3.2.4 Evaporadores de placas.

Consiste en bombear por un espacio contenido entre dos placas con el medio de calefacción circulando por las placas adyacentes. El producto se evapora incrementando su velocidad con la creación de vapor. Si se desean manejar temperaturas bajo 0°C, y volúmenes para enfriar parcialmente pequeños como contenedores, vehículos de transporte y helado, se utilizan evaporadores de placas. Según la aplicación que se quiere, la combinación de la mezcla a enfriar cambia, como también sus temperaturas de congelación y de fusión. (Universidad de Valladolid, 2005)

Figura 15. Evaporador de placas



Fuente: (Argenfrio, 2015)

4.5.4 Dispositivos de control de refrigerante.

4.5.4.1 Válvulas de expansión.

Dispositivo que se utiliza para regular la inyección de refrigerante líquido en los evaporadores. La inyección se controla en función del recalentamiento del refrigerante. Un agujero en la válvula comanda el flujo, este flujo es dirigido mediante un vástago y un asiento tipo aguja el cual cambia la hendidura del orificio. La aguja está controlada a su vez por un diafragma sujeto a varias fuerzas.

Figura 16. Válvula de expansión



Fuete: (Emerson Climate, 2015)

4.5.4.2 Tubos capilares.

Dispositivo de control de flujo de refrigerante, se trata de una tubería de longitud fija, de diámetro sumamente pequeño, este se utiliza como un orificio fijo para realizar la función de válvula de expansión, emancipando el lado de baja y el de alta presión, controlando la alimentación del refrigerante líquido. Generalmente se ubica entre el condensador y el evaporador de la configuración frigorífica.

Figura 17. Tubos capilares



Fuente: (Innerco, 2015)

4.5.5 Accesorios.

4.5.5.1 Presóstatos.

Pueden ser de alta y de baja presión, el de baja actúa con la presión de succión del refrigerante y se usa para regular el ciclo de compresión con el fin de controlar la capacidad y el límite a baja presión del compresor.

Un mando de alta presión registra en la descarga del compresor y se utiliza para detener al compresor en caso de que se den presiones muy elevadas, para cada refrigerante existe una presión definida o permisible. Un controlador de este tipo cierra un contacto al bajar la presión y lo libera al momento en que aumente ésta.

El uso de presóstatos apoya al control del sistema ya que protegen a los demás elementos de caídas de presión o de presiones elevadas. (Copeland, 2010)

Figura 18. Presóstato de baja y alta presión



Fuente: (Emerson Climate, 2015)

4.5.5.2 Recibidor o acumulador de succión.

Es un recipiente provisional que es utilizado para retener el exceso de líquido refrigerante, que después se enviará a un lugar donde se pueda manejar de manera segura. Debe ser suficientemente grande para admitir la carga entera del refrigerante, para acumularlo deberá tener una válvula de salida y ésta deberá disponerse de tal manera que siempre exista refrigerante líquido aun cuando el nivel del tanque receptor pueda variar, con la finalidad de evitar la entrada de vapor en el conducto del líquido.

Figura 19. Tanque recibidor



Fuente: (Emerson Climate, 2015)

4.5.5.3 Filtro Deshidratador.

Son dispositivos que contienen material filtrante y sirven para absorber y remover la humedad (agua) que se encuentra en el sistema de refrigeración. El filtro deshidratador filtra del sistema las partículas pequeñas que se dirigen hacia él a través del compresor. Se sabe que la humedad es uno de los inconvenientes en un sistema de refrigeración, por lo cual este problema debe ser mantenido al mínimo para evitar un deterioro prematuro del compresor, por ésta razón es necesaria la utilización de un filtro deshidratador.

Figura 20. Filtro Deshidratador



Fuente: (Emerson Climate, 2015)

4.5.5.4 Indicador de líquido y humedad.

EL visor o indicador es un artefacto adjunto en los sistemas de aire acondicionado y de refrigeración, que nos deja examinar la condición del refrigerante. Es un indicador que nos muestra si existen burbujas o espumas o si hay escasez de refrigerante, sus funciones son determinar el estado del líquido y su contenido de humedad.

Figura 21. Indicador de líquido y humedad



Fuente: (Emerson Climate, 2015)

5. METODOLOGÍA

5.1 CLASIFICACIÓN DEL PROYECTO

Este trabajo puede entenderse como un proyecto de adaptación tecnológica, dado que el chiller como dispositivo ya existe, pero para otras aplicaciones en los sectores industriales y residenciales.

El chiller visto como máquina térmica, es un dispositivo que puede modelarse y calcularse mediante el empleo de las leyes y principios de las ciencias térmicas, la ciencia de los materiales y otros conocimientos de tipo técnico y tecnológico, por tanto, para un buen diseño y construcción del mismo, se requiere en primer lugar efectuar una revisión de la literatura relacionada con la temática.

Para el cálculo y diseño se requieren conocimientos en mecánica de fluidos, diseño de sistemas térmicos, transferencia de calor, pero conceptos de tipo mecánico y electromecánico, necesarios para la construcción del sistema. Para la elaboración del chiller fue necesaria la asistencia en el laboratorio ya que la máquina inyectora que se implementó, se sitúa en el laboratorio de hidráulica y neumática de la IU Pascual Bravo.

5.2 TIPO DE PROYECTO

Para la implementación del proyecto se utilizaron los métodos descriptivo, explicativo y experimental. Además, se describieron y aplicaron los componentes que conforman el sistema, pero también se expuso el funcionamiento de la máquina.

Para garantizar que el diseño cumplió con los requerimientos y especificaciones, se realizaron pruebas y se evaluaron algunas variables de desempeño.

5.3 FUENTES DE INFORMACIÓN

5.3.1 Fuentes Primarias.

Juan Mauricio Berrio, Ingeniero Mecánico, técnico en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, brindó la asesoría directa para el diseño y la implementación del sistema de enfriamiento, en el ensamble y construcción del equipo.

5.3.2 Fuentes Secundarias.

Se utilizaron algunas fuentes de información como son la Internet, libros o textos de las áreas de las ciencias térmicas y de algunas áreas propias de la mecánica y de la tecnología del frío. Adicionalmente se analizó información técnica en revistas, folletos, hojas de vida y fichas técnicas de dispositivos similares.

5.4 TÉCNICAS PARA LA RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

Revisiones bibliográficas, adquisición de información vía internet, análisis de los distintos sistemas enfriamiento, fichas técnicas de operación.

5.5 TRATAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

La información recolectada fue analizada para luego ponerse en práctica en las diferentes etapas del diseño y construcción del prototipo.

6. RESULTADOS DEL PROYECTO

6.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO

Este proyecto partió de la necesidad de ampliar y afianzar los conocimientos teóricos y prácticos de los estudiantes y docentes de la IU Pascual Bravo, en las áreas de las ciencias térmicas y de la refrigeración industrial. Para el caso de los estudiantes, éste prototipo les permitirá analizar y evaluar el comportamiento en condiciones reales de funcionamiento de un equipo industrial como lo es el chiller, dispositivo ampliamente utilizado en el sector industrial.

De otro lado, para garantizar una adecuada concepción del diseño del chiller, se tuvieron en cuenta algunos factores claves tales como, la temperatura del agua requerida, las condiciones del medio en el que se encuentra ubicado el equipo y las dimensiones del tanque requerido.

El éxito en el diseño e implantación de éste dispositivo, radica en establecer el valor de las cargas térmicas, definir la temperatura deseada para el fluido dentro de los tiempos establecidos, pero también, del análisis de dichos datos y su contrastación con las variables de funcionamiento en condiciones reales de operación.

6.2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EVAPORADOR

Figura 22. Tubería de cobre convencional



Fuente: (Seproven, 2015)

Capacidad frigorífica:	¼ TR - 0.88 kw
Presión de diseño:	13.793 bar – 1.379 Mpa
Material de la tubería:	Cobre
Diámetro externo:	3/8 plg

El equipo de bombeo garantiza un suministro de 650 GPH, pero para efectos de diseño se empleó un sistema bypass para garantizar un flujo de 2 gal/min en el evaporador, cantidad suficiente para mantener las condiciones de diseño requeridas.

6.3 CRITERIO DE SELECCIÓN DEL LÍQUIDO REFRIGERANTE

Partiendo de la experiencia y de los referentes teóricos, claramente la opción para aplicar al diseño en cuanto al fluido de trabajo, fue el agua (H₂O), ya que otros fluidos como el Frixide o el propilenglicol son productos para procesos de industria, para procesos de producción seriada, en la cual se requieren

temperaturas muy bajas, para el ámbito académico requerido el agua como fluido a refrigerar cumple con los requisitos a alcanzar.

6.4 REQUERIMIENTO DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO

Volumen de fluido a refrigerar: 20 lts. = 0.02m³
Temperatura del fluido: 18 °C

6.4.1 Cargas de enfriamiento

El cálculo de la carga de enfriamiento tiene por objeto determinar la cantidad de calor producida por una serie de cuerpos que se desean refrigerar, y que generar energía en forma de calor en un tiempo determinado. Por tanto para mantener la temperatura deseada o requerida, es necesario extraer el calor generado y expulsarlo hacia el exterior. Se tienen aquí las siguientes cargas:

- Carga térmica por estructura.
- Carga térmica por el producto a refrigerar.
- Carga térmica por equipos.

Carga térmica por la estructura: Parte de calor absorbido por medio de las paredes, piso y techo que deberá ser apartado del sistema a construir, está directamente relacionado con el tipo de estructura, material, diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, radiación solar y tipo de aislamiento.

Las paredes, el piso de nuestro reservorio están compuestas por dos elementos, exteriormente aislante rubartex e interior acero inoxidable.

La carga térmica por estructuras se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$q = U * A_c * \Delta T$$

Donde:

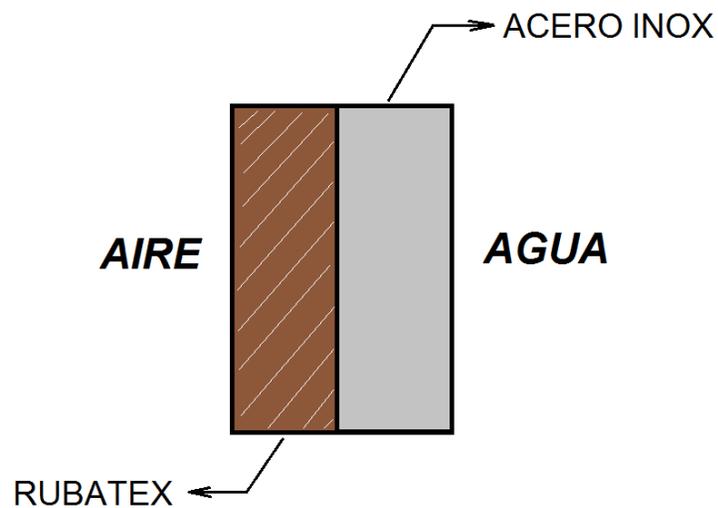
q: Carga térmica por estructura [w]

U: Coeficiente global de transferencia de calor [w/m²K]

Ac: Superficie de transferencia de calor [m²]

ΔT: Diferencia de temperatura entre exterior e interior del tanque.

Figura 23. Sección transversal de la pared del tanque.



Fuente: (Autores, 2015)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i + \sum \frac{ex}{kx} + \frac{1}{h\alpha}}}$$

Donde:

h_i: Coeficiente por transferencia por convección (exterior)

e: Espesor de la pared

K: Coeficiente de conductividad térmica.

Hα: Coeficiente de transferencia por convección (interior)

Variables de diseño

Las variables a considerar para el cálculo de la carga térmica son:

Temperatura del fluido: 18°C.

Temperatura exterior: 24°C.

Tipo de aislamiento: Rubatex.

Tipo de material construcción: Acero inoxidable.

Tanque de almacenamiento

DATOS:

Temperatura del agua 18°C.

Temperatura ambiente: 24°C.

6.5 CÁLCULO ESPESOR DEL AISLANTE

La función del aislamiento térmico es evitar que se produzcan pérdidas de calor que sean de influencia en el equipo, es decir hace eficiente el aprovechamiento de energía. El aislante a que se utilizó fue el Rubatex, industrialmente muy recomendado para aplicaciones de baja temperatura como es el caso del proyecto.

Se consideró para el método de cálculo las siguientes recomendaciones:

Tabla 2. Coeficiente global de transferencia de calor recomendado

PISO	PARED	TECHO
$\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$	$\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$	$\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$
0,27	0,25	0,26

Fuente: (Incropera, 1999).

6.5.1 Convección libre aire

Se tomó a consideración que el equipo se encontraba dentro de un local cerrado, el laboratorio de hidráulica y neumática, por tanto, la transferencia de calor se evaluó por convección libre entre el aire y la pared del tanque. Para el cálculo se usaron los números adimensionales.

Propiedades del aire a temperatura fílmica o de capa límite:

$$T_f = \frac{T_s + T_\alpha}{2}$$

Ts (Temperatura de superficie)= 19°C

Tα (Temperatura del aire) = 23°C

$$T_f = \frac{(19+23)^\circ C}{2} = 21^\circ C$$

Propiedades del aire.

