

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO DE UNA MAQUINA
PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR**

**YESID ALFONSO CAICEDO AMARANTO
OMAR ARDILA SIERRA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2011**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO DE UNA MAQUINA
PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR**

**YESID ALFONSO CAICEDO AMARANTO
OMAR ARDILA SIERRA**

**Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

**Director
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

DEDICATORIA

A Dios,
A mi mujer y mi hijo, con todo mi amor.
A mis amigos,
A mis padres.

Omar Ardila Sierra.

DEDICATORIA

A Dios.

A mis padres, hermanos y familiares.

A mis amigos.

A todos aquellos que con su apoyo incondicional hicieron
posible alcanzar esta meta.

Yesid Alfonso Caicedo Amaranto.

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, director del proyecto, por su colaboración y asesoría.

A los trabajadores de la universidad, por su colaboración en el proceso de construcción, asesoría técnica y suministro de herramientas durante la etapa de pruebas.

A todas las personas que colaboraron en la construcción e instalación del equipo.

A todos los compañeros del laboratorio de refrigeración y aire acondicionado, por su compañía en las horas de trabajo.

Al centro de estudios de ingeniería mecánica, por facilitar la utilización de las herramientas computacionales.

A todos los compañeros que de alguna forma u otra forma aportaron a la realización de este proyecto.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	22
OBJETIVOS	25
OBJETIVOS GENERALES	25
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
1. REFRIGERACION	27
1.1HISTORIA	27
1.2 APLICACIONES	29
1.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA	31
2. REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR	37
2.1 COMPONENTES DEL SISTEMA MECÁNICO	37
2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES	40
2.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN SIMPLE	42
2.3.1 Expansión	44
2.3.2 Vaporización	45
2.3.3 Compresión	46
2.3.4 Condensación	46
2.4 CICLO DE REFRIGERACIÓN REAL	47
2.4.1Efecto del sobrecalentamiento en la succión	47
2.4.2 Efecto del subenfriamiento del líquido	49
2.5 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	51
2.5.1Capacidad frigorífica (CAP).	52
2.5.2 Potencia consumida (Wc).	52
2.5.3 Coeficiente de operación (COP).	53
3. GENERALIDADES DE LA FABRICACION DE HIELO	54
3.1 AGUA EMPLEADA PARA FABRICAR HIELO	54
3.2 CLASES DE HIELO	56
3.3 TIPOS DE MAQUINAS PARA FABRICAR HIELO	57

3.3.1 Hielo en bloques	58
3.3.2 Hielo en bloques de fabricación rápida	59
3.3.3 Hielo en escamas	60
3.3.4 Hielo tubular	61
3.3.5 Hielo en placas	62
3.3.6 Hielo fundente	63
3.4 APLICACIONES DEL HIELO	64
3.4.1 Enfriamiento del aire.	64
3.4.2 Industria pesquera	65
3.4.3 Restaurantes tradicionales y colectivos	65
3.4.4 Aplicaciones diversas	65
4. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR	66
4.1 OBJETIVOS DEL DISEÑO	66
4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	66
4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	72
4.3.1 Unidad condensadora	75
4.3.2 Evaporador	84
4.3.3 Regulación de la alimentación de refrigerante al evaporador	88
4.3.4 Válvulas de solenoide	89
4.3.5 Acumulador de succión	90
4.3.6 Sistema de recirculación del agua	90
4.3.7 Sistema de corte del hielo.	93
4.3.9 Elementos de medición	105
4.4 CÁLCULOS	105
4.4.1 Selección de la geometría del evaporador	106
4.4.2 Carga térmica	111
4.4.3 Temperatura de evaporación	114
4.4.4 Carga del ambiente	131
4.4.5 Diseño mecánico del evaporador	135

4.4.6 Parámetros del sistema de refrigeración	148
4.4.7 Cálculos para el sistema de corte	151
4.5 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	174
4.5.1 Estructura	175
4.5.2 Evaporador	177
4.5.3 Tanques superior e inferior	180
4.5.4 Cuchilla rotatoria	181
4.5.5 Eje de la cuchilla	181
4.5.6 Carcaza del sistema de corte	182
4.5.7 Montaje del equipo.	183
4.6 PRUEBAS	187
4.7 ANÁLISIS ECONÓMICO	190
5. COSTOS DE CONSTRUCCION	191
CONCLUSIONES	193
RECOMENDACIONES	195
BIBLIOGRAFIA	196
ANEXOS	197

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Máquina térmica.	32
Figura 2. Máquina frigorífica y bomba de calor.	33
Figura 3. Ciclo de Carnot.	35
Figura 4. Componentes de un sistema de refrigeración.	38
Figura 5. Diagrama P-h del R22.	43
Figura 6. Diagrama P-h del ciclo saturado simple.	44
Figura 7. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado (con recalentamiento).	48
Figura 8. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado.	50
Figura 9. Parámetros de operación de un sistema de refrigeración	51
Figura 10. Máquina para fabricación de hielo en bloques	59
Figura 11. Máquina para fabricación de hielo en escamas.	61
Figura 12. Máquina para fabricación de hielo tubular	62
Figura 13. Máquina para fabricación de hielo en placas.	63
Figura 14. Fabricación de hielo fundente.	64
Figura 15. Sistema de refrigeración.	67
Figura 16. Sistema de recirculación del agua.	69
Figura 17. Sistema de corte del hielo.	70
Figura 18. Sistema de control	71
Figura 19. Proceso de diseño térmico.	73
Figura 20. Proceso de diseño mecánico.	74
Figura 21. Unidad condensadora.	75
Figura 22. Compresor.	81
Figura 23. Condensador.	83
Figura 24. Acumulador de líquido.	84
Figura 25. Filtro.	84

Figura 26. Evaporador.	85
Figura 27. Coraza.	87
Figura 28. Haz de tubos.	87
Figura 29. Válvula de aguja.	88
Figura 30. Válvulas de solenoide.	89
Figura 31. Acumulador de succión.	90
Figura 32. Tanque Superior.	91
Figura 33. Tanque inferior.	92
Figura 34. Motobomba.	92
Figura 35. Boquillas.	93
Figura 36. Elementos de transmisión de potencia.	94
Figura 37. Cortador	95
Figura 38. Cuchilla rotatoria.	97
Figura 39. Eje.	97
Figura 40. Carcaza.	98
Figura 41. Rodamiento rígido de bolas.	98
Figura 42. Chumacera.	99
Figura 43. Cuñas.	100
Figura 44. Presóstato.	102
Figura 45. Tablero de control.	103
Figura 46. Interruptor de flotador.	103
Figura 47. Control de nivel.	104
Figura 48. Manómetros.	105
Figura 49. Alternativas planteadas para la geometría del evaporador.	108
Figura 50. Arreglo de 8 tubos.	110
Figura 51. Balance de energía en el evaporador.	112
Figura 52. Transferencia de calor en el evaporador.	117
Figura 53. Transferencia de calor entre el agua y el refrigerante.	118
Figura 54. Temperatura de la superficie externa de los tubos.	124
Figura 55. Gráfica temperatura del agua vs tiempo.	127

Figura 56. Gráfica de transferencia de calor vs tiempo.	128
Figura 57. Gráfica de masa de hielo vs tiempo.	129
Figura 58. Gráfica de coeficiente de convección interno vs tiempo.	130
Figura 59. Gráfica de coeficiente de convección externo vs tiempo.	131
Figura 60. Transferencia de calor del ambiente al evaporador.	132
Figura 61. Intercambiador de calor de coraza y tubos.	136
Figura 62. Componentes del evaporador.	137
Figura 63. Gráfica UGO-28.0.	142
Figura 64. Gráfica UHA-28.3.	143
Figura 65. Factores de seguridad en el espejo inferior.	148
Figura 66. Parámetros del sistema de refrigeración.	149
Figura 67. Ciclo de refrigeración ideal para la máquina de hielo.	149
Figura 68. Zonas de falla en la cuchilla rotatoria.	152
Figura 69. Soldadura de chaflán.	153
Figura 70. Geometría de la soldadura.	153
Figura 71. Ubicación de los elementos en el eje.	158
Figura 72. Transmisión de la potencia.	159
Figura 73. Par torsional en el eje.	160
Figura 74. Fuerzas transmitidas por la cadena.	161
Figura 75. Fuerza transmitida por el corte de hielo.	162
Figura 76. Fuerzas axiales.	163
Figura 77. Fuerzas radiales y momento flector.	164
Figura 78. DCL en el eje.	164
Figura 79. Diagramas de cortante y momento en el eje.	166
Figura 80. Resistencia a la tensión vs Resistencia a la fatiga.	168
Figura 81. Factor por tamaño.	169
Figura 82. Geometría del eje.	170
Figura 83. Cuñeros.	171
Figura 84. Factor de concentración de esfuerzos.	172
Figura 85. Estructura modelada en CAD.	176

Figura 86. Estructura construida.	176
Figura 87. Fabricación de los espejos.	178
Figura 88. Tubos de transferencia.	178
Figura 89. Coraza.	179
Figura 90. Evaporador construido.	179
Figura 91. Tanque superior construido.	180
Figura 92. Tanque inferior construido.	180
Figura 93. Cuchilla rotatoria construida.	181
Figura 94. Eje construido.	182
Figura 95. Carcaza construida.	183
Figura 96. Instalación del sistema de corte.	184
Figura 97. Máquina completa.	185
Figura 98. Plano eléctrico general.	186
Figura 99. Arranque del compresor.	187
Figura 100. Gráfica de presiones en durante la prueba.	189
Figura 101. Barras de hielo sin cortar.	190

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Condiciones para la potabilidad del agua.	55
Tabla 2. Propiedades físicas y químicas del R404A	78
Tabla 3. Unidad condensadora Ref. 3/8 HP seleccionada.	79
Tabla 4. Desempeño de la unidad condensadora.	80
Tabla 5. Especificaciones del compresor.	81
Tabla 6. Desempeño del compresor.	82
Tabla 7. Especificaciones del condensador.	83
Tabla 8. Especificaciones de la motobomba.	92
Tabla 9. Especificaciones de la transmisión por cadenas.	95
Tabla 10. Especificaciones del rodamiento.	98
Tabla 11. Especificaciones de la chumacera.	99
Tabla 12. Selección de las cuñas.	100
Tabla 13. Condiciones para el control secuencial.	101
Tabla 14. Especificaciones del flotador.	104
Tabla 15. Selección de la geometría del evaporador.	110
Tabla 16. Propiedades de líquido subenfriado para el agua.	122
Tabla 17. Propiedades de líquido y vapor saturado para el R404A.	124
Tabla 18. Duración del ciclo según la temperatura de evaporación.	125
Tabla 19. Resultados del cálculo térmico para una temperatura de -11°C .	126
Tabla 20. Resultados del cálculo de la carga del ambiente para 25°C .	135
Tabla 21. Materiales para fabricar el evaporador.	139
Tabla 22. Presión admisible para los tubos de transferencia según su espesor.	144
Tabla 23. Presión admisible para el tubo central según su espesor.	145
Tabla 24. Resultados del análisis de esfuerzos en el espejo inferior.	146
Tabla 25. Estados termodinámicos del R404A durante un ciclo ideal.	150
Tabla 26. Especificaciones para soldadura por chaflán.	156

Tabla 27. Factores de material.	168
Tabla 28. Factores de confiabilidad.	168
Tabla 29. Diámetros del eje.	174
Tabla 30. Valores de presión durante la prueba.	188
Tabla 31. Costo de operación del equipo.	190
Tabla 32. Costos de construcción.	191

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. MANUAL DE LABORATORIO	198
ANEXO B. CATALOGO DE LA UNIDAD CONDENSADORA	204
ANEXO C. FICHA DE SEGURIDAD DEL R404A	206
ANEXO D. INFORMACIÓN SOBRE GASES REFRIGERANTES.	212
ANEXO E. DIAGRAMA DE MOLLIER R404A	215
ANEXO F. PLANOS	216

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR*.

AUTORES: Omar Ardila Sierra.
Yesid Alfonso Caicedo Amaranto**.

PALABRAS CLAVES: Refrigeración, evaporador, etapa de producción, etapa de recolección.

DESCRIPCION

El objetivo de este proyecto es construir el prototipo de una máquina productora de hielo tubular, para ser utilizada como banco de pruebas en el laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Se diseñó y construyó una máquina productora de hielo tubular para una capacidad de 1 Kg por ciclo. Cada trozo de hielo tiene un diámetro externo de 25 mm, un diámetro interno de 6,35 mm y una longitud de 20 mm.

La máquina consiste en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, un sistema de recirculación del agua, un sistema de corte del hielo, un sistema de medición y un sistema de control.

El sistema de refrigeración consiste en un compresor hermético para baja temperatura, un condensador enfriado por aire, dos válvulas de solenoide, una válvula de aguja, un filtro, un acumulador de líquido, un acumulador de succión y un evaporador inundado que consiste en un intercambiador de calor de coraza y tubos, donde circulan respectivamente el refrigerante R404A y el agua.

El ciclo de operación de la máquina consiste en una etapa de producción donde el hielo se forma en la superficie interna de los tubos del evaporador, y una etapa de recolección donde el hielo se desprende por la circulación de vapor caliente y es cortado por una cuchilla rotatoria.

Finalmente se elaboraron tres prácticas de laboratorio para que los estudiantes de la asignatura Refrigeración y Aire Acondicionado puedan complementar sus conocimientos teóricos con las pruebas experimentales.

* Trabajo de grado.

** Universidad Industrial de Santander Facultad de ingenierías Fisicomecanicas, Escuela de ingeniería mecánica, Ing. Omar Gelvez Arocha.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE PROTOTYPE OF A TUBULAR ICE PRODUCING MACHINE*.

AUTHORS: Omar Ardila Sierra.
Yesid Alfonso Caicedo Amaranto**.

KEY WORDS: Refrigeration, evaporator, production stage, collection stage.

DESCRIPTION

The objective of this project is to build the prototype of a tubular ice producing machine for used as a testing in the Refrigeration and Air Conditioning laboratory of the School of Mechanical Engineering of the Universidad Industrial de Santander.

Was designed and built a tubular ice producing machine for a capacity of 1 Kg per cycle. Each piece of ice has an outer diameter of 25 mm, an inner diameter of 6.35 mm and a length of 20 mm.

The machine consists of a steam compression refrigeration system, a water recirculation system, an ice cutting system, a measurement system and a control system.

The refrigeration system consists of a hermetic compressor for low temperature, an air cooled condenser, two solenoid valves, a needle valve, a filter, a liquid storage tank, a suction tank and a flooded evaporator which is a heat exchanger shell and tube where respectively circulate the refrigerant R404A and water.

The operating cycle of the machine consists of a stage production where the ice is formed on the inner surface of the evaporator tubes, and a collection stage where the ice is detached by the circulation of hot steam and is cut with a rotary blade.

Finally we made three labs manuals to the students of the subject Refrigeration and Air Conditioning to complement their theoretical knowledge with experimental evidence.

* Degree Project.

** Universidad Industrial de Santander. Physical-mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Omar Gelvez A.

INTRODUCCION

El abastecimiento de hielo en Bucaramanga se ha visto afectado debido a que la capacidad de distribución no es suficiente para satisfacer la demanda de los actuales consumidores. La industria del hielo está en manos de algunas empresas que producen grandes cantidades para distribuir en el área urbana, pero con el aumento de los usuarios, la congestión vehicular, el desarrollo creciente de la industria de alimentos y bebidas, y el precio elevado del combustible, estas empresas ya no pueden garantizar un abastecimiento completo. En muchos sectores los expendios de hielo se encuentran bastante alejados de los consumidores, obligando a estos últimos a recorrer grandes distancias para realizar su compra, conllevando a un gasto innecesario de tiempo, además de que cierta cantidad de hielo se habrá derretido en el camino si no se transporta debidamente. El otro problema a tener en cuenta es cuando el hielo se agota en los expendios, pues la demora en reabastecerse afecta directamente a los usuarios, sobre todo en aquellos días y horas en que la demanda de hielo es mayor (como ejemplo puede mencionarse a los restaurantes, en los cuales las horas del mediodía son las críticas, y también se pueden citar a los bares y discotecas, donde la mayor clientela se da durante los fines de semana en altas horas de la noche). No se debe olvidar que el sector de la salud también requiere cierta cantidad de hielo para algunas aplicaciones, y en este caso el abastecimiento de hielo no puede dar lugar a demoras y las normas de higiene deben ser mucho más rigurosas. A todos los problemas mencionados anteriormente se suma el escaso desarrollo tecnológico de nuestro país, que obliga a estas empresas a comprar maquinaria extranjera, implicando mayores costos tanto en su adquisición como en su mantenimiento.

Una ciudad como Bucaramanga requiere que la producción de hielo se lleve a cabo en numerosas plantas ubicadas uniformemente dentro de su área. Como en este momento existen plantas que pueden abastecer grandes zonas de la ciudad,

la creación de pequeñas plantas que se encarguen de abastecer la periferia, reducirá los costos que implica el transporte entre sitios muy alejados. En el caso de que las pequeñas plantas se constituyan en nuevas empresas, en lugar de competir con las ya existentes se podrían establecer alianzas que los beneficiarían mutuamente. En ambos casos, las plantas que se construyan generarán nuevos empleos tanto para el personal calificado como para el no calificado, y deberán cumplir con sus respectivas normas de calidad e higiene, teniendo en cuenta la aplicación que se le dará al hielo. Con respecto al proceso de fabricación, el hielo producido en cubos será el más conveniente por garantizar una mayor higiene y facilidad en su almacenamiento, transporte y uso. Con respecto a la maquinaria y equipos utilizados, si pueden ser fabricados dentro de nuestro país además de reducir los costos de su adquisición y mantenimiento se impulsará al desarrollo tecnológico de nuestro país.

Por las razones anteriores, se desarrolló la presente tesis de grado, titulada “Diseño y construcción del prototipo de una máquina productora de hielo tubular”. Este equipo se usará como banco de pruebas en el laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander y servirá como referencia para construir máquinas de uso comercial en pequeños establecimientos.

Los capítulos 1, 2 y 3, contienen el marco teórico del proyecto, aunque cabe aclarar que es solo una parte de toda la información que se utilizó. El capítulo 1 abarca la parte general de la refrigeración, comenzando por un resumen histórico, luego se mencionan algunas aplicaciones y finalmente se habla de la segunda ley de la termodinámica, la cual es la base teórica de todos los sistemas de refrigeración. El capítulo 2 contiene la parte general de la refrigeración por compresión de vapor, siendo esta la de mayor uso actualmente en la industria del frío, incluyendo las máquinas productoras de hielo. El capítulo 3 contiene las generalidades de la fabricación de hielo, donde se mencionan los diferentes

equipos utilizados para este proceso, los tipos de hielo que se pueden obtener y las condiciones óptimas que debe tener el agua utilizada para fabricar hielo.

En el capítulo 4 ya se abarca el diseño y la construcción de la máquina productora de hielo. Al comienzo se describe la máquina en su conjunto, explicando las diferentes partes que la componen. A continuación se pasa al diseño y/o la selección de cada una de las partes. Luego se pasa a la etapa construcción y montaje. Finalmente se incluyen los resultados de la etapa de pruebas y se hace un análisis económico del equipo.

En los anexos se incluyen el manual de prácticas de laboratorio, el catálogo de la unidad condensadora, información sobre el refrigerante R404A y los planos de construcción y montaje.

OBJETIVOS

OBJETIVOS GENERALES

Distribuir el abastecimiento de hielo en Bucaramanga en pequeñas plantas de producción ubicadas en la periferia, cubriendo las zonas más alejadas y dejando el resto del área metropolitana a las plantas de mayor tamaño.

Incentivar en la Universidad Industrial de Santander la investigación en el área de producción, distribución y conservación del hielo y en el área de diseño, construcción, montaje, operación y mantenimiento de la maquinaria y equipos requeridos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Diseñar y construir el prototipo de una maquina productora de hielo tubular para uso comercial en pequeños establecimientos y como banco de pruebas en el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. El prototipo tiene las siguientes características:

En relación con el producto:

Hielo cilíndrico de diámetro externo de 25 mm, diámetro interno de 6,35 mm y una longitud de 20 mm.

En relación con el equipo:

Evaporador inundado de ocho tubos internos de 1" de diámetro nominal y 45 cm de longitud efectiva para la transferencia de calor.

Capacidad de 1 Kg/ciclo.

Control secuencial del período de producción al de recolección.

Recirculación del agua por bomba centrífuga.

Circulación del agua a través de los tubos del evaporador en forma descendente.

Corte del hielo realizado por cuchilla rotatoria.

Refrigerante R404.

Condensador enfriado por aire.

Retiro del hielo por circulación de vapor caliente.

Elaborar un manual de laboratorio para que los estudiantes de la asignatura refrigeración y aire acondicionado realicen pruebas sobre la máquina fabricadora de hielo tubular.

1. REFRIGERACION

La refrigeración es aquella rama de la ciencia que se ocupa de la reducción y el mantenimiento de la temperatura de un cuerpo o un espacio, por debajo de la temperatura ambiente. De la primera ley de la termodinámica se establece que el calor, es una forma de transferencia de energía causada por la diferencia de temperatura entre dos materiales. El término “frío” se utiliza para indicar ausencia, pérdida o disminución de calor. De la segunda ley de la termodinámica se establece que la dirección del calor, va del cuerpo de mayor temperatura al cuerpo de menor temperatura. Lo anterior indica que en un proceso de refrigeración, el cuerpo enfriado transfiere el calor a otro cuerpo más frío. La refrigeración y la calefacción son extremos opuestos del mismo proceso, diferenciándose en el resultado que buscan. El cuerpo que se emplea para absorber el calor se conoce como agente refrigerante, pudiendo tratarse de un sólido (hielo) o un fluido. La velocidad a la cual se extrae el calor del cuerpo o espacio enfriado, para producir y mantener las condiciones de temperatura deseadas, se conoce como carga refrigerante. Todos los procesos de enfriamiento pueden clasificarse como sensibles o latentes, según el efecto que se tenga sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento en la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible; mientras que, cuando el calor absorbido causa un cambio en el estado físico del refrigerante (fusión o evaporación), se dice que el proceso de enfriamiento es latente.

1.1 HISTORIA

Hace 5000 años en la civilización china el hielo natural se utilizaba para conservar los alimentos y fabricar helados. Posteriormente se descubrió que al añadir sal al hielo, éste se conservaba por mayor tiempo. Si bien la refrigeración como ciencia, nace a partir de las investigaciones realizadas por Lavoisier sobre la licuefacción de los gases, ya anteriormente Zimara, Porte y Boyle habían realizado

experimentos con mezclas frigoríficas. En 1775 se obtiene por primera vez el hielo artificial, gracias a una máquina neumática inventada por Cullen. Hacia finales del siglo XVIII, Mongue obtuvo la licuefacción del anhídrido sulfuroso, haciéndolo pasar por un tubo en forma de U sumergido en una mezcla de hielo y sal común. Por el mismo procedimiento, Guyton de Morveau obtuvo la licuefacción del amoníaco anhídrido, aunque en lugar de sal común utilizó cloruro de calcio, llegando a alcanzar una temperatura de -50°C .

Se considera que el comienzo de la refrigeración industrial, se dio a partir de las investigaciones realizadas por Faraday sobre el cambio de estado de los cuerpos gaseosos. Faraday obtuvo la licuefacción del cloro e implementó un enfriamiento basado en la vaporización del amoníaco licuado por compresión. La primera máquina frigorífica de que se tiene noticia, fue inventada por Perkins en 1834, la cual consistía en un sistema de compresión que funcionaba con éter. En 1857 el ingeniero francés Ferdinand Carré (1824-1900) inventó la máquina de absorción, que se basaba en la propiedad de algunos cuerpos de absorber a baja temperatura una cantidad considerable de gases o vapores para volver a emitirlos cuando se les calienta. Al principio el inventor utilizó el éter sulfúrico, pero debido a su alta inflamabilidad lo sustituyó por el amoníaco. En 1862 Carré dio a conocer su invento en la Exposición Universal de Londres.

El 20 de septiembre de 1876, un barco llamado “Frigorifique” zarpó de Rouen (Francia) a Buenos Aires, llevando dos bueyes en cuartos, doce carneros, dos vacas, un tocino y una cincuentena de aves. Ciento ocho días más tarde el barco llegó a su destino con su carga en perfecto estado. Con la misma carga atravesó nuevamente el atlántico y regresó a su punto de partida. Aún cuando dos cuartos de buey fueron estropeados por negligencia de un empleado, la mayor parte de la carga regresó intacta. Esta hazaña fue encabezada por el ingeniero francés Charles Tellier (1828-1913), considerado el padre del frío, quien compró el barco y lo transformó instalando a bordo dos máquinas de compresión mecánica de su

fabricación, utilizando éter metílico. Cada máquina tenía una capacidad de 47000W y fue instalada con su correspondiente cámara frigorífica.

Dos años después de la experiencia de Tellier, Carré transportó 80 toneladas de carne congelada a -30°C , desde América del Sur a Francia, a bordo del barco “Paraguay”, utilizando las máquinas frigoríficas de absorción. A partir de ese momento el transporte de carne entre América y Europa se convirtió en un movimiento de gran escala, demostrando también los alcances que se podrían lograr con la refrigeración industrial.

Otro científico que realizó grandes aportes al desarrollo de la refrigeración fue el industrial alemán Karl Von Linde (1842-1934), quien contemporáneamente a Tellier construyó la máquina de compresión por amoníaco y junto con Whindhausen construyó la máquina de compresión por anhídrido carbónico. Linde también fue el primero en obtener la licuefacción del aire a temperaturas entre -182°C y -271°C según presiones, y su experimento (disminución de la temperatura por expansión) también fue utilizado después para licuar el hidrógeno (-253 a -259°C) y el helio (-271°C).

1.2 APLICACIONES

a) Conservación de alimentos: la refrigeración retrasa los procesos biológicos, el metabolismo bioquímico y la evolución microbiana. La congelación por su parte, detiene la mayoría de las acciones enzimáticas. La sobrecongelación conserva las cualidades iniciales de los productos (aspecto, sabor, perfume, vitaminas y consiguiente valor nutritivo), detiene los procesos biológicos y bacteriológicos, además de conservar la estructura de los tejidos.

b) Enfriamiento de líquidos: la refrigeración de la cerveza ocupa un lugar muy importante en su fabricación, ya que después de fermentada debe

conservarse a una temperatura alrededor de 4°C, para evitar su degradación. De igual forma la leche debe enfriarse en el lugar de recogida, mientras llega el vehículo que la transporta a la estación transformadora.

c) Fabricación de hielo: esta aplicación se explicará con detalle en el tercer capítulo.

d) Panaderías y pastelerías: los sistemas de enfriamiento de agua intervienen durante la operación de amasado. Las cámaras de fermentación permiten prolongar de 10 a 12 horas dicho proceso en la masa, e incluso más de 18 horas en un fin de semana. Los armarios de congelación permiten conservar la calidad del pan.

e) Acondicionamiento de aire: en esta aplicación, no solamente se requiere controlar la temperatura del espacio, sino también su humedad y el movimiento del aire incluyendo su limpieza y filtrado. Cuando la aplicación va dirigida al confort humano, se le denomina acondicionamiento de aire para confort. Cuando la aplicación va dirigida a la industria, se le denomina acondicionamiento de aire industrial.

f) Medicina: la refrigeración interviene en la hibernación artificial, la criocirugía, la conservación de plasma sanguíneo y de medicamentos, liofilización de vacunas, inseminación artificial, etc.

g) Otras aplicaciones: fabricación de helados, muebles frigoríficos, congeladores domésticos, vehículos de transporte de artículos perecederos, enfriamiento del hormigón en la construcción de embalses, congelación de suelos acuíferos, fabricación industrial de oxígeno líquido, etc.

1.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica es la ley de la conservación de la energía, generalizada para incluir el calor como una forma de transferencia de energía. Esta ley solo afirma que un aumento en alguna de las formas de energía debe estar acompañado por una disminución en alguna otra forma de la misma, pero no produce ninguna restricción sobre las conversiones de energía que pueden ocurrir. Por ejemplo, se establece que la energía interna de un sistema puede incrementarse ya sea agregando calor o realizando trabajo sobre el mismo, pero existe una gran diferencia entre el calor y el trabajo que no se evidencia en la primera ley.

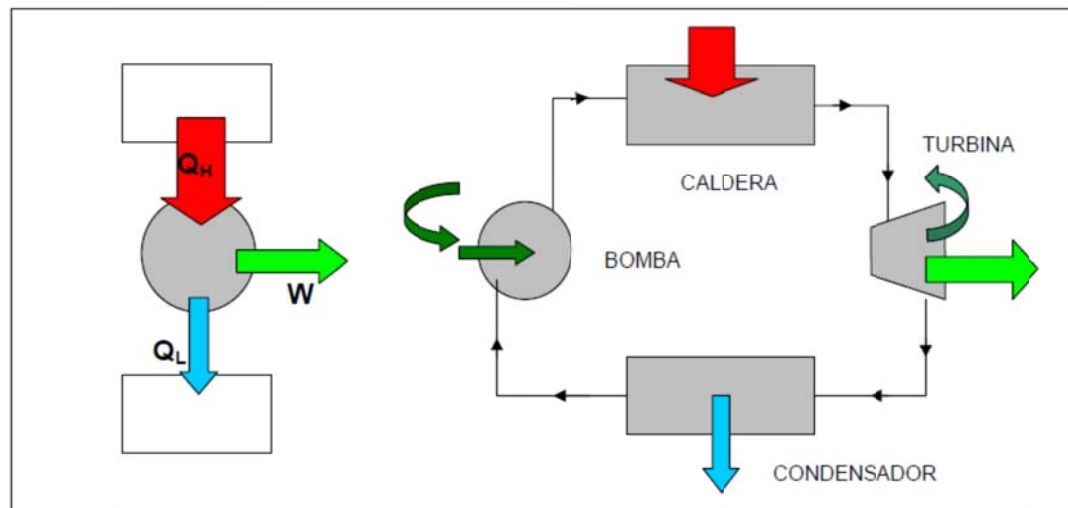
La segunda ley de la termodinámica establece que procesos pueden ocurrir o no en la naturaleza. De todos los procesos permitidos por la primera ley, solo algunas conversiones de energía pueden ocurrir. Los siguientes son algunos procesos compatibles con la primera ley de la termodinámica, pero que se cumplen en un orden gobernado por la segunda ley. 1) Se puede convertir todo el trabajo en calor, pero no se puede convertir el calor en trabajo sin modificar los alrededores. 2) Cuando dos cuerpos de diferente temperatura se ponen en contacto, el calor fluye del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura, pero es imposible lo contrario. 3) La sal se disuelve en el agua, pero la separación de la mezcla requiere de una influencia externa. 4) Cuando se deja caer una pelota en el suelo, esta rebota hasta detenerse, pero nunca ocurre lo contrario. Todos estos son ejemplos de procesos irreversibles, es decir, que solo ocurren en una dirección.

La segunda ley de la termodinámica se puede enunciar desde diferentes puntos de vista, por lo que tiene varias aplicaciones prácticas. Desde el punto de vista de la ingeniería los dos enunciados de mayor importancia son los de Kelvin-Planck y de Clausius. El enunciado de Kelvin-Planck gobierna las máquinas térmicas y

dice: “es imposible construir una máquina térmica que, operando en un ciclo, no tenga otro efecto que absorber la energía térmica de una fuente y realizar la misma cantidad de trabajo”. El enunciado de Clausius gobierna las máquinas frigoríficas y las bombas de calor, y dice: “es imposible construir una máquina cíclica, que no tenga otro efecto que transferir calor continuamente de un cuerpo hacia otro, que se encuentre a una mayor temperatura”.

Una máquina térmica es un dispositivo que convierte energía térmica en otras formas útiles de energía, como la energía eléctrica y/o mecánica. Esta máquina hace que una sustancia trabaje en un proceso cíclico durante el cual 1) se absorbe calor Q_H de una fuente cálida, 2) la máquina realiza un trabajo W y 3) libera calor Q_L a una fuente fría.

Figura 1. Máquina térmica.



Fuente: www.uam.es

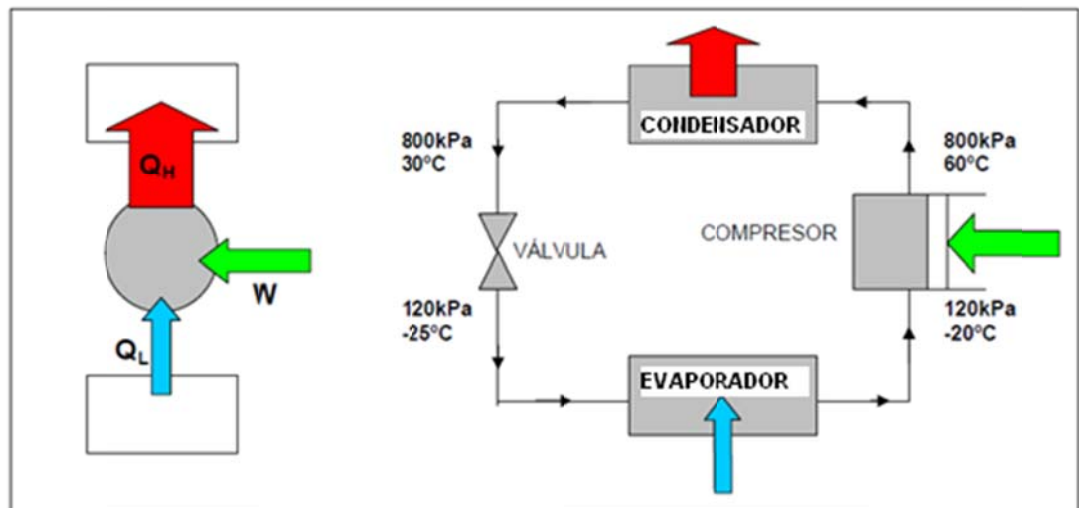
El desempeño de las máquinas térmicas se evalúa por la eficiencia térmica, que es la relación del trabajo entregado por la máquina térmica sobre el calor absorbido de la fuente a alta temperatura.

$$\eta = \frac{W}{Q_H} < 1$$

Si bien, la primera ley de la termodinámica permite un valor máximo de eficiencia del 100%, la segunda ley afirma que esto es imposible. Existe un límite teórico para la eficiencia de cualquier máquina térmica, el cual depende de la temperatura T_H de la fuente cálida y de la temperatura T_L de la fuente fría.

Los sistemas de refrigeración y las bombas de calor operan en sentido inverso al de la máquina térmica, absorbiendo calor Q_L de la fuente fría y entregando calor Q_H a la fuente cálida. En las máquinas frigoríficas se busca mantener constante la temperatura T_L de la fuente fría, mientras que en las bombas de calor se busca mantener constante la temperatura T_H de la fuente cálida.

Figura 2. Máquina frigorífica y bomba de calor.



Fuente: www.uam.es

El desempeño de las máquinas frigoríficas se evalúa por el coeficiente de operación de refrigeración, definido como la relación del calor absorbido en el evaporador sobre el trabajo efectuado por el compresor.

$$COP_R = \frac{Q_L}{W}$$

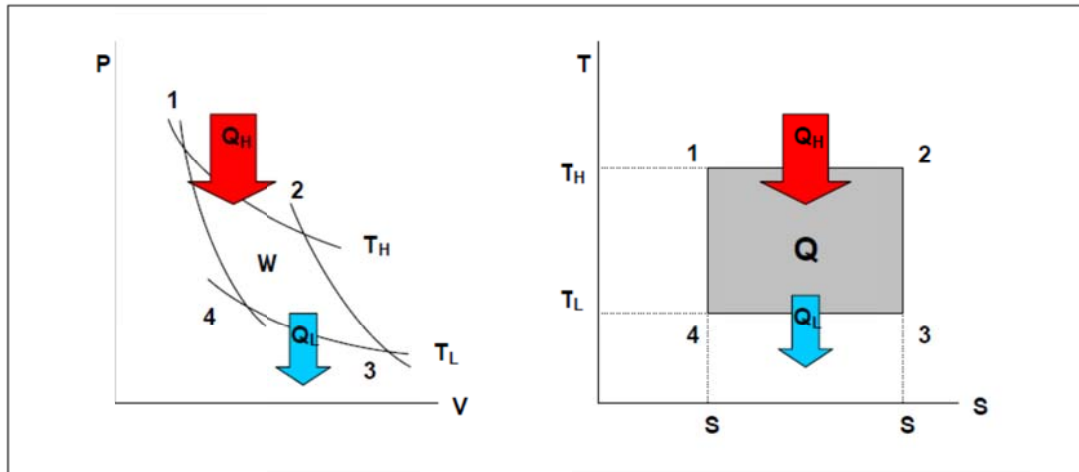
El desempeño de las bombas de calor se evalúa por el coeficiente de operación para bombas de calor, definido como la relación del calor entregado desde el condensador sobre el trabajo efectuado por el compresor.

$$COP_B = \frac{Q_H}{W}$$

Se puede observar que el COP_R puede presentar valores menores, iguales o mayores a la unidad, mientras que el COP_B siempre será mayor a la unidad. Por esta razón, no se deben confundir los coeficientes de operación con las eficiencias.

Los procesos termodinámicos a su vez pueden considerarse como reversibles o irreversibles. Un proceso es reversible si su dirección puede invertirse en cualquier punto, mediante un cambio infinitesimal en sus condiciones externas. Para lograr esto, el proceso debe transcurrir lo suficientemente lento como para que cada estado se desvíe en forma infinitesimal del equilibrio, de forma que es posible devolver al sistema y su entorno al estado inicial. El ciclo de Carnot es el ejemplo clásico de un proceso reversible.