Densidad	$\rho = 1.200 \text{ kg} / \text{m}^3$
Viscosidad cinemática	$\gamma = 15.25 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$
Conductividad	$k = 0.0252 \text{ W} / \text{m}^\circ \text{C}$
Calor específico	$C_p = 1.007 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ \text{C}$
Número de Prandtl	$\text{Pr} = 0.7306$
Coeficiente de expansión térmica	$\beta = 3.401 \times 10^{-3} \text{ 1} / ^\circ \text{C}$

Cálculo del número de Grashof:

$$Gr = \frac{g\beta}{\gamma^2} (T_s - T_\alpha) L^3$$

$$L = \frac{V_{TOTAL}}{A_{PARED}}$$

Donde:

g = Gravedad.

β = Coeficiente de dilatación térmica.

γ = Viscosidad cinemática.

V_{TOTAL} = Volumen total del tanque.

A_{PARED} = Área pared.

$$L = \frac{5.46 \times 10^{-3} m^3}{0.042 m^2} = 0.13 m$$

$$Gr = \frac{(9.81 m/s^2)(3.401 \times 10^{-3} 1/^\circ C)(23 - 19)^\circ C (0.13 m)^3}{(15.25 \times 10^{-6} m^2/s)^2}$$

$$Gr = 12.607 \times 10^5$$

Cálculo del número de Rayleigh:

$$Ra = Gr * Pr$$

$$Ra = (12.607 \times 10^5 * 0.7306)$$

$$Ra = 9.21 \times 10^5$$

Cálculo del número de Nusselt:

Figura 24. Correlación convección libre, flujo externo, placa vertical, inclinada y horizontal

Placa plana vertical				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
34	$\overline{Nu}_L = C Ra^n$ (Tabla 6.8.1)	Medio, T_s cte	Tª media de película.	McAdams
35	$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{1 + (0.492/Pr)^{9/16} [8/27]} \right\}^2$	Medio, T_s cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^{12}$	Tª media de película.	Churchill y Chu
36	$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{1 + (0.492/Pr)^{9/16} [4/9]}$	Laminar, medio, T_s cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^9$	Tª media de película	Churchill y Chu

Fuente: (Incropera, 1999)

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (9.21 \times 10^5)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.7306} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 16.25$$

Coeficiente convectivo:

$$Nu = \frac{h_{\alpha AIRE} * L}{k}$$

$$h_{\alpha AIRE} = \frac{Nu * k}{L}$$

$$h_{\alpha AIRE} = \frac{(16.25)[0.02521 W / m^{\circ}C]}{0.3m}$$

$$h_{\alpha AIRE} = 1.365 W / m^2 \circ C$$

6.5.2 Convección libre agua

Para agua (H₂O) se consideró el cálculo en convección libre, puesto que el tanque reservorio utilizado, no contenía un agitador que permitiera que el flujo tuviese un intercambio de calor interno a diferentes temperaturas, simplemente teniendo la ventaja de que ese calor retirado del fluido se conserve eficientemente, por lo tanto se procedió al cálculo mediante los números adimensionales.

Cálculo de la temperatura media aritmética:

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

$$T_i = 28^\circ\text{C}$$

$$T_e = 18^\circ\text{C}$$

$$T_m = \frac{[28 + 18]^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 23^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

$$T_s \text{ (Temperatura de superficie)} = 19^\circ\text{C}$$

$$T_\alpha \text{ (Temperatura del aire)} = 23^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{(15 + 23)^\circ\text{C}}{2} = 21^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua:

$$\text{Densidad} \quad \rho = 997.8 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Viscosidad dinámica} \quad \mu = 9.8 \times 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

Viscosidad cinemática	$\gamma = 9.81 \times 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$
Conductividad térmica	$k = 0.6 \text{ W} / \text{m}^\circ\text{C}$
Calor específico	$C_p = 4.182 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ\text{C}$
Coefficiente de dilatación térmica	$\beta = 0.205 \times 10^{-3} 1 / ^\circ\text{C}$

Cálculo del número de Prandtl:

$$\text{Pr} = \frac{C_p * \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{(4182 \text{ W} * \text{s} / \text{kg}^\circ\text{C}) * (9.8 \times 10^{-4} \text{ kg} / \text{m} * \text{s})}{(0.6 \text{ W} / \text{m}^\circ\text{C})}$$

$$\text{Pr} = 6.8306$$

Cálculo del número de Grashof:

$$\text{Gr} * \text{Pr} = \frac{g * \beta * \rho^2 * C_p}{\mu * k}$$

$$\text{Gr} * \text{Pr} = \frac{(9.81) * (0.205 \times 10^{-3}) * (997.8)^2 * (4.182)}{(9.8 \times 10^{-4}) * (0.6)}$$

$$\text{Gr} * \text{Pr} = 14.24 \times 10^9$$

Cálculo del número de Rayleigh:

$$\text{Ra} = \frac{g * \beta * \rho^2 * C_p}{\mu * k} (T_a - T_s) L_c^3$$

$$\text{Ra} = 14.24 \times 10^9 (23 - 19) (0.3)^3$$

$$\text{Ra} = 1.538 \times 10^9$$

Cálculo del número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (1.538 \times 10^9)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{6.8306} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 17418$$

Coeficiente convectivo:

$$Nu = \frac{h_{\alpha AGUA} * L}{k}$$

$$h_{\alpha AGUA} = \frac{Nu * k}{L}$$

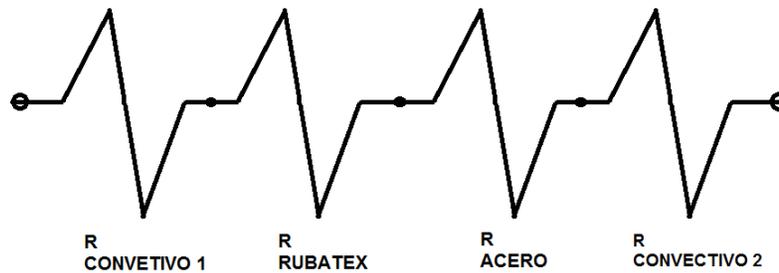
$$h_{\alpha Agua} = \frac{(174.18)[0.6W / m^{\circ}C]}{0.3m}$$

$$h_{\alpha Agua} = 348.37W / m^2 \text{ } ^{\circ}C$$

6.5.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$U_0 = \frac{1}{R_{TOTAL} A_0}$$

Figura 25. Analogía resistencias eléctricas



Fuente: (Autores, 2015)

$$R_{TOTAL} = R_{CONVECTIVA} + R_{RUBATEX} + R_{ACERO} + R_{CONVECTIVO2}$$

$$R_{TOTAL} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{Rubatex}}{K_{acero} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} a} + \frac{1}{h_2 A}$$

Remplazando:

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{Rubatex}}{K_{Rubatex} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A} \right) * A}$$

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{e_{Rubatex}}{K_{Rubatex}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2} \right)}$$

Datos acero:

Espesor del acero

$$e = 0.002m$$

Conductividad térmica

$$k_{acero} = 16.3W / m^{\circ}C$$

Conductividad térmica del Rubatex $k_{Rubatex} = 0.027W / m^{\circ}C$

Coeficiente convectivo del agua $h_1 = h_{\alpha Agua} = 348.37W / m^2^{\circ}C$

Coeficiente convectivo del aire $h_2 = h_{\alpha AIREA} = 1.365W / m^2^{\circ}C$

Coeficiente global de transferencia de calor recomendado para paredes.

$$U_{RECOMENDADO} = 0.25W / m^2^{\circ}C$$

$$U_{RECOMENDADO} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{e_{Rubatex-PARED}}{K_{Rubatex}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2} \right)}$$

$$e_{Rubatex-PARED} = k_{Rubatex} \left(\frac{1}{U_{RECOMENDADO}} - \frac{1}{h_1} - \frac{e_{acero}}{k_{acero}} - \frac{1}{h_2} \right)$$

$$e_{Rubatex-PARED} = 0.027W / m^{\circ}C * \left(\frac{1}{0.25W / m^2^{\circ}C} - \frac{1}{348.37W / m^2^{\circ}C} - \frac{0.002m}{16.3W / m^{\circ}C} - \frac{1}{1.365W / m^2^{\circ}C} \right)$$

$$e_{Rubatex-PARED} = 0.088m$$

6.6 CÁLCULO DE LA CARGA FRIGORÍFICA

6.6.1 Carga por estructura.

Los paneles se conformaron mediante el método constructivo conocido como tipo sándwich, teniendo exteriormente como aislante Rubatex, y en el interior acero inoxidable 304 de 2mm de espesor.

Espesor plancha de acero: e1: 2 mm e1: 2×10^{-3}
Espesor Rubarex: e2: 8 mm e2: 8×10^{-3}

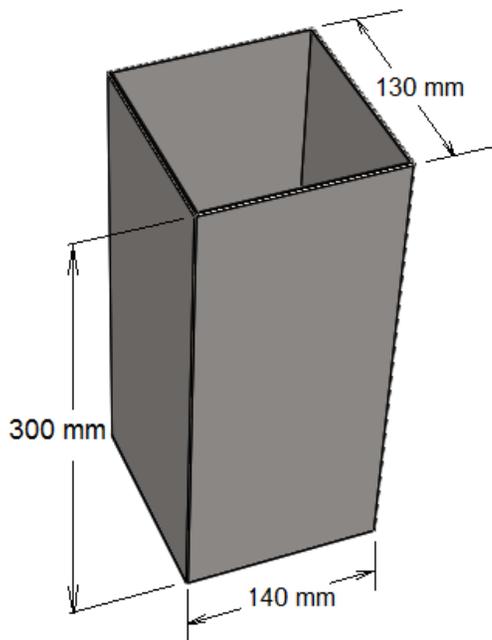
$$Q_s = A * U_0 * \Delta t \quad (\text{Carga por estructura})$$

Datos:

Medidas del tanque.

a= 0.3m (Alto) h= 0.14m (Ancho) l= 0.13m (Largo)

Figura 26. Tanque para agua



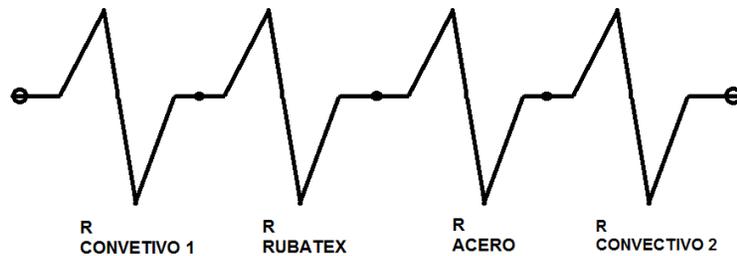
Fuente: (Autores, 2015)

Calor perdido. Es el calor que se pierde al ambiente y cumple la condición de convección libre puesto a que el equipo se encuentra en un recinto cerrado y la velocidad del viento se considera nula.

$$q_{PERDIDAS} = U_0 * A * F * LMTD$$

Coeficiente global de transferencia de calor

Figura 27. Representación del circuito de resistencias térmicas



Fuente: (Autores, 2015).

$$R_{TOTAL} = \frac{1}{U * A}$$

$$U_0 = \frac{1}{R_{TOTAL} * A_0}$$

$$R_{TOTAL} = R_{CONVECTIVA} + R_{RUBATEX} + R_{ACERO} + R_{CONVECTIVO2}$$

$$R_{TOTAL} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{Rubatex}}{k_{Rubatex}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2 A}$$

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{Rubatex}}{K_{Rubatex} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A} \right) * A}$$

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{e_{Rubatex}}{K_{Rubatex}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2} \right)}$$

Datos necesarios:

Espesor del acero

$$e = 0.002m$$

Conductividad térmica del acero

$$k_{acero} = 16.3W / m^{\circ}C$$

Conductividad térmica del Rubatex

$$k_{Rubatex} = 0.027W / m^{\circ}C$$

Espesor del Rubatex

$$e = 0.008m$$

Coefficiente convectivo del agua

$$h_1 = h_{\alpha Agua} = 348.37W / m^2^{\circ}C$$

Coefficiente convectivo del aire

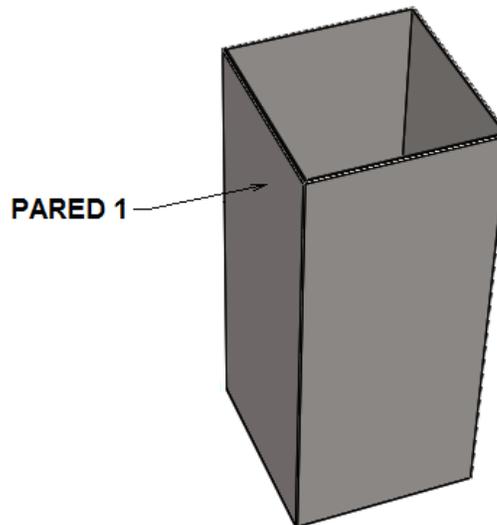
$$h_2 = h_{\alpha AIREA} = 1.365W / m^2^{\circ}C$$

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{348.37W / m^2^{\circ}C} + \frac{0.008m}{0.027m^2^{\circ}C} + \frac{0.002m}{16.3m^2^{\circ}C} + \frac{1}{1.365m^2^{\circ}C} \right)}$$

$$U_0 = 0.97W / m^2^{\circ}C$$

Pérdida de calor estructural.