Figura 3. Ciclo de Carnot.



Fuente: www.uam.es

Puede considerarse que el ciclo de Carnot se cumple para una máquina térmica que opera en ciclo reversible, por lo cual su eficiencia quedará definida como:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

La eficiencia de Carnot de una máquina térmica es el límite teórico de la eficiencia térmica de esta máquina, para una temperatura T_H y una temperatura T_L determinadas. Es decir:

$$\eta < \eta_{carnot}$$

De igual forma el ciclo invertido de Carnot establece el límite teórico para los coeficientes de operación en las máquinas frigoríficas y las bombas de calor.

Para las máquinas frigoríficas que operan en ciclo reversible:

$$COP_{carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Para las bombas de calor que operan en ciclo reversible:

$$COP_{carnot} = \frac{T_H}{T_H - T_L}$$

Como se ha explicado anteriormente, en la práctica todos los procesos termodinámicos son irreversibles, es decir, no es posible devolver el sistema y sus alrededores al estado inicial. Esto se explica por el hecho de que en la naturaleza todos los procesos físicos tienden al estado más probable, y ese es siempre el que tiende a aumentar el desorden. La medida de ese desorden se conoce como entropía, con la cual se puede enunciar la segunda ley de la termodinámica de esta otra forma: *“la entropía del universo crece en todos los procesos naturales”*.

Aunque el ciclo termodinámico de una máquina real es menos eficiente que en una máquina reversible, este permite desarrollar potencias más altas. Lo anterior indica que en las máquinas termodinámicas el punto de máxima potencia de salida no necesariamente corresponde con el punto de máxima eficiencia.

2. REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

2.1 COMPONENTES DEL SISTEMA MECÁNICO

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor necesita de una unidad mecánica que facilite el cambio de estado del fluido refrigerante, con el fin de absorber el calor del cuerpo o espacio a enfriar y expulsarlo al ambiente. La figura 4 muestra un sistema sencillo de compresión de vapor, el cual tiene los siguientes componentes:

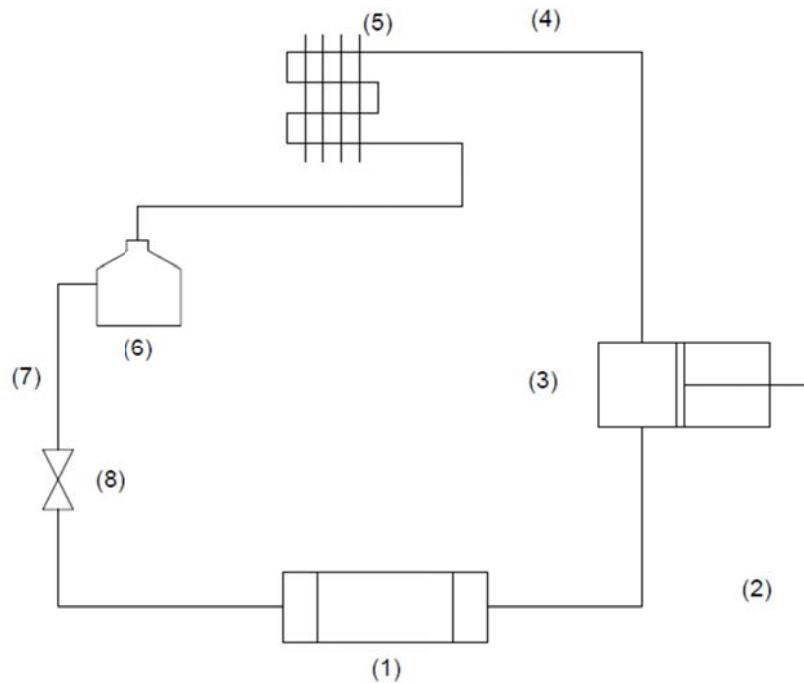
- (1) **El evaporador**, que tiene como función permitir el flujo de calor del sistema refrigerado al fluido refrigerante en vaporización, a través de una superficie de transferencia de calor.
- (2) **La línea de succión**, que lleva el vapor a baja presión de la salida del evaporador a la entrada del compresor.
- (3) **El compresor de vapor**, que se encarga de succionar el vapor proveniente del evaporador, y elevar su presión y temperatura hasta un punto donde el vapor pueda condensarse por los medios disponibles.
- (4) **La línea de descarga**, que lleva el vapor a alta presión de la salida del compresor a la entrada del condensador.
- (5) **El condensador**, que tiene como función permitir el flujo de calor del fluido refrigerante en condensación al medio condensante (aire o agua), también a través de una superficie de transferencia de calor.

(6) El tanque receptor, que almacena el líquido refrigerante proveniente del condensador, permitiendo disponer de una alimentación constante de líquido al evaporador según se necesite.

(7) La línea de líquido, que lleva el líquido refrigerante del tanque receptor a la válvula de expansión.

(8) La válvula de expansión, que tiene como función reducir la presión y controlar el flujo del líquido refrigerante, garantizando que al entrar al evaporador se encuentre a la temperatura deseada.

Figura 4. Componentes de un sistema de refrigeración.



Fuente: Autores del proyecto.

El sistema de refrigeración se divide en dos partes, según la presión ejercida por el refrigerante en ambas. La parte de baja presión se compone de la válvula de expansión, el evaporador y la línea de succión. La presión que ejerce el refrigerante en esta parte es la presión con la cual se vaporiza, y se denomina “presión del lado de baja”. La parte de alta presión se compone del compresor, la línea de descarga, el condensador, el tanque receptor y la línea de líquido. La presión que ejerce el refrigerante en esta parte es la presión con la cual se condensa, y se denomina “presión del lado de alta”.

Además de los componentes principales de un sistema de refrigeración, se encuentran unos elementos accesorios tales como:

- **Separador de aceite**, el cual separa la mezcla formada por el refrigerante y el lubricante, enviando este último al cárter del compresor.
- **Botella de aspiración**, que tiene como finalidad impedir el paso accidental de fluido líquido por el compresor.
- **Filtros**, que retienen las impurezas del fluido refrigerante y del aceite.
- **Visores de líquido**, los cuales indican el estado físico del fluido refrigerante, o controlan el nivel de líquido en un recipiente.
- **Válvulas de retención**, que se utilizan en instalaciones con evaporadores múltiples para evitar que, en una parada, los gases procedentes de los evaporadores más calientes pasen a los evaporadores más fríos.
- **Intercambiador de calor**, utilizado para subenfriar el líquido que llega al dispositivo de expansión, permitiendo la mejora del rendimiento del sistema de refrigeración.

- **Deshidratadores**, que mantienen la cantidad de agua que contiene el fluido por debajo de un valor máximo que depende de la propia naturaleza de ese fluido.

2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES

Como se ha mencionado anteriormente, el fluido refrigerante es el elemento que lleva a cabo la transferencia de calor en el sistema de refrigeración por compresión de vapor. De las propiedades del refrigerante empleado dependerá en gran parte el buen desempeño del equipo. Un refrigerante ideal debe presentar las siguientes características:

- Calor latente de vaporización elevado.
- Punto de ebullición a la presión atmosférica suficientemente bajo.
- Baja relación de compresión.
- Bajo volumen específico del vapor saturado.
- Temperatura crítica muy alta.
- No debe reaccionar químicamente con el lubricante empleado para el compresor.
- Composición química estable dentro de las condiciones de operación de la máquina.
- No debe reaccionar químicamente con las partes metálicas del equipo, ni sobre las juntas.

- No debe ser inflamable ni explosivo en contacto con el aire.
- No debe ser perjudicial para la salud.
- No debe reaccionar químicamente con los productos refrigerados.
- Debe ser inoloro o poseer un olor débil y no desagradable.
- Fugas fáciles de detectar.
- Ninguna afinidad con la composición del aire.
- Coste poco elevado.
- Fácil aprovisionamiento.
- Ninguna acción sobre la capa de ozono.

Es evidente que en la realidad ninguno de los refrigerantes utilizados presenta todas estas características juntas, pero cada uno se ha escogido por reunir el mayor número posible. Los fluidos de mayor uso en la refrigeración son los llamados fluorocarbonos, cuyas composiciones se mencionan a continuación:

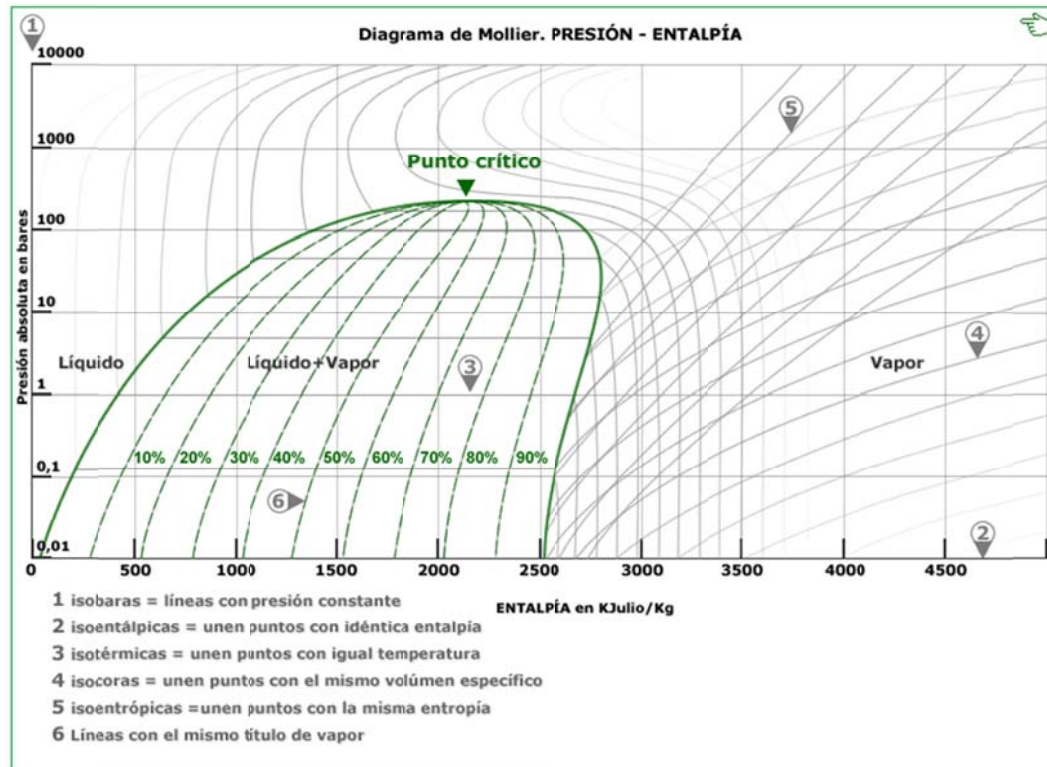
- **CFC:** clorofluorocarbono, completamente halógeno, no contiene hidrógeno en su molécula química y por lo tanto es muy estable. Debido a esta estabilidad permanece largo tiempo en la atmósfera, siendo uno de los causantes del efecto invernadero y del deterioro de la capa de ozono. Con esta composición se encuentran los refrigerantes R11, R12, R13 y R114 como sustancias puras, y el R502 como mezcla. Su fabricación está prohibida desde 1995.

- **HCFC:** hidroclorofluorocarbono, que contiene cloro pero no es del todo halógeno, además de poseer átomos de hidrógeno en su molécula. El hidrógeno le proporciona menor estabilidad, por lo que se descompone en la parte interior de la atmósfera antes de llegar a la estratósfera. Su impacto sobre la capa de ozono es menor al del CFC. En esta composición se encuentran los refrigerantes R22, R123, R124, R141b y R142b como sustancias puras. Su prohibición está prevista para el año 2015.
- **HFC:** hidrofluorocarbono, que no contiene cloro y posee átomos de hidrógeno en su molécula. Al no tener cloro, su impacto sobre la capa de ozono es nulo. Con esta composición se sitúan los refrigerantes R23, R32, R125, R134a, R143a como sustancias puras y el R404A como mezcla.

2.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN SIMPLE

El estudio del ciclo de compresión de vapor requiere conocimientos previos de la termodinámica, con la finalidad de entender cada uno de los procesos que lo componen y las relaciones existentes entre dichos procesos. Existen dos herramientas que permiten simplificar este estudio. Para abordar este estudio existen dos métodos complementarios. Uno de ellos lo constituyen las tablas de propiedades termodinámicas, las cuales permiten obtener datos numéricos de las diferentes condiciones de operación que se presentan en el refrigerante. El otro método lo constituyen los diagramas y gráficas, donde se encuentra dibujado el ciclo completo, permitiendo visualizar la trayectoria de los diferentes procesos que intervienen, y determinar los efectos que estos procesos tienen sobre el ciclo. Por simplicidad en el análisis del tema correspondiente, se utilizará el método gráfico. Los diagramas más usados en el análisis del ciclo de refrigeración, son el diagrama presión-entalpía (P-h) y el diagrama temperatura-entropía (T-s), de los cuales el primero es el de mayor utilidad.

Figura 5. Diagrama P-h del R22.



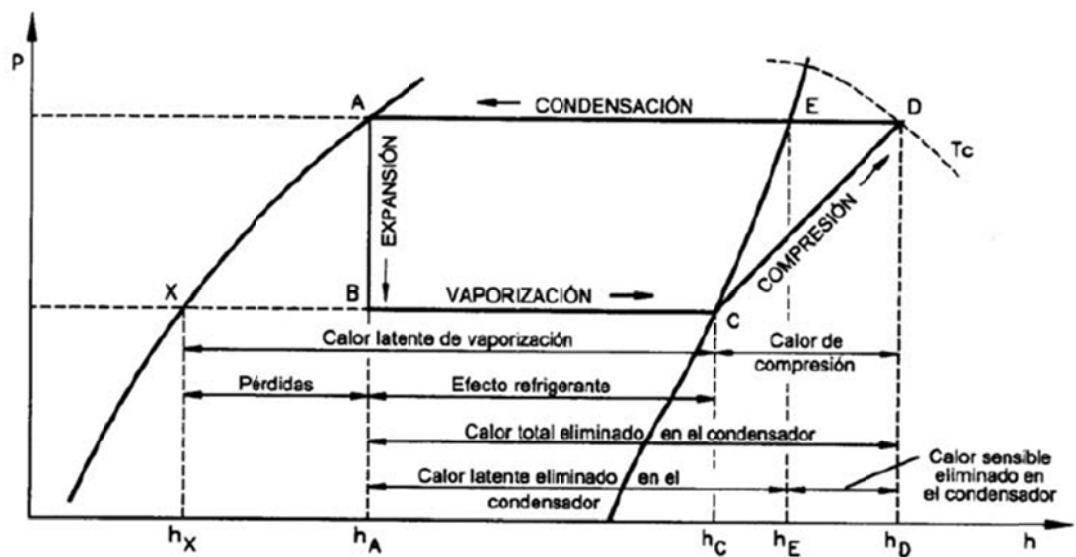
Fuente: www.caurium.com.

En la figura 5 se muestra el diagrama P-h del R22, el cual se divide en tres zonas, separadas entre sí por las curvas de líquido saturado (línea verde a la izquierda del punto crítico) y vapor saturado (línea verde a la derecha del punto crítico). La zona ubicada a la izquierda de la curva de líquido saturado se llama región subenfriada, donde el refrigerante se encuentra en estado líquido y su temperatura es inferior a la temperatura de saturación correspondiente a su presión. La zona ubicada a la derecha de la curva de vapor saturado se llama región sobrecalentada, donde el refrigerante se encuentra en forma de vapor y su temperatura es superior a la temperatura de saturación correspondiente a su presión. La zona central, ubicada entre ambas curvas, presenta al refrigerante como una mezcla de líquido y vapor al correspondiente punto de saturación. La distancia entre las dos curvas, siguiendo una línea de presión constante, es la diferencia entre las entalpías del vapor saturado y el líquido saturado a la presión

correspondiente, y se conoce como calor latente de vaporización. En el diagrama se puede observar que mientras la vaporización ocurre de izquierda a derecha, la condensación ocurre de derecha a izquierda.

Un ciclo saturado simple (figura 6) está constituido por estos cuatro procesos: **expansión, evaporación, compresión y condensación.**

Figura 6. Diagrama P-h del ciclo saturado simple.



Fuente: DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración.

2.3.1 Expansión. En el ciclo de compresión simple se asume que no ocurre alteración en las propiedades del líquido refrigerante al fluir por la línea de líquido, y tampoco al fluir del condensador a la válvula de expansión. Al llegar a la válvula de expansión, el estado termodinámico del líquido refrigerante es el correspondiente al punto A. El proceso transcurrido entre los estados inicial y final, A y B respectivamente, indica que al fluir el líquido refrigerante a través de la válvula de expansión, su presión se reduce desde el valor correspondiente a la condensación, hasta el valor correspondiente a la vaporización. Como resultado de la caída de presión, una porción del líquido se evapora, causando que la

temperatura descienda desde el valor correspondiente a la condensación, hasta el valor correspondiente a la vaporización. El proceso A-B corresponde a una expansión adiabática (entropía constante), causada por el estrangulamiento del líquido refrigerante al pasar a través de un orificio. En este proceso la entalpía del refrigerante también permanece constante. El punto B se localiza en la gráfica siguiendo la línea isoentálpica del punto A al punto en que ésta se intersecta con la línea isobárica correspondiente a la presión de vaporización.

2.3.2 Vaporización. Al llegar líquido refrigerante al evaporador, este se vaporiza al absorber el calor del sistema a refrigerar. Como la vaporización ocurre a temperatura y presión constantes, se puede considerar un proceso isotérmico e isobárico. El punto C se localiza en la gráfica siguiendo las isobárica e isotérmica del punto B al punto en que intersectan con la curva de vapor saturado. En el punto C el refrigerante está completamente vaporizado y su temperatura y presión corresponden al punto de saturación. El calor absorbido por unidad de masa de refrigerante en el evaporador es igual a la diferencia de entalpía entre los estados inicial y final, es decir:

$$q_L = h_C - h_B$$

Como la entalpía se conserva durante la expansión, entonces tenemos:

$$q_L = h_C - h_A$$

La distancia entre el punto X y el punto C representa el calor latente de vaporización a la presión de saturación. Si la diferencia de entalpías entre B y C es el efecto refrigerante útil, entonces la distancia entre X y B es la pérdida del efecto refrigerante.

2.3.3 Compresión. En el ciclo de compresión simple, también se asume que el refrigerante no sufre alteración en sus propiedades al fluir a través de la línea de succión, del evaporador a la entrada del compresor. Dentro del compresor la presión aumenta desde el valor correspondiente a la vaporización, hasta el valor correspondiente a la condensación. Para el ciclo de compresión simple, este proceso se asume isentrópico. El punto D se localiza siguiendo la línea isentrópica, del punto C al punto en que ésta se intersecta con la isobárica correspondiente a la presión de condensación. En el punto D, el refrigerante se encuentra en estado de vapor sobrecalentado a la presión de condensación. El trabajo mecánico por unidad de masa de refrigerante que debe realizar el compresor es igual a la diferencia de entalpía entre los estados inicial y final, es decir:

$$w = h_D - h_C$$

2.3.4 Condensación. Generalmente, tanto el proceso D-E como E-A ocurren dentro del condensador, al expulsar calor del refrigerante al medio condensante. En el proceso D-E ocurre el enfriamiento del vapor de la temperatura de descarga a la temperatura de condensación. Como el proceso D-E ocurre a presión constante, el punto E se localiza siguiendo la línea isobárica desde el punto D al punto en que ésta se intersecta con la línea de vapor saturado. En el punto E el refrigerante es un vapor saturado a la temperatura y presión de condensación. En el proceso E-A ocurre la condensación del vapor, quedando al final solo líquido saturado a la temperatura y presión de condensación. El calor por unidad de masa de refrigerante expulsado a través del condensador es igual a la diferencia de entalpía entre los estados inicial y final, es decir:

$$q_H = h_D - h_A$$

Este calor expulsado incluye al calor absorbido durante la vaporización y a la carga térmica equivalente al trabajo mecánico del compresor, es decir:

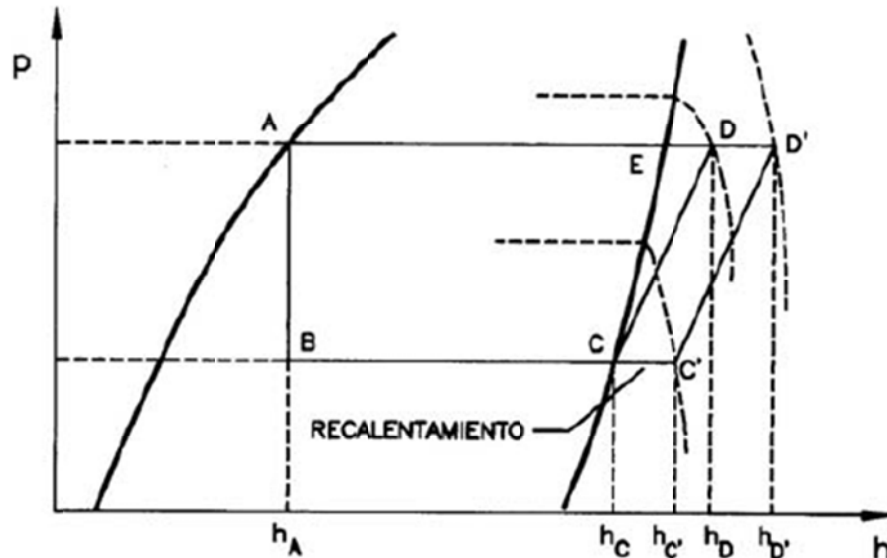
$$q_H = q_L + w$$

2.4 CICLO DE REFRIGERACIÓN REAL

Los ciclos reales de refrigeración se desvían del ciclo saturado simple en razón a las suposiciones que se hicieron en la sección 2.3. En la realidad se deben tener en cuenta los efectos causados por la caída de presión en las diferentes líneas debido al flujo de refrigerante, los efectos del subenfriamiento del líquido y del sobrecalentamiento del vapor de succión, y los efectos del cambio de entropía en el compresor.

2.4.1 Efecto del sobrecalentamiento en la succión. En el ciclo saturado simple, se asume que el vapor de succión llega a la entrada del compresor como vapor saturado a la temperatura y presión de vaporización. En la realidad, después que el líquido refrigerante se ha vaporizado por completo, el vapor saturado continuará absorbiendo calor, por lo que se sobrecalentará antes de llegar a la entrada del compresor. En el diagrama P-h de la figura 4, se compara el ciclo de refrigeración simple con un ciclo donde el vapor de succión se sobrecalienta. Los puntos A, B, C, D y E corresponden al ciclo saturado simple, mientras que los puntos A, B, C', D' y E corresponden al ciclo sobrecalentado.

Figura 7. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado (con recalentamiento).



Fuente: DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración.

Si se desprecia la caída de presión debida al flujo de vapor en la línea de succión, puede suponerse que el sobrecalentamiento ocurre a presión constante. Esto quiere decir que a la entrada del compresor, la presión corresponde a la presión de vaporización en el evaporador. El punto C' puede localizarse en la gráfica siguiendo la línea isobárica, del punto C al punto en que ésta se intersecta con la línea isotérmica a la temperatura que alcanza el vapor a la entrada del compresor. El punto D' se localiza siguiendo la línea isoentrópica, del punto C' al punto en que ésta se intersecta con la línea isobárica correspondiente a la presión de condensación. Al comparar los dos ciclos se pueden hacer las siguientes observaciones:

- 1) El trabajo del compresor para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que el correspondiente al ciclo saturado simple.

2) Para las mismas temperaturas y presión de condensación, la temperatura del vapor en la descarga del compresor, es considerablemente mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado simple.

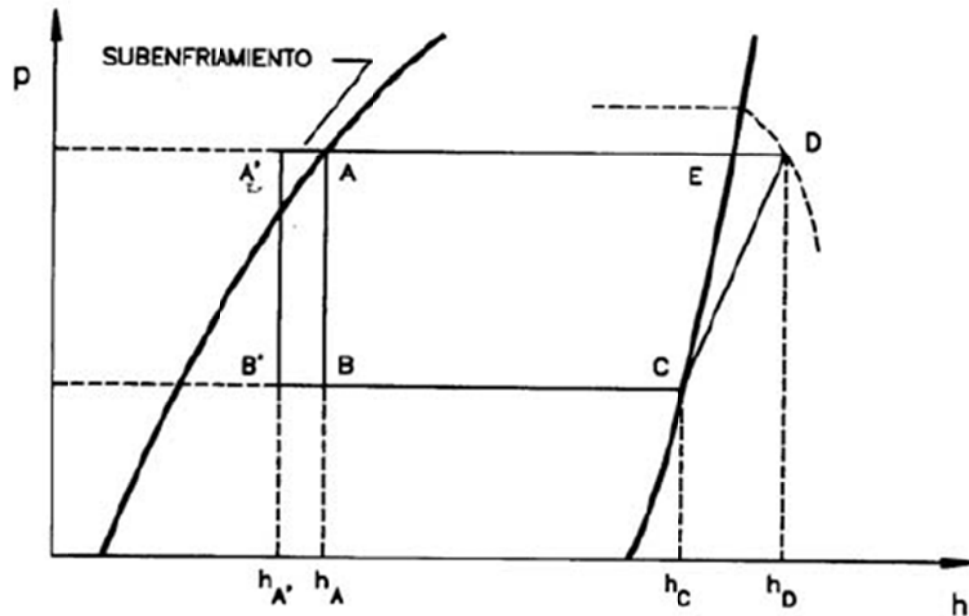
3) Para el ciclo sobrecalentado, debe disiparse una mayor cantidad de calor en el condensador. Esta cantidad adicional es el calor absorbido durante el sobrecalentamiento.

El calor adicional que debe disiparse en el condensador para un ciclo sobrecalentado, corresponde solo a calor sensible. La cantidad de calor latente es igual para ambos ciclos. Por esta razón, en el ciclo sobrecalentado se tendrá que entregar una mayor cantidad de calor sensible al medio condensante, lo que implica usar parte de la superficie de transferencia de calor para enfriar el vapor de descarga hasta alcanzar su temperatura de saturación.

Si la presión del vapor de succión permanece constante durante el sobrecalentamiento en el evaporador, el volumen del vapor aumenta con la temperatura. Por esta razón, para un mismo flujo másico de refrigerante, el compresor debe comprimir un mayor volumen de vapor en el ciclo sobrecalentado que en el ciclo saturado.

2.4.2 Efecto del subenfriamiento del líquido. En la figura 5 se compara un ciclo saturado simple con otro ciclo donde el líquido se subenfrió antes de llegar a la válvula de expansión. Los puntos A, B, C, D y E, corresponden al ciclo saturado simple, mientras que los puntos A', B', C, D y E corresponden al ciclo subenfriado.

Figura 8. Diagrama P-h, comparando el ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado.



Fuente: DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración.

Cuando el líquido refrigerante se subenfía antes de llegar a la válvula de expansión, el efecto refrigerante aumenta. Por esta razón, el flujo másico del refrigerante que circula, es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado. Se puede observar también que el estado termodinámico del vapor refrigerante que llega a la entrada del compresor, es igual para ambos ciclos, por lo que su volumen específico también será el mismo, y debido a que el flujo másico es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado, el volumen de vapor que debe manejar el compresor será también menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

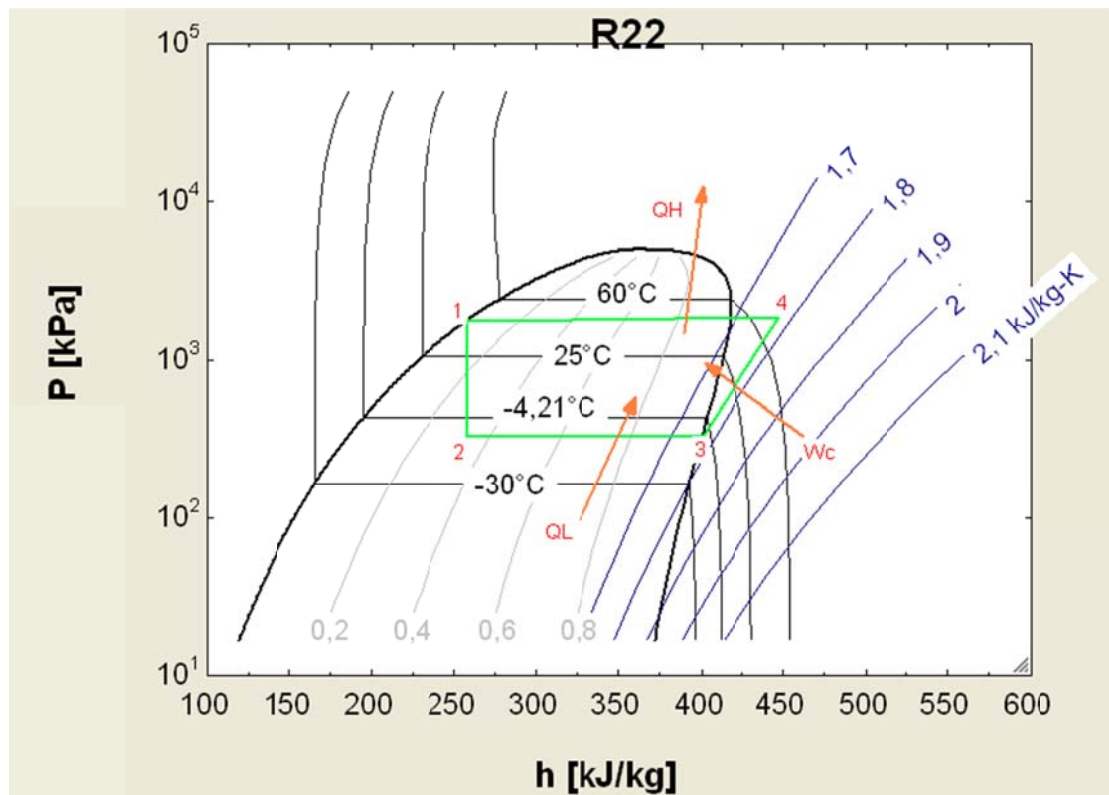
Se puede observar también que la carga térmica equivalente al trabajo mecánico del compresor, es igual para ambos ciclos. Por esta razón, el efecto refrigerante que se obtiene del subenfriamiento, se obtiene sin aumentar la energía de entrada

al compresor, lo cual permitirá aumentar el coeficiente de operación del ciclo y disminuir la relación potencia/masa.

2.5 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Los parámetros de un sistema de refrigeración se dividen en absolutos y relativos. Los parámetros absolutos incluyen la capacidad frigorífica, la potencia consumida y el volumen. Los parámetros relativos incluyen el coeficiente de operación, la potencia por tonelada y el volumen por tonelada. Para evaluar el desempeño de un sistema de refrigeración generalmente se revisa la capacidad frigorífica, la potencia consumida y el coeficiente de operación.

Figura 9. Parámetros de operación de un sistema de refrigeración



Fuente: Autores del proyecto.

2.5.1 Capacidad frigorífica (CAP). La capacidad frigorífica se define como la velocidad a la cual el calor es extraído del sistema refrigerado. Esta capacidad depende de dos factores:

- 1) Flujo másico de refrigerante.
- 2) Efecto refrigerante, definido anteriormente como el cambio de entalpía del refrigerante en el evaporador.

La capacidad queda entonces definida por la siguiente ecuación:

$$CAP = \dot{m}_r * ER$$

$ER = (h_3 - h_2)$: Efecto refrigerante (BTU/lb), (J/Kg), (Kcal/Kg).

$\dot{m}_r$: Flujo másico de refrigerante (masa/tiempo).

2.5.2 Potencia consumida (Wc). Este parámetro permite medir el consumo energético del sistema de refrigeración. Debido a la alta velocidad de los compresores actuales, la compresión se realiza rápidamente y el vapor permanece un tiempo muy corto dentro del cilindro. Debido a esto, la transferencia de calor es despreciable, lo cual lleva a considerar el proceso como una compresión adiabática.

Como se ha explicado anteriormente, en la compresión adiabática la temperatura y la presión del vapor aumentan, y por consiguiente también aumenta su entalpía. El trabajo realizado por el compresor es directamente proporcional al incremento en la entalpía del vapor.

La potencia consumida por el compresor queda definida como:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_4 - h_3)$$

2.5.3 Coeficiente de operación (COP). Como se explicó en el capítulo 1, el coeficiente de operación es la medida de la eficiencia de una máquina frigorífica y se define como la relación entre el calor absorbido del sistema refrigerado sobre la carga térmica equivalente al trabajo efectuado por el compresor. Un refrigerante eficiente debe remover la mayor cantidad de calor del sistema refrigerado, utilizando la menor cantidad de trabajo.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} = \frac{ER}{w_c}$$

$$COP = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3}$$

Para una máquina frigorífica reversible, el ciclo de refrigeración corresponde al ciclo inverso de Carnot. El coeficiente de operación en este caso es:

$$COP_{carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Para una máquina frigorífica que debe mantener un sistema refrigerado a una temperatura T_L , teniendo un medio condensante a temperatura T_H , el coeficiente de operación de Carnot es el valor máximo que puede alcanzar a esas condiciones de operación. En la práctica el coeficiente de operación no puede alcanzar este valor, debido a las irreversibilidades presentes en cualquier proceso termodinámico. Un coeficiente de operación aceptable debe ubicarse entre 5 y 6. Un refrigerante imposible tendría un coeficiente de operación infinito.

3. GENERALIDADES DE LA FABRICACION DE HIELO

3.1 AGUA EMPLEADA PARA FABRICAR HIELO

El hielo alimenticio debe fabricarse a partir de agua potable, por lo que debe ofrecer toda una serie de características propias: inodoro, incoloro, insípido y ausente de impurezas. El hielo natural no se considera apto como hielo alimenticio ya que puede contener impurezas y gérmenes procedentes de las aguas originales, creando un riesgo para el consumidor al utilizarse en bebidas o en alimentos. La incorporación de colorantes o cualquier otra sustancia en el agua, está especialmente prohibida. Sin embargo, para conservar el pescado se permite utilizar hielo elaborado con agua de mar. Este tipo de hielo y otros que contengan soluciones u otros productos no deben confundirse con el hielo alimenticio.

La fabricación del hielo debe realizarse en locales adecuados y con aparatos y maquinaria que estén en perfecto estado de limpieza. Estos locales deben estar separados de las viviendas o locales donde se consume y/o preparen comidas, debe evitarse la entrada de animales y disponer de ventilación, higiene y limpieza adecuadas. El suelo, igual que las paredes, debe ser impermeable y con desagües para facilitar la limpieza. Los moldes utilizados para la congelación deberán estar fabricados con productos autorizados y que sean aptos para estar en contacto con alimentos. Las superficies que se utilizan para recoger el hielo deben permanecer limpias, al igual que la ropa de trabajo y se debe evitar colocar el hielo en el suelo.

Las impurezas contenidas en el agua confieren al hielo ciertas propiedades que muchas veces son perjudiciales, pues dificultan su fabricación y venta. Algunas impurezas que suelen encontrarse comúnmente en las aguas son:

- **Carbonatos de cal y de magnesio (CO_3Ca , CO_3Mg)**, que produce la dureza temporal y que hacen muy frágil al hielo.
- **Los sulfatos de cal y de magnesio (SO_4Ca , SO_4Mg)**, que producen la dureza permanente, pero son menos molestos que los anteriores.
- **El óxido férrico (Fe_2O_3)**, hasta en proporciones mínimas (0.2 %), da una coloración rojiza al hielo, especialmente en la parte central de la barra (hielo en bloques).
- **Los cloruros de sodio y calcio (ClNa , Cl_2Ca) y algunas sales de potasio**, causan por lo general alteraciones con respecto al tiempo de congelación y dan sabor desagradable al hielo.

Antes de instalar una fábrica de hielo, debe realizarse un análisis del agua que ha de emplearse en la fabricación. Este análisis lo debe realizar un técnico especializado, que aconsejará el tratamiento mas adecuado para cada caso. La tabla 1 muestra las condiciones que se deben cumplir para garantizar la potabilidad del agua.

Tabla 1. Condiciones para la potabilidad del agua.

CONTENIDO	VALOR PARA AGUA POTABLE
PH	De 7 a 10
Alcalinidad	Menos de 5 p.p.m.
Sólidos	Menos de 500 p.p.m.
Dureza	Menos de 150 p.p.m.
Cloruros	Menos de 600 p.p.m.
Sulfatos	Menos de 80 p.p.m.
Nitrógeno amoniacal	Menos de 0,2 p.p.m.
Nitrógeno como Nitrito	No debe tener
Nitrógeno como Nitrato	Menos de 4 p.p.m.

Fuente: Química Analítica Cuantitativa. Ediciones UIS.

3.2 CLASES DE HIELO

Según su obtención, se distinguen dos clases de hielo:

- **Hielo natural**, obtenido por la congelación de ríos, pozos y lagos.
- **Hielo artificial**, obtenido por la congelación del agua, utilizando para ello máquinas especiales.

Según su aspecto y por el agua empleada para su fabricación, se distinguen las siguientes clases de hielo:

- **Hielo ópaco**, obtenido por la congelación de agua potable que contiene aire en disolución y otras sustancias solubles o insolubles que no se mezclan, las cuales producen la reflexión total de los rayos de luz, dándole a este hielo un aspecto blanco o lechoso. Su opacidad es directamente proporcional a la velocidad de congelación.
- **Hielo transparente**, obtenido también con agua potable, se fabrica generalmente en bloques, la congelación es más lenta, y en estas condiciones el bloque de hielo que sale del molde solo presenta un núcleo central ópaco, en el que se hallan concentradas las sustancias solubles e insolubles. Este núcleo se forma por el torbellino de agua durante su congelación.

Según su forma, se distinguen las siguientes clases de hielo:

- ❖ **Hielo troceado o en cubitos**, utilizado principalmente en bares, fondas, restaurantes, etc. El hielo troceado a su vez puede ser macizo, hueco o plano. Dentro de este grupo se ubica el hielo tubular.

- ❖ **Hielo granulado**, utilizado principalmente en bares, hoteles, restaurantes, cafeterías, hospitales, industrias agroalimentarias e industrias químicas.
- ❖ **Hielo en escamas**, utilizado principalmente en la industria pesquera, las industrias agroalimentarias y la industria química.
- ❖ **Hielo en bloques**.

Según su naturaleza química, el hielo puede ser:

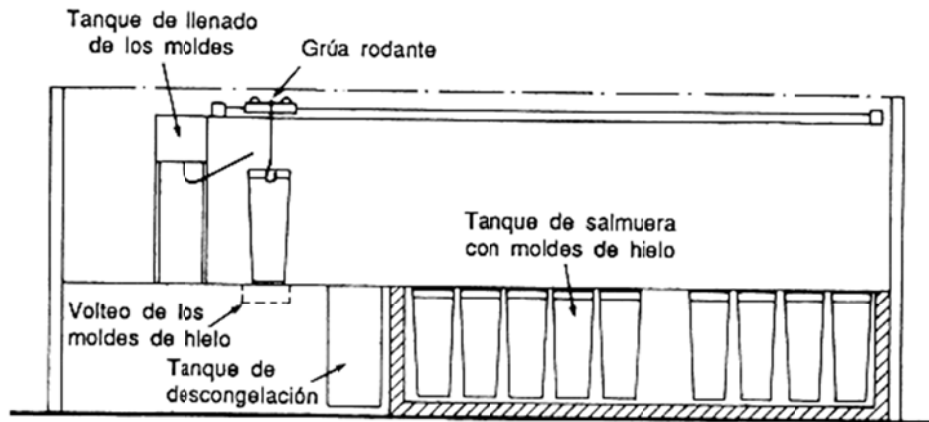
- **Hielo hídrico**, formado por la congelación del agua. La fusión de 1 Kg de hielo a 0°C absorbe 335 KJ.
- **Hielo carbónico (hielo seco)**, resultado de la solidificación del anhídrido carbónico licuado, enfriado y expansionado. Para una mejor compresión, se obtiene un producto con densidad relativa 1.4 que se transforma en gas carbónico por sublimación. Se utiliza para el enfriamiento temporal de cámaras frigoríficas y la conservación de cremas heladas, con el fin de proteger la mercancía en caso de avería del sistema frigorífico, mientras se espera la nueva puesta en marcha. Se usa también en la refrigeración de vehículos de transporte frigorífico. Su temperatura de sublimación es de -79.8 °C. A un mismo volumen absorbe dos veces mayor calor que el hielo hídrico.

3.3 TIPOS DE MAQUINAS PARA FABRICAR HIELO

Las máquinas utilizadas en la fabricación de hielo se clasifican generalmente según la forma del hielo que se obtenga. En esta sección solo se mencionarán las máquinas usadas a nivel industrial:

3.3.1 Hielo en bloques. La máquina de hielo en bloques tradicional fabrica el hielo en moldes que se sumergen en un tanque que contiene una solución anticongelante (salmuera de cloruro sódico o cálcico en circulación) en contacto con el evaporador del sistema de refrigeración. Las dimensiones de los moldes y la temperatura de la salmuera se seleccionan habitualmente de manera que el período de congelación dure entre 8 y 24 horas. La congelación demasiado rápida produce hielo quebradizo. El peso del bloque puede oscilar entre 12 y 25 kg, con arreglo a las necesidades; se considera que un bloque de 25 kg es el mayor que un hombre puede manipular adecuadamente. Cuanto más grueso sea el bloque de hielo, tanto más largo será el tiempo de congelación. Los bloques de menos de 150 mm de espesor se rompen con facilidad, y es preferible un espesor de 150 a 170 mm para evitar que se quiebren. El tamaño que ha de tener el tanque guarda relación con la producción diaria. Una grúa rodante levanta una fila de moldes y los transporta a un tanque de descongelación situado en un extremo del tanque de congelación, donde los sumerge en agua para que el hielo se desprenda. Los moldes se voltean para que salgan los bloques, se llenan nuevamente de agua dulce y se vuelven a colocar en el tanque de salmuera para un nuevo ciclo. El hielo en bloques aún se utiliza y puede ofrecer ventajas con respecto a otras formas de hielo en los países tropicales. El almacenamiento, manipulación y transporte se simplifican si el hielo está en forma de grandes bloques; y la simplificación suele ser imperativa en las pesquerías en pequeña escala y en los sitios relativamente remotos. Con ayuda de un buen triturador de hielo, los bloques pueden reducirse a partículas del tamaño que se desee, pero la uniformidad de tamaño será menor que la que se logra con otros tipos de hielo. En algunas circunstancias, los bloques pueden fragmentarse también machacándolos a mano.

Figura 10. Máquina para fabricación de hielo en bloques



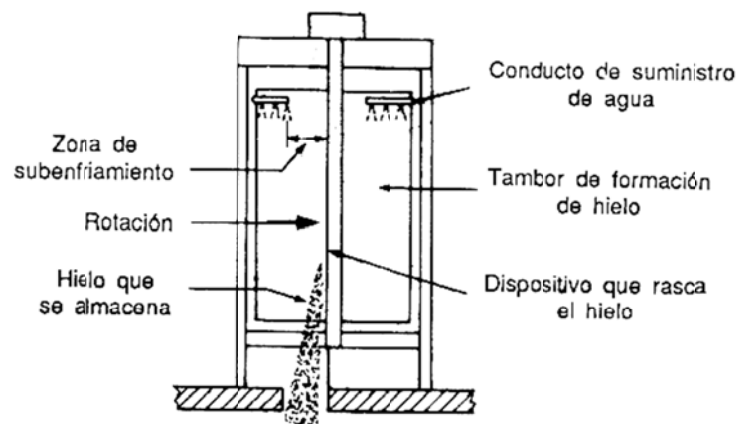
Fuente: Graham-Johnston-Nicholson. El hielo en las pesquerías.

3.3.2 Hielo en bloques de fabricación rápida. La planta de fabricación rápida de hielo produce bloques en pocas horas, lo que significa que las necesidades de espacio se reducen considerablemente en comparación con las instalaciones tradicionales que fabrican este tipo de hielo. El tamaño de los bloques es variable, pero las medidas típicas son de 25, 50 y 150 kg. En un modelo de máquina, la congelación relativamente rápida se obtiene formando bloques en un tanque de agua, en torno a tubos por los que circula el refrigerante. El espesor efectivo del hielo es mucho menor que el que se obtiene con las máquinas tradicionales. Los tubos están dispuestos de manera que a medida que el hielo se forma se fusiona con el de tubos adyacentes creando un bloque con varios núcleos huecos. Estos bloques se desprenden de los tubos mediante un procedimiento de desescarchado y pueden extraerse automáticamente de la superficie del tanque. Sin embargo, se requiere cierto esfuerzo manual para almacenarlos o para introducirlos en un triturador, si lo que se necesita es hielo machacado. En otro modelo de máquina de hacer hielo rápido, el refrigerante circula por una camisa que rodea cada molde de agua y también por tuberías que pasan por el centro de los mismos. El hielo se forma entonces simultáneamente en el exterior y en el

centro de los moldes. En este caso se extrae por gravedad después de un desescarchado con gas caliente.

3.3.3 Hielo en escamas. Este tipo de máquina forma hielo de 2 a 3 mm de espesor en la superficie de un cilindro enfriado, y ese hielo se extrae en forma de escamas secas subenfriadas, habitualmente de 100 a 1 000 mm² de superficie. En algunos modelos, el cilindro o tambor gira y la cuchilla que rasca el hielo de la superficie externa permanece fija. En otros, la cuchilla gira y saca hielo de la superficie de un tambor fijo, que en este caso tiene la forma de un cilindro de dos paredes. Lo común es que el tambor gire en un plano vertical, pero en algunos modelos la rotación es horizontal. Una clara ventaja del método del tambor giratorio es que tanto las superficies en que se forma el hielo como el mecanismo de extracción están a la vista y el operador puede observar si el equipo está funcionando satisfactoriamente. La máquina con el tambor fijo tiene la ventaja de que no requiere un obturador rotatorio en los conductos de entrada y salida del refrigerante. Sin embargo, las máquinas modernas cuentan con obturadores de un alto grado de fiabilidad. . El hielo que se saca está subenfriado; el grado de subenfriamiento depende de varios factores, principalmente de la temperatura del refrigerante y del tiempo que el hielo permanece expuesto a esa temperatura. La zona de subenfriamiento del tambor está situada inmediatamente delante de la cuchilla, donde no se añade agua durante una parte de la rotación del tambor y el hielo baja de temperatura. . Esto asegura que sólo caiga hielo seco subenfriado en el espacio de almacenamiento situado inmediatamente debajo de la cuchilla. La necesidad adicional de energía ocasionada por el funcionamiento a una menor temperatura queda parcialmente compensada por el hecho de que este método no requiere un desescarchador. De esta manera se elimina la carga de refrigeración adicional en que se incurre con el método de desprender el hielo del tambor.

Figura 11. Máquina para fabricación de hielo en escamas.

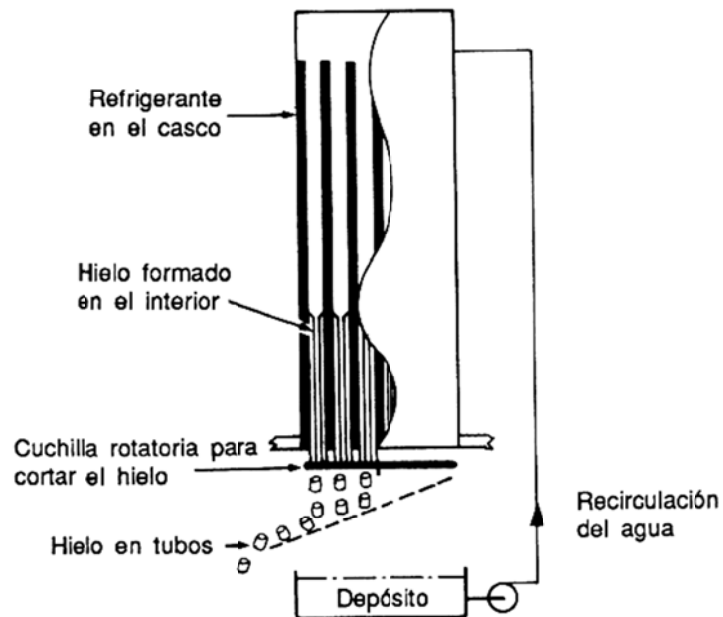


Fuente: Graham-Johnston-Nicholson. El hielo en las pesquerías.

3.3.4 Hielo tubular. La disposición de una planta de hielo tubular es semejante a la de un intercambiador de calor acorazado y tubular, con agua dentro de los tubos y el refrigerante afuera, en el espacio circundante. La máquina funciona automáticamente según un ciclo de tiempo y los tubos de hielo se desprenden mediante un proceso de desescarchado con gas caliente. A medida que el hielo sale del tubo, una cuchilla lo corta en trozos de la longitud adecuada, la cual es ajustable. El ciclo de congelamiento va de 13 a 26 min y el tubo normalmente es 20 a 50 mm en el diámetro. La temperatura a la salida del evaporador tiene un valor inicial de -4°C y un valor final entre los -7 y -20°C . Para mantener las temperaturas de cosecha apropiadas, la presión de gas de descarga típica es 1,1 MPa. Este tipo de máquina de hielo opera con R-717, R-404A, R-507, y R-22. R-12 puede encontrarse en algunas unidades más viejas. La capacidad de la unidad aumenta con las disminuciones de presión de succión terminales. Una unidad típica con 21°C de agua de composición y R-717 como refrigerante produce 39 Mg de hielo por 24 h con una presión de succión terminal de 275 kPa y requiere 262 KW de refrigeración. Esto es igual a 580 KJ por kilogramo de hielo. La misma unidad produce 60 Mg de hielo por 24 h con una presión de succión terminal de 210 KPa y requiere 475 KW de refrigeración. Esto es igual a 684 KJ por kilogramo

de hielo. Las máquinas de hielo tubulares son ventajosas porque producen el hielo a una presión de succión superior a la de otros tipos de fabricantes de hielo. La temperatura del agua de suministro lleva puesto un gran efecto sobre la capacidad de cualquier tipo de máquina de hielo tubular. Si en el agua del suministro la temperatura está reducida de 21 a 4°C, la producción de hielo de la unidad, aumenta aproximadamente a 18%.

Figura 12. Máquina para fabricación de hielo tubular

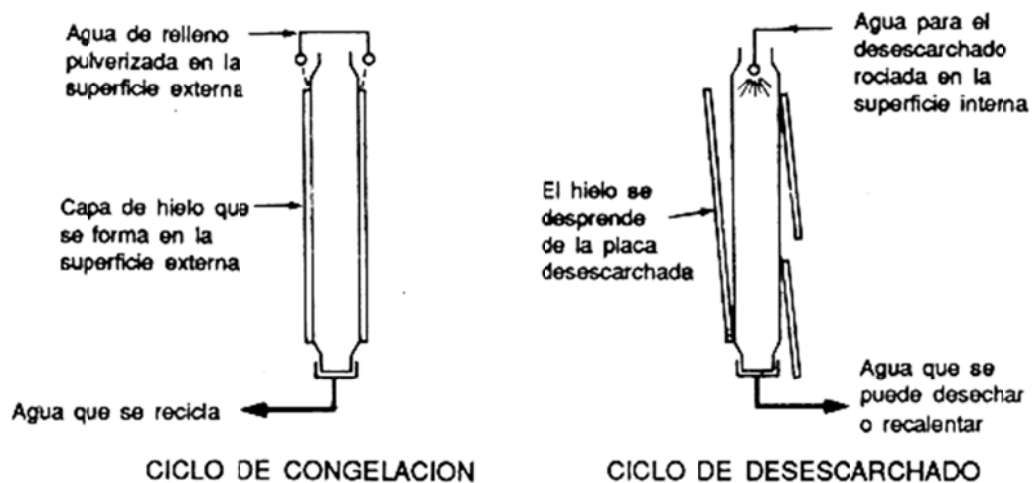


Fuente: Graham-Johnston-Nicholson. El hielo en las pesquerías.

3.3.5 Hielo en placas. El hielo en placas se forma en una de las caras de una placa vertical refrigerada y se desprende haciendo circular agua por la otra cara para desescarcharlo. Otros sistemas forman hielo en ambas superficies y utilizan un procedimiento de desescarchado interno. Una máquina de hacer hielo comprende múltiples placas, que con frecuencia son unidades autónomas situadas encima de la maquinaria de refrigeración. El espesor óptimo del hielo suele ser de 10 a 12 mm y el tamaño de las partículas es variable. Un triturador de

hielo rompe las placas en trozos del tamaño adecuado para su almacenamiento y uso. El agua para el desescarchado debe calentarse si su temperatura es inferior a 25°C aproximadamente; por debajo de este valor el período de desescarchado es demasiado largo y provoca una pérdida de capacidad y un aumento del costo. Esta máquina, al igual que la de hielo en tubos, funciona según un ciclo de tiempo automatizado; el hielo es transportado a la zona de almacenamiento, o bien, cuando es posible colocar la máquina directamente sobre el espacio de almacenamiento, la recogida se efectúa por gravedad.

Figura 13. Máquina para fabricación de hielo en placas.

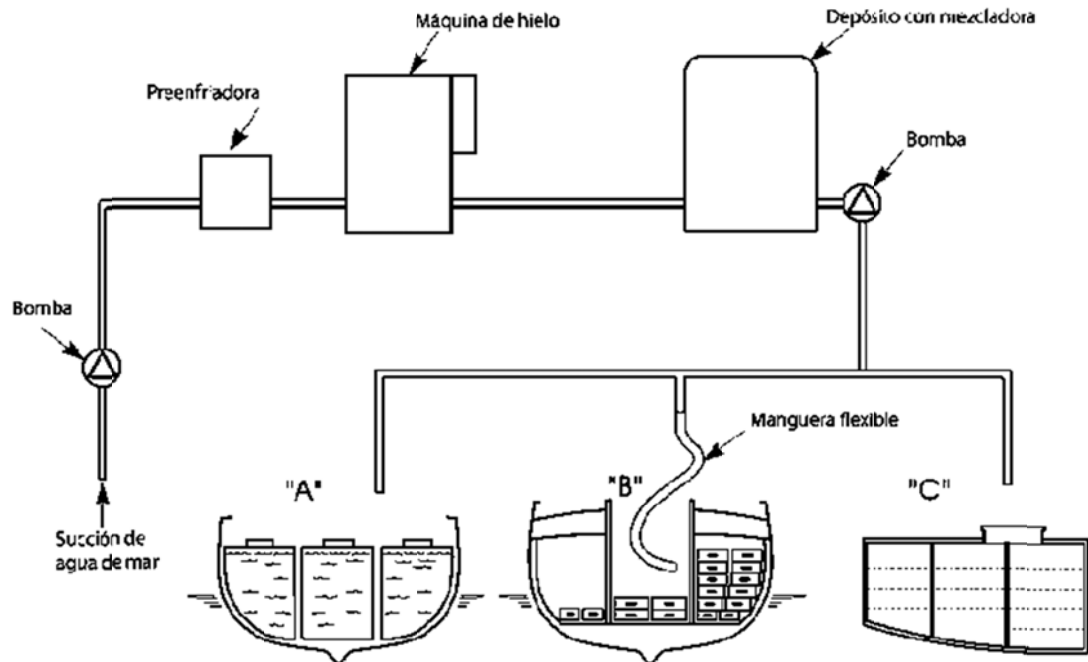


Fuente: Graham-Johnston-Nicholson. El hielo en las pesquerías.

3.3.6 Hielo fundente. La unidad de enfriamiento que fabrica "hielo fundente" se denomina permutador térmico de superficie rascada. Consiste en tubos concéntricos entre los cuales fluye el refrigerante; el agua se halla en el tubo interno, cuya superficie interna se rasca utilizando, por ejemplo, un tornillo rotatorio. Los pequeños cristales de hielo que se forman en la superficie del tubo se raspan y se mezclan con agua no congelada. Esto produce una pasta de hielo y agua, que puede contener hasta un 30 por ciento de agua, en términos de peso.

Esta mezcla puede bombearse, o bien, previa eliminación de la mayor parte del agua en un separador mecánico, utilizarse como una forma de hielo "seco".

Figura 14. Fabricación de hielo fundente.



Fuente: Graham-Johnston-Nicholson. El hielo en las pesquerías.

3.4 APLICACIONES DEL HIELO

3.4.1 Enfriamiento del aire. Aunque este procedimiento ha ido abandonándose cada vez más, merece ser señalado. El hielo producido en bloques de 12.5, 25 y 40 Kg se almacenaba en departamentos atravesados por el aire que se enfriaba para ser enviado seguidamente a los productos que debían tratarse. Este procedimiento se ha empleado en cámaras frigoríficas y en vagones de transporte frigorífico para mantener temperaturas entre +3 y +8 °C beneficiándose de una humedad relativa del aire importante. El sistema tenía, sin embargo, el inconveniente de necesitar unos depósitos de hielo voluminosos para obtener una autonomía tal que la operación de aprovisionamiento no representase una

desventaja en la gestión de cámaras frigoríficas (los depósitos de hielo ocupan más de un 15 % del volumen de un vagón frigorífico).

3.4.2 Industria pesquera. El hielo es una alternativa económica en el almacenamiento y/o transporte de productos pesqueros. Para la conservación del pescado se utiliza principalmente el hielo en escamas o en forma granulada. Algunos barcos pesqueros cuentan a bordo con plantas de fabricación de hielo, debido a que en la localidad donde operan no sería rentable instalar una planta en tierra.

3.4.3 Restaurantes tradicionales y colectivos. El hielo se utiliza en las cocinas para el enfriamiento de productos en el interior de cámaras frigoríficas (hielo granulado), y en los cafés y hoteles para la refrigeración de bebidas (hielo troceado). Generalmente estos lugares cuentan con sus propias máquinas para fabricar el hielo, las cuales tienen una producción inferior a los 100 kilos por día.

3.4.4 Aplicaciones diversas. Panadería, charcutería y lecherías. Transporte de productos perecederos, plantas o flores. Fabricación de hormigón, donde la fusión del hielo absorbe el calor que despiden al endurecerse. Industrias textiles: el hielo se utiliza para regular la temperatura de los baños. En hospitales, servicios de cirugía y traumatología. Lugares de recreo: enfriamiento de neveras (hielo troceado).

4. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR

4.1 OBJETIVOS DEL DISEÑO

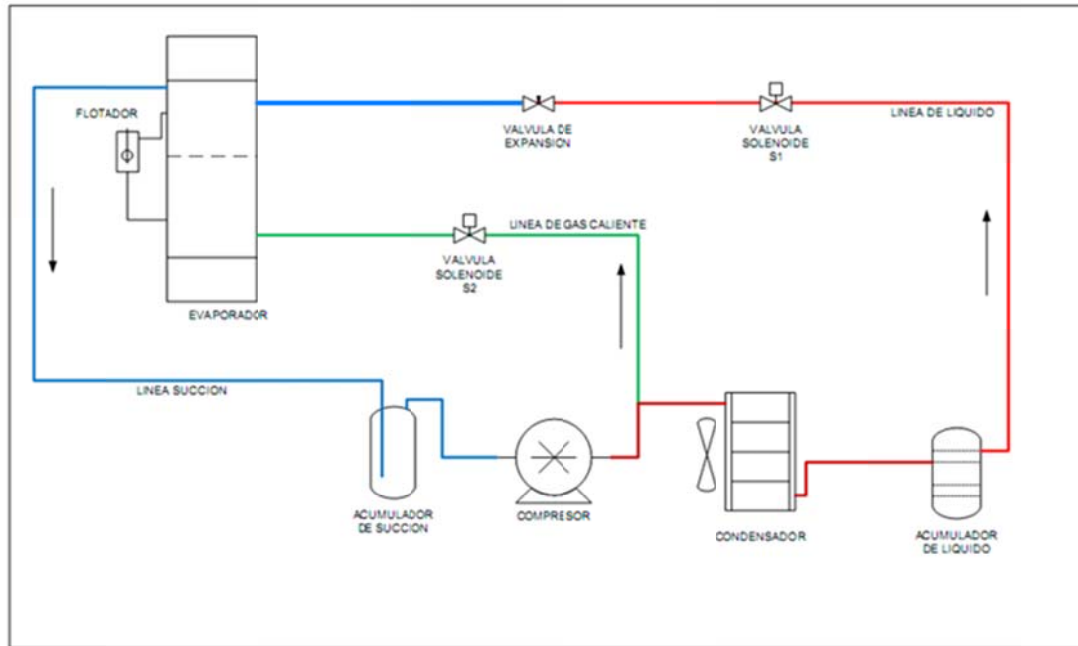
Diseñar y construir el prototipo de una máquina productora de hielo tubular, con una capacidad de 1 Kg/ciclo. Cada trozo de hielo tendrá un diámetro externo de aproximadamente 25 mm, un diámetro interno de 6,35mm y una longitud de 20 mm.

4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

La máquina productora de hielo tubular está conformada por un sistema de refrigeración, un sistema de circulación de agua, un sistema de corte del hielo, un sistema de medición y un sistema de control.

El sistema de refrigeración (figura 15) es el que permite la formación del hielo tubular. Está conformado por el evaporador, el acumulador de succión, la línea de succión, el compresor, la línea de descarga, el condensador, el acumulador de líquido (tanque receptor), la línea de líquido, las válvulas de solenoide, la válvula de expansión (en realidad una válvula de aguja) y el filtro.

Figura 15. Sistema de refrigeración.



Fuente: Autores del proyecto.

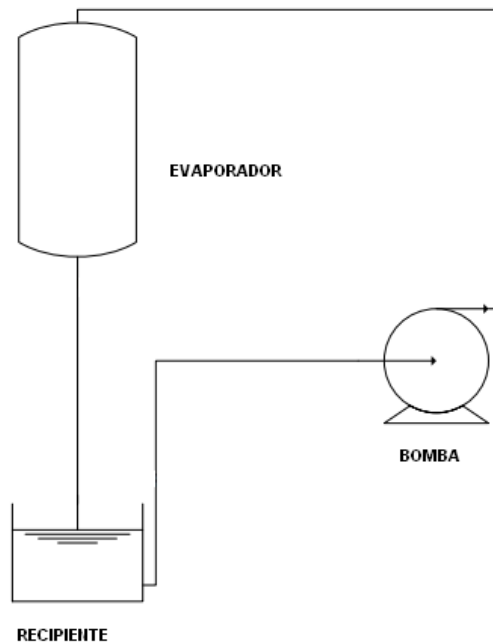
El compresor, la línea de descarga, el condensador y el acumulador de líquido vienen incluidos dentro de un sistema llamado unidad condensadora. Las unidades condensadoras se distribuyen comercialmente y se dividen, según el medio de enfriamiento, en unidades enfriadas por aire o unidades enfriadas por agua. Para el equipo de fabricación de hielo de este proyecto se utiliza una unidad condensadora enfriada por aire.

El evaporador es el elemento donde se formará el hielo. Se puede considerar como un intercambiador de calor de coraza y tubos, donde el refrigerante circulará en el lado coraza y el agua circulará en el lado tubos. Durante el período de producción, el calor se transfiere del agua al refrigerante, lo cual ocasiona la formación de hielo en una dirección que va de la pared interna de cada tubo hacia su respectivo centro. Debido a la expansión del hielo durante el proceso de congelación del agua, si se dejase congelar todo el interior del tubo, los esfuerzos internos serían tan altos, que podrían llevar a la rotura del material. Por esta razón,

siempre se dejará un pequeño espacio sin congelar, el cual se puede visualizar en el agujero que se encuentra en el centro del trozo de hielo. Durante el período de recolección el calor se transfiere del refrigerante al hielo, ocasionando que este último se desprenda de la pared de los tubos y descienda por gravedad.

El sistema de recirculación de agua (figura 16) garantiza que este líquido llegue al interior de los tubos del evaporador. Se compone de una bomba centrífuga, mangueras, dos tanques y las boquillas. Uno de los tanques se encuentra ubicado en el nivel inferior del sistema de circulación, tiene forma cuadrada y es el que va a almacenar el agua mientras la bomba se encuentre apagada. El otro tanque estará ubicado en la parte superior del evaporador, tiene forma circular (su diámetro debe corresponder con el diámetro de la coraza del evaporador), y es el que recibe el agua impulsada por la bomba y lo envía al interior de los tubos del evaporador. Las boquillas se encuentran ubicadas cada una a la entrada de un tubo del evaporador y permiten que el agua moje la pared interna de los tubos, lo que es indispensable para la formación del hielo.

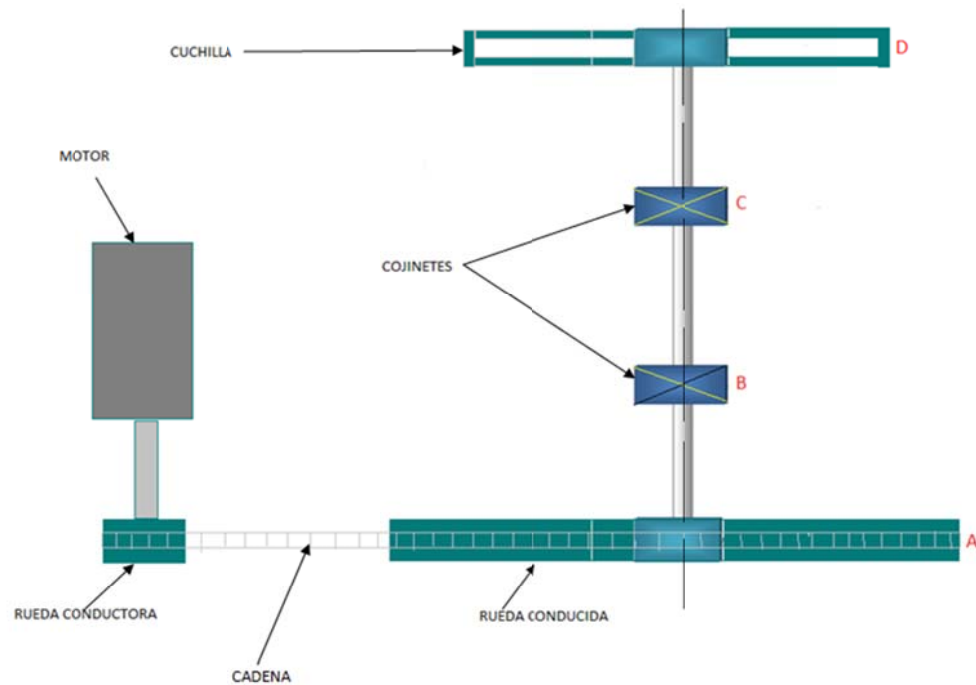
Figura 16. Sistema de recirculación del agua.



Fuente: Autores del proyecto.

El sistema de corte del hielo (figura 17) se encuentra ubicado debajo del evaporador y se compone de una cuchilla rotatoria, un motor de inducción, el sistema reductor de velocidad, el eje de transmisión, los rodamientos, los elementos de fijación y la carcasa. Durante el período de recolección el hielo desciende del evaporador, es cortado en trozos pequeños por la cuchilla rotatoria, desciende por una rampa y cae en el recipiente de almacenamiento.

Figura 17. Sistema de corte del hielo.



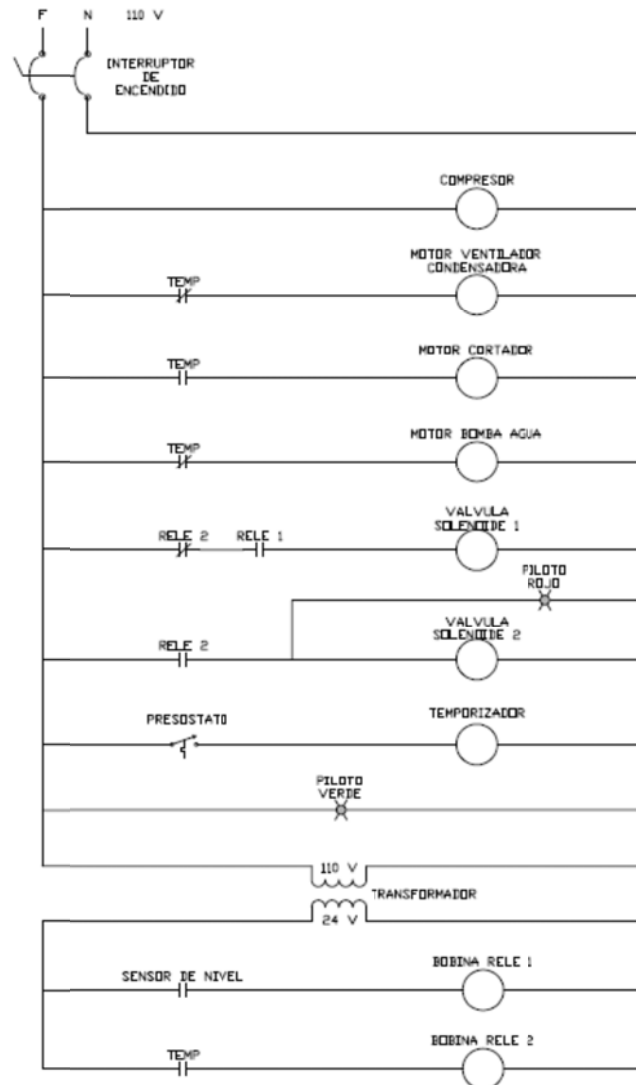
Fuente: Autores del proyecto.

El sistema de control (figura 18) estará compuesto por un transformador, dos relés, un temporizador, un presóstato y el flotador para el control de nivel en el evaporador. Sus funciones son las siguientes:

- Controlar el nivel de líquido refrigerante en el evaporador.
- Permitir la entrada de refrigerante a baja temperatura al evaporador durante el período de producción, y la entrada de refrigerante a alta temperatura al evaporador durante el período de recolección.
- Mantener encendida la bomba durante el período de producción y mantenerla apagada durante el período de recolección.

- Mantener encendido el motor del sistema de corte del hielo durante el período de recolección, y mantenerlo apagado durante el período de producción.

Figura 18. Sistema de control



Fuente: Autores del proyecto.

El sistema de medición estará compuesto por un manómetro de baja y un manómetro de alta. A través de estos dispositivos podemos determinar la presión del refrigerante en cualquier instante.

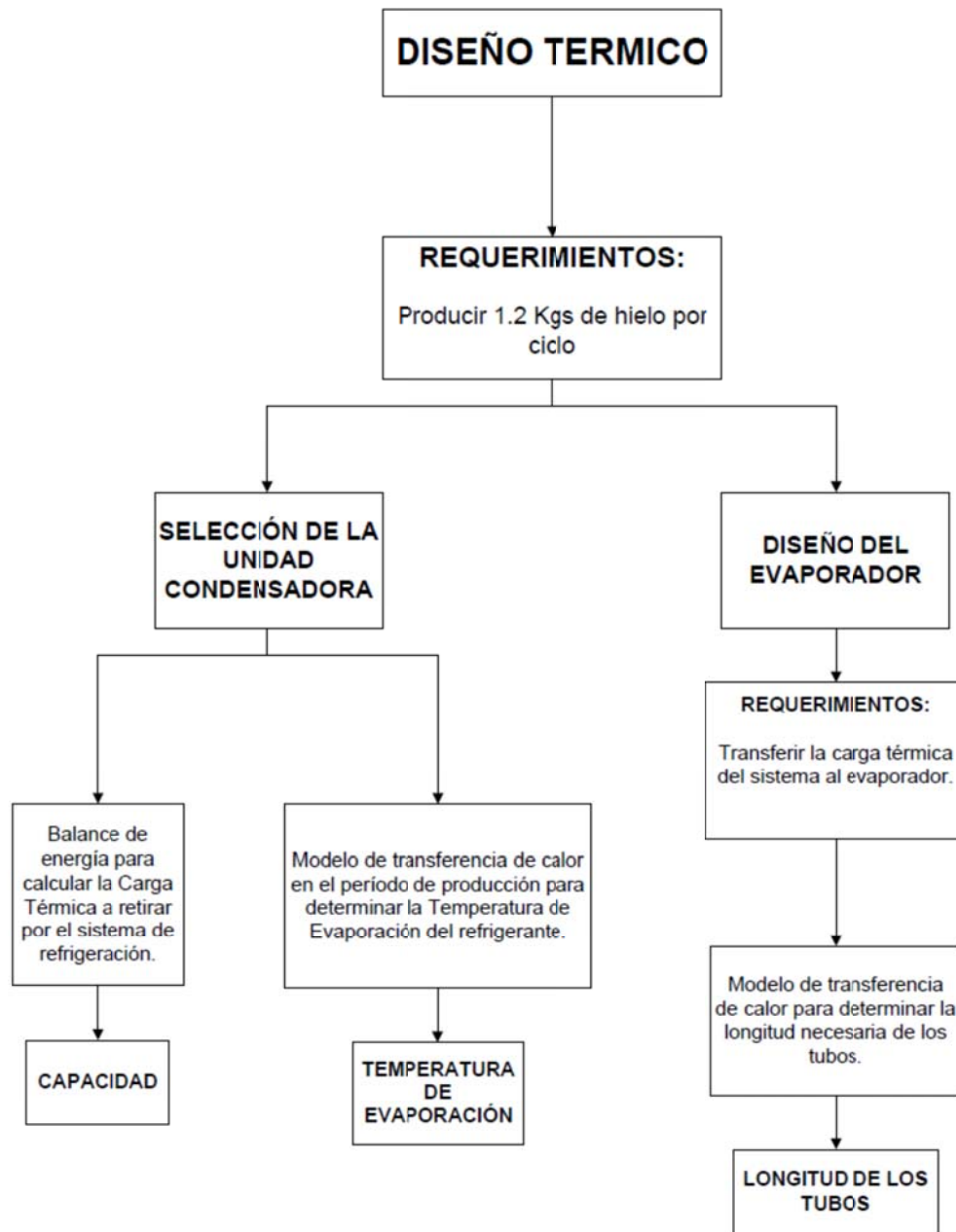
4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Esta sección comprende el diseño y la selección de las partes que componen la máquina productora de hielo tubular. Cada componente se selecciona de acuerdo a los requerimientos básicos del sistema. El proceso de cálculo de dichos requerimientos se describe en la sección 4.4. Los componentes de la máquina productora de hielo tubular son los siguientes:

- Unidad condensadora.
- Evaporador.
- Válvula de expansión.
- Válvulas de solenoide.
- Acumulador de succión.
- Sistema de recirculación del agua.
- Sistema de corte del hielo.
- Sistema de control.
- Elementos de medición.

A continuación se muestra el esquema para el diseño térmico. Este proceso comprende parte del diseño del evaporador y la selección de la unidad condensadora.