Figura 28. Ubicación pared 1



Fuente: (Autores, 2015)

Pared 1 = Pared 2

$$A_{PARED1} = l * a$$

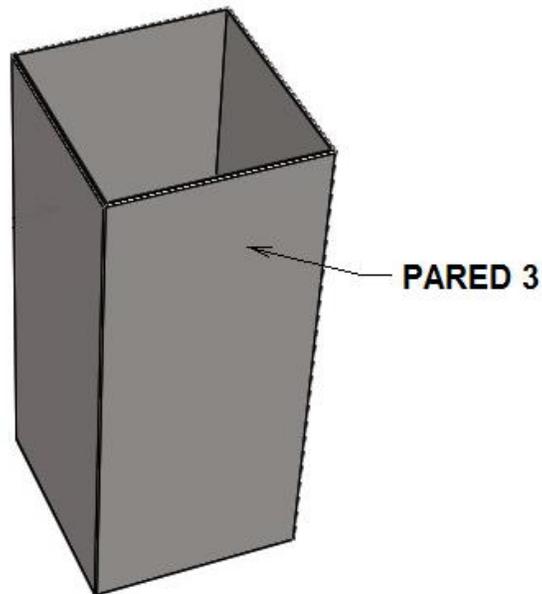
$$A_{PARED1} = (0.13m) * (0.3m) = 0.039m^2$$

$$q_{PARED1} = U_0 * A_{PARED1} (T_{\alpha AIRE} - T_{\alpha AGUA})$$

$$q_{PARED1} = (0.97W / m^2 \cdot ^\circ C) * (0.039m^2) (23^\circ C - 18^\circ C)$$

$$q_{PARED1} = 0.189W$$

Figura 29. Ubicación pared 3



Fuente: (Autores, 2015)

Pared 3 = Pared 4

$$A_{PARED1} = h * a$$

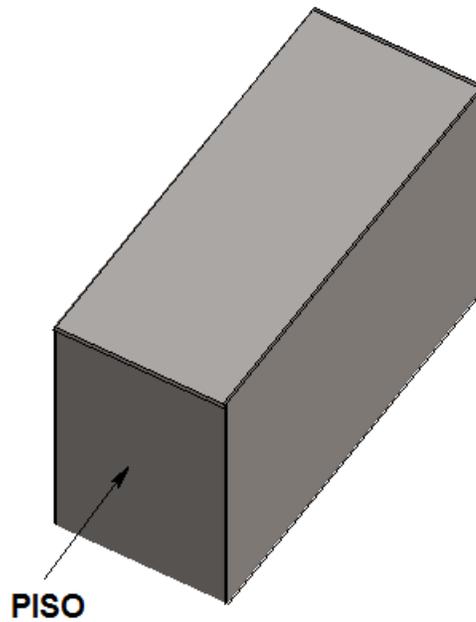
$$A_{PARED3} = (0.14m) * (0.3m) = 0.042m^2$$

$$q_{PARED3} = U_0 * A_{PARED3} (T_{\alpha AIRE} - T_{\alpha AGUA})$$

$$q_{PARED3} = (0.97W / m^2 \cdot ^\circ C) * (0.042m^2) (23^\circ C - 18^\circ C)$$

$$q_{PARED3} = 0.2037W$$

Figura 30. Piso del tanque



Fuente: (Autores, 2015)

Piso = Techo

$$A_{PISO} = l * h$$

$$A_{PISO} = (0.14m) * (0.13m) = 0.0182m^2$$

$$q_{PISO} = U_0 * A_{PISO} (T_{\alpha AIRE} - T_{\alpha AGUA})$$

$$q_{PISO} = (0.97W / m^2 \cdot ^\circ C) * (0.0182m^2) (23^\circ C - 18^\circ C)$$

$$q_{PISO} = 0.08827W$$

Carga total por estructura

$$q_{TOTAL POR ESTRUCTURA} = 2q_{PISO-TECHO} + 2q_{PARED1-2} + 2q_{PARED3-4}$$

$$q_{TOTAL POR ESTRUCTURA} = 2(0.08827W) + 2(0.189W) + 2(0.2037W)$$

$$q_{TOTAL POR ESTRUCTURA} = 0.962W$$

6.6.2 Carga térmica del producto.

Consiste en la determinación de calor que se debe retirar del producto para que suceda el descenso de temperatura inicial o de ingreso al intercambiador de calor hasta la temperatura requerida en la agua.

La carga térmica se calcula mediante las ecuaciones de calor sensible y calor latente. (Incropera, 1999). Sin embargo, para este caso en particular quedo obviado el calor latente debido al hecho de que no existe cambio de estado, porque el agua se mantiene en estado líquido durante el proceso.

Calor sensible:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

Donde:

\dot{Q} = Carga térmica por producto, (W)

\dot{m} = flujo másico del producto, (Kg)

C_p = Calor específico del producto, (kJ/kg°C)

Para el diferencial de temperatura se consideró que el equipo tendría que permanecer entre un rango de operación en el agua de 18°C hasta 23°C en el interior del intercambiador de calor de tubo abierto.

Producto	<i>Agua (H2O)</i>
Densidad	$\rho = 997.8 \text{ kg} / \text{m}^3$
Calor específico	$C_p = 4.182 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ\text{C}$
Volumen	$V = 20 \text{ lts} = 0.02 \text{ m}^3$

Caudal de funcionamiento:

$$\dot{V} = 11.16 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * TR$$

TR: Tonelada de refrigeración.

Capacidad del intercambiador de calor $q_{EVAPORADOR} = \frac{1}{4} TR$

Entonces para el cálculo del flujo másico

Nota: Se implementó un sistema bypass para garantizar un flujo de 2 gal/min en el intercambiador de calor, que es la cantidad necesaria de fluido para garantizar una correcta operación.

$$\dot{V} = 2 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * \frac{1}{4} TR$$

$$\dot{V} = 0.5 \frac{\text{gal}}{\text{min}} = 3.15 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow \dot{m} = \rho * \dot{V}$$

$$\dot{m} = 997.8 \text{kg} / \text{m}^3 * 3.15 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = 0.0314 \text{kg} / \text{s}$$

$$q_{PRODUCTO} = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

$$q_{PRODUCTO} = 0.0314 \text{kg} / \text{s} * 4182 \text{J} / \text{kg}^\circ\text{C} * (27 - 20)^\circ\text{C}$$

$$q_{PRODUCTO} = 920.1 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 920.1 \text{W}$$

6.6.3 Carga total de enfriamiento.

Tabla 3. Cargas de enfriamiento

Carga por estructura	0.962 W
Carga por producto	920.1 W
Carga total	921.06 W

Fuente: (Autores, 2015)

6.7 CICLO TERMODINÁMICO DEL EQUIPO

6.7.1 Refrigerante R-134A.

El fluido refrigerante R134A se seleccionó por sus propiedades físico-químicas, termodinámicas y su comercialidad que lo hace la mejor opción para sistemas de baja temperatura en los cuales hay que tomar en cuenta las altas presiones de trabajo. La principal aplicación recomendada por fabricantes son las instalaciones de sistemas de refrigeración de media temperatura.

Tabla 4. Parámetros técnicos del refrigerante R134a

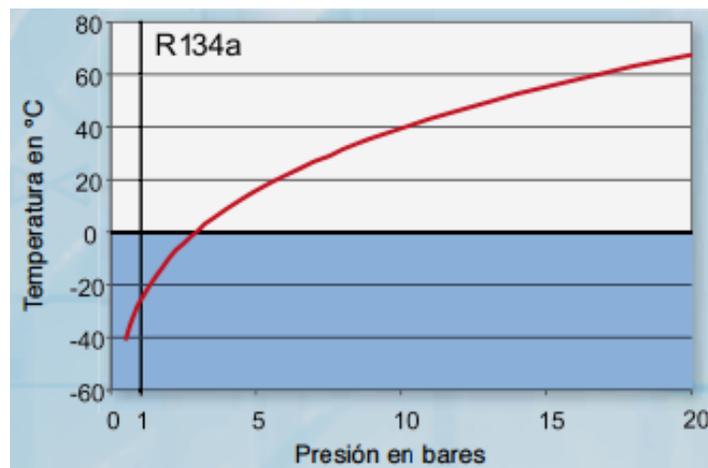
Peso Molecular	102.03	Vaporización de calor BP (KJ/Kg)	215
Punto de ebullición (°C)	-26.2	ODP	0
Temperatura crítica (°C)	101.1	GWP	0.29
Presión crítica (MPa)	4.067	Pureza (%)	≥99.9
Densidad del líquido saturado 25,(g/cm ³)	1.207	Humedad (%)	≤0.001

Calor específico del líquido 25, [KJ/(KG)]	1.51	Acides (%)	≤0.00001
Solubilidad (agua, 25)%	0.15	Residuo de evaporación (%)	≤0.01
Densidad crítica (g/cm ³)	0.512	Apariencia	Sin color, sin elementos turbios
Olor	No hay olor extraño		

Fuente: Ficha técnica Refrigerante R134a. (Coolmate, 2015)

RANGO DE APLICACIONES

Figura 31. Curva de presión de vapor de HCF R134a



Fuente: (Gunt Hamburg, 2015)

Aspectos medio ambientales. Hoy en día las regulaciones ambientales toman auge en las legislaciones gubernamentales por tanto como una responsabilidad social es un aspecto que debe ser tomado en cuenta al momento del diseño de un sistema de refrigeración, el refrigerante R134A es un nuevo refrigerante respetuoso con el medio ambiente. Es ODP (potencial de agotamiento del ozono) es cero, por lo que no causa ningún daño a la capa de ozono. (Cengel, 2004)

Ventajas:

1. El refrigerante R134a no contiene átomos de cloro, por lo tanto, no produce ningún daño a la capa de ozono.
2. R134a es seguro de usar, ya que es ignífugo, no explosivo, no tóxico, no irritante y no corrosivo.
3. En comparación con R12, R134a tiene una mejor conductividad de calor. Esto reduce considerablemente el consumo de refrigerante. Además, ambos tienen una conductividad térmica similar, así que la modificación de su sistema de refrigeración es mucho más fácil.

El refrigerante R134a no tiene ningún olor extraño y es particularmente adecuado para sistemas para refrigeración de automóviles. Su punto de ebullición -26.2°C , y su pureza es superior a 99.9%. Su humedad es menor al 0.001%, por lo que su sistema de refrigeración está libre de corrosión. El contenido de ácido del refrigerante R134a es menor al 0.00001%, y el residuo de la evaporación es menor al 0.01%. (Cengel, 2004)

6.7.2 Aceite lubricante

Los sistemas de refrigeración que trabajan con refrigerantes HFC necesitan utilizar el aceite lubricante adecuado puesto que la miscibilidad del aceite en el refrigerante garantiza el retorno de aceite al compresor dentro del rango de temperaturas de operación.

6.7.2.1 Miscibilidad.

La miscibilidad es la capacidad de que se mezcle el refrigerante y el aceite. Es un factor de suma importancia para garantizar el retorno del aceite hacia el compresor como se explicó anteriormente.

6.7.2.2 Humedad.

Los aceites Polyol Ester, no son tan higroscópicos (Capacidad de absorber agua) como los minerales, la humedad es difícilmente eliminable tanto a través de un vacío como a través del calor.

Se extremen los cuidados para evitar que la humedad ingrese al sistema hermético de refrigeración.

La hidrólisis con la humedad y la generación de ácido que se origina son más temibles con el uso de aceites Polyol Ester por ésta causa antes de sellar el sistema se recomienda el uso de un deshidratador apropiado.

6.7.2.3 Tipos de deshidratadores.

Existen de filtro molecular compatibles con el R-22, los tipos XH-6 de cartucho compacto, XH-7 y XH9 son los más aconsejados por los fabricantes.

6.7.2.4 Viscosidad.

Debe ser adecuada durante el rango de operación tanto a baja como a alta temperatura.

6.7.2.5 Rigidez dieléctrica.

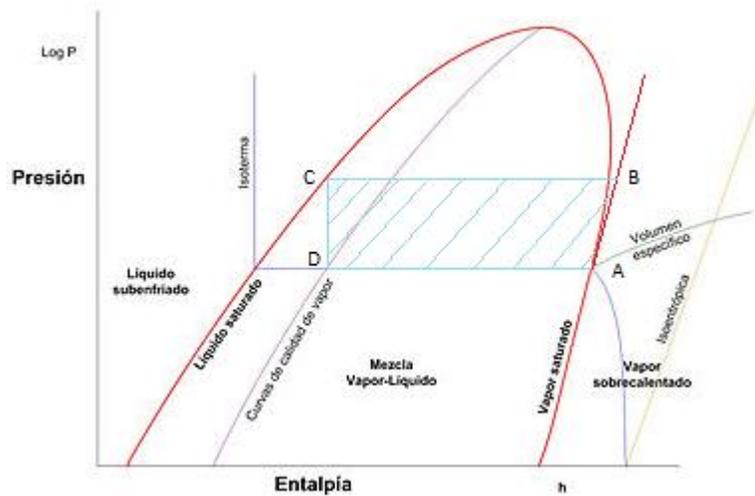
Ésta propiedad del lubricante evita que la corriente eléctrica del motor pase a la estructura del mismo así que contribuye con el sistema de seguridad del equipo.