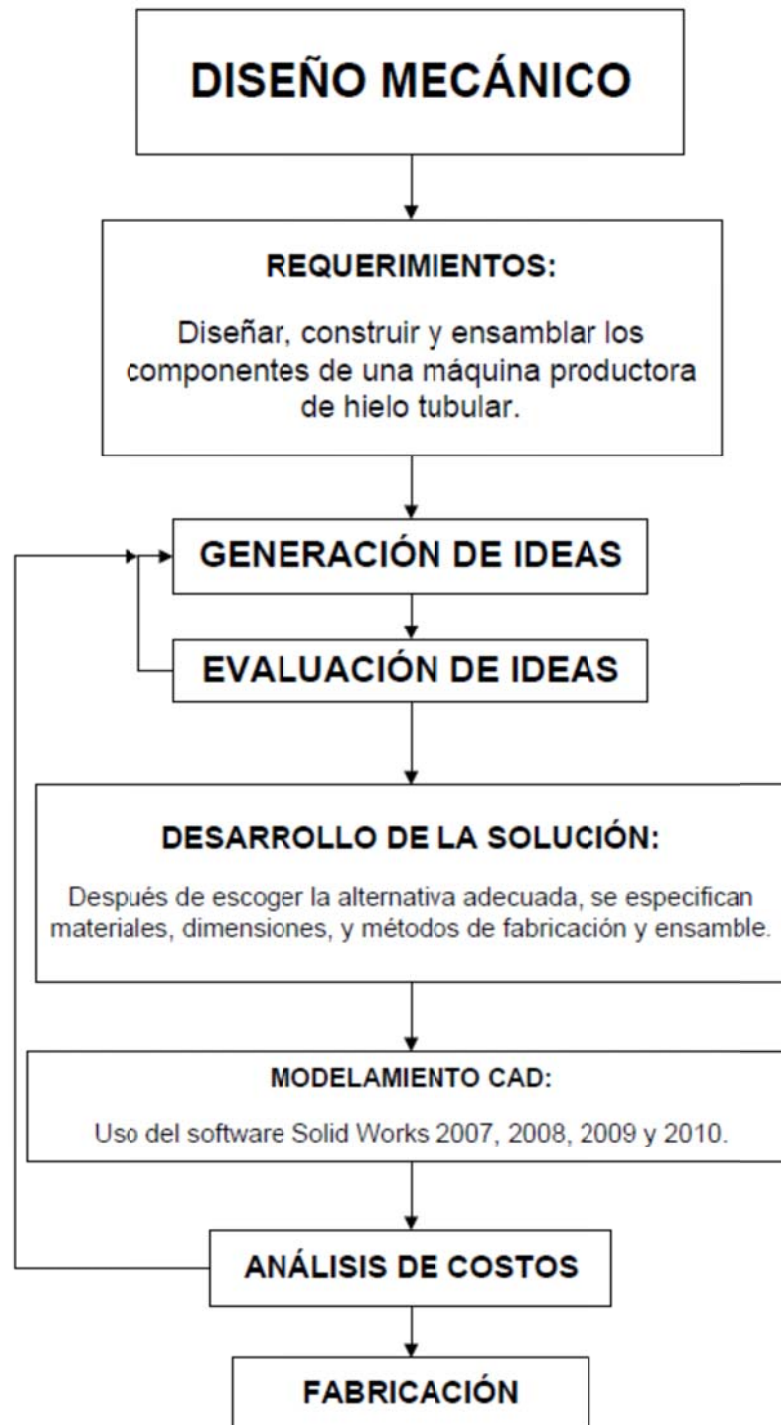
Figura 19. Proceso de diseño térmico.



Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente figura muestra el esquema del diseño mecánico, el cual comprende otra parte del diseño del evaporador y del sistema de corte de hielo.

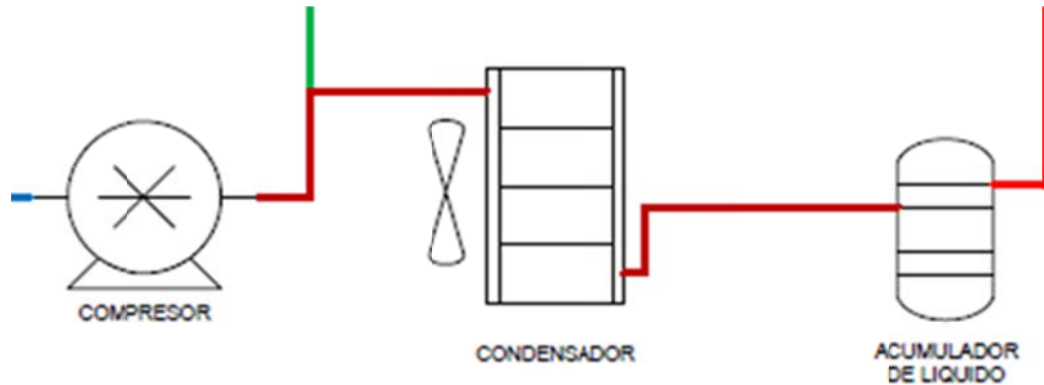
Figura 20. Proceso de diseño mecánico.



Fuente: Autores del Proyecto.

4.3.1 Unidad condensadora

Figura 21. Unidad condensadora.



Fuente: Autores del proyecto.

La unidad condensadora debe garantizar que la energía térmica recibida por el refrigerante en el evaporador sea transferida al ambiente. Está compuesta por el condensador, el compresor, el acumulador de líquido refrigerante y el filtro.

Se requiere una unidad condensadora que opere bajo las siguientes condiciones:

- Capacidad= 537,28 W.
- Temperatura de evaporación= -11 °C.
- Temperatura ambiente= 25 °C.

Selección del refrigerante

La selección del refrigerante se hizo teniendo en cuenta el impacto ambiental, su costo y las características termodinámicas apropiadas para cumplir con los

requerimientos de operación. Por estas razones se ha escogido el refrigerante 404A.

El R404A es una mezcla de R134a, R125 y R143a. Es una sustancia inocua para la capa de ozono, no es inflamable hasta temperaturas de 100 °C y a presión atmosférica, y es químicamente estable a las temperaturas de utilización y bajo condiciones específicas de almacenamiento.

Información ecológica del R404A

HFC-125

Movilidad

Evaporación rápida: tiempo de vida media= 3,2 horas (calculado)

Persistencia/Degradabilidad

En agua: No es fácilmente biodegradable: 5% después de 28 días.

En suelos y sedimentos: Insignificante adsorción: $\log K_{OC} = 1,3-1,7$

En aire: Degradación de la tropósfera: tiempo de vida media $t_{1/2} = 28-32$ años.

Aire, efecto invernadero, GWP= 2800, para 100 años.

Valor de referencia: CO₂, GWP=1, para 100 años.

Bioacumulación:

Prácticamente no bioacumulable: $\log P_{OW} = 1,48$

HFC-143a

Toxicidad Acuática

EC50 48-Hr, Daphnia magna: 300 mg/L

LC50 96-Hr, trucha arco iris: > 40 mg/L

Persistencia/Degradabilidad

En aire:

Degradación por radicales OH: tiempo de vida media $t_{1/2}$ = 93,3 días

Degradación de la troposfera: tiempo de vida media $t_{1/2}$ = 53 años.

Aire, efecto invernadero, GWP= 3800, para 100 años.

Bioacumulación:

Prácticamente no bioacumulable: $\log P_{OW}$ = 1,49

HFC-134a

Toxicidad Acuática

EC50 48-Hr, *Daphnia magna*: 980 mg/L

LC50 96-Hr, trucha arco iris: 450 mg/L

Movilidad

Evaporación: tiempo de vida media $t_{1/2}$ = 3 horas (estimado).

Persistencia/Degradabilidad

En agua: No es fácilmente biodegradable: 3% después de 28 días.

En aire: Degradación de la tropósfera: tiempo de vida media= 8,6-16,7 años.

Aire, efecto invernadero, GWP= 1300 para 100 años.

Valor de referencia: CO₂, GWP= 1, para 100 años.

Bioacumulación:

Prácticamente no bioacumulable: $\log P_{OW}$ = 1,06.

HFC-404a

Persistencia/Degradabilidad

Aire, fotólisis, ODP=0

Valor de referencia: CFC 11, ODP= 1

Aire, efecto invernadero halocarbonos, HGWP= 0,94

Valor de referencia: CFC 11, HGWP= 1,0

Comentarios

Descargas de este producto entrarán en la atmósfera y no resultarán en una contaminación acuática por largo tiempo.

Tabla 2. Propiedades físicas y químicas del R404A

PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS	
Punto de ebullición	-46,7 °C (-52,1 °F) a 760 mmHg
Presión de vapor	1,27 Mpa a 25 °C
Densidad del vapor	5,39 Kg/m ³ en el punto de ebullición
% de Volátiles	100% en peso
Solubilidad en agua	No determinada
Densidad del líquido	1,21 g/cm ³ a 25 °C (77°F)
Olor	Ligeramente a éter
Forma	Gas licuado
Color	Claro, incoloro

Fuente: Hoja de datos de seguridad. Cabarría & Compañía S.A.

Selección de la unidad condensadora

La unidad condensadora se selecciona de manera tal que a una determinada temperatura ambiente, la capacidad sea igual o superior a la carga térmica a retirar. La capacidad depende directamente de la temperatura de evaporación. La siguiente tabla es proporcionada por el fabricante para la selección de la unidad condensadora.

Marca: Tecumseh

Referencia: Ref. 3/8 HP

Refrigerante: 404A

Tabla 3. Unidad condensadora Ref. 3/8 HP seleccionada.

Temperatura ambiente 32 °C

Compresores Baja Temperatura		R-404A/R-507A			
HP	Cilind. (cm³)	Potencia Frigorífica (Wattios) a la Temperatura de Evaporación			
		-15°C	-23,3°C (real)	-30°C	-35°C
3/8	11,3	716	264	280	161
3/8	12,54	836	315	357	232
1/2	15	981	382	442	291
1/2	15,2	1024	366	394	254
5/8	18,3	1224	452	510	328

Fuente: Catálogo Tecumseh.

Debido a la disponibilidad en el mercado local y nacional, la unidad condensadora que se pudo encontrar corresponde a una referencia de 1/3 HP, aunque se le instaló un compresor de referencia de 3/8 HP. Esta diferencia no afecta significativamente el funcionamiento de la unidad condensadora y solo ocasiona un menor desempeño del compresor. La siguiente tabla muestra el desempeño de la unidad condensadora.

Tabla 4. Desempeño de la unidad condensadora.

50Hz R404A

AMBIANCE	5	T évaporation (°C)	-40	-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10
25°C	1	P frigorifique (W)	183	271	361	452	484	545	639	734
	2	P absorbée (W)	272	308	349	393	408	438	487	537
	3	I absorbée (A)	1,77	1,89	2,03	2,19	2,25	2,37	2,58	2,82
	4	T condensation (°C)	31,7	34,2	37	39,9	40,9	43	46,4	50
32°C	1	P frigorifique (W)	159	238	321	406	436	495	587	682
	2	P absorbée (W)	278	318	363	412	429	465	522	584
	3	I absorbée (A)	1,77	1,89	2,03	2,19	2,25	2,38	2,6	2,85
	4	T condensation (°C)	37,9	40,4	43,1	45,9	47	49	52,3	55,8
43°C	1	P frigorifique (W)	125	191	264	340	368	423	512	606
	2	P absorbée (W)	288	333	385	442	463	507	578	657
	3	I absorbée (A)	1,77	1,89	2,03	2,2	2,26	2,39	2,62	2,89
	4	T condensation (°C)	47,7	50,1	52,7	55,4	56,4	58,4	61,6	65

Fuente: Ficha técnica. Tecumseh Europe.

Realizando una interpolación se obtiene que para una temperatura de -11 °C la unidad condensadora tendrá una capacidad de 715 W, que excede los requerimientos del sistema, debido a que inicialmente la unidad se seleccionó para una temperatura de evaporación de -20 °C. Para compensar este exceso se puede aumentar el nivel de líquido refrigerante en el evaporador, lo cual aumenta la cantidad de hielo producida por ciclo, aumentando también el rendimiento del sistema.

Elementos que componen la unidad condensadora

Los elementos que componen la unidad condensadora son los siguientes:

- Un compresor reciprocante de tipo hermético para baja temperatura, el cual dispone de válvulas de succión, descarga y de servicio (ver figura 22 y tabla 5). En la tabla 6 se puede observar el desempeño del compresor para una temperatura ambiente de 32 °C.

- Un condensador enfriado por aire, el cual se encuentra fabricado en tubos de cobre, con soportes de lámina galvanizada y aletas fabricadas en aluminio (ver figura 23 y tabla 7). El ventilador trabaja a una potencia de 10 W, un voltaje de 110 V y una corriente de 0,62 A.
- Un acumulador de líquido refrigerante de 0,75L de capacidad para una máxima presión de servicio de 32 Bar (ver figura 24).
- Un filtro secador con relleno de Silica Gel Dryer para una tubería de 1/4" (ver figura 25).

Figura 22. Compresor.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 5. Especificaciones del compresor.

ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR	
Marca	Tecumseh
Modelo	CAE2417Z
Tensión nominal	60 Hz-115 V

ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR	
Refrigerante	R404A
Aplicación	Baja temperatura
Desplazamiento	11,3 cm ³
Clase de torque de partida	Alto
Tipo de aceite	POE
Capacitor de arranque	50 mF/260V
Amperaje	4,33 A

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 6. Desempeño del compresor.

50 Hz R404A									
4 T condensation	5 T évaporation	(°C)	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10
40	1 P frigorifique	(W)		248	374	512	664	830	1008
	2 P absorbée	(W)		249	306	356	397	431	457
	3 I absorbée	(A)		1.59	1.73	1.88	2.04	2.22	2.41
50	1 P frigorifique	(W)			310	444	590	751	925
	2 P absorbée	(W)			284	348	403	451	491
	3 I absorbée	(A)			1.71	1.89	2.09	2.3	2.51
55	1 P frigorifique	(W)			275	406	551	710	882
	2 P absorbée	(W)			274	344	406	461	508
	3 I absorbée	(A)			1.69	1.9	2.11	2.33	2.56
60	1 P frigorifique	(W)				370	513	671	842
	2 P absorbée	(W)				339	409	470	524
	3 I absorbée	(A)				1.91	2.14	2.37	2.61
1 = refrigerating capacity 2 = watt input 3 = current 4 = condensing temperature 5 = evaporating temperature									

Fuente: Ficha técnica. Tecumseh Europe.

Figura 23. Condensador.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 7. Especificaciones del condensador.

ESPECIFICACIONES DEL CONDENSADOR	
Marca	Tecumseh
Modelo	CAE2417ZBR
Numero de filas	3
Refrigerante	R404A
Aplicación	Baja temperatura
Caudal de aire	340 m ³ /h
Capacidad nominal	436 W
Temperatura ambiente	32 °C
Área de transferencia de calor	1,08 m ²
Numero de aletas por pulgada	8
Arreglo de tubos	60°

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 24. Acumulador de líquido.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 25. Filtro.

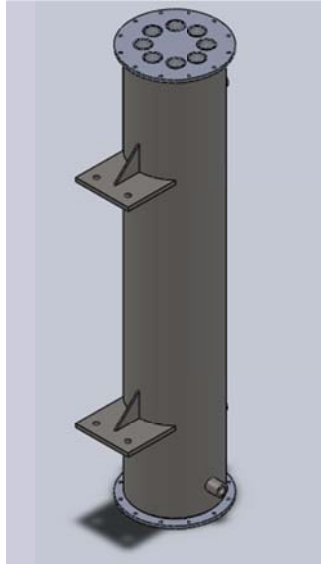


Fuente: Autores del proyecto.

4.3.2 Evaporador. Como se ha mencionado anteriormente, el evaporador es el dispositivo donde se formará el hielo y consiste en un intercambiador de calor de coraza y tubos. Durante la etapa de producción, el refrigerante ingresa al evaporador como mezcla líquido-vapor a baja presión en el lado de la coraza, mientras el agua circula al interior de los tubos. El hielo se forma en la zona donde la superficie externa de los tubos está en contacto con el líquido saturado. Durante la etapa de recolección se cerrará el paso de la mezcla procedente de baja y se abrirá el paso al vapor sobrecalentado a alta presión, ocasionando que el calor se

transfiera en sentido inverso y permita desprender el hielo de los tubos. En la figura 26 se puede observar la geometría del evaporador.

Figura 26. Evaporador.



Fuente: Autores del proyecto.

A diferencia de un evaporador convencional, para la máquina de hielo tubular, el área de transferencia de calor se determina directamente de la geometría del evaporador y de la cantidad de hielo a producir. La temperatura de evaporación del refrigerante y la carga térmica a retirar dependerán directamente del tiempo de duración de la etapa de producción. La velocidad de la transferencia de calor es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el agua y el refrigerante, el coeficiente global de transferencia de calor y el área de la superficie de transferencia de calor.

$$\dot{Q} = U * A * (T_{agua} - T_{ev})$$

Dónde:

$\dot{Q}$ = velocidad de la transferencia de calor entre el agua y el refrigerante.

U = coeficiente global de transferencia de calor.

A = área de la superficie de transferencia de calor.

T_{agua} = temperatura del agua.

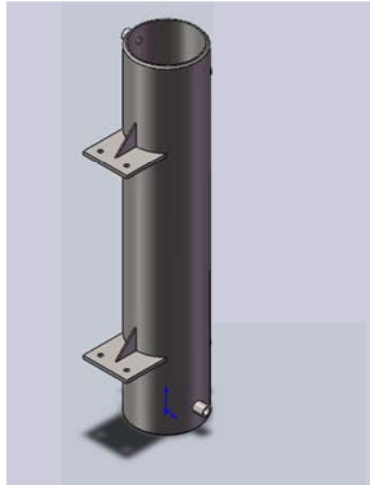
T_{ev} = temperatura de evaporación.

A partir de esta ecuación puede decirse que si el área de transferencia de calor viene definido por la cantidad de hielo a producir, se debe aumentar en lo posible el valor de dicha cantidad y así favorecer el rendimiento del ciclo de refrigeración. Este aumento se verá limitado por la capacidad de la unidad condensadora.

Se ha escogido una temperatura de evaporación de $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ver sección 4.4.3), ya que este valor permite que se produzca la cantidad de hielo especificada en 25 minutos. Para esto debe retirarse una carga térmica de 725 W (ver el cálculo de la carga frigorífica a retirar del agua en la sección 4.4.2).

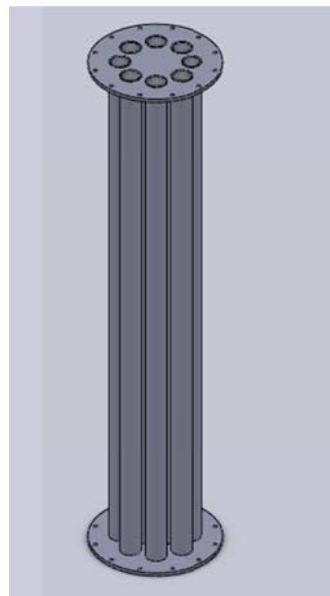
Además del diseño térmico también debe realizarse un diseño mecánico para garantizar que los materiales que componen el evaporador puedan soportar las presiones de operación. Teniendo en cuenta que el evaporador puede considerarse como un intercambiador de calor de casco y tubos, el proceso de diseño mecánico se basará en la sección VIII del código ASME y en las normas TEMA clase R (ver sección 4.4.5). Para realizar este proceso de diseño se debe dividir el evaporador en sus dos componentes principales: la coraza (figura 27) y el haz de tubos (figura 28).

Figura 27. Coraza.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 28. Haz de tubos.



Fuente: Autores del proyecto.

Para un cantidad de hielo de 1,2 Kgs por ciclo se encontró que es más conveniente utilizar una geometría de ocho tubos de transferencia, donde el nivel de líquido refrigerante, que equivale a la longitud de transferencia de calor, corresponde a 45 cms. La longitud total del evaporador se estimó en 75 cms. El

diámetro nominal de la coraza corresponde a 5". En el centro del evaporador se ha colocado un tubo de diámetro nominal de 1,5", con el objetivo de reducir el volumen de refrigerante a utilizar en el evaporador. En el interior de este tubo se ha colocado aislante de poliuretano.

4.3.3 Regulación de la alimentación de refrigerante al evaporador. El sistema de regulación de la alimentación del refrigerante líquido al evaporador a la temperatura de evaporación requerida está compuesto por dos elementos que trabajan en serie para cumplir la función de regular tanto el nivel de refrigerante líquido como la presión de evaporación. La regulación del nivel de refrigerante se logra mediante la modulación (on-off) de una válvula de solenoide en la línea de líquido que permite o no el paso de refrigerante al evaporador; esta válvula no controla la presión al nivel requerido, por lo tanto se debe utilizar una válvula adicional cuya función sea disminuir la presión. Para lograr esta función se utiliza una sencilla válvula de aguja marca Parker, para una tubería de 1/4" (ver figura 29).

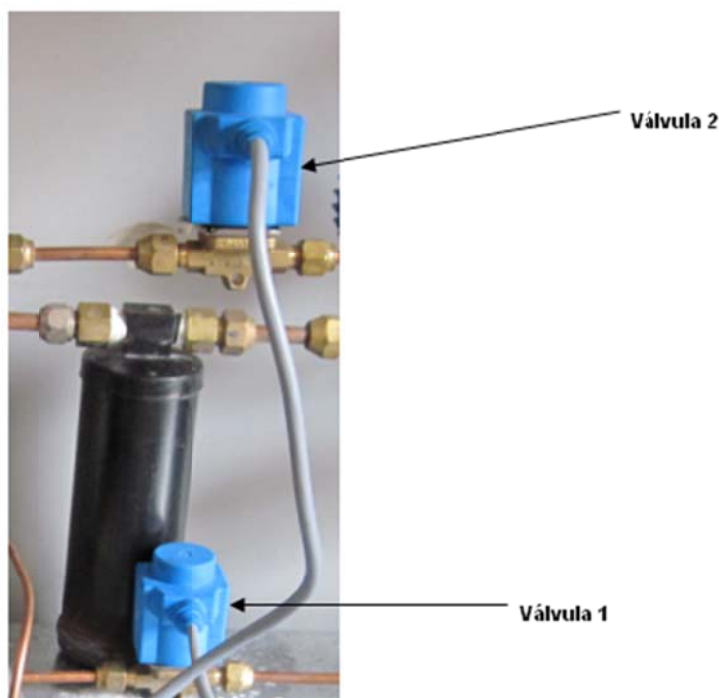
Figura 29. Válvula de aguja.



Fuente: Autores del proyecto.

4.3.4 Válvulas de solenoide. Para el sistema de refrigeración se utilizarán dos válvulas de solenoide: una situada en la línea de líquido aguas arriba de la válvula de expansión y otra estará situada en la línea que conecta la línea de descarga con el evaporador. La primera se mantendrá abierta durante la etapa de producción y cerrada durante la etapa de recolección (válvula 1 de la figura 30) además si se llegare a producir una elevación del nivel de líquido en el evaporador detectado por el control de nivel de flotador se cerrara temporalmente hasta que el nivel alcance un nivel adecuado. La segunda se mantendrá cerrada durante la etapa de producción y abierta durante la etapa de recolección (válvula 2 de la figura 30). Ambas válvulas se encuentran en posición normalmente cerrada, son de marca Danfoss, trabajan a una tensión de 110V y consumen una potencia de 10 W.

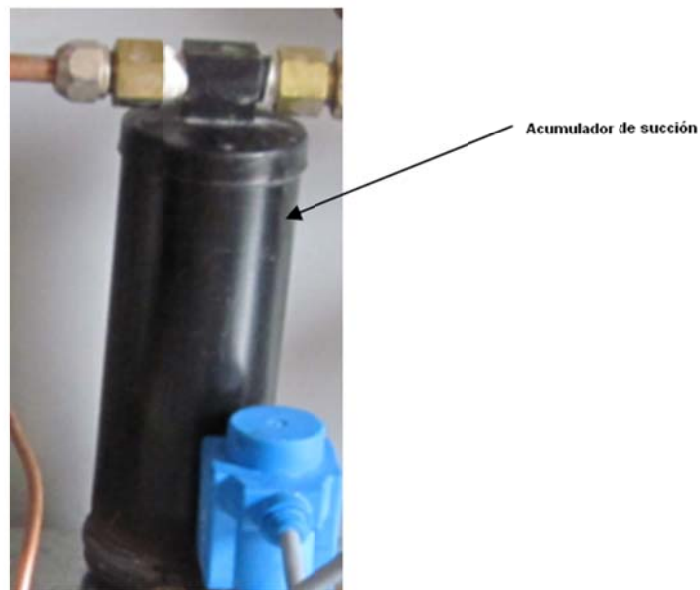
Figura 30. Válvulas de solenoide.



Fuente: Autores del proyecto.

4.3.5 Acumulador de succión. Un acumulador de succión impide la entrada de líquido al compresor en aquellos momentos en que la carga térmica es mínima y se evapora menos refrigerante. Para esto se utilizó un recipiente con conexiones para tubería de 3/8”.

Figura 31. Acumulador de succión.



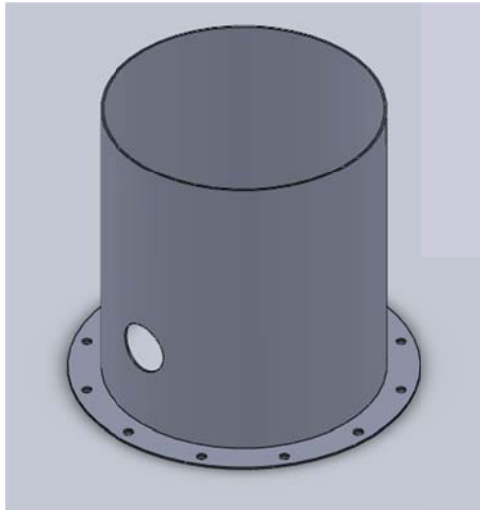
Fuente: Autores del proyecto.

4.3.6 Sistema de recirculación del agua. El diseño del sistema de recirculación de agua además de mantener un flujo constante de agua hacia el interior de los tubos, debe garantizar que el agua bañe la superficie interna de los tubos, ya que a través de esta superficie ocurre la transferencia de calor. Debido las dimensiones de la máquina, se usarán mangueras para transportar el agua.

Los componentes principales del sistema de recirculación del agua son los siguientes:

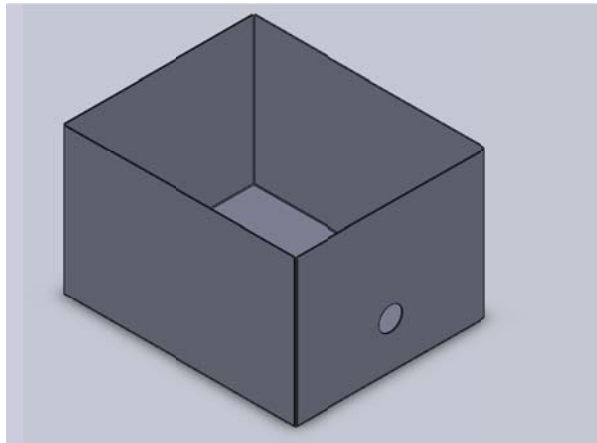
- Un tanque superior, el cual posee forma cilíndrica y tiene una capacidad de almacenamiento de agua de 2,147 L (ver figura 32).
- Un tanque inferior, el cual posee forma rectangular y tiene una capacidad de almacenamiento de agua de 8,2 L (ver figura 33).
- Una bomba centrífuga, la cual maneja un caudal nominal de 20 L/min, una altura nominal de 1m (ver figura 34 y tabla 8).
- Ocho boquillas, las cuales garantizan que el agua bañe la superficie interna de los tubos del evaporador al moverse en flujo descendente (ver figura 35).

Figura 32. Tanque Superior.



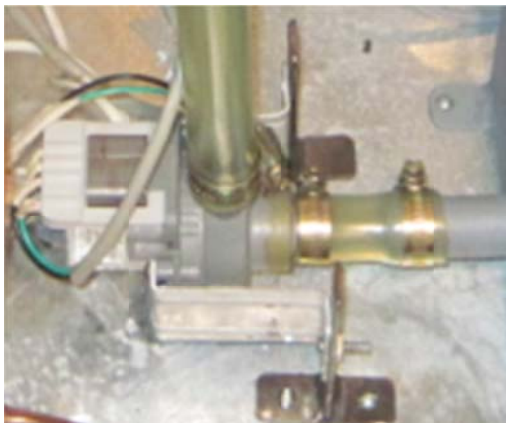
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 33. Tanque inferior.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 34. Motobomba.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 8. Especificaciones de la motobomba.

ESPECIFICACIONES DE LA MOTOBOMBA	
Caudal	20 L/min
Altura	1 m
Voltaje	120 V
Amperaje	0,54 A
Potencia	35 W

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 35. Boquillas.



Fuente: Autores del proyecto.

4.3.7 Sistema de corte del hielo. Debido a que el sistema de corte del hielo corresponde a un proceso de diseño mecánico, deben establecerse las cargas a que estarán sometidos los diferentes componentes. Al no encontrarse información específica sobre la resistencia mecánica del hielo, los datos de entrada del diseño se basaron en la potencia y la velocidad del motor eléctrico. Además de cortar el hielo, se debe garantizar que este se pueda descargar desde el interior de la carcasa hasta el recipiente de almacenamiento. Los cálculos se del sistema de corte se hicieron para un motor de 0,5 HP, pero debido al tamaño de la armadura se escogió un motor de 0,25 HP, el cual es suficiente para cortar el hielo, teniendo en cuenta la incertidumbre sobre la fuerza mínima necesaria para producir el corte. El sistema de corte se puede dividir en dos partes: los elementos de transmisión de potencia y el cortador.

Elementos de transmisión de potencia

Figura 36. Elementos de transmisión de potencia.



Fuente: Autores del proyecto.

Los elementos de transmisión de potencia son los siguientes:

- El motor, que tiene la función de convertir la energía eléctrica en energía mecánica para producir el movimiento del sistema de corte. Su potencia y tensión nominal corresponden respectivamente a 0,25 HP y 110 V.
- El sistema reductor de velocidad, que tiene la función de transmitir la potencia del motor eléctrico al eje de la cuchilla rotatoria. Debido a las dimensiones de la máquina, lo más recomendable es utilizar engranajes, pero debido a su elevado costo se utilizará en su lugar una transmisión por cadenas, teniendo en cuenta también que la máquina se utilizará para propósitos académicos. En la tabla 9 se encuentran las especificaciones de la transmisión por cadenas

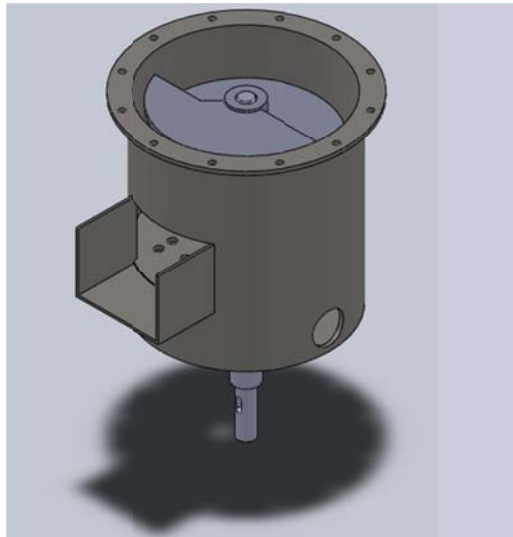
Tabla 9. Especificaciones de la transmisión por cadenas.

ESPECIFICACIONES DE LA TRANSMISIÓN POR CADENAS	
Distancia entre centros	23,5 cms
# de dientes de la rueda conductora	14
# de dientes de la rueda conducida	42
# de la cadena	35 (Paso= 3/8")

Fuente: Autores del proyecto.

Cortador

Figura 37. Cortador



Fuente: Autores del proyecto.

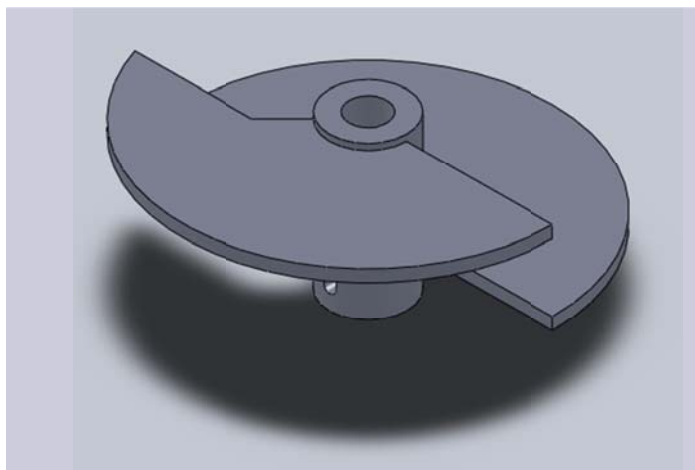
El cortador puede dividirse en los siguientes componentes:

- La cuchilla rotatoria (ver figura 38), que tiene como función cortar el hielo en trozos de igual tamaño. Está dividida en dos láminas semicirculares que controlan la caída de las barras de hielo. El corte se producirá por un borde afilado tipo cincel que se encuentra en la lámina superior. La lámina inferior estará en

contacto con el extremo inferior de la barra de hielo en el momento de producirse el corte, de forma que evite el desplazamiento longitudinal de la barra.

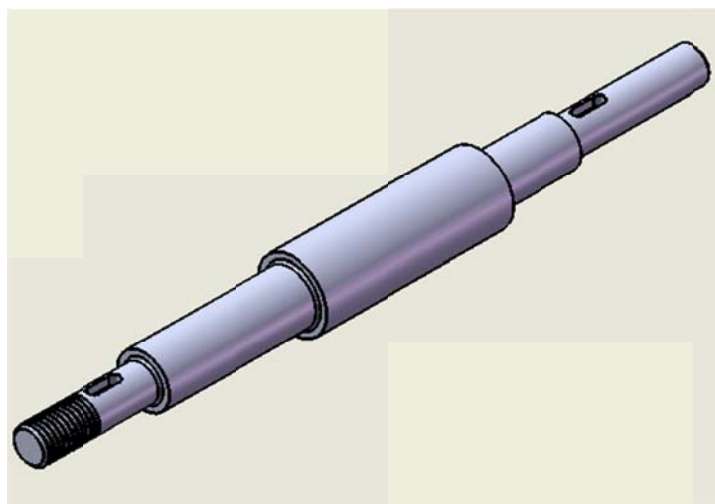
- El eje de la cuchilla rotatoria (ver figura 39), que tiene como función transmitir el torque desde el sistema reductor a la cuchilla para cortar cada barra de hielo. Su diseño se basa en la teoría de falla por fatiga para resistencia de materiales, aunque debe tenerse que para cortar el hielo se utiliza una carga de impacto. Estará sometido a carga combinada, donde lo más crítico es la flexión.
- La carcaza (ver figura 40), que tiene la función de soporte de los elementos mecánicos. Está unida a la parte inferior del evaporador y posee una rampa agujereada que separa las salidas del agua líquida y del hielo. La salida del agua se encuentra en la parte inferior de la carcaza y está conectada con el tanque inferior a través de una manguera. El hielo sale por gravedad gracias a la rampa y cae directamente en un recipiente de almacenamiento.
- Los elementos de soporte. El eje está soportado en su parte superior por un rodamiento suelto (ver figura 41 y tabla 10) y en su parte inferior por una chumacera (ver figura 42 y tabla 11).
- Los elementos de fijación. Para fijar radialmente al eje, tanto la rueda conducida de la cadena como la cuchilla rotatoria se han utilizado cuñas cuadradas (ver figura 43 y tabla 12). Para la fijación axial de los elementos conectados al eje, se han mecanizado escalones en este último a un lado de cada componente, se ha colocado una tuerca de fijación del otro lado de la rueda de la cadena y un tornillo prisionero para sujetar la cuchilla rotatoria.

Figura 38. Cuchilla rotatoria.



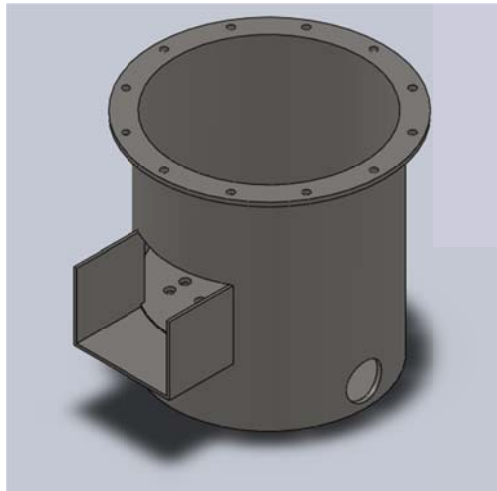
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 39. Eje.



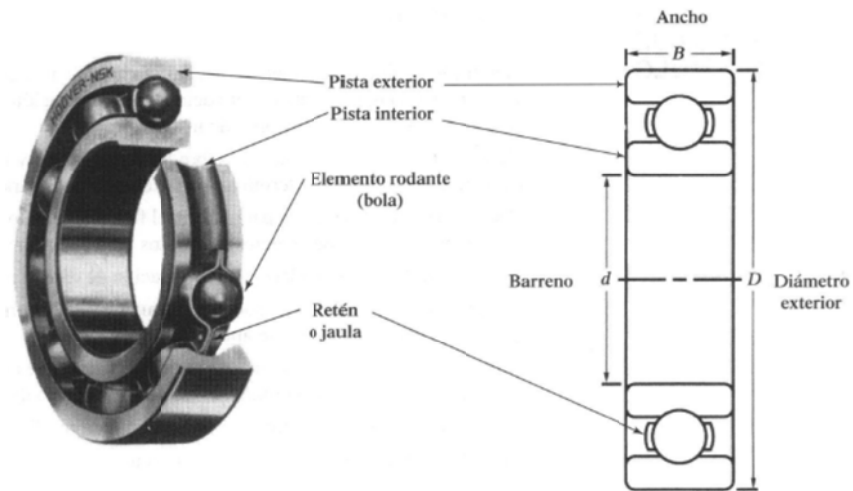
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 40. Carcaza.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 41. Rodamiento rígido de bolas.



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

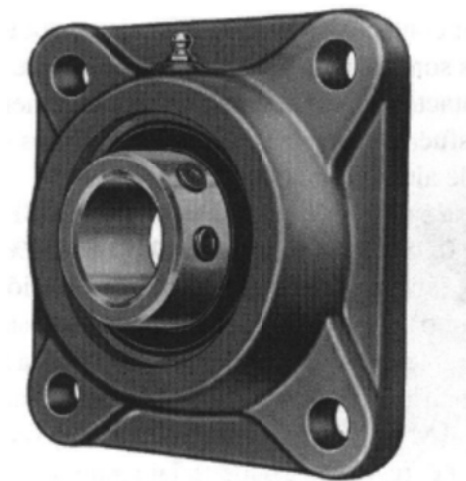
Tabla 10. Especificaciones del rodamiento.

ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO	
Designación	PFI 6203-2RSC3
Barreno	17 mm
Diámetro exterior	40 mm

ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO	
Ancho	12 mm
Capacidad de carga estática	4,75 KN
Capacidad de carga dinámica	9,95 KN

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 42. Chumacera.



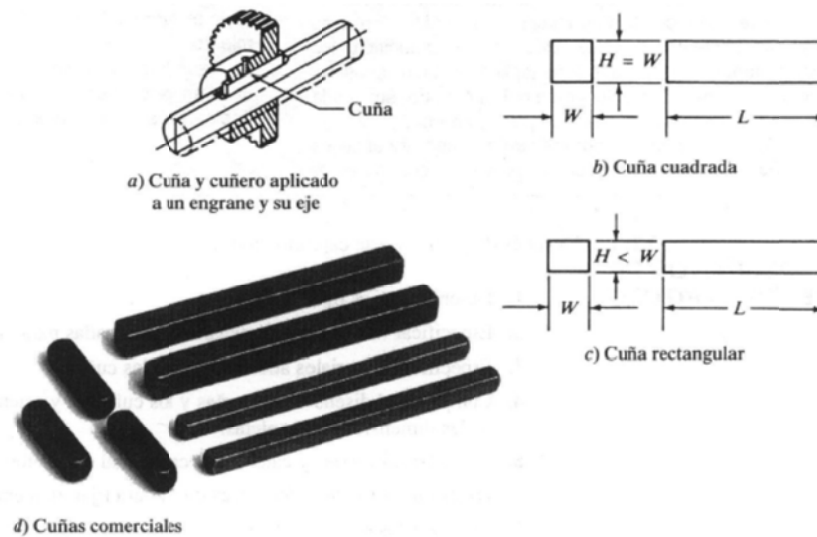
Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

Tabla 11. Especificaciones de la chumacera.

ESPECIFICACIONES DE LA CHUMACERA	
Barreno	3/4"
Dimensiones	70x70 mm
Ancho	30 mm

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 43. Cuñas.



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

Tabla 12. Selección de las cuñas.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	1 3/4	1/2	1/2	3/8
1 3/4	2	5/8	5/8	7/16
2	2 1/4	3/4	3/4	1/2
2 1/4	2 1/2	7/8	7/8	5/8
2 1/2	3	1	1	3/4
3	3 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
3 1/2	4	1 1/2	1 1/2	1
4	4 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
4 1/2	5	2	2	1 3/4
5	5 1/2	2 1/2	2 1/2	2
5 1/2	6	3	3	2 1/2
6	6 1/2	3 1/2	3 1/2	3
6 1/2	7	4		3 1/2
7	7 1/2	5		4
7 1/2	8	6		5
8	9	7		
9	10			
10	11			
11	12			
12	13			
13	14			
14	15			
15	16			
16	17			
17	18			
18	19			
19	20			
20	21			
21	22			
22	23			
23	24			
24	25			
25	26			
26	27			
27	28			
28	29			
29	30			

Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

4.3.8 Sistema de control. Existen dos tipos de control en la máquina productora de hielo tubular: un control secuencial que garantiza el cambio simultáneo de la etapa de producción a la etapa de recolección y viceversa, y un control de nivel para el líquido refrigerante que garantiza un área de transferencia de calor constante.

La siguiente tabla establece las condiciones para el control secuencial para un ciclo, el cual incluye la etapa de producción y la etapa de recolección.

Tabla 13. Condiciones para el control secuencial.

DISPOSITIVO	ESTADO	
	PRODUCCION	RECOLECCION
Bomba	Encendido	Apagado
Compresor	Encendido	Encendido
Ventilador	Encendido	Apagado
Cortador	Apagado	Encendido
Electroválvula 1	Encendido	Apagado
Electroválvula 2	Apagado	Encendido

Fuente: Autores del proyecto.

El control secuencial consiste en dos partes: 1) un control por presión para pasar de la etapa de producción a la etapa de recolección, y 2) un control por tiempo para pasar de la etapa de recolección a la etapa de producción. A medida que crece la pared de hielo al interior de los tubos se aumenta la resistencia térmica, lo cual indica que para seguir retirando calor, la temperatura de evaporación desciende gradualmente durante la congelación. Teniendo en cuenta lo anterior, se ha instalado un presóstato (ver figura 44) que se conecta a la presión de succión, de forma que al descender esta presión hasta el valor de taraje, el presóstato activa un temporizador que a su vez desactiva la electroválvula 1 y activa la electroválvula 2. De esta forma deja de pasar refrigerante de baja al

evaporador y en su lugar pasa vapor procedente de la línea de descarga. El temporizador también activa el motor del sistema de corte del hielo y desactiva los motores del ventilador y de la bomba. Una vez se desactiva el temporizador se vuelve a la conexión de la etapa de producción, es decir, se activan la electroválvula 1, el motor del ventilador y el motor de la bomba, y se desactivan la electroválvula 2 y el motor del sistema de corte del hielo. En la figura 45 se puede observar el tablero de control, donde las luces verde y roja indican respectivamente las etapas de producción y recolección.

Figura 44. Presóstato.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 45. Tablero de control.



Fuente: Autores del proyecto.

Para el control de nivel del líquido refrigerante se ha instalado un interruptor de flotador (ver figura 46 y tabla 14) en una caja acoplada al evaporador (ver figura 47). Este flotador se conecta a la electroválvula 1, de forma que cuando el nivel se encuentre debajo de 45 cms se activa la electroválvula, abriendo el paso de refrigerante al evaporador. Cuando el nivel alcanza nuevamente los 45 cms se desactiva la electroválvula, cerrando el paso de refrigerante al evaporador.

Figura 46. Interruptor de flotador.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 14. Especificaciones del flotador.

ESPECIFICACIONES DL FLOTADOR	
Marca	Finetek
Tipo	Vertical 3/8
Referencia	SS304
Rango de temperaturas	-10 a 120°C
Presión	435 PSI
Dimensiones del flotador	52x106 mm

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 47. Control de nivel.



Fuente: Autores del proyecto.

Debido a que el interruptor de flotador trabaja a 24 V y las electroválvulas trabajan a 110 V se han instalado dos relés y un transformador. El transformador permite reducir los 110 V de la fuente hasta los 24 V que alimentarán el interruptor de

flotador. Los relés permiten que a partir de estos 24 V se puedan controlar las electroválvulas.

4.3.9 Elementos de medición. Los elementos de medición que se han incluido en la máquina productora de hielo tubular son los manómetros de baja y alta presión para refrigerante R404A (ver figura 48). El manómetro de baja presión, identificado con el color azul, trabaja en el rango de presiones (0-150 psig). El manómetro de alta presión, identificado con el color rojo, trabaja en el rango de presiones (0-500 psig).

Figura 48. Manómetros.



Fuente: Autores del proyecto.

4.4 CÁLCULOS

Esta sección se divide en las siguientes partes:

- Selección de la geometría del evaporador.
- Carga térmica.

- Temperatura de evaporación.
- Carga del ambiente.
- Diseño mecánico del evaporador.
- Parámetros del ciclo de refrigeración.
- Cálculos del sistema de corte.

4.4.1 Selección de la geometría del evaporador. La geometría del evaporador quedará definida por el número de tubos y su distribución. Para esto se debe tener en cuenta que el evaporador debe utilizar la menor cantidad de refrigerante posible y que la capacidad de hielo a producir estará determinada por el número de tubos a utilizar. El diámetro interior de los tubos es igual al diámetro exterior del trozo de hielo producido. El número total de tubos (NTT) y la longitud de cada tubo (L) se escogerá buscando una combinación de estos parámetros tal que se logre un recipiente con el menor requerimiento de refrigerante y una adecuada relación longitud/diámetro del recipiente. La selección de la geometría del evaporador se realizó durante la fase de plan de proyecto.

La capacidad de hielo a producir en un ciclo se puede calcular como el producto del volumen de los cilindros de hielo por la densidad de estos:

$$M_h = \rho_h * V_h = \rho_h * NTT * V_{cil} = \rho_h * NTT * \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_o^2) * L$$

Donde:

L= longitud de transferencia de calor por tubo= longitud de cada cilindro de hielo.

M_h = capacidad de hielo a producir.

V_h = volumen de los cilindros de hielo.

V_{cil} = volumen de cada cilindro de hielo.

ρ_h = densidad del hielo.

NTT= número total de tubos.

D_i = diámetro interno del tubo= diámetro externo del trozo de hielo.

D_0 = diámetro interno del trozo de hielo.

Como se ha establecido, se espera producir una cantidad de hielo de 1 Kg/ciclo, pero debe tenerse en cuenta que durante la etapa de descarga una parte del hielo se derrite para lograr su desprendimiento de los tubos. Si se asume que durante esta etapa se pierde un 20% del hielo, la cantidad real producida será de 1,2 Kg/ciclo.

Para una temperatura de 0°C, la densidad corresponde a 916,8 Kg/m³. Los diámetros externo e interno del trozo de hielo corresponden a 7/8" y 1/4" respectivamente.

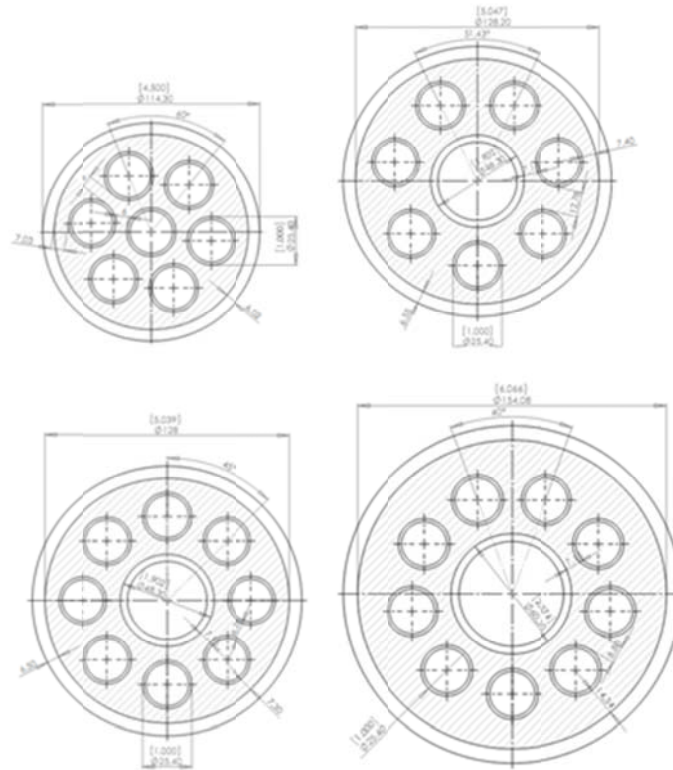
En el proceso de selección se plantearon cuatro alternativas posibles:

1. Arreglo de 6 tubos.
2. Arreglo de 7 tubos.
3. Arreglo de 8 tubos.
4. Arreglo de 9 tubos.

Las figuras que se muestran a continuación contienen la sección transversal del evaporador para las diferentes alternativas. En el tubo central no se producirá hielo, pues su salida quedaría obstruida por el eje de la cuchilla rotatoria; en su lugar se colocará aislante de poliuretano. El diámetro nominal de los tubos de transferencia corresponde en todos los casos a 1" ($D_{ext}= 1,315"$). El espesor de la

coraza corresponde en todos los casos a tuberías de cédula 40 según el diámetro nominal.

Figura 49. Alternativas planteadas para la geometría del evaporador.



Fuente: Autores del proyecto.

La cantidad de líquido refrigerante requerida para cada arreglo se determina por la siguiente ecuación:

$$V = (A_{strst} - NTT * A_{tt} - A_{tc}) * L$$

Donde:

V= volumen del líquido refrigerante.

A_{strst} = área de la sección transversal del refrigerante sin tubos.

NTT= número total de tubos de transferencia.

A_{tt} = área del círculo de diámetro equivalente al diámetro externo de cada tubo de transferencia.

A_{tc} = área del círculo de diámetro equivalente al diámetro externo del tubo central.

L = longitud de transferencia de calor.

Las áreas correspondientes se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$A_{strst} = \frac{\pi D_{ic}^2}{4}$$

$$A_{tt} = \frac{\pi D_{ett}^2}{4}$$

$$A_{tc} = \frac{\pi D_{etc}^2}{4}$$

Donde:

D_{ic} = diámetro interno de la coraza.

D_{ett} = diámetro externo del tubo de transferencia.

D_{etc} = diámetro externo del tubo central.

La siguiente tabla muestra, basado en las consideraciones de producción de hielo M_h y de volumen de refrigerante, la combinación de número de tubos y longitud de los mismos más adecuada para lograr la unidad más compacta y con menos requerimiento de volumen de refrigerante.

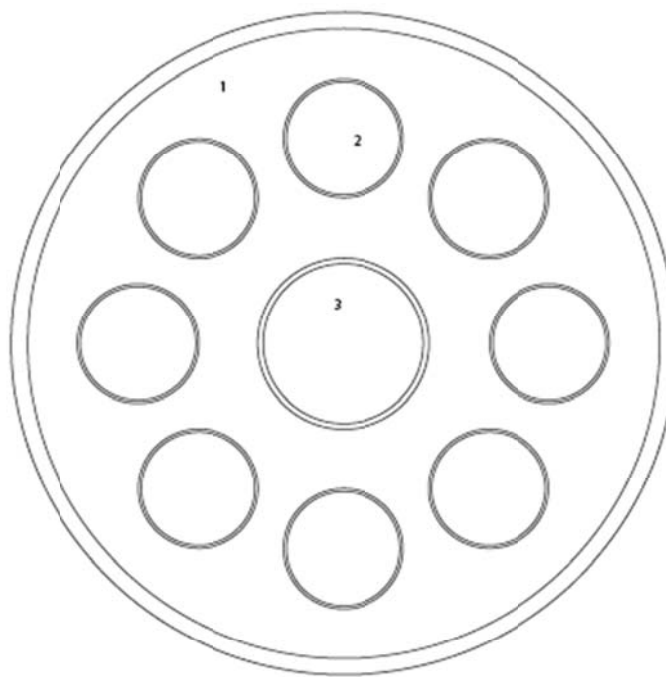
De la tabla 15 se puede comprobar que los arreglos que requieren menor cantidad de refrigerante son los correspondientes a 6 tubos y 8 tubos. Como se desea obtener un evaporador lo más compacto posible, la alternativa a escoger es el arreglo de 8 tubos.

Tabla 15. Selección de la geometría del evaporador.

N tubos	Diámetro externo del tubo central (in)	Diámetro interno de la coraza (in)	Longitud de transferencia de calor (cm)	Volumen de refrigerante (Litros)	Cantidad de hielo producida (Kgs)
6	1,315	4,026	60	1,248	1,176
7	1,9	5,047	50	2,472	1,143
8	1,9	5,047	45	1,831	1,176
9	2,375	6,065	40	3,158	1,176

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 50. Arreglo de 8 tubos.



1. Casco que conduce el R404A.
2. Tubo que conduce el agua.
3. Tubo que contiene el aislante.

Fuente: Autores del proyecto.

4.4.2 Carga térmica. Para el cálculo de la carga térmica a retirar por el evaporador, se debe hacer un balance de energía tomando como volumen de control el líquido refrigerante. El calor sensible se debe retirar para enfriar el agua hasta 0°C, mientras que el calor latente se debe retirar para formar la pared de hielo en el interior de la tubería. El subenfriamiento del hielo no se tomará en cuenta, debido a que a nivel industrial se alcanza una temperatura de -0,5 °C. También se debe adicionar la carga térmica ofrecida por el ambiente.

Lo primero a calcular será la cantidad de hielo a producir durante el ciclo para la geometría escogida y la cantidad de agua requerida para producir dicha cantidad de hielo. La cantidad de hielo a producir en kilogramos durante un ciclo se establecerá por la siguiente ecuación:

$$M_{hielo} = \rho_{hielo} * NTT * L_t * \pi \frac{(D_i^2 - D_0^2)}{4}$$

Dónde:

ρ_{hielo} = Densidad del hielo. Para 0 °C será de 916,8 Kg/m³.

NTT= Número total de tubos en el evaporador = 8.

D_i = Diámetro interno del tubo= Diámetro externo del trozo de hielo=22,3 mm.

D_0 = Diámetro interno del trozo de hielo al final del ciclo =6,35 mm.

L_t = Longitud de transferencia de calor= Longitud de una barra de hielo = 45 cm.

$$M_{hielo} = 916,8 * 8 * 0,45 * \pi \frac{(0,0223^2 - 0,00635^2)}{4} = 1,18 Kgs$$

A continuación se determina la demanda de hielo por segundo.

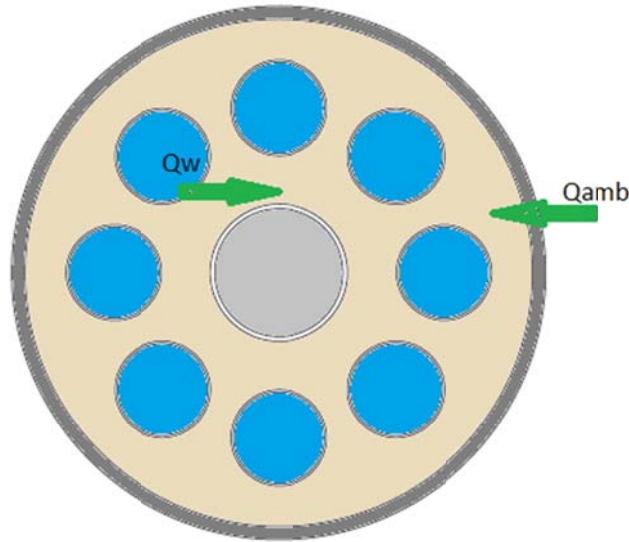
$$\dot{m} = \frac{M_{hielo}}{t_{cong}}$$

Donde t_{cong} corresponde al tiempo de congelación. Para una máquina productora de hielo tubular de aplicación industrial, el tiempo de duración de un ciclo se encuentra entre 13 y 26 minutos. Para este caso se tomará un tiempo de congelación de 20 minutos.

$$\dot{m} = \frac{1,18}{1200} = 9,833 \times 10^{-4} \text{ Kgs/seg}$$

Con el resultado anterior se procede a calcular la carga térmica. La siguiente figura muestra el balance de energía realizado sobre el líquido refrigerante en el evaporador, el cual debe retirar la carga térmica del agua ($\dot{Q}_w$) y la carga ofrecida por el ambiente ($\dot{Q}_{\text{amb}}$).

Figura 51. Balance de energía en el evaporador.



Fuente: Autores del proyecto.

$$\dot{Q} = 1,1(\dot{Q}_w + \dot{Q}_{\text{amb}}) + \dot{Q}_{\text{equipo}} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \quad (2)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m} * C_{p_{agua}} * \Delta T_{agua} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m} * H_f \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{equipo} = 0,05(\dot{Q}_w + \dot{Q}_{amb}) \quad (5)$$

Dónde:

$\dot{Q}$ = Carga térmica a retirar por el evaporador.

$\dot{Q}_w$ = Carga térmica a retirar del agua.

$\dot{Q}_s$ = Calor sensible.

$\dot{Q}_l$ = Calor latente.

$\dot{Q}_{equipo}$ = Calor agregado por el equipo.

ΔT_{agua} = Enfriamiento del agua.

$C_{p_{agua}}$ = Calor específico del agua.

H_f = Entalpia de fusión del hielo.

$\dot{Q}_{amb}$ = carga térmica recibida del ambiente.

Propiedades del agua a congelar:

ΔT_{agua} = 25 °C.

$C_{p_{agua}}$ = 4188 J/Kg*°C.

H_f = 333700 J/Kg.

$\dot{Q}_s$ = 103 W resolviendo (3)

$\dot{Q}_l$ = 328,2 W resolviendo (4)

$\dot{Q}_w$ = 431,2 W resolviendo (2)

$\dot{Q}_{amb}$ = 36 W (ver sección 4.4.4)

$\dot{Q}_{equipo}$ = 23,36 resolviendo (5)

$\dot{Q}$ = 537,28 W resolviendo (1)

4.4.3 Temperatura de evaporación. La temperatura de evaporación del refrigerante debe garantizar que el período de producción transcurra alrededor de 20 minutos. Este período comprende: 1) cuando el agua contenida en el tanque de almacenamiento inicialmente a temperatura ambiente, se enfría hasta la temperatura de congelación, y 2) cuando ocurre la formación de la pared de hielo en la superficie interna de cada tubo de transferencia, la cual va creciendo en dirección radial hacia el centro de la sección transversal del tubo.

El proceso de transferencia de calor en el evaporador presenta condiciones variables en el tiempo, por lo cual resultaría muy complejo utilizar una solución analítica con funciones continuas en el tiempo. En este caso se utilizará una solución aproximada, donde el proceso se modela discretizando el balance de energía para intervalos de tiempo sucesivos, donde en cada intervalo se asumirá que la transferencia de calor del agua hacia el refrigerante ocurre en estado estable.

- **Balance de energía.** El calor recibido por el refrigerante produce un descenso en la temperatura del agua líquida durante la primera etapa, y una formación de hielo en la segunda etapa.
- **Enfriamiento.** Tomando el tanque de almacenamiento de agua como volumen de control, se tiene que:

$$\dot{Q}_{agua} \cdot \partial t = M_{agua} \cdot C_{p\,agua} \cdot \partial T_{agua}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{agua}$ = calor a retirar del agua durante el enfriamiento.

∂t = intervalo de tiempo.

M_{agua} = masa total de agua a enfriar (8,2 Kgs).

Cp_{agua} = calor específico del agua.

∂T_{agua} = enfriamiento del agua.

Discretizando la ecuación y asumiendo que el calor específico se mantiene constante durante cada intervalo de tiempo (presente-futuro) se tiene que:

$$\Delta T_{agua} = T_{agua}^i - T_{agua}^{i+1} = \frac{\dot{Q}_{agua} * \Delta t}{M_{agua} * Cp_{agua}}$$

$$T_{agua}^{i+1} = T_{agua}^i - \frac{\dot{Q}_{agua} * \Delta t}{M_{agua} * Cp_{agua}}$$

- **Congelación.** Para la etapa de congelamiento, tomando el agua como el volumen de control, el balance de energía indica que:

$$\dot{Q}_{cong} * \partial t = \partial m_{hielo} * H_f$$

Dónde:

$\dot{Q}_{cong}$ = calor a retirar del agua durante la congelación.

∂t = intervalo de tiempo.

∂m_{hielo} = incremento de la masa de hielo.

H_f = entalpia de fusión del hielo.

Discretizando la ecuación y asumiendo que la entalpia de fusión del hielo se mantiene constante durante cada intervalo de tiempo (presente-futuro) se tiene que:

$$\Delta m_{hielo} = m_{hielo}^{i+1} - m_{hielo}^i = \frac{\dot{Q}_{cong} * \Delta t}{H_f}$$

$$m_{hielo}^{i+1} = m_{hielo}^i + \frac{\dot{Q}_{cong} * \Delta t}{H_f}$$

Para calcular la masa de hielo en cualquier instante de la etapa de congelación se tiene que:

$$m_{hielo} = \rho_{hielo} * NTT * L_t * \pi \frac{(D_{int}^2 - D_0^2)}{4}$$

Dónde:

D_{int} = diámetro interno de cada tubo.

ρ_{hielo} = Densidad del hielo.

NTT = número total de tubos.

L_t = longitud de transferencia de calor.

D_0 = Diámetro interno del trozo de hielo.

- **Transferencia de calor entre el agua y el refrigerante.** Esta transferencia de calor dependerá de la diferencia de temperatura y de la resistencia térmica entre ambos fluidos de trabajo. En las máquinas productoras de hielo tubular, la temperatura de evaporación del refrigerante líquido disminuye durante todo el período de producción, al igual que la transferencia de calor. La temperatura del agua líquida disminuye durante la etapa de enfriamiento y se mantiene constante durante la etapa de congelación. Como se ha mencionado anteriormente, para cada intervalo de tiempo se asumirá transferencia de calor en estado estable.

Para la transferencia de calor en estado estable se tiene que:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_g}{R_g}$$

$$R_g = \sum R_i$$

Dónde:

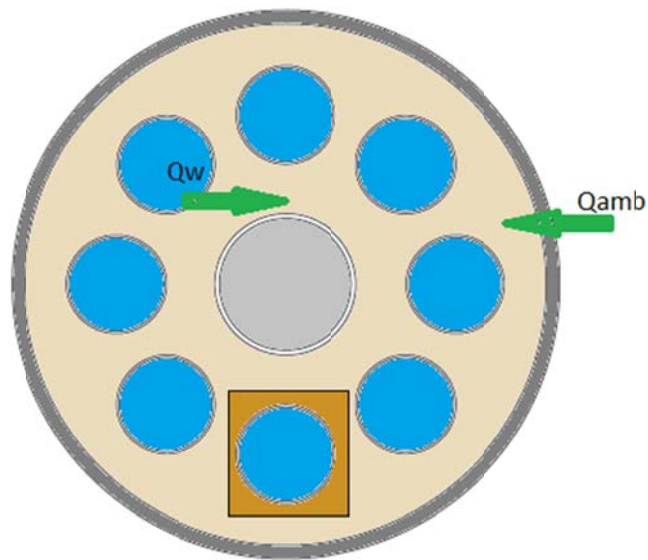
$\dot{Q}$ = transferencia de calor en estado estable.

R_g = resistencia térmica global a la transferencia de calor.

R_i = resistencias térmicas locales a la transferencia de calor.

La siguiente figura muestra la transferencia de calor desde el agua ($\dot{Q}_w$) y desde el ambiente ($\dot{Q}_{amb}$) hacia el refrigerante. La suma de estas cargas debe ser menor a la capacidad del sistema de refrigeración.

Figura 52. Transferencia de calor en el evaporador.

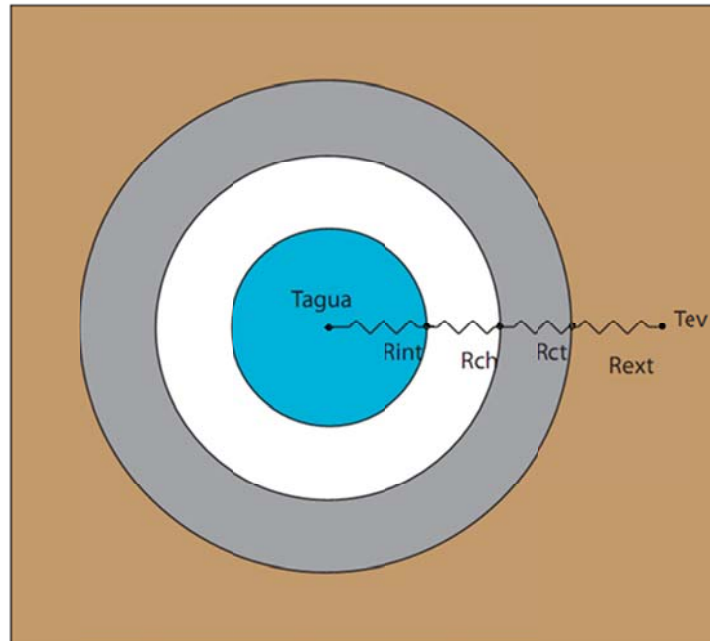


Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente figura muestra las variables que intervienen en la transferencia de calor desde el agua hacia el refrigerante, asumiendo que esta se mantiene

constante durante un intervalo de tiempo. Para calcular esta transferencia de calor se utilizan las correlaciones para estado estable.

Figura 53. Transferencia de calor entre el agua y el refrigerante.



Fuente: Autores del proyecto.

$$\dot{Q}_w = \frac{T_{agua} - T_{ev}}{R_g}$$

$$R_g = R_{int} + R_{ct} + R_{ch} + R_{ext}$$

Dónde:

$\dot{Q}_w$ = transferencia de calor del agua al refrigerante.

R_g = resistencia térmica global entre el agua y el refrigerante.

T_{ev} = temperatura de evaporación del refrigerante.

T_{agua} = temperatura del agua.

R_{int} = resistencia térmica por convección forzada en el interior de los tubos.

R_{ct} = resistencia térmica por conducción a través de los tubos.

R_{ch} = resistencia térmica por conducción a través de la pared de hielo.

R_{ext} = resistencia térmica por ebullición en el exterior de los tubos.

Para las resistencias térmicas locales se tiene que:

$$R_{int} = \frac{1}{h_{cf} * A_{int} * NTT}$$

$$R_{ct} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi * L_t * NTT * K_{tubo}}$$

$$R_{ch} = \frac{\ln\left(\frac{r_{int}}{r_0}\right)}{2\pi * L_t * NTT * K_{hielo}}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ev} * A_{ext} * NTT}$$

$$A_{int} = \pi * D_{int} * L_t$$

$$A_{ext} = \pi * D_{ext} * L_t$$

Dónde:

A_{int} = área de la superficie interna de cada tubo.

A_{ext} = área de la superficie externa de cada tubo.

h_{cf} = coeficiente de transferencia de calor por convección forzada del agua.

h_{ev} = coeficiente de transferencia de calor por evaporación del refrigerante.

NTT = número total de tubo= 8

D_{ext} = diámetro externo de cada tubo= 26,3 mm.

D_{int} = diámetro interno de cada tubo= 22,3 mm.

r_{ext} = radio externo de cada tubo.

r_{int} = radio interno de cada tubo.

$D_0 = 2r_0$ = diámetro interno de la pared de hielo (variable para cada intervalo).

K_{tubo} = conductividad térmica de la tubería (14,9 W/m*K a 300 K).

K_{hielo} = conductividad térmica del hielo (1,88 W/m*K a 0 °C).

L_t = longitud de transferencia de calor = 45 cm.

- **Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada del agua.**

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada, se debe definir el tipo de flujo que circula en el interior de los tubos. Aunque el agua circula a través de conductos cerrados, su comportamiento se acerca más a flujo externo en placa plana. Para lograr la formación del hielo, el agua debe bañar toda la superficie interna de los tubos, por lo que el flujo estará ubicado en el régimen laminar ($Re < 5 \times 10^5$). Debe tenerse en cuenta que la transferencia de calor significativa sucederá en el tramo de tubería que está bañado por líquido refrigerante, es decir, se puede considerar que habrá un tramo inicial donde no habrá extracción de calor del agua.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en flujo externo con tramo inicial sin flujo de calor, se tiene que:

$$h_{cf} = \frac{2[1 - (\epsilon/x)^{3/4}]}{1 - \epsilon/L} * h_{x=L}$$

$$h_x = \frac{Nu_x * K_w}{x}$$

$$Nu_x = 0.332 * Re_x^{0.5} * Pr^{1/3}$$

$$Re_x = \frac{V \cdot x}{\nu}$$

Dónde:

h_x = coeficiente de transferencia de calor local.

x = distancia de la tubería medida desde el borde de ataque.

L = longitud total de la tubería= 70 cm.

Nu_x = Número de Nusselt local.

K_w : Conductividad térmica del agua.

Re_x = número de Reynolds local.

Pr = número de Prandtl.

V = velocidad del agua en el borde de ataque.

ν = viscosidad cinemática del agua.

Debido a la dificultad para determinar la velocidad en el borde de ataque se asumirá un valor que permita mantener el flujo en régimen laminar. Para este caso se tomará un valor de 0,5 m/s.

Durante la congelación se asume que el coeficiente de transferencia de calor por convección se mantiene constante y es igual al obtenido para una temperatura del agua de 0,01°C, utilizando las anteriores correlaciones. Esta suposición no alterará significativamente los resultados, debido a que en la etapa de congelación es mayor el efecto de la resistencia térmica ofrecido por el aumento de la capa de hielo.

La siguiente tabla muestra las propiedades del agua para diferentes temperaturas.

Tabla 16. Propiedades de líquido subenfriado para el agua.

T _{agua} (°C)	ρ (K/m ³)	κ (W/m-K)	Pr	μ (Kg/m-s)	ν (m ² /s)
1	1000	0,5495	0,0133	0,001732	1,732E-06
2	1000	0,5515	0,01279	0,001675	1,675E-06
3	1000	0,5536	0,01231	0,00162	0,00000162
4	1000	0,5556	0,01186	0,001568	1,568E-06
5	1000	0,5576	0,01144	0,001519	1,519E-06
6	1000	0,5596	0,01104	0,001472	1,472E-06
7	1000	0,5615	0,01066	0,001428	1,428E-06
8	1000	0,5635	0,0103	0,001386	1,386E-06
9	1000	0,5655	0,009964	0,001345	1,345E-06
10	999,7	0,5674	0,009642	0,001307	1,307E-06
11	999,6	0,5693	0,009336	0,00127	0,00000127
12	999,5	0,5712	0,009045	0,001235	1,235E-06
13	999,4	0,5731	0,008769	0,001201	1,202E-06
14	999,2	0,575	0,008505	0,001169	0,00000117
15	999,1	0,5769	0,008253	0,001138	1,139E-06
16	998,9	0,5788	0,008013	0,001109	0,00000111
17	998,8	0,5806	0,007783	0,00108	1,082E-06
18	998,6	0,5824	0,007564	0,001053	1,055E-06
19	998,4	0,5842	0,007353	0,001027	1,029E-06
20	998,2	0,586	0,007152	0,001002	1,004E-06
21	998	0,5878	0,006959	0,0009781	9,80E-07
22	997,7	0,5896	0,006774	0,0009549	9,57E-07
23	997,5	0,5913	0,006597	0,0009326	9,35E-07
24	997,3	0,593	0,006427	0,0009112	9,14E-07
25	997	0,5947	0,006263	0,0008905	8,93E-07

Fuente: Autores del proyecto.

- **Coeficiente de transferencia de calor por evaporación del refrigerante.**

En un evaporador inundado como el descrito en este proyecto, los efectos asociados a la evaporación convectiva en la superficie en contacto con el refrigerante se pueden despreciar. El fenómeno dominante será la transferencia de calor por evaporación nucleada. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada se utiliza la correlación propuesta por **Foster y Zuber**:

$$h_{evn} = 0.00122 * \left[\frac{K_L^{0.79} * C p_L^{0.45} * \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} * \mu_L^{0.29} * h_{fg}^{0.24} * \rho_v^{0.24}} \right] * (T_s - T_{ev})^{0.24} * (P_s - P_{ev})^{0.75}$$

Dónde:

μ_L = Viscosidad dinámica del líquido saturado.

h_{fg} = Calor latente de vaporización.

ρ_L = Densidad del líquido saturado.

ρ_v = Densidad del vapor saturado.

σ = Tensión superficial.

C_{pL} = Calor específico del líquido saturado.

K_L = Conductividad térmica del líquido saturado.

T_{ev} = Temperatura de evaporación del refrigerante.

T_s = Temperatura de la superficie de contacto.

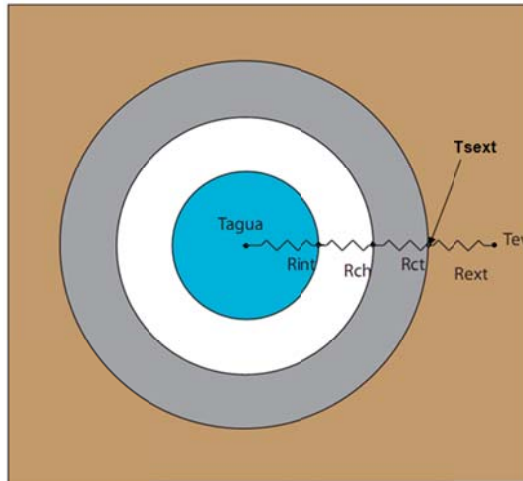
P_{ev} = Presión correspondiente a la temperatura de evaporación del refrigerante.

P_s = Presión de saturación del refrigerante correspondiente a la temperatura de la superficie de contacto.

La superficie de contacto corresponde en este caso a la superficie exterior de los tubos.

$$T_s = T_{s_{ext}}$$

Figura 54. Temperatura de la superficie externa de los tubos.



Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente tabla muestra las propiedades del R404A para diferentes temperaturas de evaporación.

Tabla 17. Propiedades de líquido y vapor saturado para el R404A.