6.7.3 Ciclo de Carnot de un fluido condensable.

La ventaja del ciclo radica en la utilización del fluido en sus dos fases, líquida y gaseosa, que permite no sólo el que técnicamente se pueda realizar el ciclo de Carnot inverso, sino porque las temperaturas al final de la expansión y a la entrada en el compresor son iguales, por lo que se puede optimizar el coeficiente de efecto frigorífico.

El funcionamiento de una máquina frigorífica de fluidos condensables que utiliza un ciclo de Carnot, es la siguiente:

Figura 32. Diagrama presión-entalpía



Fuente: (Wikipedia, 2015)

Un compresor accionado por un motor eléctrico aumentaría la presión del fluido desde PA a PB, según la transformación (A-B), alcanzándose la temperatura TB; ésta compresión sería seguida de una condensación isoterma (B-C) en la que el calor Q1 es evacuado al foco térmico caliente.

El fluido una vez licuado se expande isentrópicamente en un expansor (C-D), disminuyendo su presión y temperatura, con lo que se vaporiza parcialmente, llegando en estas condiciones al evaporador, estado D, iniciándose la vaporización isoterma (D-A), durante la cual el calor qB puede ser absorbido del recinto a enfriar, que circularía en contra corriente con el vapor a una temperatura TS mayor que TB.

El área por debajo de (DA) representaría el calor absorbido a la fuente fría. El área (ABCD) sería el trabajo TC aplicado al fluido por el compresor.

6.7.4 Definición del ciclo termodinámico.

Para definir el ciclo se requieren los datos del lugar de instalación.

Tabla 5. Condiciones ambientales del laboratorio de Hidráulica y Neumática

Temperatura ambiente	24°C
Humedad relativa	45%

Fuente: (Autores, 2015)

Determinación de la temperatura y presión de condensación

La temperatura de condensación se obtiene de la suma de la temperatura ambiente más un diferencial recomendado de (11 a 17) °C.

$$T_i = 24^{\circ}C$$

$$\Delta T_C = 11^{\circ}C$$

$$T_{COND} = T_i + \Delta T_{COND}$$

$$T_{COND} = (24 + 11)^{\circ}C$$

$$T_{COND} = 35^{\circ}C$$

Determinación de la temperatura y presión de evaporación.

La temperatura de evaporación se toma con un rango de variación de 5°C para estar en el promedio de rango recomendado por el fabricante que es de (3 a 7) °C.

$$T_{REQ} = 18^{\circ}C$$

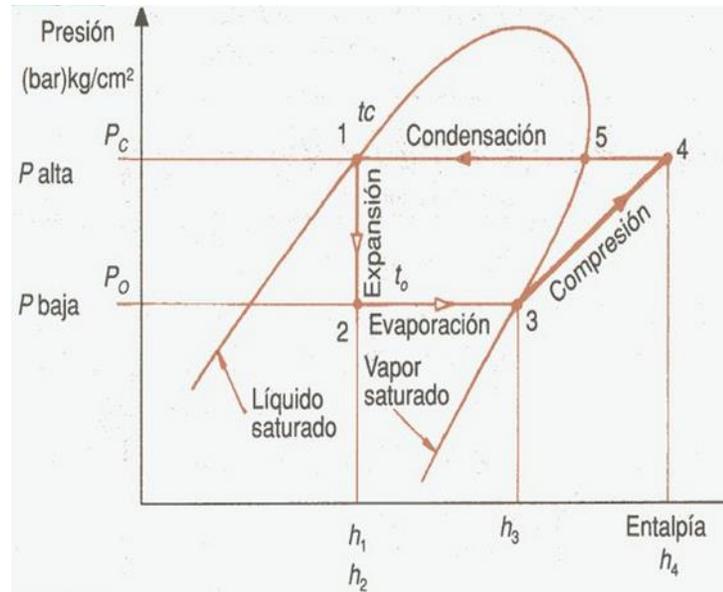
$$T_{EVAP} = T_{REQ} - \Delta T$$

$$T_{EVAP} = (18 - 13)^{\circ}C$$

$$T_{EVAP} = 5^{\circ}C$$

6.7.5 Ciclo de refrigeración de una sola etapa

Figura 33. Ciclo de refrigeración de una sola etapa trazado en el diagrama P-h



Fuente: (Slideplayer, 2015)

- 1-2 Expansión a entalpía constante.
- 2-3 Vaporización de líquido a presión constante. (Evaporación).
- 3-5 Compresión a entropía constante.
- 5-1 Condensación de gas a presión constante. (Condensación)

6.8 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES

Actualmente en el mercado se encuentran variados distribuidores de equipos y elementos para todo el ámbito de refrigeración y de aire acondicionado, y están disponibles varias marcas con propiedades y calidades diferentes, para el proyecto, su diseño e implementación se escogieron varios equipos y elementos de la marca DANFOSS y EMBRACO, marcas de alto reconocimiento y buen respaldo postventa, que brindan soluciones a los distintos inconvenientes de ingeniería aplicados tanto al frío como al calor.

Inicialmente se efectuó la selección de equipos y componentes, ya que es necesario definir los parámetros de funcionamiento que fundamentan el sistema.

6.8.1 Parámetros de funcionamiento

Refrigerante R-134A

Evaporador

Temperatura del agua o producto	18°C.
Temperatura de evaporación	-10°C 5°C.
Temperatura de condensación	35°C.
Potencia frigorífica del evaporador	879.21 W = ¼ TR
Carga térmica total	921.06W

Nota: Inicialmente por efectos de dimensionamiento y por experiencia empírica, la potencia frigorífica del intercambiador de calor de tubo abierto es supuesta ya que la capacidad está dada con otros parámetros, el fluido de cálculo es agua y las temperaturas de descarga tienen una variación térmica con las de entrada de entre (3 y 6)°C, Por tanto la real capacidad se obtiene recalculando en la ecuación de calor sensible, considerando que no hay cambio de estado en el producto, en la

bomba para efectos de cálculo, el diámetro de las tuberías y áreas de transferencia de calor permanecen constantes, pero se piensa implantar un sistema bypass para evitar sobre calentamiento en la bomba, ya que los diámetros de descarga que van dirigidos hacia el molde de inyección de plástico son de ¼ pulg.

6.8.2 Selección del evaporador

Tabla 6. Características intercambiador de calor

Tipo	Intercambiador de calor de tubo abierto
Capacidad Frigorífica	¼ TR – 0.88 kw
Presión	13.793 bar – 1.379 Mpa
Material	Tubería de cobre
Material de soldadura	Cobre

Fuente: (Autores, 2015)

Área de transferencia de calor del evaporador

Refrigerante R134a

Temperatura promedio	$-5^{\circ}C$
Densidad	$\rho = 661.535 \text{ kg} / \text{m}^3$
Viscosidad dinámica	$\mu = 1.50704 \times 10^{-4} \text{ kg} / \text{m} * \text{S}$
Conductividad	$k = 0.054205 \text{ W} / \text{m}^{\circ}C$
Calor específico	$C_p = 1101.9 \text{ kJ} / \text{kg}^{\circ}C$
Número de Prandtl	$Pr = 2.278$

$$\dot{m} = \rho * \text{Caudal}_{R134a}$$

$$\dot{m} = 661.535 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 17 \frac{\text{l}}{\text{min}} * 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{l}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{S}}$$

$$\dot{m} = 3.124 \times 10^{-3} \text{kg/s}$$

$$\text{Re} = \frac{V * D}{\nu} = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D * \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 3.124 \times 10^{-3} \text{kg/S}}{\pi * 6.3 \times 10^{-3} \text{m} * 1.50704 \times 10^{-4} \text{kg/m*S}}$$

$$\text{Re} = 418932 \text{ Turbulento}$$

Entonces:

$$Nu_i = 0.023 * \text{Re}^{4/5} * \text{Pr}^{0.4}$$

$$Nu_i = 0.023 * (4189.32)^{4/5} * (2.278)^{0.4}$$

$$Nu_i = 25.26$$

$$h_i = \frac{Nu_i * k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{25.26 * 0.054205 \text{W/m}^\circ\text{C}}{6.3 \times 10^{-3} \text{m}}$$

$$h_i = 217.35 \text{W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

Agua

Temperatura promedio

$$20^\circ\text{C}$$

Densidad

$$\rho = 998.0 \text{kg/m}^3$$

Viscosidad dinámica

$$\mu = 1.002 \times 10^{-3} \text{kg/m*S}$$

Conductividad

$$k = 0.598 \text{W/m}^\circ\text{C}$$

Calor específico

$$Cp = 4182 \text{kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Número de Prandtl

Pr = 7.01

$\dot{m} = 0.03 \text{ kg/S}$ Restricción para efectos de diseño

Diámetro Hidráulico $D_H = D_o - D_i$

$$D_H = 0.16906 \text{ m} - 0.15 \text{ m}$$

$$D_H = 0.01906 \text{ m}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D * \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 0.03 \text{ kg/S}}{\pi * 19.06 \times 10^{-3} \text{ m} * 1.002 \times 10^{-3} \text{ kg/m*S}}$$

Re = 2000 *Laminar*

Tabla 7. Valor de Nu para flujo laminar

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	---	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
≈ 1.00	4.86	4.86

Fuente: (Autores, 2015)

$$\frac{D_i}{D_o} = \frac{0.15}{0.16906} = 0.88$$

$$Nu_o = 4.76$$

$$h_o = \frac{Nu_o * k}{D_o}$$

$$h_0 = \frac{4.76 * 0.598W / m^{\circ}C}{0.01906m}$$

$$h_0 = 149.34W / m^2 * ^{\circ}C$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_w$$

Asumimos $R_w \approx 0$ No hay incrustaciones.

$$A_i \approx A_o \approx 0$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{217.35W / m^2 * ^{\circ}C} + \frac{1}{149.34W / m^2 * ^{\circ}C}$$

$$\frac{1}{U} = 11.29 \times 10^{-3} m^2 * ^{\circ}C / W$$

$$U = (11.29 \times 10^{-3} m^2 * ^{\circ}C / W)^{-1}$$

$$U = 88.57W / m^2 * ^{\circ}C$$

Entonces:

$$Q_{R134a} = Q_{AGUA}$$

$$Q_{AGUA} = \dot{m} * C_p (T_2 - T_1)$$

$$Q_{AGUA} = Q_{REAL}$$

$$Q_{REAL} = 0.0314kg / S * 4182J / kg * ^{\circ}C (27 - 22)^{\circ}C$$

$$Q_{REAL} = 656.574W$$

Hallamos C_{min}

Para el Refrigerante R134a

$$C = C_{p_{R134a}} * \dot{m}$$

Este es un proceso de cambio de fase, por lo tanto tiende a “∞”, siempre será el CMAX.

Para el agua

$$C_{MIN} = Cp_{AGUA} * \dot{m}$$

$$C_{MIN} = 4182J / kg.^{\circ}C * 0.0314kg / S$$

$$C_{MIN} = 131.31W / ^{\circ}C$$

$$C_r = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} \approx 0 \quad \text{Tiende a "0"}$$

$$Q_{MAX} = C_{MIN}(T_{hi} - T_{Ci})$$

$$Q_{MAX} = 131.31W / ^{\circ}C(23 - (-10))^{\circ}C$$

$$Q_{MAX} = 4333.23W$$

Hallamos la Efectividad

$$\varepsilon = \frac{Q_{REAL}}{Q_{MAX}}$$

$$\varepsilon = \frac{656.574W}{4333.23W}$$

$$\varepsilon = 0.15 \approx 15\%$$

Ahora hallamos el NTU

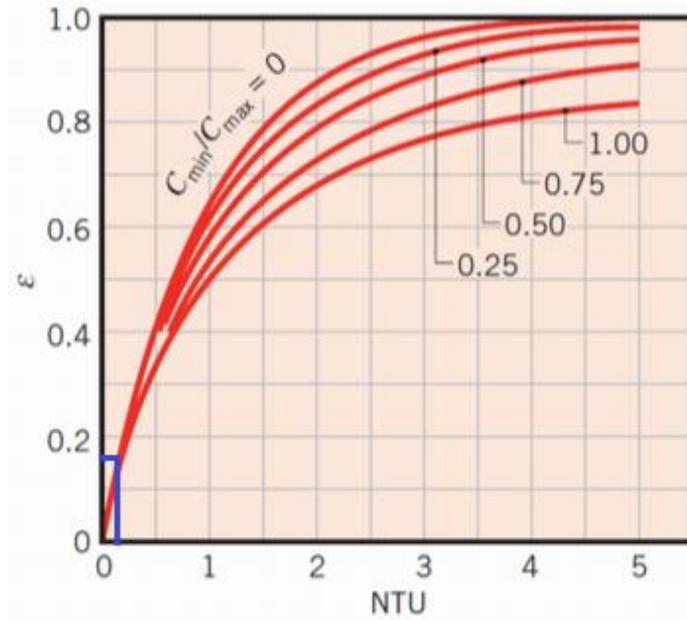
Analíticamente

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} * Ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon * C_r - 1}\right)$$

$$NTU = \frac{1}{0 - 1} * Ln\left(\frac{0.15 - 1}{0.15 * 0 - 1}\right) \Rightarrow NTU = 0.16$$