Te (°C)	μ_l (Kg/m-s)	Cpl (KJ/Kg-s)	ρ_l (Kg/m ³)	ρ_v (Kg/m ³)	Kl (W/m*°C)	hfg (KJ/Kg)	σ (N/m)	Pev (Pa)
-20	0,0002282	1,308	1219	15,5	0,08299	181,7	0,009307	310313
-19	0,0002253	1,311	1216	16,07	0,08266	181	0,009181	322008
-18	0,0002223	1,314	1212	16,65	0,08233	180,2	0,009055	334036
-17	0,0002194	1,317	1209	17,25	0,082	179,5	0,008929	346402
-16	0,0002166	1,321	1205	17,87	0,08167	178,7	0,008804	359113
-15	0,0002137	1,324	1202	18,51	0,08135	177,9	0,008679	372174
-14	0,000211	1,327	1198	19,17	0,08102	177,1	0,008554	385592
-13	0,0002082	1,33	1195	19,84	0,08069	176,3	0,00843	399374
-12	0,0002055	1,334	1192	20,53	0,08036	175,6	0,008306	413525
-11	0,0002028	1,337	1188	21,25	0,08004	174,8	0,008183	428052
-10	0,0002001	1,34	1184	21,98	0,07971	173,9	0,00806	442962
-9	0,0001975	1,344	1181	22,73	0,07938	173,1	0,007937	458260
-8	0,0001949	1,347	1177	23,5	0,07905	172,3	0,007814	473953
-7	0,0001924	1,351	1174	24,3	0,07873	171,5	0,007693	490048
-6	0,0001898	1,354	1170	25,11	0,0784	170,7	0,007571	506551
-5	0,0001874	1,358	1166	25,95	0,07807	169,8	0,00745	523469
-4	0,0001849	1,362	1163	26,81	0,07774	169	0,007329	540808
-3	0,0001825	1,365	1159	27,7	0,07742	168,1	0,007209	558576
-2	0,0001801	1,369	1155	28,61	0,07709	167,2	0,007089	576779
-1	0,0001777	1,373	1152	29,54	0,07676	166,4	0,006969	595423

Fuente: Autores del proyecto.

- **Resultados.** La siguiente tabla muestra el tiempo que demora en producirse 1,2 Kgs de hielo para cada temperatura de evaporación. Debe tenerse en cuenta que la temperatura de evaporación desciende durante todo el período de producción, pero los efectos producidos por este descenso son despreciables en comparación con el enfriamiento del agua y el crecimiento de la pared de hielo, por lo tanto, asumir que su valor se mantiene constante durante este período, no producirá errores significativos en los cálculos. De la tabla se puede concluir que con una temperatura de **-11 °C**, el tiempo de duración del período de producción es cercano a 20 minutos.

Tabla 18. Duración del ciclo según la temperatura de evaporación.

Temperatura de evaporación del refrigerante (°C)	Tiempo que tarda en producirse 1,2 Kgs de hielo (min)
-8	27
-9	24
-10	22
-11	19
-12	18
-13	17
-14	16
-15	15
-16	10
-17	9

Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente tabla muestra los valores intermedios de la temperatura del agua, de la transferencia de calor entre el agua y el refrigerante y de la masa congelada, para cada intervalo de 60 segundos hasta alcanzar los 1,2 Kgs, partiendo de una temperatura inicial del agua a 25 °C.

Tabla 19. Resultados del cálculo térmico para una temperatura de -11°C.

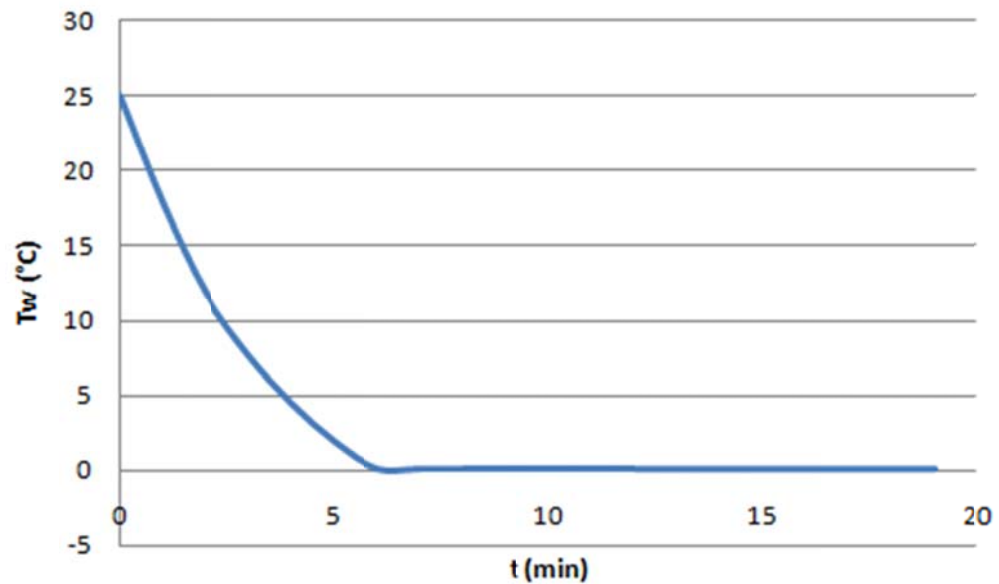
Tiempo (s)	Temperatura del agua (°C)	Transferencia de calor (W)	Masa de agua congelada (Kgs)
0	25	4159	0
60	17,72	3142	0
120	11,75	2361	0
180	7,627	1853	0
240	4,399	1474	0
300	1,831	1186	0
360	0	820,1	0,1475
420	0	734,8	0,2796
480	0	662,1	0,3986
540	0	603,3	0,5071
600	0	555,5	0,607
660	0	509,1	0,6985
720	0	470,1	0,783
780	0	431,7	0,8606
840	0	398,8	0,9323
900	0	368,8	0,9986
960	0	338,1	1,059
1020	0	311,5	1,115
1080	0	284,2	1,166
1140	0	253,7	1,212

Fuente: Autores del proyecto.

En la siguiente gráfica se observa el comportamiento del agua líquida. Durante la etapa de enfriamiento, la temperatura del agua desciende por el retiro de calor sensible. Durante la etapa de congelación, la temperatura del agua se mantiene constante en un valor cercano a su punto de congelación, lo que quiere decir que habrá retiro de calor latente.

Figura 55. Gráfica temperatura del agua vs tiempo.

$T_{ev} = -11^{\circ}\text{C}$

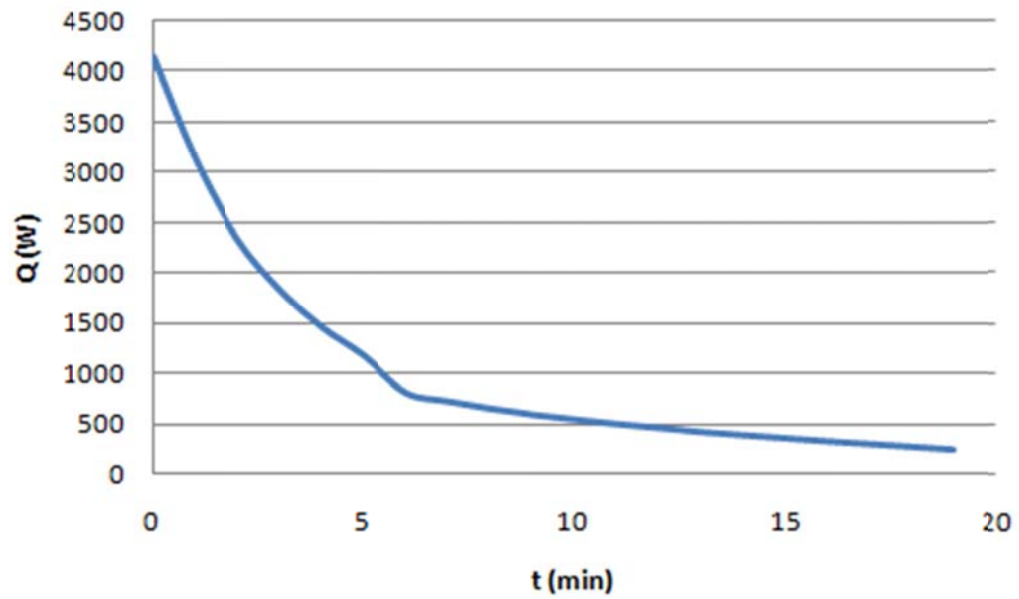


Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente gráfica muestra la variación de la transferencia de calor durante todo el período de producción. Se puede observar que la transferencia de calor desciende bruscamente durante la etapa de enfriamiento, como consecuencia de la caída de temperatura del agua. Durante la etapa de congelación la transferencia de calor tiende a estabilizarse, pero sigue decreciendo por el aumento de la capa de hielo.

Figura 56. Gráfica de transferencia de calor vs tiempo.

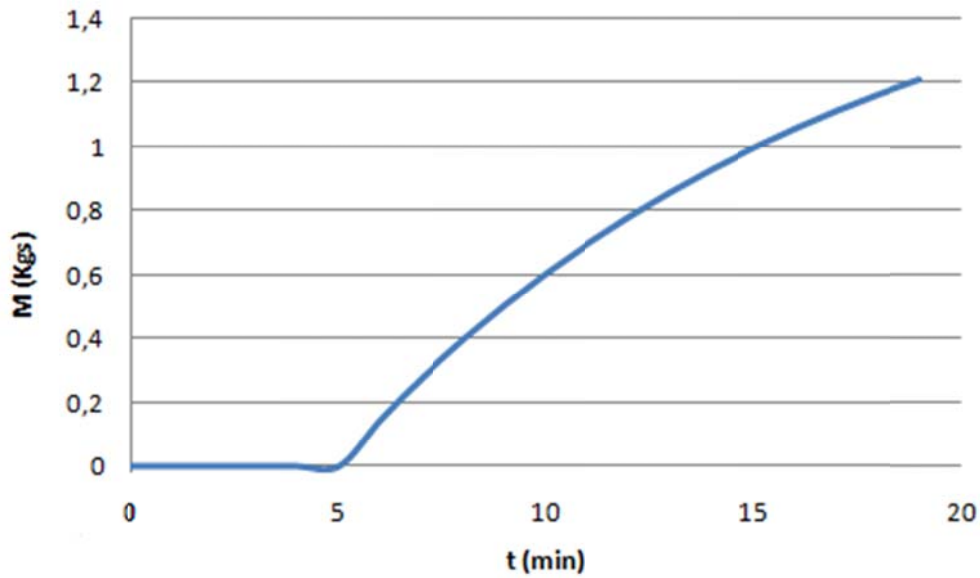
$T_{ev} = -11^{\circ}\text{C}$



Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente gráfica muestra el proceso de formación del hielo. Este proceso se hace cada vez más lento, debido al incremento de la resistencia térmica.

Figura 57. Gráfica de masa de hielo vs tiempo.
 $T_{ev} = -11^{\circ}\text{C}$

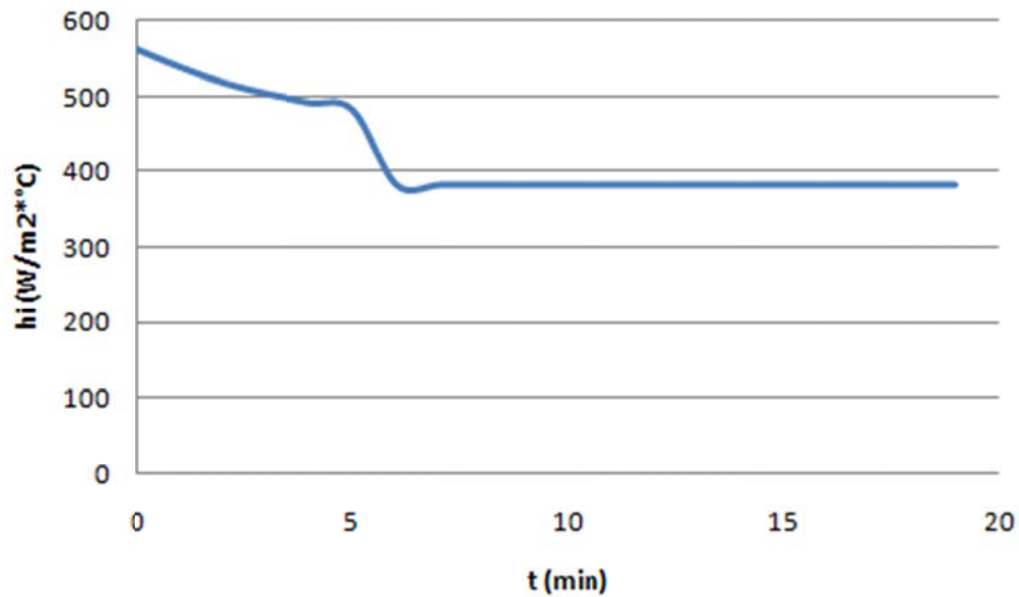


Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente gráfica muestra el efecto de la transferencia de calor por convección forzada, producido por la circulación del agua. Se puede observar la disminución del coeficiente de transferencia de calor como consecuencia del descenso de la temperatura del agua. La suposición del valor constante del coeficiente de transferencia de calor durante la etapa de congelación se debe a que sus efectos son despreciables en comparación con la resistencia térmica ofrecida por la pared de hielo.

Figura 58. Gráfica de coeficiente de convección interno vs tiempo.

$T_{ev} = -11^{\circ}\text{C}$

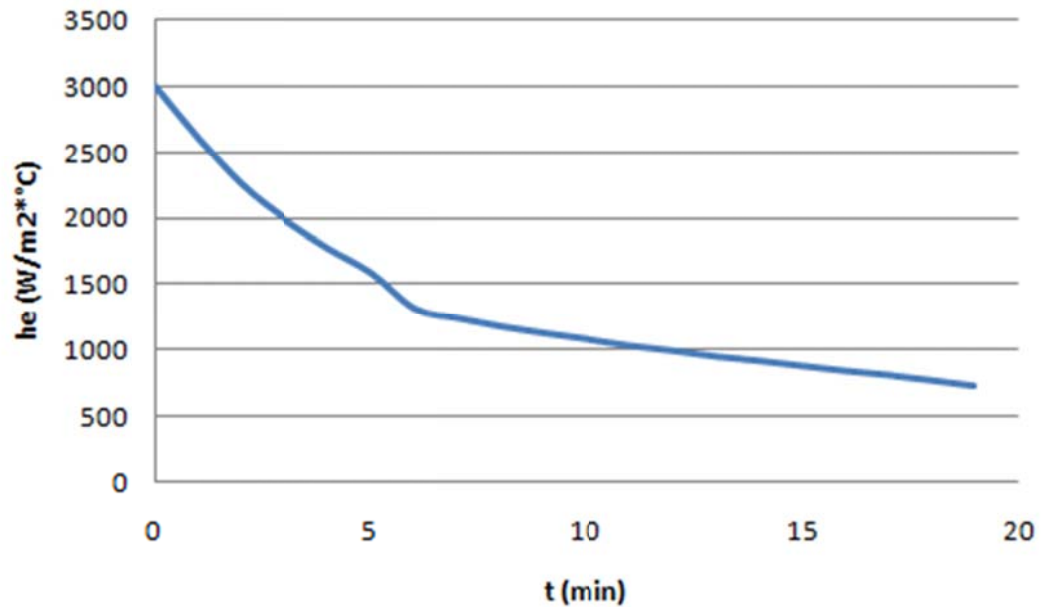


Fuente: Autores del proyecto.

La siguiente gráfica muestra el efecto de la transferencia de calor por evaporación, producido por el refrigerante. La disminución del coeficiente de transferencia de calor por evaporación se debe al descenso de la carga térmica a retirar por el evaporador.

Figura 59. Gráfica de coeficiente de convección externo vs tiempo.

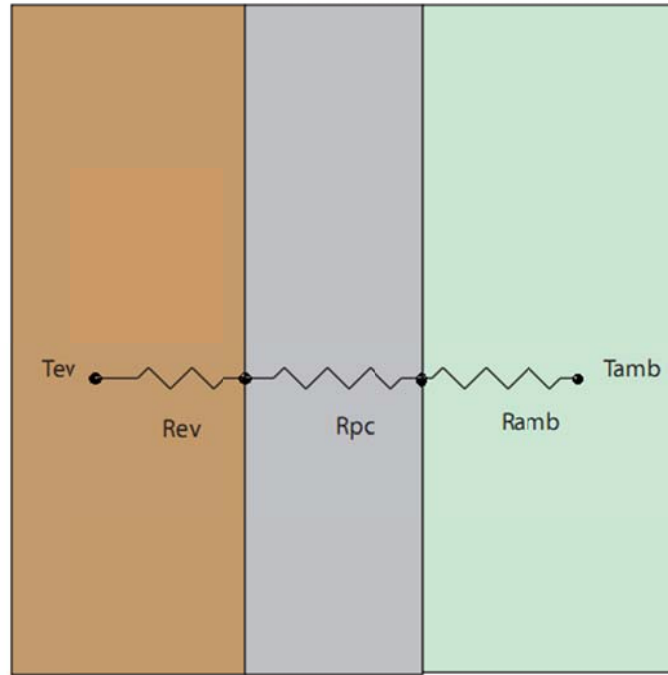
$T_{ev} = -11^{\circ}\text{C}$



Fuente: Autores del proyecto.

4.4.4 Carga del ambiente. El calor que se transfiere del ambiente al refrigerante a través de la pared de la coraza, también debe ser removido por el sistema de refrigeración. La coraza del evaporador puede considerarse como una placa vertical a temperatura uniforme. En la figura se ilustran las variables que intervienen en este proceso y a continuación se encuentran las correlaciones utilizadas.

Figura 60. Transferencia de calor del ambiente al evaporador.



Fuente: Autores del proyecto.

$$\dot{Q}_{amb} = \frac{T_{amb} - T_{ev}}{R_{amb} + R_{pc} + R_{ev}}$$

$$R_{amb} = \frac{1}{A_{extc} * h_{cn}}$$

$$R_{pc} = \frac{\ln(r_{extc}/r_{intc})}{2\pi * L_t * K_{coraza}}$$

$$R_{ev} = \frac{1}{A_{intc} * h_{ev}}$$

$$A_{intc} = \pi * D_{intc} * L_t$$

$$A_{ext} = \pi * D_{ext} * L_t$$

Dónde:

$\dot{Q}_{amb}$ = calor transferido del ambiente al refrigerante.

T_{amb} = temperatura del ambiente.

T_{ev} = temperatura de evaporación.

R_{amb} = resistencia térmica ofrecida por el ambiente.

R_{pc} = resistencia térmica ofrecida por la pared de la coraza.

R_{ev} = resistencia ofrecida por la evaporación del refrigerante.

A_{extc} = área externa de la coraza.

A_{intc} = área interna de la coraza.

$D_{extc} = 2r_{extc}$ = diámetro externo de la coraza = 141,8 mm.

$D_{intc} = 2r_{intc}$ = diámetro interno de la coraza = 128,2 mm.

L_t = longitud de transferencia de calor = 45 cm.

h_{cn} = coeficiente de transferencia de calor por convección natural.

h_{ev} = coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada.

K_{coraza} = conductividad térmica de la coraza (60,5 W/m*K a 300 K).

Calculo de coeficientes adimensionales y filmicos

Convección natural

Número de Grashof.

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sext} - T_{amb}) \cdot L_t^3}{\nu^2}$$

Dónde:

g = aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

β = coeficiente de expansión volumétrica.

T_{sext} = temperatura de la superficie externa de la coraza.

T_{amb} = temperatura del ambiente.

L_t = longitud de transferencia de calor = 45 cm.

ν = viscosidad cinemática.

Número de Rayleigh

$$Ra_L = Gr_L * Pr$$

Donde Pr es el número de Prandtl.

Número de Nusselt

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

Coeficiente de transferencia de calor por convección natural.

$$h_{cn} = \frac{Nu * K_{\text{aire}}}{L_t}$$

Donde K_{aire} es la conductividad térmica del aire.

Evaporación nucleada

Coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada.

Se calcula también con la correlación de **Foster y Zuber** utilizada en el cálculo de la temperatura de evaporación del refrigerante.

Resultados

Para una temperatura ambiente de 25 °C se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 20. Resultados del cálculo de la carga del ambiente para 25 °C.

Temperatura de evaporación (°C)	Carga térmica ofrecida por el ambiente (W)	Coeficiente de transferencia de calor por convección natural (W/m ² *°C)	Coeficiente de transferencia de calor por evaporación (W/m ² *°C)
-8	32	4,939	344,2
-9	33	4,984	350
-10	34	5,028	349
-11	36	5,072	354,1
-12	37	5,114	358,9
-13	38	5,156	357,3
-14	40	5,197	361,6
-15	41	5,237	365,5
-16	43	5,277	363,3
-17	44	5,315	372,3

Fuente: Autores del proyecto.

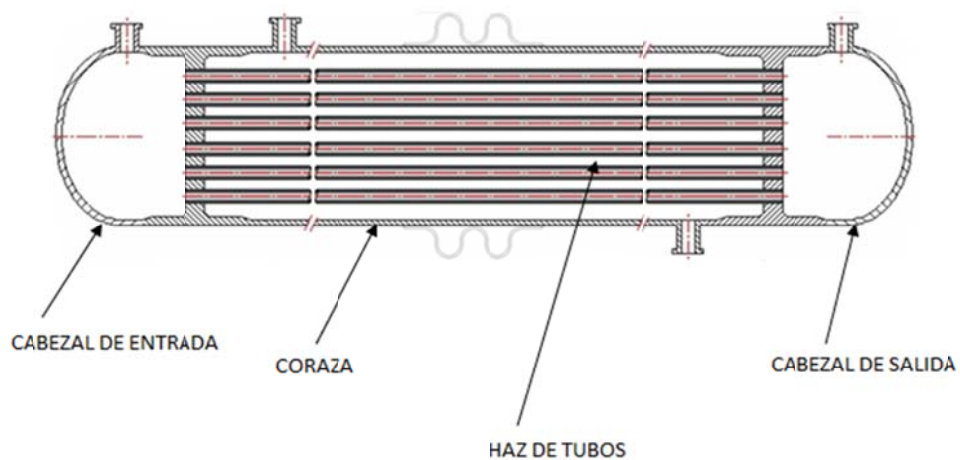
4.4.5 Diseño mecánico del evaporador. En el diseño mecánico se busca garantizar la resistencia de los elementos que componen el evaporador. Los esfuerzos a los que estarán sometidos estos componentes serán causados por las presiones de trabajo, los cambios de temperatura y factores relacionados con la fabricación. Las especificaciones a tener en cuenta para cada elemento son el

material, la geometría y el método de fabricación; también se deben tener en cuenta los métodos de ensamble. Como el evaporador consiste en un intercambiador de calor de casco y tubos, se utilizará el proceso de diseño contemplado en la sección VIII de la ASME y en las normas TEMA.

Las partes principales que componen un intercambiador de calor de coraza y tubos son:

- Cabezal de entrada.
- Cabezal de salida.
- Coraza.
- Haz de tubos.

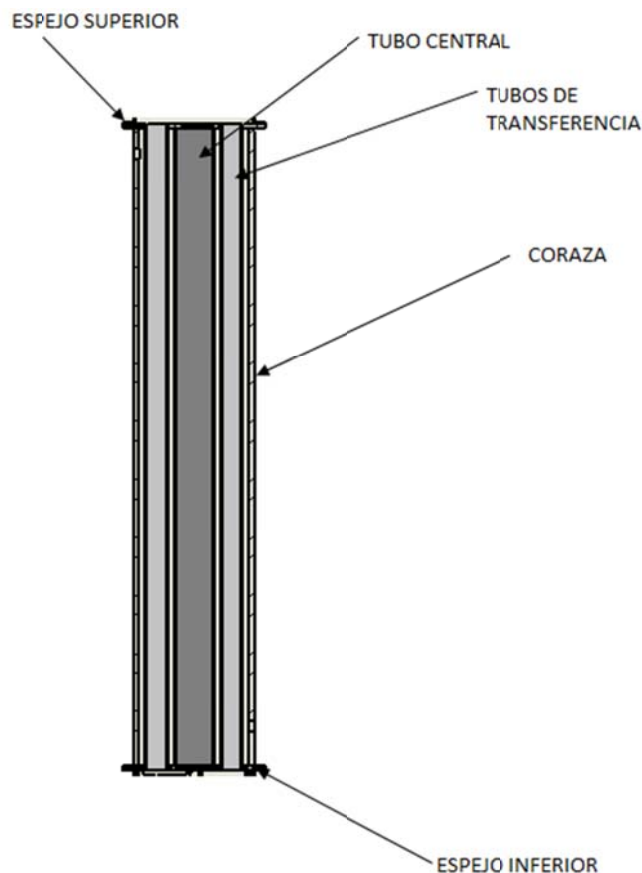
Figura 61. Intercambiador de calor de coraza y tubos.



Fuente: Autores del proyecto.

En el caso de la máquina productora de hielo tubular, el evaporador no posee cabezales. El diseño se reducirá a la coraza y al haz de tubos. Debido a que el agua se encuentra sometida a presión atmosférica dentro del evaporador, los esfuerzos generados se pueden despreciar. Para los cálculos solo se tendrá en cuenta la presión del refrigerante, cuyo valor máximo se da durante la etapa de recolección y cuyo valor se ha establecido en 300 PSI.

Figura 62. Componentes del evaporador.



Fuente: Autores del proyecto.

El proceso de diseño se dividirá en dos etapas:

1. Selección de materiales.

2. Dimensionamiento.

Selección de materiales

Los materiales deben garantizar que los elementos del evaporador soporten las presiones y temperaturas de trabajo, además de los efectos de la corrosión. Su selección adecuada permitirá bajos costos iniciales y de mantenimiento. Comercialmente los materiales se fabrican en las llamadas “formas de suministro” siendo de mayor utilidad en los intercambiadores de calor las placas, la forja y los tubos. Para que los materiales satisfagan las condiciones de operación sus propiedades deben ser las más adecuadas.

Para las propiedades se debe tener en cuenta lo siguiente:

1) Propiedades mecánicas:

- Alta resistencia a la tracción.
- Alto punto de fluencia.
- Mínima reducción de área.
- Alto porcentaje de alargamiento.

2) Propiedades físicas:

- Alto coeficiente de dilatación térmica.

3) Resistencia a la corrosión:

- La coraza y el tubo central estarán en contacto con el refrigerante R404A.
- Los espejos y los tubos de transferencia estarán en contacto con ambos fluidos de trabajo (agua y refrigerante).

4) Maquinabilidad.

5) Soldabilidad.

6) Facilidad de ser formado.

7) Compatibilidad del equipo existente.

Los materiales para cada elemento se encuentran en la siguiente tabla de datos.
El esfuerzo máximo permisible corresponde a una temperatura de 60 °C.

Tabla 21. Materiales para fabricar el evaporador.

ELEMENTO	MATERIAL	FORMA DE SUMINISTRO	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE (KSI)
CORAZA	ACERO SA53	TUBERIA	10.2
TUBOS DE TRANSFERENCIA	ACERO AISI 304	TUBERIA	18
TUBO CENTRAL	ACERO SA36	TUBERIA	14.5
ESPEJOS (TAPAS)	ACERO AISI 304	PLACA	18

Fuente: Autores del proyecto.

Dimensionamiento

Coraza

En su interior se evaporara el refrigerante durante la etapa de formación del hielo y recibirá el vapor caliente durante la etapa de recolección. Se puede considerar la coraza como un recipiente cilíndrico sometido a presión interna. De acuerdo con el numeral UG-27 del código ASME el espesor mínimo requerido por presión interna para un elemento cilíndrico en función de su radio exterior se calcula con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PR_0}{SE + 0.4P}$$

Dónde:

t= Espesor mínimo requerido por presión, sin corrosión (pulg).

P= 1,1P_O Presión interna de diseño (PSI).

R₀= Radio exterior de la coraza (pulg).

S= Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño (PSI).

E= Eficiencia de la junta soldada.

P_O= Máxima presión de operación.

P= 1,1*300 = 330 PSI.

$$t = \frac{330 * 2,7815}{10200 * 0,7 + 0.4 * 330} = 0,1262 \text{ "}$$

Teniendo toda la información requerida se obtiene un espesor mínimo de **0,126 pulg**. Esto indica que se debe utilizar un tubo de **cedula 10**, pero debido a que no se encuentra disponible en el mercado local, se utilizará un tubo de **cédula 40**.

Tubos de transferencia

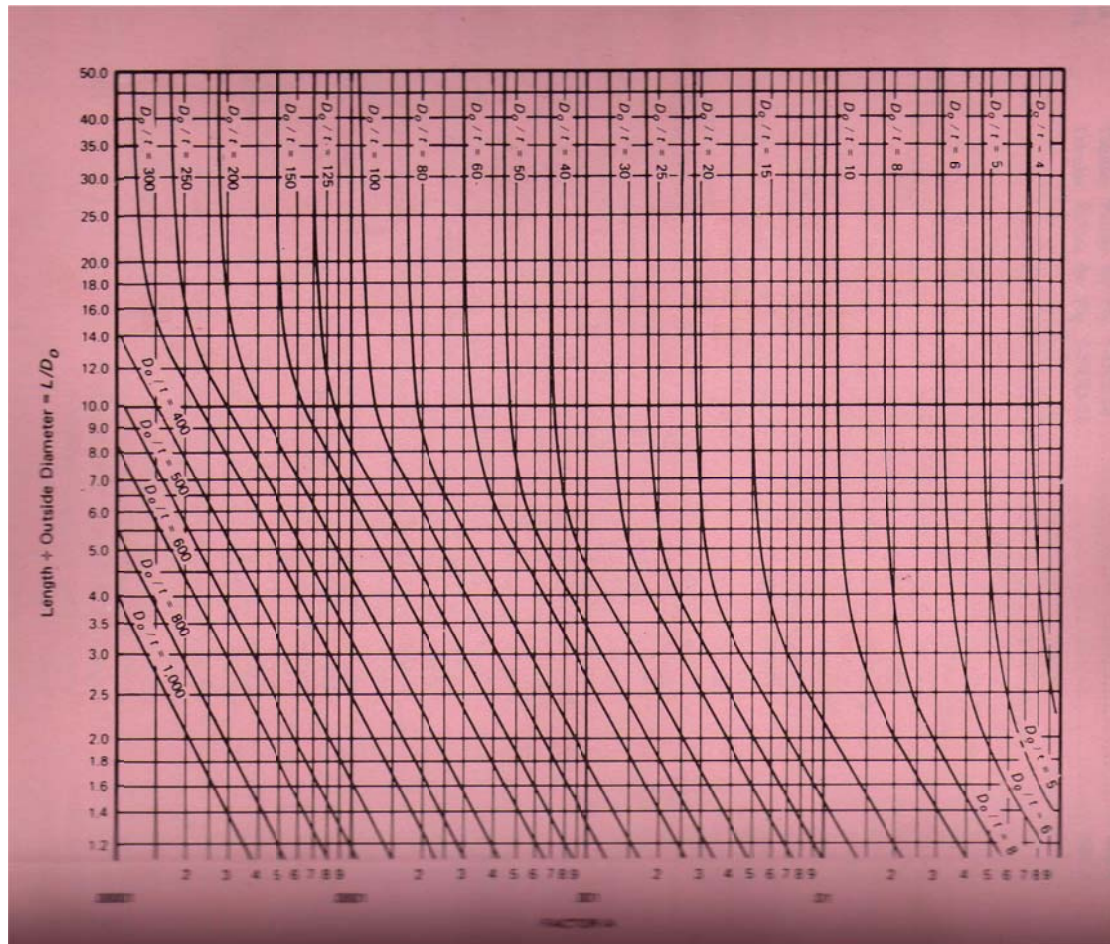
Estos tubos conducirán el agua en su interior, de forma tal que el hielo se formara de la pared interna hacia el centro; en su parte exterior estarán en contacto con el líquido refrigerante durante la etapa de formación del hielo y con el vapor caliente durante la etapa de recolección. Durante el diseño térmico se obtuvo una longitud de transferencia de 45 cm. La longitud real de los tubos debe ser mayor con el fin de evitar sobrepresiones, por lo que se agregarán 30 cm a la longitud de transferencia de calor. Con esto se obtiene una longitud real de 75 cm.

Cada tubo se puede considerar como un recipiente cilíndrico sometido a presión externa, por lo que su espesor mínimo se calculara con base en el numeral UG-28 del código ASME. El proceso de cálculo es el siguiente:

Paso 1. Considerar un valor de espesor t y determinar las relaciones L/D_o y D_o/t , donde D_o y L corresponden al diámetro externo y a la longitud respectivamente.

Paso 2. Entrar a la gráfica UGO-28.0 con el valor L/D_o determinado en el primer paso.

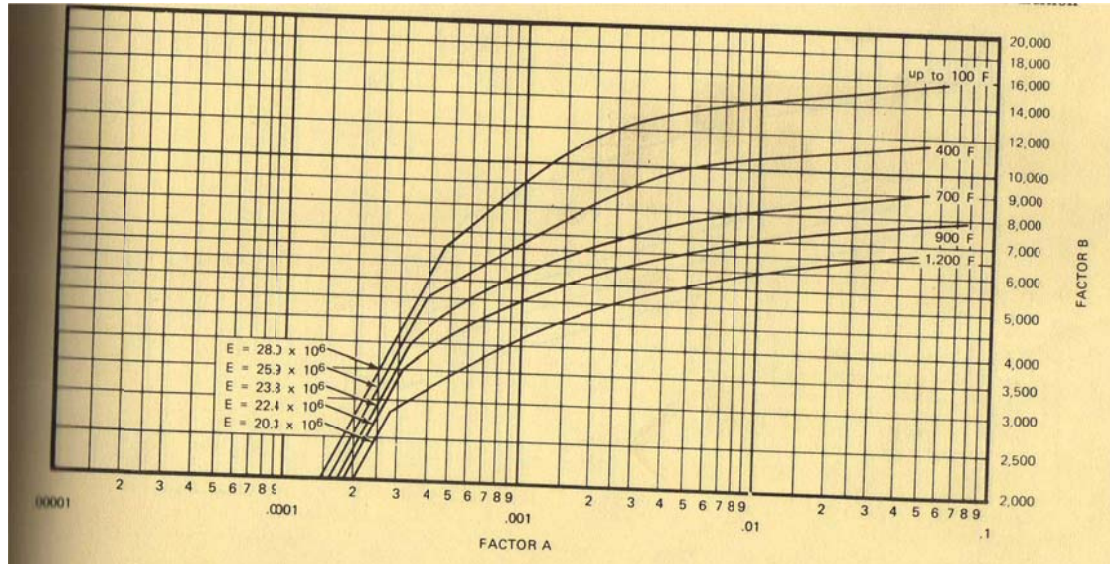
Figura 63. Gráfica UGO-28.0.



Fuente: Código ASME. Sección VIII.

Paso 3. Usando el valor de A, calculado en el paso anterior, entrar a la gráfica para el material y temperatura requeridos en el apéndice V (UHA-28.3), trazar una línea perpendicular hacia arriba e intersectar la curva material- temperatura a la temperatura de diseño.

Figura 64. Gráfica UHA-28.3.



Fuente: Código ASME. Sección VIII.

Paso 4. De la intersección obtenida en el paso 4, trazar una línea horizontal a la derecha y leer el valor de B.

Paso 5. Usando este valor de B, calcular el valor de P_a , presión máxima admisible empleando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4B}{3 \left(D_o/t \right)}$$

Paso 6. Comparar el valor calculado de P_a , obtenido en los pasos 6 y 7 con la presión de diseño externa. Si $P_a \geq P$, el espesor “t” supuesto es el correcto; en caso contrario suponer un nuevo valor para t y repetir el procedimiento.

Nota: Este procedimiento solo se aplica para $D_o/t > 10$.

Para una tubería de diámetro externo de **26.3mm** se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 22. Presión admisible para los tubos de transferencia según su espesor.

CALIBRE	ESPESOR (pulg)	Pa (PSI)
13	0,095	1530
14	0,083	1304
15	0,072	1067
16	0,065	921
20	0,035	392

Fuente: Autores del proyecto.

La presión externa para los tubos de transferencia equivale a la presión interna de la coraza. Esto quiere decir que se tiene una presión de diseño de **330 PSI**. Con una tubería de **calibre 20** se pueden satisfacer los requerimientos de operación. El espesor mínimo que se encontró en el mercado corresponde al **calibre 14**.

Tubo central

El tubo central se emplea para reducir el volumen de refrigerante en el evaporador. En su interior no transportara agua y en su lugar contendrá material aislante. Su longitud se obtendrá restando a la longitud de los tubos de transferencia el espesor de los espejos (ver el diseño de los espejos). En este caso la longitud será de **75 cm** y el diámetro nominal de **1,5"**. Este tubo también puede considerarse como un recipiente cilíndrico sometido a presión externa, por lo que su espesor mínimo también se calculara con base en el numeral UG-28 del código ASME.

Para este tubo se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 23. Presión admisible para el tubo central según su espesor.

CEDULA	ESPESOR (pulg)	Pa (PSI)
5	0,065	546
10	0,109	1000
40	0,145	1381

Fuente: Autores del proyecto.

El tubo que se obtuvo en el mercado corresponde a cédula 10.

Espejos (tapas)

Los espejos se pueden considerar como los elementos más críticos del evaporador, debido a que estarán sometidos a cargas de flexión. En este caso serán del tipo estacionario, uniéndose el espejo superior al tanque por tornillos, el espejo inferior a la carcasa también por tornillos, y ambos espejos se unirán a la coraza por soldadura. Existen dos métodos para unir los tubos a los espejos: por soldadura o por ajuste forzado. Se ha escogido la unión por soldadura, obteniendo la ventaja de convertir a los tubos en apoyos redundantes para contrarrestar la presión del refrigerante, y de esa forma reducir los esfuerzos de flexión. El análisis de las cargas se convierte en un problema estáticamente indeterminado. Debido a la complejidad del cálculo por resistencia de materiales se utilizarán dos métodos de cálculo: 1) el correspondiente a la norma TEMA y 2) el Método de Elementos Finitos, utilizando la herramienta COSMOS de SOLIDWORKS. Al final se realizará una comparación de los resultados obtenidos por ambos métodos.

El espesor mínimo de los espejos según el numeral R-7.122 de la norma TEMA se calcula con base en la siguiente ecuación:

$$T = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{S}} = \frac{1 * 5,047}{2} \sqrt{\frac{330}{18000}} = 0,3417 "$$

Dónde:

T= Espesor efectivo del espejo (pulg).

S= Esfuerzo de tensión permisible para el material del espejo a la temperatura de diseño (PSI).

P= Presión de diseño, que en este caso también corresponde a la calculada en el dimensionamiento de la coraza (PSI).

F= Constante que depende del tipo de espejo.

G= Diámetro interno de la parte sujeta a presión, equivalente al diámetro interno de la coraza (pulg).

El espesor mínimo que se obtuvo en este proceso de cálculo corresponde a **8,68 mm**.

Con la herramienta COSMOS de SOLIDWORKS 2010 se encontró que con un espesor de **5 mm**, se puede soportar hasta una presión de 500 PSI. La siguiente tabla permite ver los resultados del análisis del espejo inferior utilizando el Método de Elementos Finitos.

Tabla 24. Resultados del análisis de esfuerzos en el espejo inferior.

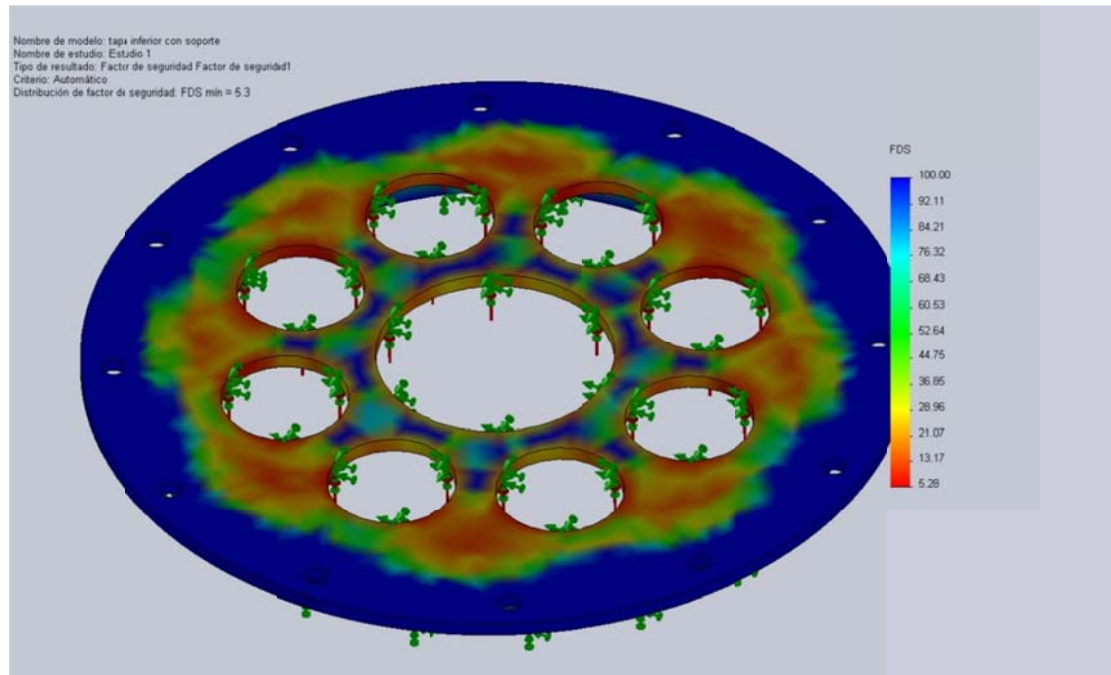
Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	23578.9 N/m ² Nodo: 4257	(2.20238 mm, 1.49966 mm, 79.9747	3.91808e+007 N/m ² Nodo: 435	(11.2583 mm, 0 mm, 50.65 mm)

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
			mm)		
Desplazamientos ¹	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(7.89897e- 015 mm, -10 mm, 64.5 mm)	0.00199135 mm Nodo: 2133	(-51.73 mm, 1.50199 mm, -21.162 mm)
Deformaciones unitarias ¹	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.23096e- 007 Elemento: 3090	(1.10502 mm, 1.85947 mm, 82.7073 mm)	0.000105876 Elemento: 3223	(-13.4798 mm, 1.50027 mm, 48.1112 mm)

Fuente: Autores del proyecto.

Se puede observar que el efecto de las deformaciones es más crítico que el efecto de los esfuerzos. Esto se debe a que al subir la temperatura en el lado coraza, durante la etapa de recolección, los tubos se dilatan. La siguiente figura permite observar que efectivamente el material empieza a fallar a una presión de 500 PSI. Para este caso se utilizó un factor de seguridad de 5,3.

Figura 65. Factores de seguridad en el espejo inferior.



Fuente: Autores del proyecto.

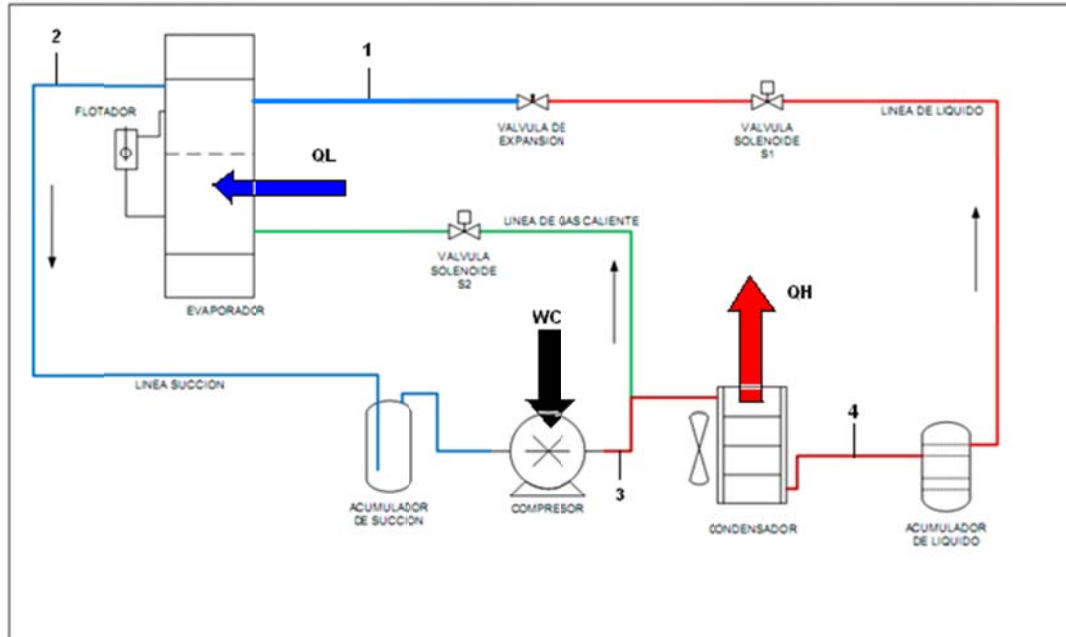
Al comparar los resultados obtenidos con los dos procesos de cálculo se puede observar que el espesor obtenido por la aplicación de la norma TEMA, se encuentra sobredimensionado. Esto se debe a que el proceso de cálculo de intercambiadores de calor contemplado por la sección VIII de la ASME y la norma TEMA se recomienda para un diámetro nominal de la coraza igual o superior a 6 pulgadas. Teniendo en cuenta lo anterior y considerando que la máxima presión en el evaporador se ha establecido en 300 PSI se escogerá un espesor de **5 mm**.

4.4.6 Parámetros del sistema de refrigeración. Para un ciclo ideal los parámetros del sistema de refrigeración se determinan a partir de la capacidad frigorífica y las propiedades intensivas del refrigerante a lo largo de este ciclo.

Refrigerante: 404A.

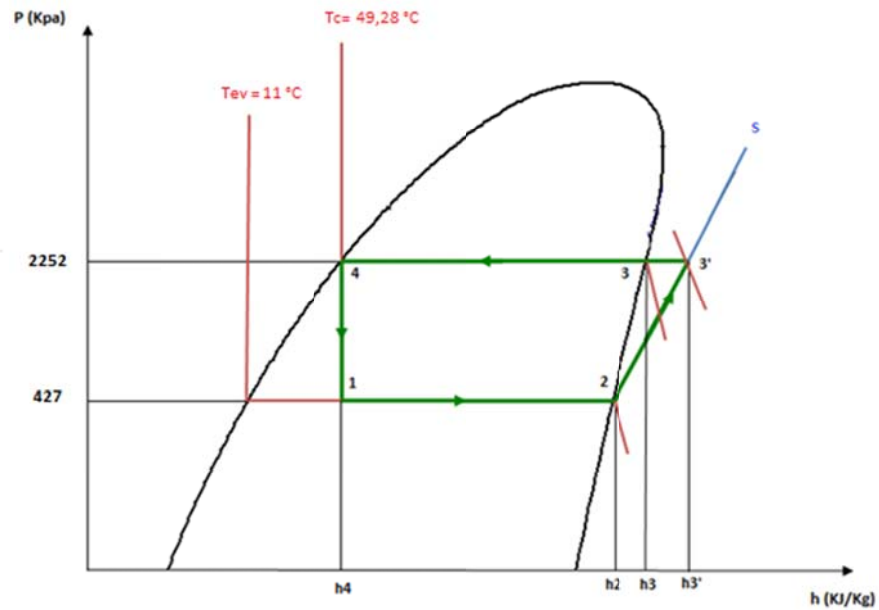
Capacidad del sistema: 715 W.

Figura 66. Parámetros del sistema de refrigeración.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 67. Ciclo de refrigeración ideal para la máquina de hielo.



Fuente: Autores del proyecto.

Procesos ideales llevados por la máquina:

1-2 Evaporación.

2-3 Compresión isoentrópica.

3-4 Condensación.

4-1 Expansión isoentrópica.

$$T_{\text{baja}} = -11\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{alta}} = 49,28\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tabla 25. Estados termodinámicos del R404A durante un ciclo ideal.

	Entalpía (H) KJ/Kg	Presión (P) Kpa	Temperatura (T) °C	Entropía (S) KJ/Kg*°C
1) Entrada del evaporador.	280,4	427	-11	1,315
2) Entrada del compresor.	364,3	427	-11	1,628
3) Salida del compresor.	392	2252	50	1,628
4) Salida del condensador.	280,4	2252	49,28	1,265

Fuente: Autores del proyecto.

$$\text{CAP} = 537,28\text{ W}$$

$$\text{EER} = H_2 - H_1 = 364,3 - 280,4 = 83,9\text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m} = \frac{\text{CAP}}{\text{EER}} = \frac{537,28}{83900} = 6,404 \cdot 10^{-3}\text{ Kg/sg}$$

$$\dot{w}_c = \dot{m}(h'_3 - h_2) = 6,404 * 10^{-3} * (392 - 364,3) = 0,177 \text{ KW}$$

$$COP_{Rt} = \frac{CAP}{\dot{w}_c} = \frac{537,28}{177} = 3,035$$

CAP= capacidad del sistema de refrigeración.

EER= efecto refrigerante.

$\dot{m}$ = flujo másico de refrigerante.

$\dot{w}_c$ = trabajo efectuado por el compresor.

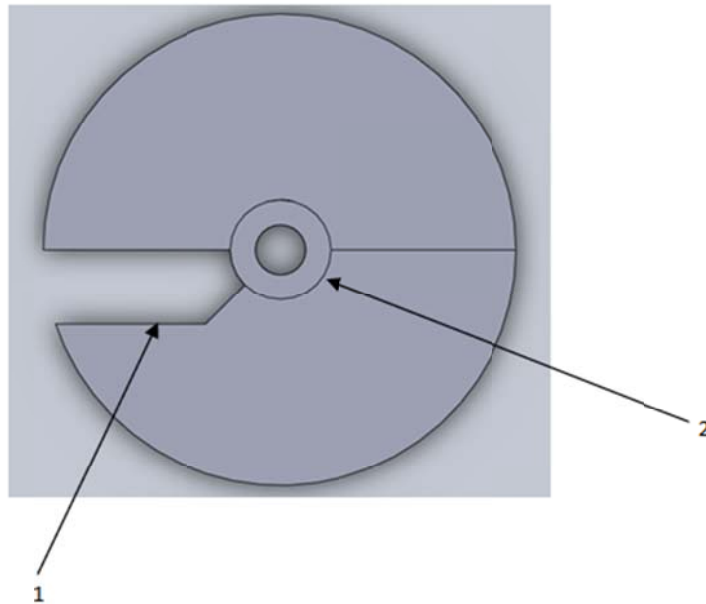
COP_{Rt} = coeficiente de operación teórico del sistema de refrigeración.

4.4.7 Cálculos para el sistema de corte. En esta sección se explicarán los procesos de cálculo para diseñar la cuchilla rotatoria y su eje. La selección del sistema de transmisión, los rodamientos y las cuñas se remite al proceso descrito en el libro “Diseño de Elementos de Máquinas” de Mott, cuarta edición.

Cuchilla rotatoria

Para garantizar la funcionalidad de la cuchilla rotatoria se debe conocer el modo de falla más probable. Existen dos zonas críticas en esta cuchilla: 1) el borde afilado y 2) la unión por soldadura entre la lámina que produce el corte y el cubo que acopla la cuchilla al eje.

Figura 68. Zonas de falla en la cuchilla rotatoria.



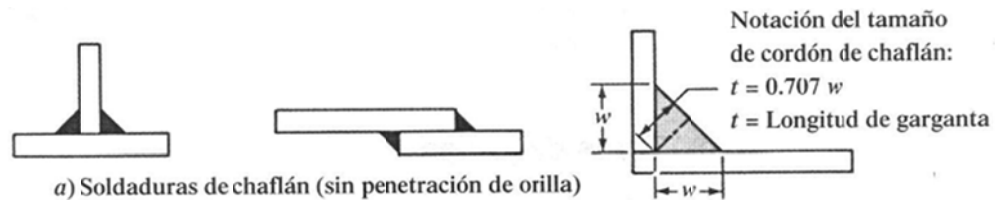
Fuente: Autores del proyecto.

En el borde afilado se puede presentar falla ya sea por fractura o por desgaste gradual. Para evitar la falla por fractura se debe escoger un material con alta tenacidad y/o aumentar el espesor de la lámina. El desgaste gradual es un proceso inherente a toda herramienta de corte, por lo cual se busca aumentar su vida útil. Esto se puede lograr realizando un tratamiento térmico sobre el filo o aplicando un recubrimiento de material de alta resistencia al desgaste. Debido a que una herramienta de corte requiere de un estudio riguroso, lo cual se encuentra fuera del alcance de este proyecto, solo se ha tenido en cuenta la unión por soldadura.

Para el cálculo de la cuchilla rotatoria solo se ha tenido en cuenta la unión por soldadura, garantizando que esta pueda soportar la carga de impacto en el momento de producirse el corte de hielo. Se puede considerar que la lámina de

corte estará sometida a una carga flexionante. El tipo de soldadura a utilizar será de chaflán.

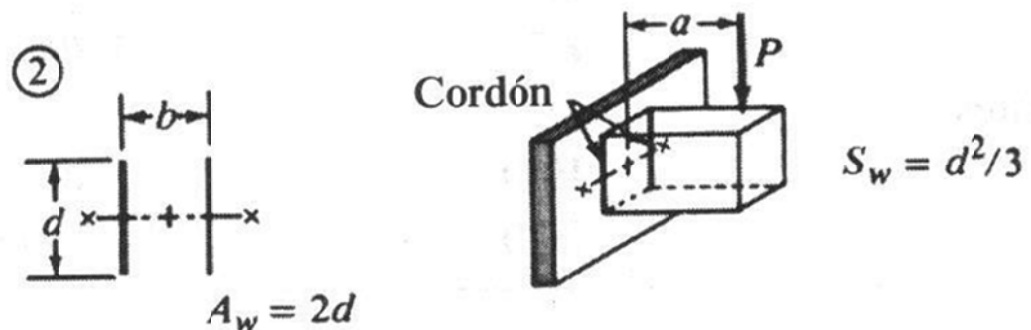
Figura 69. Soldadura de chaflán.



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

Si la lámina está unida al cubo por dos cordones, su geometría se puede considerar similar a la de la figura.

Figura 70. Geometría de la soldadura.



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

Donde d corresponde a la longitud del cordón. Para este caso d se puede considerar igual a la longitud de media circunferencia ($\pi \cdot r$), donde r es el radio externo del cubo. Si el diámetro externo del cubo es 1", entonces d es igual a 3,99 cms.

El esfuerzo normal producido por la carga flexionante será el descrito en la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M}{0,707 * w * S_w}$$

$$S_w = \frac{d^2}{3} = \frac{3,99^2}{3} = 5,307 \text{ cms}^2$$

Si la magnitud del momento flector es igual a la magnitud del par torsional, se obtiene:

$$\sigma = \frac{60,61}{0,707 * w * 5,307} = \frac{16,15}{w}$$

Para calcular el esfuerzo cortante se tiene:

$$\tau = \frac{P}{0,707 * w * A_w} = \frac{P}{0,707 * w * 2d}$$

Donde P es la fuerza cortante sobre la unión.

$$P = \frac{M}{R_s - r_c} = \frac{60,61}{4,23 - 1,27} = 20,47 \text{ Kg}$$

Donde R_s y r_c corresponden al radio de corte (distancia desde el centro del eje al punto de contacto entre la barra de hielo y el filo de la cuchilla) y al radio externo del cubo, respectivamente.

$$\tau = \frac{20,47}{0,707 * w * 2 * 3,99} = \frac{3,628}{w}$$

Una vez obtenido los esfuerzos sobre la soldadura, se determina el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{16,15}{2w}\right)^2 + \left(\frac{3,628}{w}\right)^2}$$

El esfuerzo cortante máximo debe ser menor o igual al esfuerzo cortante permisible. Este se obtiene a partir de la resistencia del material de la soldadura. Teniendo en cuenta que la cuchilla rotatoria se fabricará en acero inoxidable AISI 304, se debe utilizar una soldadura para este tipo de material. Si se utiliza una soldadura WEST ARCO E312-16 se obtiene una resistencia a la tracción entre 74 y 84 Kg/mm². Se escogerá el valor intermedio, que corresponde a 79 Kg/mm². La resistencia al corte será alrededor de 23,7 Kg/mm².

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq \tau_{perm} = \frac{S_{us}}{N} = \frac{23,7}{5} = 11,85 \text{ Kg/mm}^2$$

Donde N corresponde al factor de seguridad. En este caso se ha tomado un valor de 5, debido al alto grado de incertidumbre que se presenta con este modelo de cálculo, teniendo en cuenta que la cuchilla estará sometida a carga de impacto.

$$11,85 = \sqrt{\left(\frac{16,15}{2w}\right)^2 + \left(\frac{3,628}{w}\right)^2}$$

$$w = 0,7471 \text{ cms} \approx 1/32''$$

En la siguiente tabla se puede observar que el espesor de la lámina de la cuchilla debe ser menor a 1/2" y el tamaño mínimo del lado del cordón de 3/16".

Tabla 26. Especificaciones para soldadura por chaflán.

Tamaños mínimos de cordón para placas gruesas	
Espesor de la placa (pulg)	Tamaño mínimo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{2}$	5/16
$> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{4}$	3/8
$> 2\frac{1}{4} - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

Eje de la cuchilla

Una vez seleccionado el sistema de transmisión de potencia se procede a diseñar el eje. El proceso de cálculo descrito a continuación corresponde al descrito en el capítulo 12 del libro “Diseño de Elementos de Máquinas de Mott”, Cuarta Edición.

- 1) Se determina la velocidad de giro del eje. En este caso corresponde a 600 RPM.
- 2) Se determina el par torsional que debe transmitirse al eje.

$$T = \frac{P * K}{N} = \frac{0,5 * 63000}{600}$$

$$T = 52,5 \text{ lbs} - \text{pulg} = 60,61 \text{ Kgs} - \text{cm}$$

Dónde:

T= par torsional a transmitir.

P= potencia nominal.

K = factor de conversión según el sistema de unidades.

N = velocidad de giro del eje.

3) Se determina el diseño de los componentes transmisores de potencia u otras piezas que se montarán sobre el eje, y especificar el lugar requerido para cada uno.

En este caso los componentes serán la rueda conducida y la cuchilla rotatoria. Los datos importantes del diseño de estos componentes para el cálculo del eje son los siguientes:

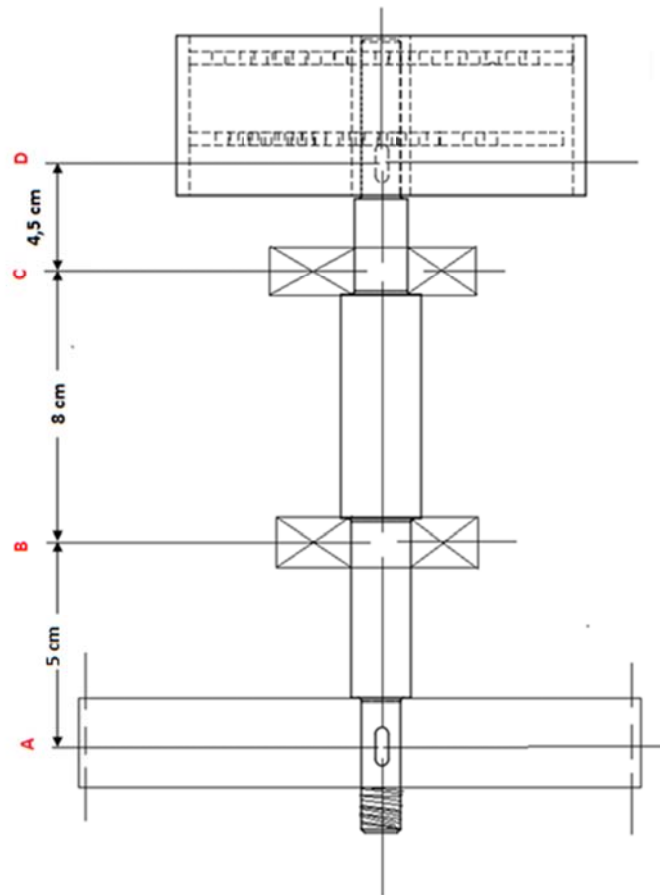
Diámetro de paso de la rueda de la cadena: 5,376 pulg.

Ángulo de contacto de la cadena en la rueda conducida: $193,8^\circ$.

Radio de corte de la cuchilla rotatoria: 4,23 cm.

4) Se especifica la ubicación de los cojinetes a soportar en el eje. En la siguiente figura se ilustra la ubicación de la rueda conductora A, los rodamientos B y C, y la cuchilla rotatoria D.

Figura 71. Ubicación de los elementos en el eje.



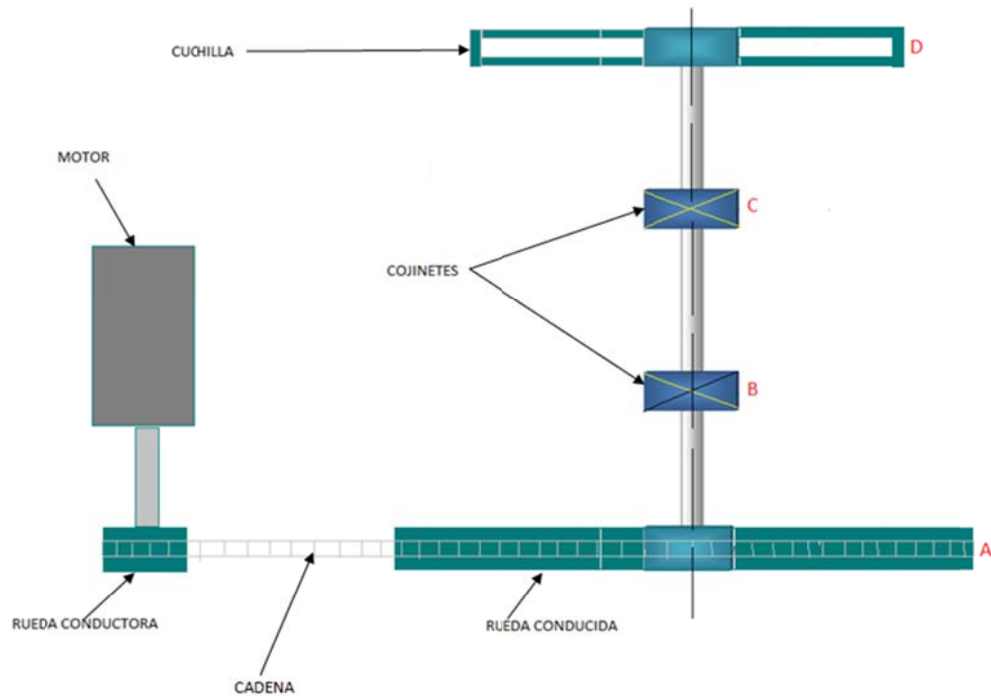
Fuente: Autores del proyecto.

5) Se propone la forma general de los detalles geométricos para el eje, considerando la forma de posición axial en que se mantendrá cada elemento sobre el eje, y la forma en que va a efectuarse la transmisión de potencia de cada elemento sobre el eje.

Para este caso deben instalarse un elemento de transmisión de potencia, la cuchilla rotatoria y dos elementos de soporte. La potencia del motor se transmite de la rueda conductora a la rueda conducida ubicada en el eje de la máquina

cortadora de hielo, a través de la cadena. La potencia sigue de la rueda conducida al eje, a través de una cuña. Después la potencia sigue del punto A al punto D, donde pasa por otra cuña a la cuchilla rotatoria. Finalmente la cuchilla rotatoria aplicará esta potencia para cortar cada barra de hielo.

Figura 72. Transmisión de la potencia.

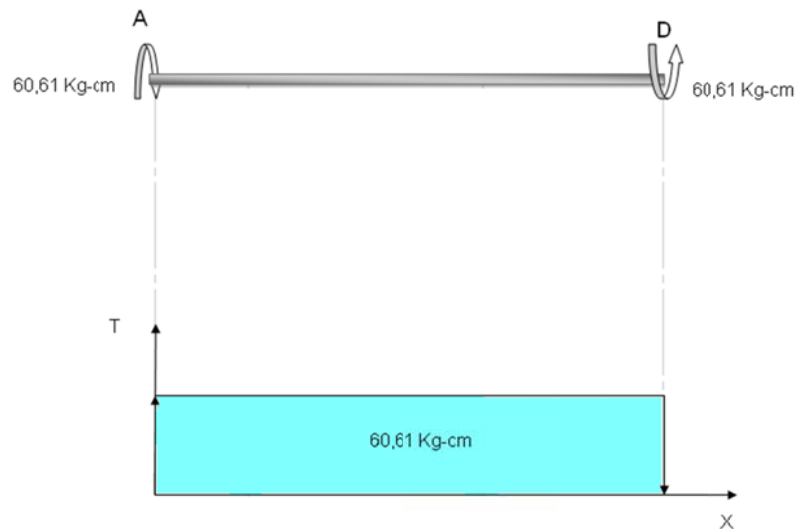


Fuente: Autores del proyecto.

Los cojinetes se colocarán en los puntos B y C. En el eje se mecanizarán escalones para asentar los elementos, por uno de sus lados en cada caso. La rueda conducida se sujeta del otro lado mediante una tuerca de fijación. Los cojinetes se sujetarán en la posición por la acción de la carcasa, donde recargan las pistas exteriores de los rodamientos. La cuchilla rotatoria se fijará en la posición mediante un tornillo prisionero. Se maquinarán cuñeros en el eje, en el lugar de la rueda y la cuchilla rotatoria.

6) Se determina la magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto sobre el eje y elaborara un diagrama. Para este caso solo habrá dos elementos de transmisión de potencia, por lo que la magnitud del par torsional permanecerá constante. En el paso b) se había establecido un par torsional de 60,61 Kgs-cm.

Figura 73. Par torsional en el eje.

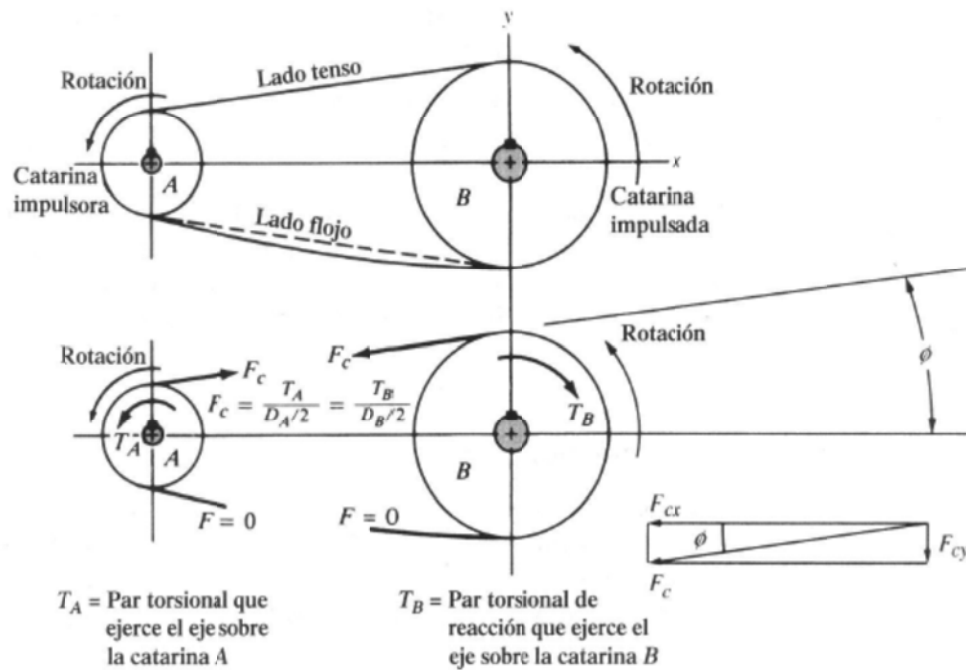


Fuente: Autores del proyecto.

7) Se determinan las fuerzas que obran sobre el eje, en dirección radial y axial. Para este caso las fuerzas corresponden a las que transmiten la rueda de la cadena y la cuchilla rotatoria.

Para la transmisión por cadenas el par torsional es producido por el lado tenso, mientras que el lado flojo no ejerce fuerzas sobre las ruedas. En la siguiente figura puede observarse como actúa la fuerza F_c en la dirección del lado tenso de la cadena.

Figura 74. Fuerzas transmitidas por la cadena.



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

$$F_c = \frac{2 * T_B}{D_B} = \frac{2 * 60,61}{13,66} = 8,875 \text{ Kg}$$

Para un análisis preciso es necesario descomponer la fuerza F_c en componentes paralelas a la línea entre centros y perpendicular a ella.

$$F_{cx} = F_c \cos \phi$$

$$F_{cy} = F_c \sin \phi$$

Dónde:

X= dirección paralela a la línea entre centros.

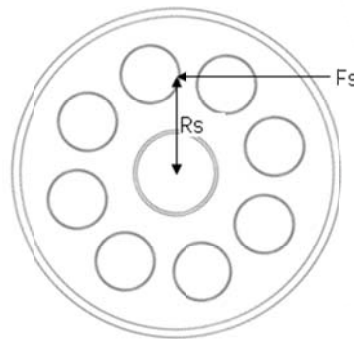
Y= dirección perpendicular a la línea entre centros.

ϕ = ángulo de inclinación del lado tenso de la cadena con respecto a la dirección x.

Estas dos componentes de fuerza causan flexión tanto en dirección x como en dirección y. Sin embargo, debido a que en este caso Φ es un ángulo muy pequeño se puede suponer que toda la fuerza actúa en la dirección de x.

Para la cuchilla rotatoria se debe determinar la fuerza de corte que actúa en el punto de contacto de la barra de hielo con el filo de esta cuchilla. La distancia del eje de giro al punto de contacto se conoce como radio de corte (R_s).

Figura 75. Fuerza transmitida por el corte de hielo.



Fuente: Autores del proyecto.

$$F_s = \frac{T}{R_s} = \frac{60,61}{4,23} = 14,33 \text{ Kg}$$

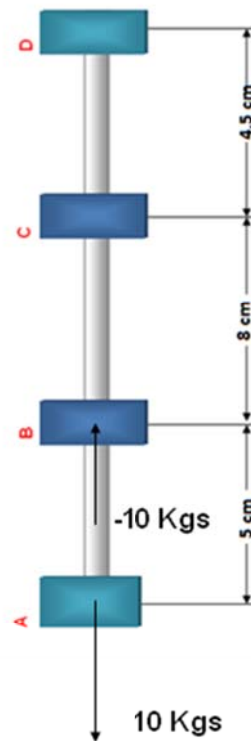
Debe tenerse en cuenta también que el punto de contacto se encuentra separado radial y axialmente del punto donde se transmite la potencia del eje a la cuchilla a través de la cuña.

Al trasladar la fuerza al punto D se produce un momento flector M.

$$M = F_s * 3,5 = 50,16 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Las fuerzas que obran en dirección axial están relacionadas directamente con el peso del eje y los componentes. Para este se estimará un peso de 10 Kgs, el cual estará soportado por el rodamiento B.

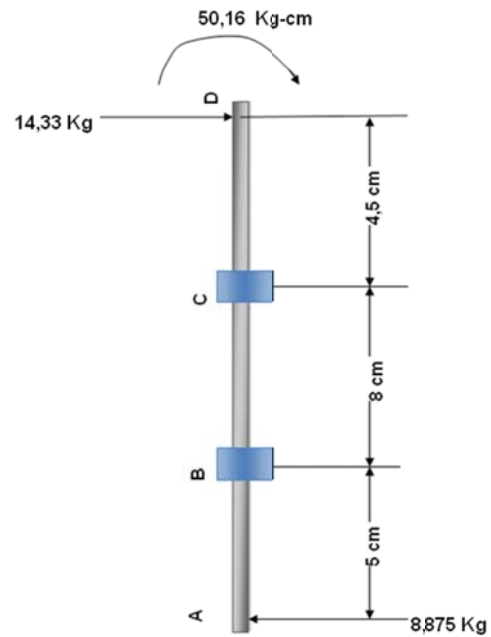
Figura 76. Fuerzas axiales.



Fuente: Autores del proyecto.

8) Se descomponen las fuerzas radiales en direcciones perpendiculares al eje de rotación. Para este caso debe tenerse en cuenta que la dirección de la fuerza de corte es variable, debido al movimiento giratorio de la cuchilla, por lo que debe encontrarse la posición de giro en la que se presenta la mayor carga interna. Se encontró que la mayor carga interna se presenta cuando la dirección de la fuerza de corte es opuesta a la dirección de la fuerza ejercida por la transmisión.

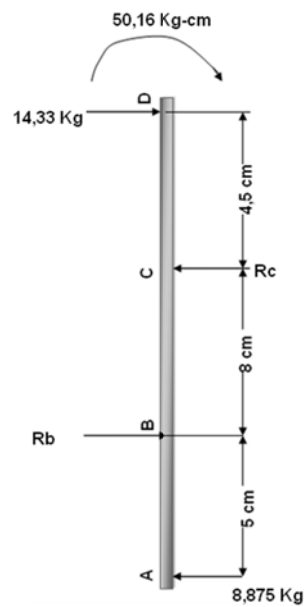
Figura 77. Fuerzas radiales y momento flector.



Fuente: Autores del proyecto.

- 9) Se calculan las reacciones en los cojinetes de soporte.

Figura 78. DCL en el eje.