Gráficamente

Figura 34. Relaciones gráficas para la efectividad



I.C de contraflujo

Fuente: (Incropera, 1999)

$$NTU = 0.16$$

Pero:

$$NTU = \frac{U * A}{C_{MIN}}$$

$$A = \frac{NTU * C_{MIN}}{U}$$

$$A = \frac{0.16 * 131.31W / ^\circ C}{88.57W / m^2 * ^\circ C}$$

$$A = 0.237m^2$$

$$A = \pi * D * L$$

$$L = \frac{A}{\pi * D}$$

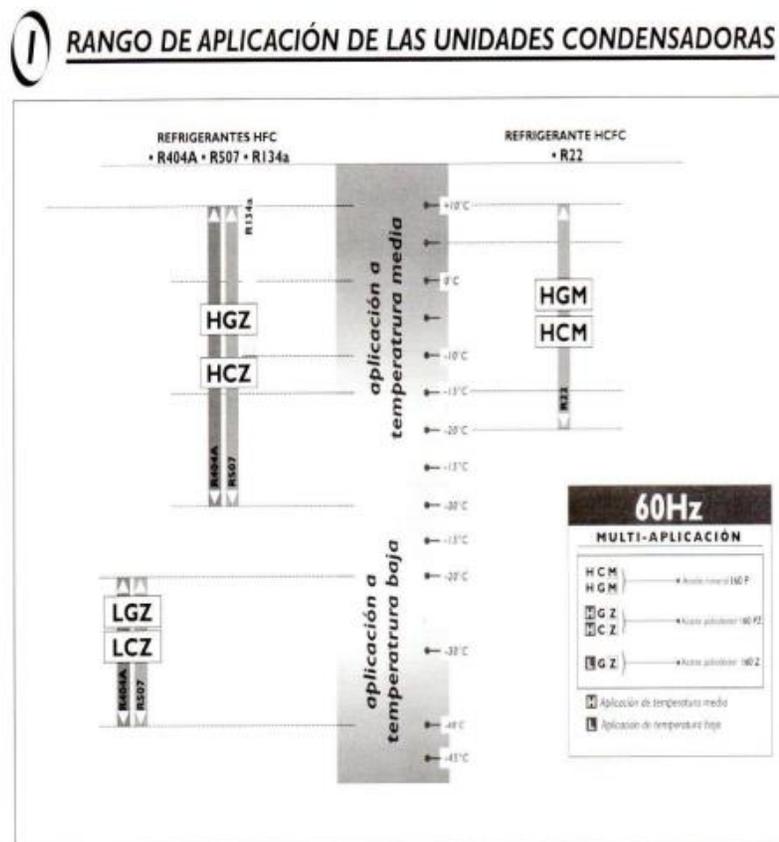
$$L = \frac{0.2371m^2}{\pi * 6.3 \times 10^{-3}m}$$

$$L = 11.98m \approx 12m$$

6.8.3 Selección unidad condensadora

Una de las maneras en que DANFOSS recomienda la selección de la unidad condensadora, es inicialmente seleccionando el compresor, luego se procede a comprobar el rango de aplicación requerido, los rangos de temperatura que el fabricante sugiere respecto a los modelos disponibles son:

Figura 35. Rango de aplicaciones de unidades condensadoras



H - Aplicación en temperatura ambiente alta y temperatura de evaporación media y alta.
L - Aplicación en temperatura ambiente alta y temperatura de evaporación baja.

Fuente: (Danfoss, 2015)

Se puede apreciar que para la temperatura de evaporación de -10°C a 5°C corresponde al rango de media temperatura por tanto se debe mantener éste parámetro en la unidad condensadora, de acuerdo con el proveedor EMBRACO, el modelo 215332004 es muy eficiente y de gran vida útil, lo que lo hace viable para el proyecto, lleva instalado un compresor EMBRACO FF 10HBK con rango de operación de entre -35°C y 15°C quedando garantizado el diseño térmico previamente calculado.

De acuerdo con lo anterior se procede a seleccionar el compresor:

Carga térmica total: 921.06W = 3142,78 Btu/hr

Temperatura de evaporación: -10°C - 5°C

Temperatura de condensación: 35°C.

Figura 36. Compresores EMBRACO

R 134a - Tabla de Desempeño

APLICACION	MODELO	VOLTAJE / FRECUENCIA	DESPLAZAMIENTO cm ³	RANGO DEL VOLTAGE DE OPERACION (V)	TIPO DEL ENFRIAMIENTO*	VISCOSIDAD DEL ACEITE	CECOMAF CHECK POINT (CALCULADO)		TIPO DEL MOTOR	DISPOSITIVO DE ARRANQUE	PROTECTOR TERMICO	CAPACITOR DE MARCHA μF	CAPACITOR DE ARRANQUE μF
							CAPACIDAD (W)	COP (W/W)					
L/M/HBP	FF 10HBK	115V 60Hz	9,04	103 - 127	S/F	ISO22	766	1,77	LST / RSIR- CSIR	213510304	MST26AJZ-6	-	460-552
		220V 60Hz		198 - 242						213516450	MRP56AMZ-5590	-	88-108
	FF 10HBX	115V 60Hz	9,04	103 - 135	S/F	ISO22	766	1,77	HST / CSIR	213516191	MRT20AGK-5590	-	270-324
		115V 60Hz	9,04	98 - 140	F	ISO22	955	2,19	HST / CSIR	213516191	MRT20AGK-5590	-	270-324

DESEMPEÑO / TEMPERATURA DE EVAPORACION °C - ASHRAE																																
-35		-25		DATOS CHECK POINT -23.3								-15		-5		0		+5		DATOS CHECK POINT +7.2								+10		+15		
CAPACIDAD		CONSUMO DE POTENCIA		CONSUMO DE CORRIENTE		EFICIENCIA										CAPACIDAD		CONSUMO DE POTENCIA		CONSUMO DE CORRIENTE		EFICIENCIA										
Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	A	W/W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	A	W/W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	Btu/h	W	
368	108	755	221	840	246	224	3,61	3,75	1,10	1330	390	2155	632	2681	786	3294	965	3530	1035	462	4,90	2,48	7,64	2,24	4000	1172	4808	1409				
353	103	794	233	840	246	216	3,86	3,88	1,14	1378	404	2198	644	2725	799	3347	981	3650	1070	464	5,25	7,87	2,31	4073	1194	4917	1441					
421	123	957	280	1065	312	246	4,02	4,33	1,27	1695	497	2705	793	3335	977	4060	1190	4400	1290	465	5,30	9,46	2,77	4889	1433	5831	1709					

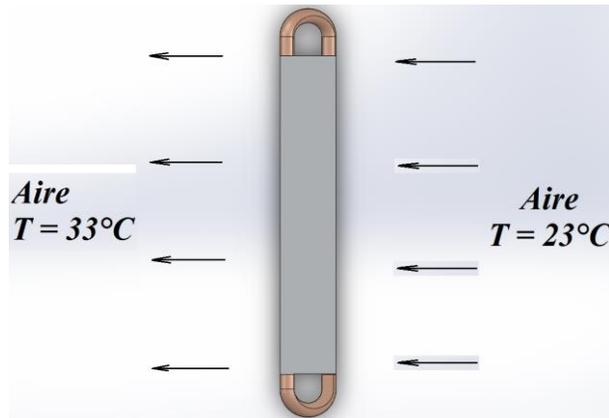
Fuente: (Embraco, 2015)

De acuerdo a la tabla anterior las líneas rojas representan los parámetros de selección del compresor FF 10HBK, compresor que bajo las condiciones requeridas nos ofrece una capacidad de enfriamiento de 3294 Btu/hr, un poco mayor que la carga total requerida por el sistema, ésta selección permite que el

sistema de enfriamiento sea rápido y eficiente, con el compresor se selecciona la unidad condensadora.

Área de transferencia de calor del condensador.

Figura 37. Flujo de aire



Fuente: (Autores, 2015)

$$\dot{m}_{AIRE} = \rho_{AIRE} * CFM$$

$$\dot{m}_{AIRE} = 1 \frac{kg}{m^3} * 65 \frac{pie^3}{min} * 0.0283168 \frac{m^3}{1pie^3} * \frac{1min}{60S}$$

$$\dot{m}_{AIRE} = 0.03kg / S$$

Aire

Densidad	$\rho = 1.192kg / m^3$
Viscosidad dinámica	$\mu = 1.839 \times 10^{-5} kg / m * S$
Conductividad	$k = 0.02536W / m^{\circ}C$
Calor específico	$Cp = 1007kJ / kg^{\circ}C$
Número de Prandtl	$Pr = 0.7301$
Difusividad	$\alpha = 2.114 \times 10^{-5} m^2 / S$

Viscosidad cinemática

$$\nu = 1.544 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{S}$$

$$\beta = \frac{1}{T}$$

$$0.04348 \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

Se calcula Ra

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * D^3}{\nu * \alpha}$$

$$Ra = \frac{(9.8 \text{ m/S}^2) * (0.04348 / ^\circ\text{C}) * (40 - 20) ^\circ\text{C} * (9.525 \times 10^{-3} \text{ m})^3}{(1.544 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{S}) * (2.114 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{S})}$$

$$Ra = 2256255$$

Hallamos Nu

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * (22562.55)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.7301} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 5.343$$

$$h_o = \frac{Nu_o * k}{D_o}$$

$$h_o = \frac{5.343 * 0.02536 \text{ W / m}^\circ\text{C}}{9.525 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_o = 14.226 \text{ W / m}^2 * ^\circ\text{C}$$

Refrigerante R134a

Temperatura promedio	-5°C
Densidad	$\rho = 661.535 \text{ kg} / \text{m}^3$
Viscosidad dinámica	$\mu = 1.50704 \times 10^{-4} \text{ kg} / \text{m} * \text{S}$
Conductividad	$k = 0.054205 \text{ W} / \text{m}^{\circ}\text{C}$
Calor específico	$C_p = 1101.9 \text{ kJ} / \text{kg}^{\circ}\text{C}$
Número de Prandtl	$\text{Pr} = 2.278$

$$\dot{m} = \rho * \text{Caudal}_{R134a}$$

$$\dot{m} = 661.535 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 17 \frac{\text{l}}{\text{min}} * 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{l}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{S}}$$

$$\dot{m} = 3.124 \times 10^{-3} \text{ kg} / \text{S}$$

$$\text{Re} = \frac{V * D}{\nu} = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D * \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 3.124 \times 10^{-3} \text{ kg} / \text{S}}{\pi * 6.3 \times 10^{-3} \text{ m} * 1.50704 \times 10^{-4} \text{ kg} / \text{m} * \text{S}}$$

$$\text{Re} = 418932 \quad \text{Turbulento}$$

Entonces:

$$\text{Nu}_i = 0.023 * \text{Re}^{4/5} * \text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Nu}_i = 0.023 * (4189.32)^{4/5} * (2.278)^{0.4}$$

$$\text{Nu}_i = 25.26$$

Entonces:

$$h_i = \frac{Nu_i * k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{25.26 * 0.054205 W / m^{\circ}C}{6.3 \times 10^{-3} m}$$

$$h_i = 217.35 W / m^2 *^{\circ}C$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_w$$

Asumimos $R_w \approx 0$ No hay incrustaciones.

$$A_i \approx A_o \approx 0$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{217.35 W / m^2 *^{\circ}C} + \frac{1}{14.226 W / m^2 *^{\circ}C}$$

$$\frac{1}{U} = 0.0749 m^2 *^{\circ}C / W$$

$$U = (0.0749 m^2 *^{\circ}C / W)^{-1}$$

$$U = 13.35 W / m^2 *^{\circ}C$$

Entonces:

$$Q_{R134a} = Q_{AIRE}$$

$$Q_{AIRE} = \dot{m} * C_p (T_2 - T_1)$$

$$Q_{AIRE} = Q_{REAL}$$

$$Q_{REAL} = 0.03 kg / S * 1007 J / kg *^{\circ}C (33 - 23)^{\circ}C$$

$$Q_{REAL} = 302.1 W$$

Hallamos C_{min}

Para el Refrigerante R134a

$$C = C_{p_{R134a}} * \dot{m}$$

Este es un proceso de cambio de fase, por lo tanto tiende a “∞”, siempre será el CMAX.

Para el agua

$$C_{MIN} = Cp_{AIRE} * \dot{m}$$

$$C_{MIN} = 1007 J / kg \cdot ^\circ C * 0.03 kg / S$$

$$C_{MIN} = 30.21 W / ^\circ C$$

$$C_r = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} \approx 0 \quad \text{Tiende a "0"}$$

$$Q_{MAX} = C_{MIN} (T_{hi} - T_{Ci})$$

$$Q_{MAX} = 30.21 W / ^\circ C (40 - 20) ^\circ C$$

$$Q_{MAX} = 604.2 W$$

Hallamos la Efectividad

$$\varepsilon = \frac{Q_{REAL}}{Q_{MAX}}$$

$$\varepsilon = \frac{302.1 W}{604.2 W}$$

$$\varepsilon = 0.5 \approx 50\%$$

Ahora hallamos el NTU

Analíticamente

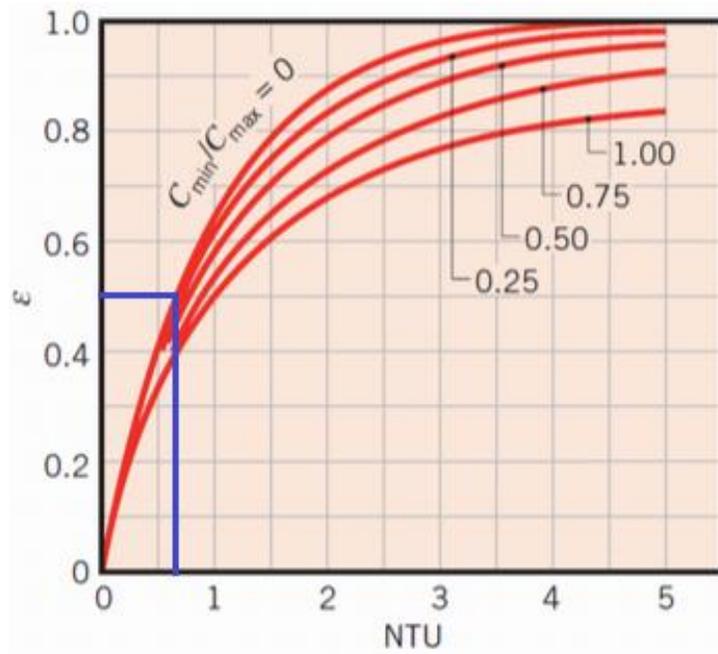
$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} * Ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon * C_r - 1} \right)$$

$$NTU = \frac{1}{0-1} * \ln\left(\frac{0.5-1}{0.5*0-1}\right)$$

$$NTU = 0.69$$

Gráficamente

Figura 38. Relaciones gráficas para la efectividad



Fuente: (Incropera, 1999)

$$NTU = 0.7$$

Pero:

$$NTU = \frac{U * A}{C_{MIN}}$$

$$A = \frac{NTU * C_{MIN}}{U}$$

$$A = \frac{0.69 * 30.21W / ^\circ C}{13.35W / m^2 * ^\circ C}$$

$$A = 1.55m^2$$

Figura 39. Especificaciones Unidad condensadora Embraco

Especificaciones

Posibles variaciones de los componentes de los intercambiadores de calor, ofrecidas por **Embraco Cooling Solutions**:

Tipo de intercambiador: tubos de cobre y aletas de aluminio (opcional: "finn less")

Estructura y cabeceras: en acero galvanizado y/o aluminio.

Tubos de cobre

- ▶ diámetro 3/8" (diámetro 5/16" bajo consulta)
- ▶ pared interna lisa o con ranura
- ▶ paredes de 0,3 a 0,6 mm de espesor

Pintura: pintura a polvo opcional; negra o blanca

Colectores, terminales y campanas: (bajo consulta)

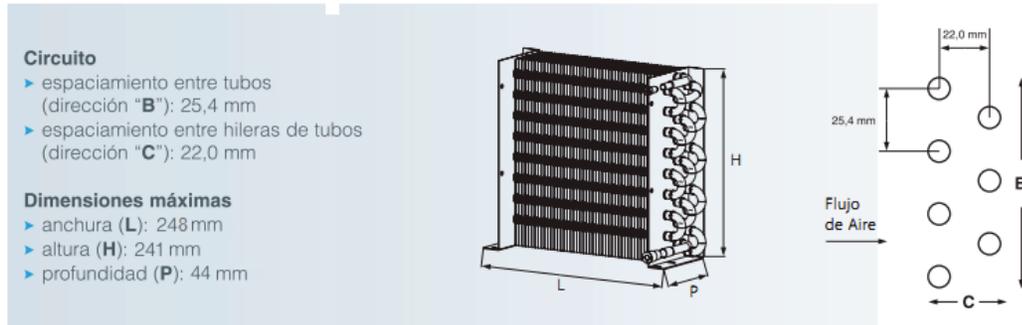
Aprobaciones: UL, NSF, CE (bajo consulta)

Aletas de aluminio

- ▶ perfiles de los tipos: piramidal, louver, V-waffle y senoidal
- ▶ aletas auto-espaciadas
- ▶ borda corrugada o lisa
- ▶ espaciamiento de aletas de 6 a 15 aletas/pulgada (otros espaciamientos bajo consulta)

Aplicaciones especiales y subconjuntos

(forzadores, deshielo, carenaduras, etc.): (bajo consulta)



Circuito

- ▶ espaciamiento entre tubos (dirección "B"): 25,4 mm
- ▶ espaciamiento entre hileras de tubos (dirección "C"): 22,0 mm

Dimensiones máximas

- ▶ anchura (L): 248 mm
- ▶ altura (H): 241 mm
- ▶ profundidad (P): 44 mm

Fuente: (Embraco, 2015)

Figura 40. Unidad condensadora Embraco

Código	Ref. Comercial HP	Cantidad de Tubos	Dimensiones externas mm			Campana mm	Aletas / pulgadas
			Anchura L	Altura H	Profund. P		
215332008	1/5	8	248	241	44	-	16
215332004	1/4	18	248	241	44	-	15
215332003	1/3	22	248	241	44	-	15
215332002	1/2	22	357	292	44	-	15
215332007	3/4	30	361	270	94	260	17
215332036	1	48	385	318	135	260	17
215832004	1	36	680	315	117	2 x 260	17
215332019	1 1/4	42	680	365	117	2 x 260	17

Fuente: (Embraco, 2015)

Teniendo seleccionado el condensador procedemos a ubicar un cooller fan acorde a la necesidad.

Figura 41. Ventilador de cuchillas morrilmotors



morrillmotors

Heavy Gauge Aluminum or Galvanized Steel Fan Blades

MORRILL MOTORS SP-B4HUEM1 PACKARD ALUMINUM UNIT BEARING FAN

DESCRIPTION: MORRILL MOTORS SP-B4HUEM1 PACKARD ALUMINUM UNIT BEARING FAN

Watts:	4
Volts:	115
RPM:	1550
Amps:	0.40
Rotation:	CW
Shaft Dimension (Inches):	1.4 x 1.2
Length Less Shaft (Inches):	2-3/8
Enclosure:	Totally Enclosed
Hertz:	60
Mounting:	Double Foot Pads
Cross Reference:	Emerson 115; Morrill Motors SPB+HUEM1
Air flow:	65 Cfm



Fuente: (Morrill Motors, 2015)

Entonces:

Figura 42. Unidad condensadora seleccionada



Fuente: (Autores, 2015)

Tabla 8. Características de la unidad condensadora

Compresor modelo	Embraco FF 10HBK
Unidad condensadora	Embraco - 215332004
Potencia nominal	¼ hp
Potencia frigorífica	965 W
Temperatura evaporación	-10°C - 5°C
Temperatura condensación	35°C
Voltaje requerido	115V
Gas refrigerante	R134a
Rango de temperaturas de evaporación	-35°C - 15°C

Fuente: (Autores, 2015)

6.8.4 Dispositivos de control de flujo de refrigerante

6.8.4.1 Tubo capilar.

La selección del tubo capilar se realiza según tablas del fabricante del compresor.

Carga térmica total:

$$q_{TOTAL} = 921.06W = 0.26 TR \text{ (Toneladas de refrigeración)}$$

Figura 43. Bebederos y enfriadores de líquidos

Compresores HBP (Alta Presión de Retorno)		60Hz		R-134a									
BEBEDEROS Y ENFRIADORES DE LIQUIDOS													
CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN (libros/h) Temperatura Ambiente		COMPRESOR				CAPACITOR DE ARRANQUE		TUBO CAPILAR					
		Modelo	Capacidad Frigorífica Btu/h	Eficiencia Btu/Wh	Referencia Comercial HP	Capacitancia μ F		Diámetro Interno		Largo		Caudal de N_2 a 10 ⁵ atm V/min	Temperatura de Evaporación
32°C	43°C					115V	220V	pul	mm	pul	mm		
Hasta 7	Hasta 6	EM 20HHR	1020	8,46	1/12	124 a 149 90 VAC	70 a 84 150 VAC	0,031 0,036 0,039	0,80 0,90 1,00	51	1300	13,5	
		EMIS 20HHR	1050	8,51		161 a 193 160 VAC	72 a 88 180 VAC			94	2400		
		EM 30HHR	1360	8,53	1/10	100 a 120 110 VAC	30 a 60 240 VAC			157	4000		
6 a 9	5 a 8	EM 45HHR	1776	8,62	1/8	160 a 180 160 VAC	-	0,036 0,039 0,042	0,90 1,00 1,07	65	1660	16,5	
										106	2700		
14 a 19	12 a 17	FF 10HBK	3530	7,64	1/4+	460 a 562 115 VAC	88 a 108 220 VAC	0,050 0,056 0,059	1,27 1,40 1,60	75 124 177	1900 3160 4500	36,0	-10°C a +5°C
18 a 26	16 a 24	FFI 12HBX	5300	7,77	1/3+	378 a 464 115 VAC	124 a 149 220 VAC	0,050 0,056 0,059	1,27 1,40 1,60	68	1720	38,0	
						233 a 280 160 VAC	64 a 77 250 VAC			110	2800		

Fuente: (Embraco, 2015)

Figura 44. Tubo Capilar



Fuente: (Scandinavia, 2015)

6.9 DISPOSITIVOS DE CONTROL

Para tener un funcionamiento óptimo de acuerdo a los parámetros de producto se incorporan al sistema dispositivos que permiten controlar el trabajo del sistema además de actuar como dispositivos de seguridad y de autoprotección de los circuitos.

Para el caso de este proyecto, solo se consideró utilizar un termostato.

6.9.1 Termostato.

La función de éste dispositivo electrónico es de controlar la temperatura del agua dentro del rango establecido haciendo posible además que el sistema se adapte a las diferentes necesidades que se puedan presentar de acuerdo al servicio que se le dé al equipo.

El sensor de temperatura se coloca dentro del tanque reservorio, sumergido en el agua o producto para que mediante señales indique al termostato que apague o encienda el equipo.

Tabla 9. Características del termostato

Marca	Full Gauge
Modelo	Mt-512 ri plus
Rango de temperaturas	-50°C / 75°C

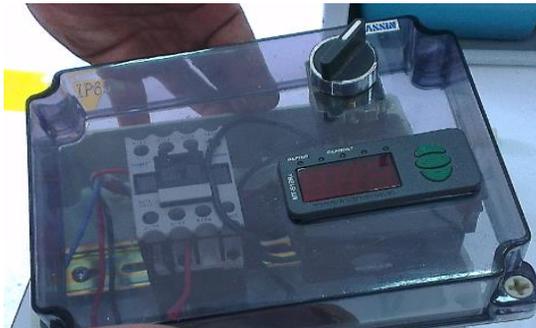
Fuente: (Autores, 2015)

Figura 45. Termostato Full Gauge seleccionado



Fuente: (Autores, 2015)

Figura 46. Termostato instalado en el panel de control



Fuente: (Autores, 2015)

6.10 SELECCIÓN DE LA BOMBA Y SISTEMA HIDRÁULICO

6.10.1 Caudal de bombeo.

El caudal de bombeo corresponderá al caudal necesario en el intercambiador de calor de tubo abierto seleccionado, es decir 2 gal/min, caudal que surtirá la bomba en un tiempo de 1 min, para luego en un tiempo de 10 min aproximadamente, el agua bombeada llegue a la temperatura deseada que es de 20°C.

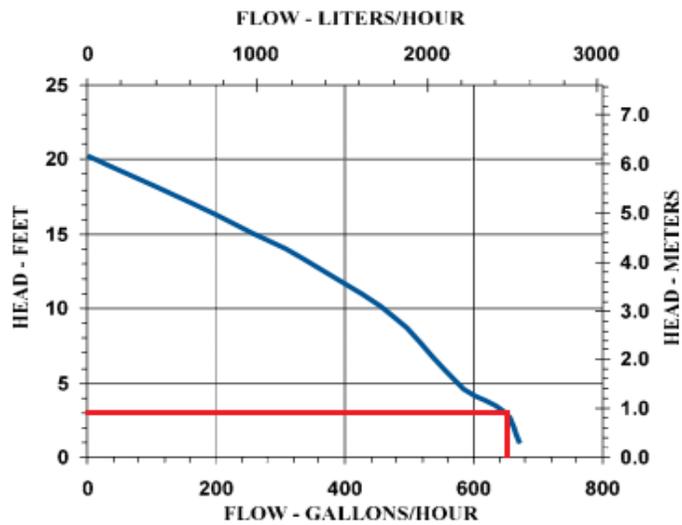
Por efectos de diseño se debe bombear el agua a una altura de 1 m aproximadamente. Little Giant nos brinda un soporte mediante sus tablas actuales, para la selección del caudal necesario.

$$1m = 3.2808pies$$

Se logra resaltar la Bomba Little Giant Pump 3E-34N, que nos suministra un caudal de 650 GPH a 3', flujo recomendado para evitar congelamiento en el sistema.

Figura 47. Especificaciones Little Giant Pump

Model No.	Discharge	Intake	HP	Volts	Hz.	Amps	Watts	Performance (GPH@Head)			Shutoff		Cord Length (ft.)	Weight (lbs.)
								1'	3'	5'	Ft.	P.S.I.		
3E-34N	1/2" MNPT	3/4" FNPT	1/15	115	60	3.2	200	670	650	575	20.3	8.8	10	8.25



Fuente: (Franklin Electric, 2015)

Figura 48. Bomba Little Giant Pump 3E-34N



Fuente: (Franklin Electric, 2015)

6.11 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

Con el diseño previo, los cálculos, los diagramas y los planos se procede al montaje de los componentes.

6.11.1 Actividades previas a la construcción

6.11.1.1 Elaboración de diagramas y planos de construcción

Se elaboran planos de construcción para dimensionar el sistema, ya que cada uno de los elementos debe tener una posición de acuerdo a su función dentro del sistema, según lo establecido en el diseño y, de acuerdo a las necesidades de carga térmica requerida por la unidad inyectora, Además con la realización de planos en cuanto a construcción metálica se tiene un estimado del proceso de construcción.

6.11.1.2 Disponibilidad de materiales

Al poseer los insumos a disposición anticipada, ya que su adquisición es fácil desde el punto de vista comercial, se pueden chequear éstos en detalle antes de ser instalados.

6.12 SECUENCIA DE PROCESO

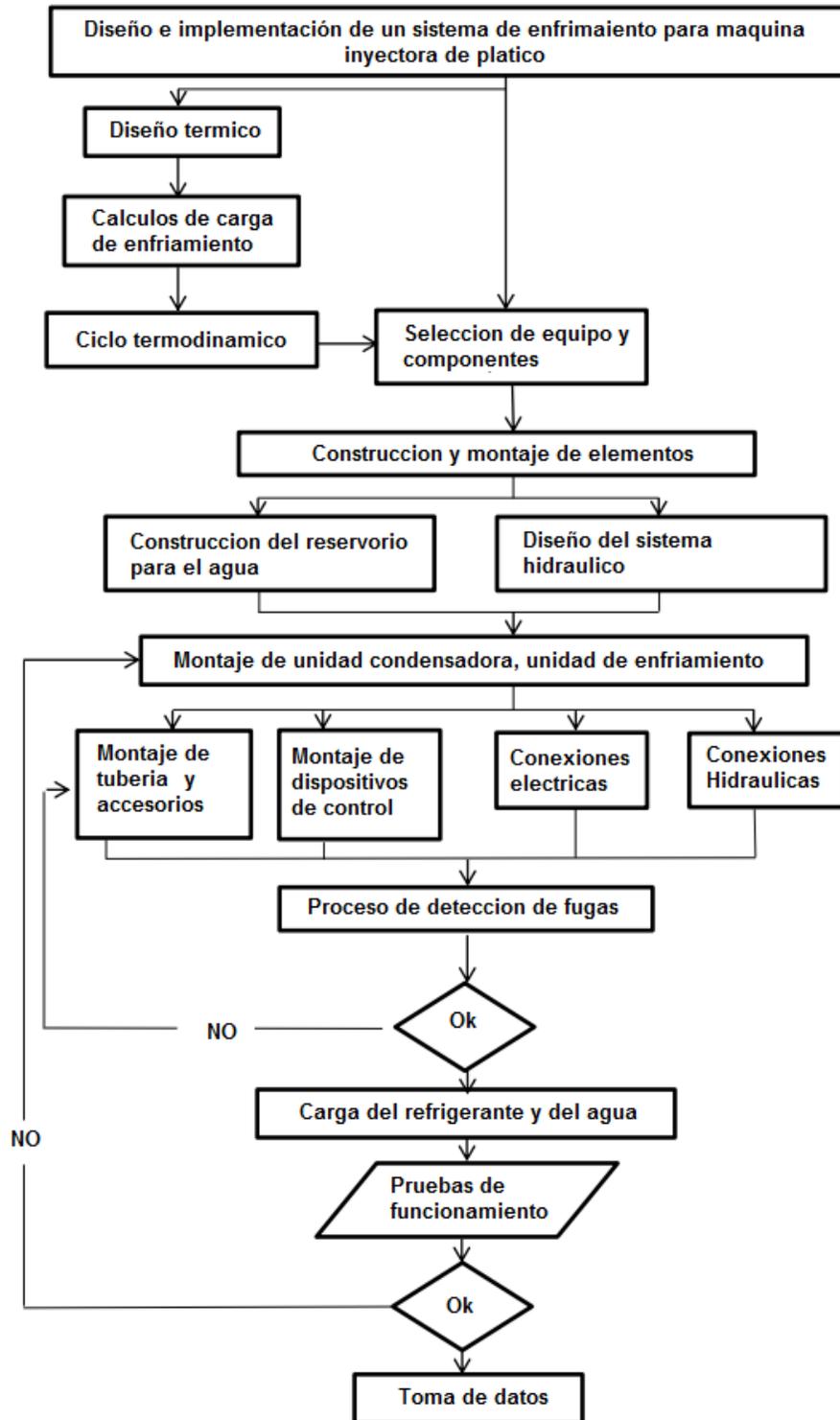
Se divide el proceso en tres partes, primero el equipo frigorífico, pasando al tanque de almacenamiento y terminando con el equipo de bombeo, puesto que se necesitan los parámetros de los dos primeros para obtener el tercero.

6.12.1 Proceso de construcción del chiller

- Elaboración de diagramas y planos de construcción.

- Adquisición de equipos de refrigeración e hidráulicos.
- Transporte de equipos hacia el lugar de instalación (Institución Universitaria Pascual Bravo – Laboratorio de Hidráulica y Neumática).
- Almacenamiento de equipos.
- Construcción del tanque para el agua.
- Revisión de soldadura.
- Acoplamiento de equipos de refrigeración.
- Inspección de fugas de gas refrigerante.
- Acoplamiento de equipos del sistema hidráulico.
- Inspección de fugas hidráulicas.
- Armado del sistema eléctrico y tablero de control.
- Ensamble general del equipo.
- Arranque del equipo e inicio de pruebas de funcionamiento.

Figura 49. Diagrama de flujo



Fuente: (Autores, 2015)

6.13 MONTAJE DE EQUIPOS

6.13.1 Montaje de la unidad condensadora

Lo primero a realizar es chequear que el aire pueda circular sin dificultad a través del condensador, decidiendo de esta manera ubicar el chiller en un lugar amplio, a una distancia considerable de las paredes, todo esto para evitar disminución en el desempeño y en la eficiencia del equipo.

Figura 50. Unidad condensadora



Fuente: (Autores, 2015)

Figura 51. Ensamble del conjunto evaporador, unidad condensadora



Fuente: (Autores, 2015)

6.13.2 Montaje del evaporador

El montaje del evaporador, en el caso del proyecto, fue un intercambiador de tubo abierto, que debió instalarse alrededor del recipiente donde se pensaba refrigerar o enfriar el líquido. Cubriendo el perímetro del recipiente lo más compacto posible para garantizar una adecuada transferencia de calor, adicional se le aplicó un aislante térmico para evitar congelación prematura en el sistema de evaporación.

Figura 52. Posición del intercambiador de calor de tubo abierto



Fuente: (Autores, 2015)

6.13.3 Montaje del sistema hidráulico.

El sistema hidráulico consta de la bomba, tuberías, acople universal, racores.

Figura 53. Instalaciones hidráulicas



Fuente: (Autores, 2015)

Figura 54. Bomba de suministro al intercambiador



Fuente: (Autores, 2015)

6.13.4 Sistema eléctrico

Contactor magnético. Éste elemento electromecánico posee por objetivo disponer o suspender el avance de corriente, en el circuito de potencia o en el circuito de control, esta operación se ejecuta al energizar la bobina. Es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de la instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando se efectúa dicha acción.

Figura 55. Contactor magnético



Fuente: (Utter, 2015)

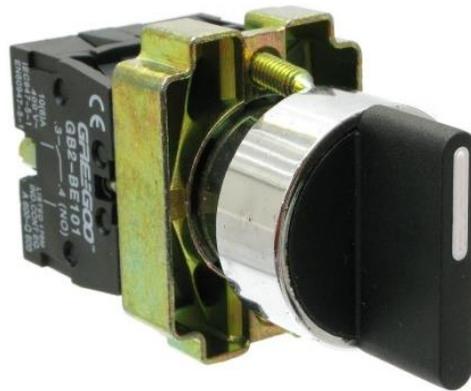
Figura 56. Características del contactor

Características		Modelo	NC1-09	NC1-12	NC1-18
Tamaños			Tamaños 1 (3P, 4P)		Tamaños 2 (3P)
					
Corriente térmica nominal (A) AC-1			20	20	32
Corriente de servicio nominal (A)	380/400V	AC-3	9	12	18
		AC-4	3.5	5	7.7
	660/690V	AC-3	6.6	8.9	12
		AC-4	1.5	2	3.8
Tensión de aislamiento nominal (Vca)			690	690	690
Potencia del motor de jaula, trifásico en categoría AC-3	kW	220/230V AC	2.2	3	4
		380/400V AC	4	5.5	7.5
		660/690V AC	5.5	7.5	10
	hp	200V AC	3	5	7.5
		240V AC	3	5	7.5
		460V AC 600V AC	5 5	7.5 7.5	10 10
Ciclos de trabajo (operaciones/hora)	Eléctrico	AC-3	1,200	1,200	1,200
		AC-4	300	300	300
	Mecánico	3,600	3,600	3,600	
Vida eléctrica (X 10 ² operaciones)	AC-3	1,000	1,000	1,000	
	AC-4	200	200	200	
Vida mecánica (X 10 ⁴ operaciones)			10	10	10
Fusible de protección			RT16-20	RT16-20	RT16-32
Características		Modelo	NC1-09	NC1-12	NC1-18
Consumo de bobina	Cierre (VA)		70	70	70
	Retención (VA)		8	8	8
	Potencia (W)		1.8~2.7	1.8~2.7	1.8~2.7
Bobina CA	Tensión de cierre		(85%~110%) Us		
	Tensión de apertura		(20%~75%) Us		
	Tensiones de bobina (50Hz, 60Hz, 50/60Hz) (V)		24,36,48,110,127,220,240,380,415,440,480,500,600,660		
Bobina CC	Potencia de bobina (W)		9	9	11
	Tensión de cierre		(85%~110%) Us		
	Tensión de apertura		(10%~75%) Us		
	Tensión de bobina (V)		24,36,48,110,220		

Fuente: (Catálogo Contactor magnético NC1-09, 2015)

Interruptor selector. Su función es abrir y cerrar el contacto eléctrico en el circuito, consta de los contactos normal abierto y normal cerrado además tiene la característica de operar dos circuitos independientes a la vez en nuestro caso opera tanto al equipo frigorífico como al circuito de la bomba de suministro de agua.

Figura 57. Selector



Fuente: (Skycraft, 2015)

Luces indicadoras panel de control. Su tarea de este dispositivo es avisar de alguna anomalía en el circuito o de indicar si se encuentra energizado, para nuestro caso está instalada una luz verde que indica una operación normal del equipo.

Figura 58. Luz de panel de control



Fuente: (Ebayimg, 2015)

Riel Omega. Esta es una barra de metal normalizada. Es muy usada para el montaje de elementos eléctricos de protección y mando, tanto en aplicaciones industriales como en viviendas, para nuestro proyecto utilizaremos 12 cms.

Figura 59. Riel Omega



Fuente: (AGMetatúrgica, 2015)

Controlador Digital Full-Gauge. Se utilizó un controlador con función de deshielo natural por parada de compresor y ventilación permanente. Este instrumento tiene una salida que es comandada internamente por un controlador de temperatura conjugado a un timer con tiempo de refrigeración y deshielo programables.

Dimensiones: 71x28x71 mm

Figura 60. Controlador Digital Full-Gauge



Fuente: (Reportero Industrial, 2015)

Caja de protección Steck. Su función es proteger los distintos instrumentos electrónicos seleccionados.

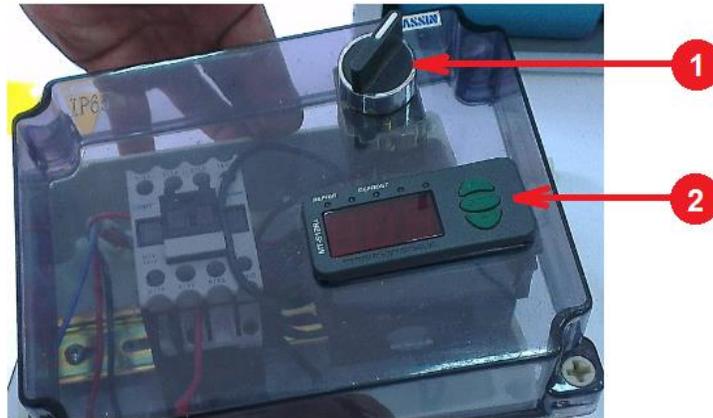
Figura 61. Caja de protección Steck



Fuente: (Gama, 2015)

Distribución de elementos visibles en el panel de control

Figura 62. Panel de control



Fuente: (Autores, 2015)

Tabla 10. Elementos visibles del panel de control

1. Selector on-off	Da el arranque y parada del equipo
2. Control de temperatura	Elemento de control del sistema

Fuente: (Autores, 2015)

7. CONCLUSIONES

Con el diseño e implementación del Chiller propuesto, se lograron los resultados esperados, las velocidades de enfriamiento con temperaturas variables entre 22°C y 32°C fueron las estimadas, los componentes y dispositivos seleccionados cumplieron un correcto funcionamiento. El aislamiento térmico seleccionado generó un aporte importante al diseño ya que gracias a sus propiedades de bajo coeficiente de conductividad térmica, las pérdidas de calor por estructura resultante fueron realmente bajas.

Considerando el diseño compacto del chiller, la circulación de aire en la unidad condensadora por efecto del ventilador de cuchillas, es el adecuado, garantizando de esa manera una operación ideal de la unidad frigorífica.

Es de resaltar que durante las pruebas se comprobó que el diseño corresponde con los cálculos previamente elaborados muy cercanos al rendimiento real del equipo, sin embargo se hizo necesaria la implementación de un sistema bypass para garantizar un flujo controlado de producto enfriado, y de esa manera evitar un congelamiento o temperaturas muy bajas en el molde de inyección, viéndose reflejado esto en unas piezas inyectadas de baja calidad, también se hizo necesario para aliviar la descarga del producto, ya que se estaba presentado un calentamiento extra en la bomba de agua por causa de un estrangulamiento o paso restringido del fluido.

En la selección de los equipos y componentes se dio prioridad a la disponibilidad local, la marca “Danfoss” y “Embraco” que brindaron una amplia gama de productos y una gran asesoría en sistemas de enfriamiento.

“Embraco” dispone de publicaciones de apoyo para el diseño y construcción en sistemas frigoríficos, esto sirvió para una adecuada selección del compresor, la unidad condensadora y el tubo capilar, se destaca la adquisición del ventilador de cuchillas ya que no se encontró inventario en el mercado local, haciéndose

necesaria la importación de éste. Finalmente para la selección de la bomba, “Franklin Electric” los suministra una “Little Giant Pump 3E-34N” bomba con características y prestaciones idóneas para nuestra unidad frigorífica, y los dispositivos eléctricos y electrónicos fueron de fácil adquisición por ser elementos de funcionalidad variable.

Todas las compañías mencionadas son empresas que normalizan y garantizan una larga vida útil en todos sus productos.

Con la implementación y puesta en marcha del equipo frigorífico se obtuvieron datos concretos, el controlador Digital Full-Gauge nos registró unas temperaturas apropiadas, dentro del rango previamente estipulado, esto nos permitió concluir que el sistema de enfriamiento (Chiller), asegura un rendimiento eficiente y óptimo, no presente de fugas, sobre-calentamientos, ni valores electrónicos erróneos por mala instalación.

Con el presente proyecto se contribuye con el desarrollo tecnológico del laboratorio de Hidráulica y Neumática de la Facultad de Ingeniería, a pesar de los costos se considera una inversión sustentada en dar a conocer un equipo de gran presencia en la industria y con un gran margen de aplicaciones.

8. RECOMENDACIONES

Este proyecto fue realizado con propósitos académicos, de tal forma que se puedan fortalecer los procesos de docencia, investigación y extensión de la institución.

Para el caso particular del chiller, se debe procurar que durante su funcionamiento los demás equipos del laboratorio que generen calor, se encuentren apagados, puesto que siendo un espacio cerrado, la temperatura del recinto aumenta considerablemente por la falta de aireación, perjudicando el normal intercambio de calor del condensador hacia el ambiente disminuyendo y poniendo en riesgo la instalación frigorífica.

Tener en cuenta que el equipo se diseñó y construyó en gran parte para que los estudiantes se beneficien en lo posible de su operación, por tanto, sería ideal acoplar otros trabajos que apliquen el sistema de enfriamiento, como lo es la extrusora de polímeros con la que la institución cuenta actualmente.

Garantizar mediante el personal encargado de la red eléctrica del laboratorio el correcto funcionamiento de las tomas, para garantizar al equipo el flujo de amperaje, esto sería para evitar daños por falla de las instalaciones.

Garantizar la vida útil del equipo haciéndolo operar con frecuencia por lo menos una vez cada quince días, considerando en especial el deterioro que ocasiona la falta de lubricación del compresor por la acumulación del aceite en el cárter.

De otro lado, el chiller diseñado se puede automatizar a través de telemetría, de tal manera, que las condiciones de operación se puedan conocer de forma remota y en tiempo real. Esto último podría ser un tema de investigación o un nuevo trabajo de grado.

9. BIBLIOGRAFÍA

- AGMetatúrgica. (2015). *agmetalurgica.com.ar*. Obtenido de <http://agmetalurgica.com.ar/agmetalurgicarielesdin.html>
- Alibaba. (2015). *Alibaba.com-Global trade starts here*. Obtenido de <http://spanish.alibaba.com/product-gs/refrigerator-steel-shelves-wire-tube-evaporator-1101091283.html>
- Almendariz LLanos, G. R., y Lara Gavilanes, D. I. (2014). *Diseño, construcción y pruebas de un chiller para el laboratorio de transferencia de calor (tesis de pregrado)*. Riobamba, Ecuador: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- Argenfrio. (2015). *Evaporadores*. Obtenido de <http://www.argenfrio.com.ar/>
- Ashrae: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (1991). *1990 ASHRAE handbook: "Refrigeration", sistemas y aplicaciones*. Madrid: Roure.
- Carly. (2015). Obtenido de <http://www.carly-sa.fr/spip.php?page=plan>
- Cengel, Y. (2004). *Transferencia de calor*. México: McGraw-Hill. Obtenido de <http://es.slideshare.net/davidgarcia313/transferencia-de-calor-yunus-cengel-2-ed>
- Coolmate. (2015). *Refrigerante R134a*. Obtenido de <http://www.lyrefrigerant.es/1-r134a-refrigerant-1.html>
- Copeland. (2010). *Emerson climate technologies*. Obtenido de http://www.emersonclimate.com/es-LA/Resources/Technical_Documentation/_layouts/CES/Search2010.aspx?&Icid=9&q=Copeland&t=-300
- Danfoss. (2015). *Manual Danfoss*. Obtenido de <http://es.scribd.com/doc/66299427/Manual-Danfoss#scribd>
- Directindustry. (2015). Obtenido de <http://www.directindustry.es/>

- Embraco. (2015). *Embraco.com*. Obtenido de <http://www.embraco.com/catalog/?language=ES>
- Emerson Climate. (2015). *Emerson Climate Technologies*. Obtenido de <http://www.emersonclimate.com/>
- Enerpac. (2014). *Herramientas y tecnología hidráulicas*. Obtenido de Enerpac: <http://www.enerpac.com/es>
- Franklin Electric. (2015). *Little Giant Pump*. Obtenido de <http://www.franklinagua.com/media/6086/Cat%C3%A1logo-Little-Giant-Industrial.pdf>
- Frigopack. (2015). *Empresa fabricante y distribuidora de equipos de frío industrial*. Obtenido de <http://www.frigopack.com/>
- Gama. (2015). *Gama Materiales Eléctricos*. Obtenido de <http://www.gama-me.com/materiales-electricos/cajas-para-instalaciones-electricas/caja-de-paso-logicbox-steck-slb440>
- González Ruiz, J. D. (2012). *Repositorio UPB*. Obtenido de Estudio de impacto ambiental para el centro de regeneración de refrigerantes de la Universidad Pontificia Bolivariana: <http://repository.upb.edu.co:8080/jspui/bitstream/123456789/26/1/TESIS%20REFRIGERANTES.pdf>
- Gunt Hamburg. (2015). *Refrigeración Termodinámica del ciclo frigorífico*. Obtenido de http://www.gunt.de/download/thermodynamics%20of%20refrigeration_spanish.pdf
- Gutiérrez Cardona, C. (2013). *Plan mejora del proceso*. Medellín: Grupo familia .
- Incropera, F. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice Hall.
- Innerco. (2015). *Innerco.com*. Obtenido de <http://www.innerco.com/>
- Made in china. (2015). *Made in china.com*. Obtenido de Copper Condenser Coils Air Conditioning: <http://image.made-in-china.com/43f34j00ZCITMaBtHJkQ/Condenser-Coils.jpg>

- Morrill Motors. (2015). *Morrillmotors.com*. Obtenido de <http://www.morrillmotors.com/>
- Scandinavia. (2015). *scandinavia.com*. Obtenido de http://www.scandinavia.com.br/app/sc/gui/Listagem.aspx?cnt=722_1_780_1&html=home
- Sena. (2015). *Blogspot*. Obtenido de Sena condensadores: <http://senacondensadores.blogspot.com/2007/11/condensadores-enfriados-por-aire.html>
- Seproven. (2015). *Seproven.com*. Obtenido de <http://seproven.com/>
- Skycraft. (2015). *Skycraft Parts and Surplus*. Obtenido de <http://www.skycraftsurplus.com/>
- Slideplayer. (2015). *Slideplayer- Diagrama del ciclo de refrigeración por comprensión de vapor*. Obtenido de http://images.slideplayer.es/3/1109654/slides/slide_32.jpg
- Universidad de Valladolid. (2005). *Uva*. Obtenido de http://www.uva.es/opencms/buscador.html#facet=true&facet.field={!ex=type}type&facet.field=Title_prop&facet.field=con_locales&q=%3A*&rows=10&facet.mincount=1&facet.limit=15&facet.sort=count&facet.date=lastmodified&facet.date.start=2005-05-01T00%3A00%3A00.
- Utter. (2015). *Suministros eléctricos*. Obtenido de catalogo Bomba Little Giant Pump 3E-34N
- Valenzuela, R. (2010). Apuntes de refrigeración. En *Apuntes de transferencia de calor*. Riobamba: s.n.
- Wikipedia. (2015). *Wikipedia.com*. Obtenido de https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/9/9d/Diagrama_Ph.jpg/400px-Diagrama_Ph.jpg
- Zelsio. (2015). *Zelsio, equipamiento industrial*. Obtenido de Suministro online de componentes para refrigeración: <http://www.refrigeracionzelsio.es/2-category/compresores-y-bombas-de-refrigeracion.jpg>

10. ANEXOS

Anexo A. Racor de ½ y ¼ plg, rosca NPT.



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo B. Unión pasa muro ½ plg



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo C. Racor recto hembra



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo D. Unión Tee



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo E. Universal ½ plg



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo F. Manguera poliuretano ½ plg



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo G. Manguera poliuretano ¼ plg



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo H. Tornillería de ¼ plg para lamina



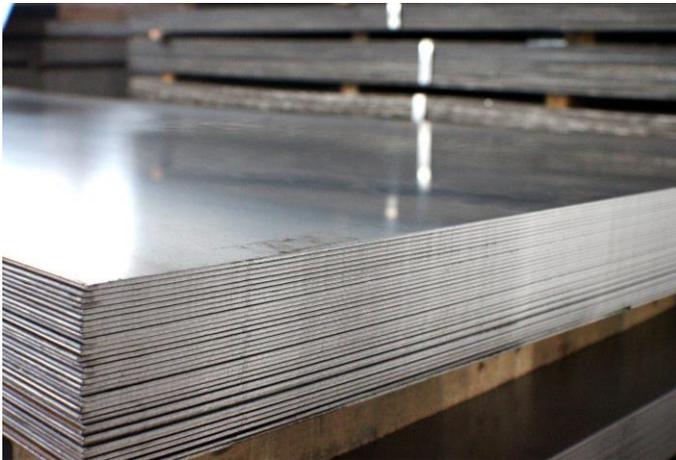
Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo I. Terminales eléctricas



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo J. Lámina Galvanizada calibre 18



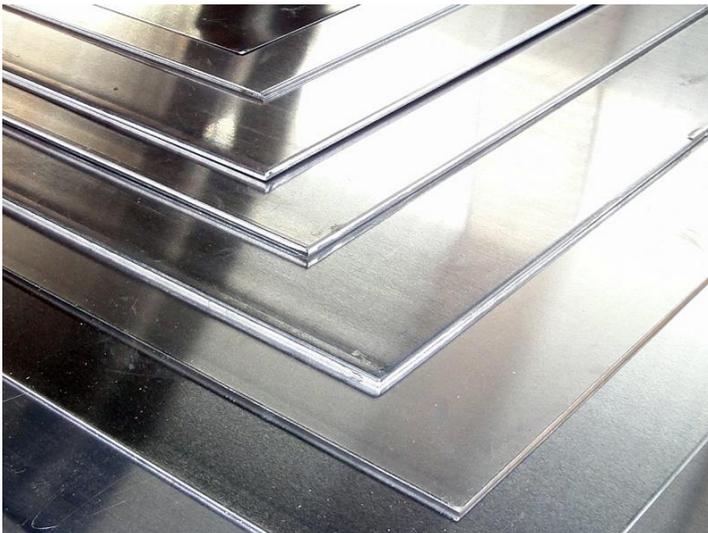
Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo K. Rubatex tamaño 3mm x 50mm x 140 mm



Fuente: (Google imágenes, 2015)

Anexo L. Lamina de acero inoxidable 304 calibre 16



Fuente: (Google imágenes, 2015)

PLANOS

**Anexo M. Ensamblaje-Planos
Trabajo Chiller\Ensamblaje1.PDF**

**Anexo N. Explosión
Trabajo Chiller\EXPLOSION.PDF**

**Anexo O. Explosión1
Trabajo Chiller\EXPLOSION-1.PDF**

**Anexo P. Planos
Trabajo Chiller\PLANOS CHILLER.PDF**

**Anexo Q. Ensamblaje 3D
Trabajo Chiller\Ensamblaje1.avi**

**Anexo R. Explosión 3D
Trabajo Chiller\EXPLOSION.avi**