Fuente: Autores del proyecto.

$$\sum M_B = 0, \quad (+) \text{ sentido antihorario.}$$

$$-50,16 - 14,33 * 12,5 + R_C * 8 - 8,875 * 5 = 0$$

$$R_C = 34,23 \text{ Kg}$$

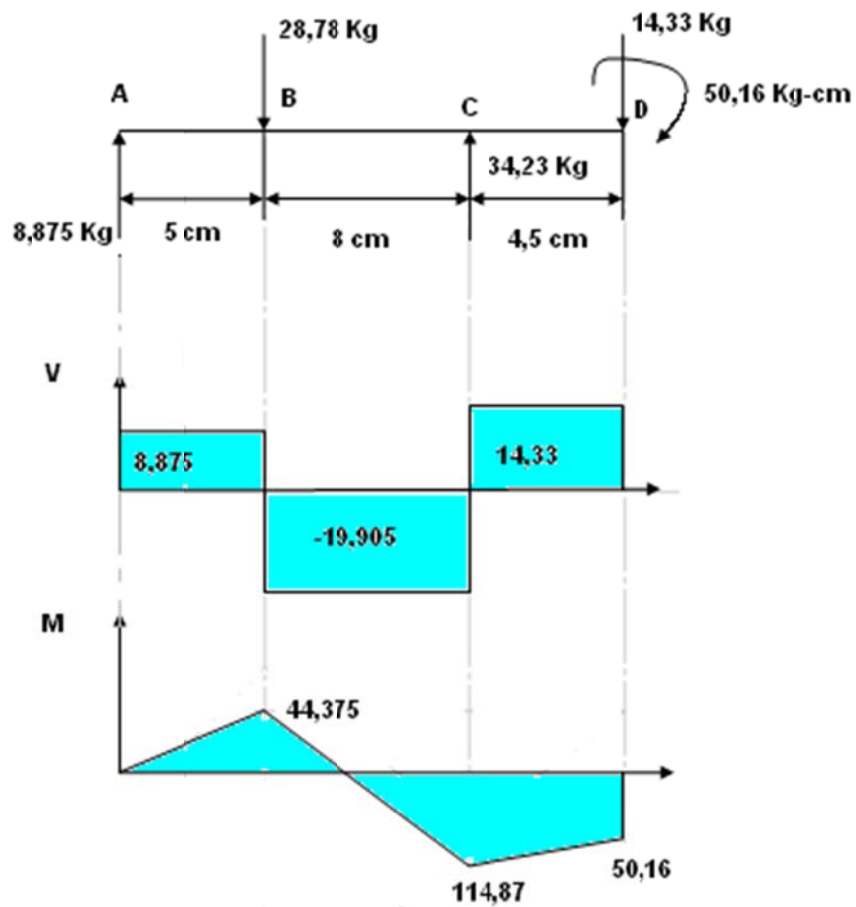
$$\sum F = 0, \quad (+) \text{ hacia la derecha.}$$

$$-8,875 + R_B - 34,23 + 14,33 = 0$$

$$R_B = 28,78 \text{ Kg}$$

10) Se generan los diagramas de fuerza cortante (V) y momento flexionante (M) completos, para determinar la distribución de momentos flexionantes en el eje.

Figura 79. Diagramas de cortante y momento en el eje.



Fuente: Autores del proyecto.

11) Se selecciona el material con que se fabricará el eje y se especifica su condición (estirado en frío, con tratamiento térmico, etc.). Para este caso se ha escogido un acero **SIDELPA 1045** laminado en caliente.

$$S_u = 60 \text{ Kg/mm}^2.$$

$$S_y = 35 \text{ Kg/mm}^2.$$

12) Se determina un esfuerzo de diseño adecuado, contemplando la forma de aplicar la carga (uniforme, choque, repetida e invertida u otras más). Para este caso exista una combinación de carga cíclica y de impacto. Para facilitar el cálculo, solo se considerará como carga cíclica, pero se aumentará el factor de seguridad.

Ahora debe determinarse la resistencia a la fatiga, el cual es el valor de esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Para una cantidad de ciclos infinita, el valor de esfuerzo se llama límite de fatiga.

$$S_n = 0,5S_u = 30 \text{ Kg/mm}^2$$

Para determinar la resistencia a la fatiga estimada real se deben determinar los factores inherentes a las condiciones de operación y las características del material.

$$S'_n = S_n * C_m * C_{as} * C_{st} * C_R * C_s$$
$$S'_n = 30 * 1,0 * 0,87 * 1,0 * 0,81 * 0,88 = 18,6 \text{ Kg/mm}^2$$

Dónde:

C_m = factor de material.

C_{as} = factor de acabado superficial.

C_{st} = factor de tipo de esfuerzo (1,0 para carga flexionante y 0,8 para carga axial.

C_R = factor de confiabilidad.

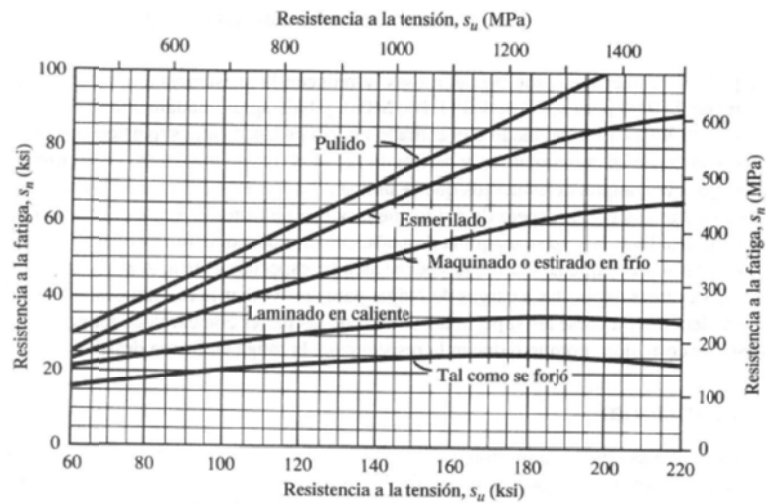
C_s = factor de tamaño.

Tabla 27. Factores de material.

MATERIAL	FACTOR DE MATERIAL C_m
Acero forjado	1,00
Acero colado	0,8
Acero pulverizado	0,76
Hierro colado maleable	0,8
Hierro colado gris	0,7
Hierro colado dúctil	0,66

Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

Figura 80. Resistencia a la tensión vs Resistencia a la fatiga.



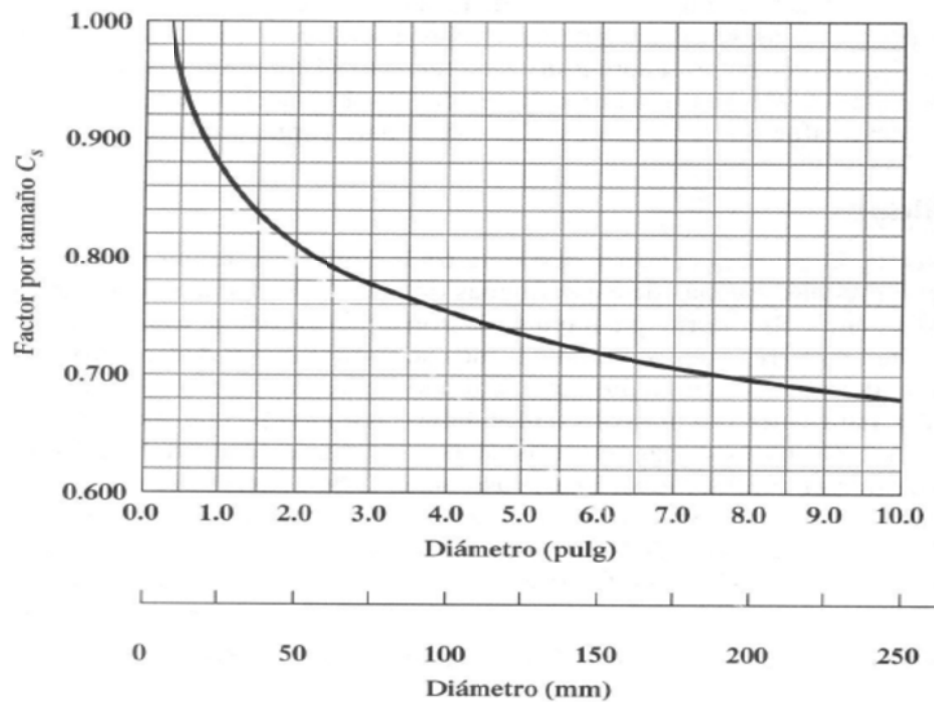
Fuente: Mott Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

Tabla 28. Factores de confiabilidad.

CONFIABILIDAD DESEADA	C_R
50%	1,0
90%	0,9
99%	0,81
99,9%	0,75

Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

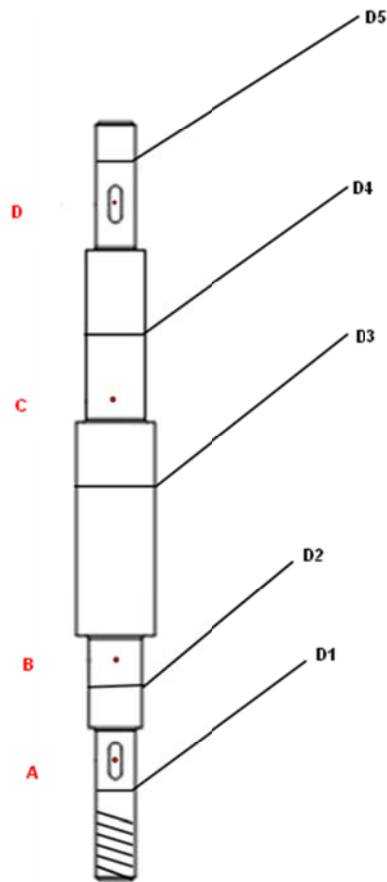
Figura 81. Factor por tamaño.



Fuente: Mott Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

13) Se analiza cada punto crítico en el eje, para determinar el diámetro mínimo aceptable del mismo, en ese punto, y para garantizar la seguridad frente a las cargas en ese punto. Para este paso debe estar determinada la geometría del eje.

Figura 82. Geometría del eje.



Fuente: Autores del proyecto.

Punto A: La rueda conducida de la cadena produce torsión en el eje, desde A hacia arriba. Debajo de A hay una tuerca de fijación, donde solo se soporta el peso de la rueda. El momento flexionante es cero, porque es un extremo libre del eje.

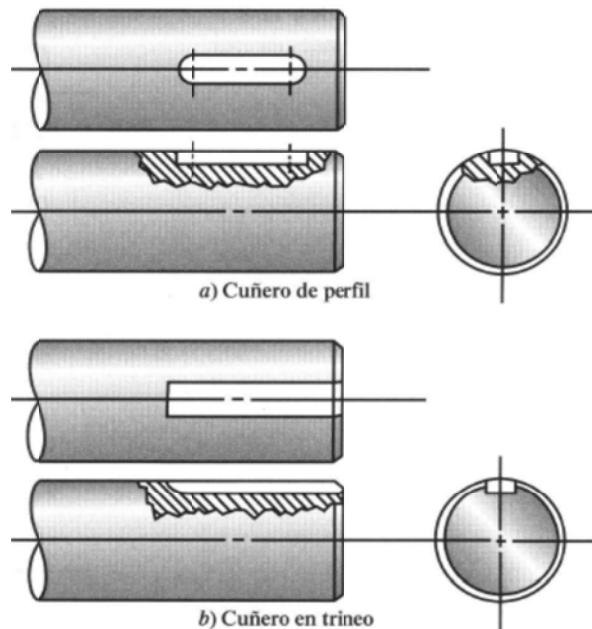
$$D_1 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{K_{ts} * T_a}{S_n'} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Dónde:

N = factor de seguridad. Para el diseño de ejes se toma generalmente un valor de 2,0. En este caso, debido a que existen cargas de impacto se subirá a 3,0.

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzos para torsión. Para un cuñero de perfil se tiene un valor de 1,8.

Figura 83. Cuñeros.



Fuente: Mott Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

T_a = torque alternativo, que equivale a la amplitud cuando la carga oscila entre un valor mínimo y máximo.

T_m = torque medio, que equivale a la media entre el valor máximo y mínimo del torque.

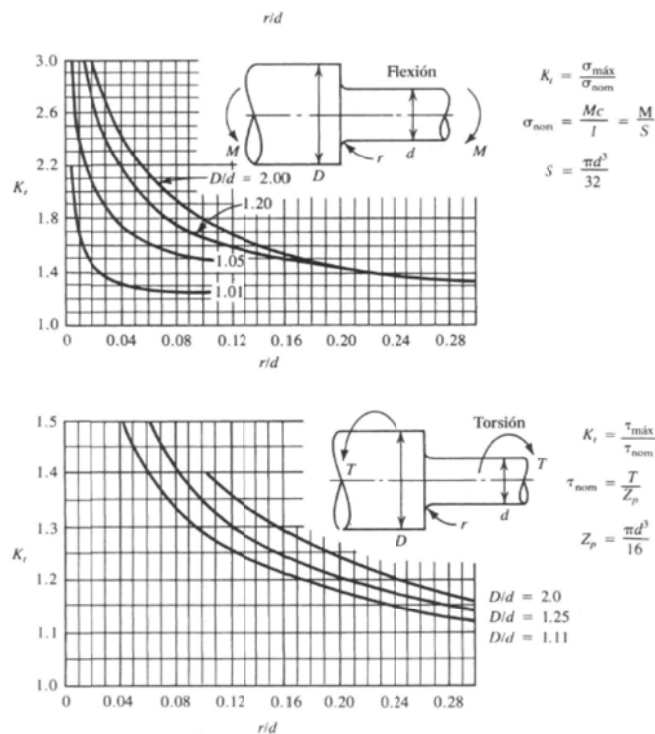
$$T_m = \frac{T_{m\acute{a}x} + T_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{60,61 + 0}{2} = 30,3 \text{ Kgs} - cms$$

$$T_a = \frac{T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}}}{2} = \frac{60,61 - 0}{2} = 30,3 \text{ Kgs} - \text{cms}$$

$$D_1 = \left[\frac{32 * 3}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{30,3}{3500} + \frac{1,8 * 30,3}{1860} \right)^2} \right]^{1/3} = 1,00 \text{ cms}$$

Punto B: el punto B es el lugar de un rodamiento, presentando un escalón arriba del punto, donde se presenta carga axial debido al peso del eje y los componentes, carga flexionante y carga torsional. Como la carga axial se presenta a compresión, ayuda a reducir los efectos de la carga cíclica. Como la esquina de transición debe estar redondeada, se tomará un valor del factor de concentración de esfuerzos de 2,0 y 1,8 para flexión (K_t) y torsión (K_{ts}) respectivamente.

Figura 84. Factor de concentración de esfuerzos.



Fuente: Mott Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{K_t * M_a}{S_n'} \right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{K_{ts} * T_a}{S_n'} \right)^2 \right]^{1/3}$$

Donde M_a y M_m corresponden al momento flector alternativo y al momento flector medio, respectivamente, los cuales se calculan del mismo modo que se hizo con los torques. Se puede considerar que el momento varía entre 0 y su valor máximo.

$$D_2 = \left[\frac{32 * 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{22,19}{3500} + \frac{2 * 22,19}{1860} \right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{30,3}{3500} + \frac{1,8 * 30,3}{1860} \right)^2 \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 1,109 \text{ cms}$$

Punto C: presenta las mismas características que el punto B, exceptuando que el escalón se encuentra abajo del punto C.

$$D_4 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{K_t * M_a}{S_n'} \right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{K_{ts} * T_a}{S_n'} \right)^2 \right]^{1/3}$$

$$D_4 = \left[\frac{32 * 3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{57,44}{3500} + \frac{2 * 57,44}{1860} \right)^2} + \frac{3}{4} \left(\frac{30,3}{3500} + \frac{1,8 * 30,3}{1860} \right)^2 \right]^{1/3}$$

$$D_4 = 1,374 \text{ cms}$$

Punto D: es el lugar donde se ubica la cuchilla rotatoria, presentando únicamente carga torsional.

$$D_5 = 1,00 \text{ cms}$$

14) Se especifican las dimensiones finales para cada punto en el eje. Los diámetros reales estarán sobredimensionados con respecto a los valores mínimos para reducir las deflexiones en el eje.

Tabla 29. Diámetros del eje.

D1	$\frac{1}{2}$ "
D2	$\frac{3}{4}$ "
D3	1"
D4	17 mm
D5	$\frac{1}{2}$ "

Fuente: Autores del proyecto.

4.5 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

Esta sección se divide en las siguientes partes:

- Estructura.
- Evaporador.
- Tanques superior e inferior.
- Cuchilla rotatoria.
- Eje de la cuchilla.
- Carcaza del sistema de corte.
- Montaje del equipo.

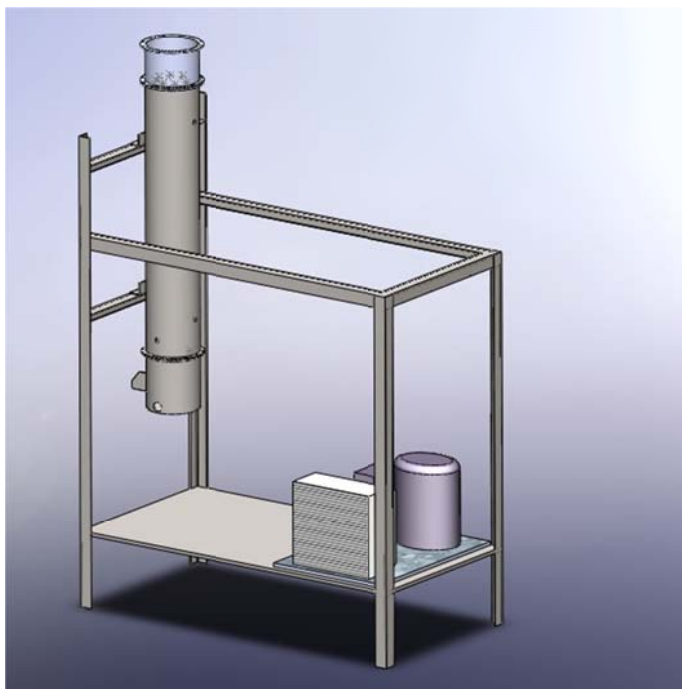
4.5.1 Estructura. Para dimensionar la estructura, se tuvo en cuenta las dimensiones de la unidad condensadora seleccionada y del evaporador una vez construido. En el espacio restante se ubicarán el tablero de control, el sistema de corte del hielo, la bomba de agua y el tanque inferior.

Materiales:

- Lámina galvanizada calibre 23.
- Ángulo L35x35x3x10.0.
- Lámina de acero inoxidable calibre 22.
- Pintura de aceite.

En las siguientes figuras se pueden comparar la etapa de modelamiento en CAD y la etapa de construcción. Los planos de la estructura se encuentran en el anexo F.

Figura 85. Estructura modelada en CAD.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 86. Estructura construida.



Fuente: Autores del proyecto.

4.5.2 Evaporador. El evaporador se dimensionó de acuerdo a los resultados del diseño mecánico. A la coraza se han agregado por soldadura dos elementos de soporte para sujetar el evaporador a la estructura por tornillos.

Materiales:

- Tubería de acero inoxidable AISI 304, diámetro nominal 1" y calibre 14.
- Tubería de acero SA53, diámetro nominal de 5" y cédula 40.
- Tubería de acero SA36, diámetro nominal de 1,5" y cédula 10.
- Placa de acero inoxidable AISI 304 de 5 mm de espesor.
- Aislante poliuretano.
- Placas de acero SA36 de 3 y 7 mm de espesor.

La siguiente figura permite observar la forma final de los espejos, de acuerdo a la distribución de los tubos de transferencia. Además de los agujeros que posicionan los tubos de transferencia, se han taladrado los agujeros que permitirán colocar tornillos de sujeción, de forma que el espejo superior quede unido al tanque superior y el espejo inferior a la carcasa. Para posicionar el tubo central, se ha taladrado un agujero en el centro del espejo inferior, de forma que el extremo inferior del tubo permanezca abierto para introducir el aislante de poliuretano.

Figura 87. Fabricación de los espejos.



Fuente: Autores del proyecto.

Las siguientes figuras permiten observar otros detalles de la etapa de fabricación del evaporador.

Figura 88. Tubos de transferencia.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 89. Coraza.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 90. Evaporador construido.



Fuente: Autores del proyecto.

4.5.3 Tanques superior e inferior. El tanque superior (figura 91) posee forma cilíndrica de dimensiones 13,5x15 cms y está conectado a la descarga de la bomba. El tanque inferior (figura 92) posee forma rectangular de dimensiones 20,5x25x16 cms y está conectado a la succión de la bomba.

Materiales:

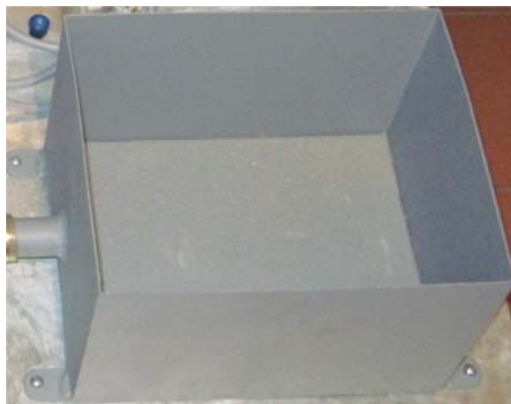
- Lámina galvanizada calibre 18.

Figura 91. Tanque superior construido.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 92. Tanque inferior construido.



Fuente: Autores del proyecto.

4.5.4 Cuchilla rotatoria. La cuchilla rotatoria (figura93) debe resistir la acción corrosiva del agua, la carga de impacto y el desgaste del filo. Debe tenerse en cuenta que al fabricar una máquina productora de hielo para aplicación industrial, se debe realizar un tratamiento térmico en el filo de la herramienta, para reducir el desgaste.

Materiales:

- Placa de acero inoxidable AISI 304 de 5 mm de espesor.
- Barra circular de acero inoxidable AISI 304 de 1" de diámetro.

Figura 93. Cuchilla rotatoria construida.



Fuente: Autores del proyecto.

4.5.5 Eje de la cuchilla. Como se ha mencionado en el proceso de diseño mecánico, los escalones en el eje, permiten sujetar axialmente a los componentes, mientras que los cuñeros permiten la transmisión del par torsional. La rosca se ha mecanizado para agregar la tuerca de sujeción para la rueda de la cadena. En la figura 94 se puede apreciar al eje con la chumacera instalada.

Material:

- Barra de acero 1045 laminado en caliente de 1" de diámetro.

Figura 94. Eje construido.



Fuente: Autores del proyecto.

4.5.6 Carcaza del sistema de corte. La carcaza (figura 95) se diseñó teniendo en cuenta las salidas del agua líquida y del hielo, además de evitar el contacto del eje y el rodamiento superior con el agua. Para evitar la filtración del agua a través de la unión chumacera-carcaza se aplicará silicona.

Materiales:

- Láminas de acero inoxidable AISI 304 calibres 18 y 20.
- Placa de acero inoxidable AISI 304 de 3 mm de espesor.
- Tubería de acero inoxidable AISI 304 de 2" de diámetro nominal y cédula 40.
- Tubería de acero inoxidable AISI 304 de 1" de diámetro nominal y cédula 10.

Figura 95. Carcaza construida.



Fuente: Autores del proyecto.

4.5.7 Montaje del equipo. En la sección 4.6.1 se pudo observar que inicialmente se instalaron el evaporador y la unidad condensadora. Para instalar el sistema de refrigeración fue necesario utilizar tuberías de cobre de 1/4" y 3/8". Para instalar el sistema de recirculación de agua se utilizó una manguera de caucho de 1" de diámetro. Para evitar la salida de agua se colocaron empaquetaduras en las uniones tanque superior-evaporador y evaporador-cortador. Para instalar el sistema de corte fue necesario adicionar dos marcos a la estructura, en los que se atornilló la base del motor. En la figura 96 se puede apreciar la instalación del sistema de corte.

Figura 96. Instalación del sistema de corte.



Fuente: Autores del proyecto.

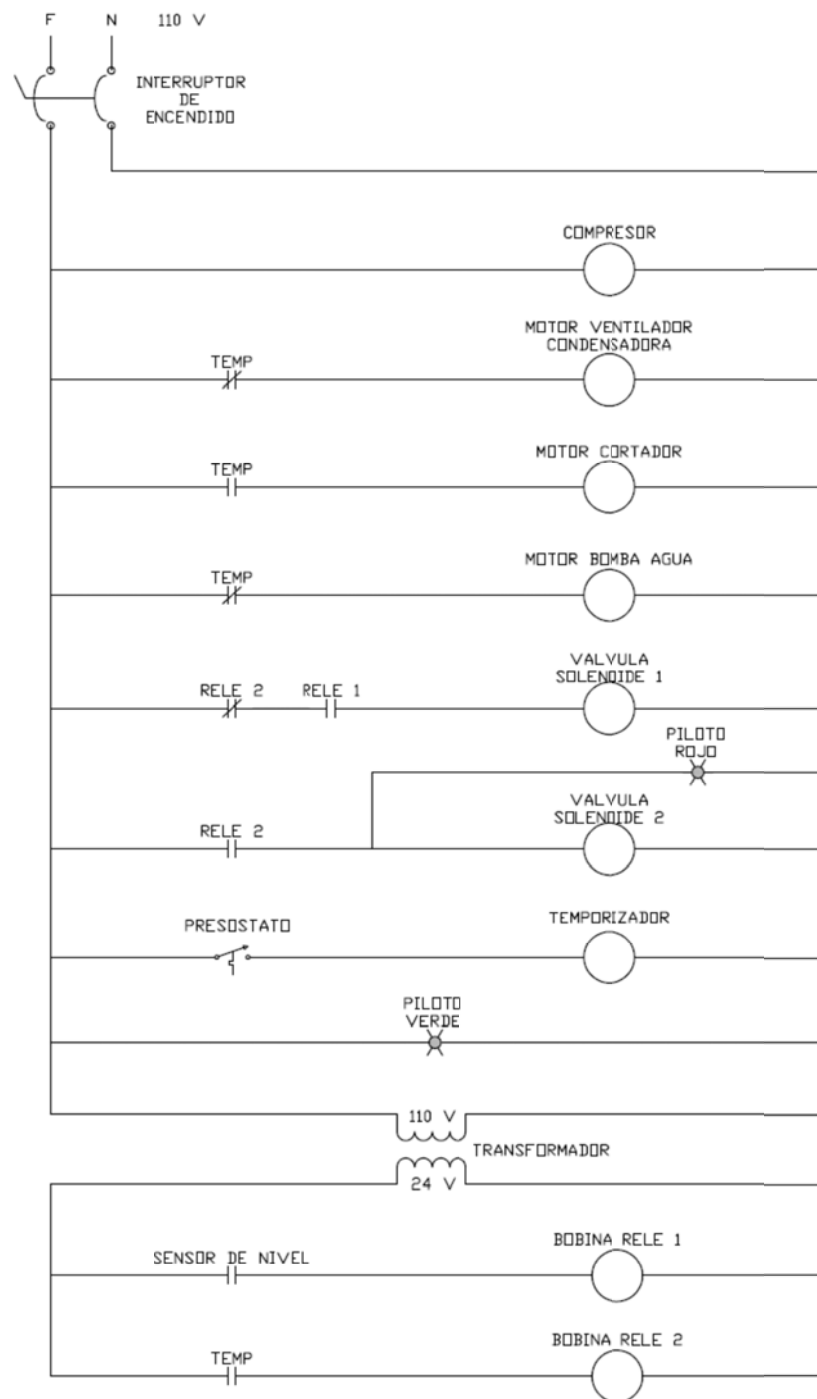
Figura 97. Máquina completa.



Fuente: Autores del proyecto.

En la siguiente figura se puede observar el plano eléctrico general del equipo.

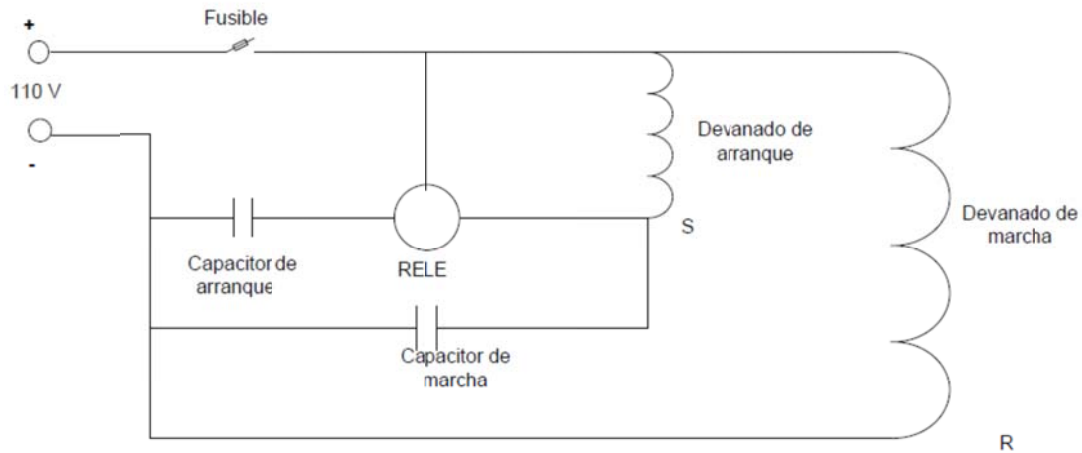
Figura 98. Plano eléctrico general.



Fuente: Autores del proyecto.

En la siguiente figura se puede observar el circuito de arranque del compresor.

Figura 99. Arranque del compresor.



Fuente: Autores del proyecto.

4.6 PRUEBAS

Ajustando el presóstato a un valor de 49 PSI, se producen alrededor de 0,682 Kgs de hielo en 20 minutos. Durante este período la presión de baja desciende de 70 a 49 PSI y la presión de alta varía de 360 a 295 PSI. Si se enciende el equipo estando el agua y el refrigerante a las condiciones ambientales, se obtienen 0,756 Kgs de hielo en 30 minutos y la temperatura de evaporación varía entre 80 y 49 PSI.

Después de varios ciclos de producción, se comprobó que la formación del hielo empieza cuando la presión de succión alcanza un valor de 60 PSI. A esta presión la temperatura de evaporación tiene un valor cercano a -11°C , lo cual corresponde con los cálculos térmicos.

Inicialmente se realizó la prueba sin el cortador, de forma que pudiese observarse el tamaño de las barras de hielo.

En la tabla 30 y la figura 100 se puede observar el descenso de las presiones de baja y alta durante la etapa de producción.

Tabla 30. Valores de presión durante la prueba.

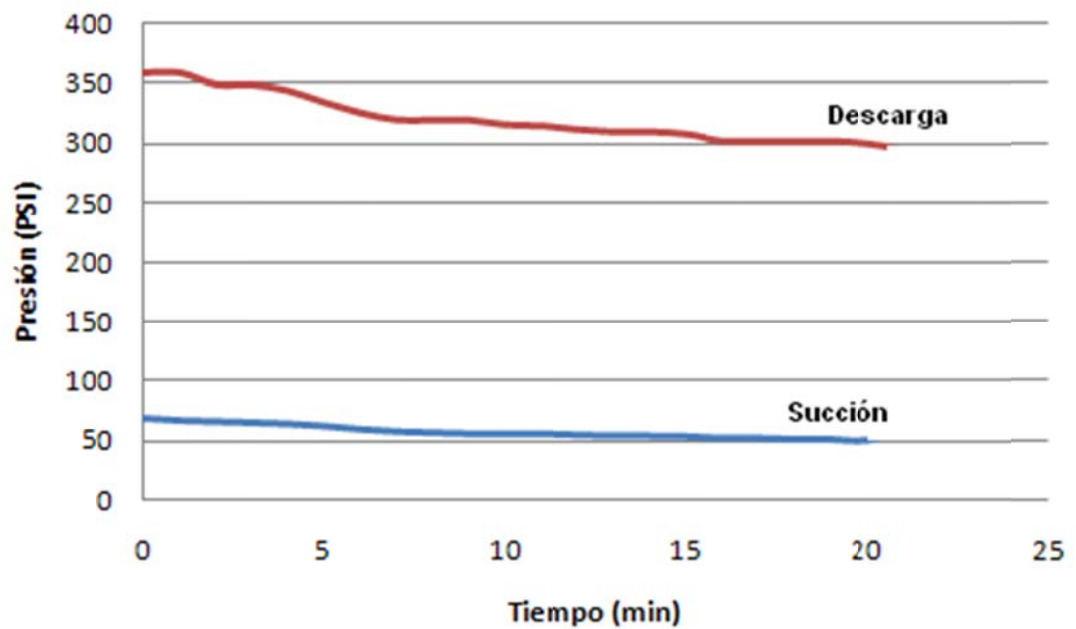
$T_{amb} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

TIEMPO (MINUTOS)	PRESIÓN DE BAJA (PSIG)	PRESIÓN DE ALTA (PSIG)
0	70	360
1	68	360
2	67	350
3	66	350
4	65	345
5	63	335
6	60	326
7	58	320
8	57	320
9	56	320
10	56	316
11	56	315
12	55	312
13	54	310
14	54	310
15	53,5	308
16	52	302

TIEMPO (MINUTOS)	PRESIÓN DE BAJA (PSIG)	PRESIÓN DE ALTA (PSIG)
17	52	302
18	51	302
19	51	302
20	50	300
21	59	295

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 100. Gráfica de presiones en durante la prueba.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 101. Barras de hielo sin cortar.



Fuente: Autores del proyecto.

4.7 ANÁLISIS ECONÓMICO

Durante las pruebas el amperaje consumido por la máquina corresponde a 6,6 A. Para una tensión de 110 V se consume una potencia de 726 Watts. Siendo el costo del KW-h en el área metropolitana de Bucaramanga de \$358, en una hora se consumen 0,726 KW-h, equivalentes a \$259,9.

Tabla 31. Costo de operación del equipo.

COSTO DE OPERACIÓN DEL EQUIPO	
Amperaje	6.6 A
Tensión	110 V
Consumo (Watts)	726 W
Consumo (KW-h)	0,726 KW-h
Costo por hora	\$259,9
Costo anual de operación	\$2'276.724

Fuente: Autores del proyecto.

5. COSTOS DE CONSTRUCCION

A continuación se detallan los costos de construcción de la máquina productora de hielo tubular, los cuales no incluyen el costo de la asesoría ni la producción intelectual.

Tabla 32. Costos de construcción.

ITEM	DESCRIPCION	VALOR POR ITEM
1	Estructura (materiales y mano de obra)	500.000
2	Unidad condensadora.	950.000
3	Filtro.	30.000
4	Acumulador de succión.	170.000
5	Evaporador (materiales y mano de obra).	1.200.000
6	Intercambiador de calor.	65.000
7	Manómetros.	120.000
8	Presóstato.	80.000
9	Válvulas de solenoide.	250.000
10	Válvula de expansión.	320.000
11	Tuberías de cobre.	80.000
12	Conexiones.	50.000
13	Flotador.	300.000
14	Caja del flotador.	23.000
15	Mangueras.	8.000
16	Bomba.	160.000
17	Tanque superior (material y mano de obra).	85.000
18	Tanque inferior (material y mano de obra).	85.000
19	Tablero de control.	315.000
20	Motor del cortador.	350.000
21	Cortador de hielo (materiales y mano de	380.000

ITEM	DESCRIPCION	VALOR POR ITEM
	obra).	
22	Transmisión por cadenas.	83.000
23	Poliuretano.	10.000
24	Aislante térmico de las tuberías.	45.000
25	Pintura.	35.000
26	Refrigerante.	385.000
27	Instalación del sistema de refrigeración.	500.000
28	transporte del equipo y materiales	560.000
TOTAL INVERSION		7.139.000

Fuente: Autores del proyecto.

CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó el prototipo de una máquina productora de hielo tubular para utilizarse como banco de pruebas en el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander. Esta máquina tiene una capacidad de producción de hielo de 1 Kg/ciclo y el hielo obtenido al final del ciclo es de tipo cilíndrico, con un diámetro externo de 7/8" y una altura de 2 cms aproximadamente. Este hielo se forma en el evaporador que consiste en un intercambiador de calor de coraza y tubos, donde el refrigerante circula en el lado coraza y el agua circula en forma descendente en el lado tubos. El evaporador es de tipo inundado y posee ocho tubos de diámetro nominal de 1" y una longitud efectiva de transferencia de calor de 45 cms. En el sistema de refrigeración se instaló un condensador enfriado por aire y el refrigerante empleado fue el R404A. La recirculación del agua se realiza por medio de una bomba centrífuga y el retiro de hielo se hace por circulación de vapor caliente. El corte del hielo se realiza por medio de una cuchilla rotatoria.

La disminución de la presión de succión durante la etapa de producción permite comprobar que al aumentar el espesor de la pared de hielo también aumenta la resistencia térmica entre el agua y el refrigerante, lo que provoca la disminución de la temperatura de evaporación.

La estrategia de controlar el ciclo de producción por medio de la presión de succión arrojó resultados positivos, ya que al aprovechar la disminución de la presión de succión desde que empieza la formación del hielo hasta que se alcanza el valor de taraje del presóstato (49 PSI), el espesor de las barras de hielo alcanza su valor de diseño.

Durante las pruebas se observó que el flujo de agua es un factor importante en el desempeño del equipo por dos razones: 1) el enfriamiento del agua no congelada

durante la formación del hielo, y 2) el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada. La primera razón obedece a que un mayor flujo de agua aumentará el calor sensible, en detrimento del calor latente necesario para la congelación. La segunda razón obedece a que un coeficiente de transferencia de calor muy bajo disminuirá también la velocidad de evaporación del refrigerante, aumentando el nivel de líquido refrigerante en el evaporador, lo cual aumenta el área de transferencia de calor y por consiguiente, la longitud de las barras de hielo.

El consumo de corriente durante las pruebas (6,6 A) indica que para igual capacidad, un evaporador inundado requiere de un compresor más grande con respecto a un evaporador de expansión seca.

En términos generales, el desarrollo del proyecto resultó satisfactorio para sus autores, ya que permitió adquirir experiencia tanto en el diseño de un producto como en el campo de la refrigeración, se pudo confrontar los conocimientos teóricos con la realidad, y se integraron diferentes áreas de estudio de la ingeniería mecánica.

RECOMENDACIONES

Para aumentar la eficiencia de la máquina productora de hielo tubular del banco de laboratorio, se debe aumentar el nivel de líquido refrigerante, para lo cual debe reemplazarse el compresor actual por otro modelo adecuado para trabajar con evaporadores inundados. También debe instalarse un tanque acumulador a la salida del evaporador.

Se debe elaborar un modelo de cálculo que permita determinar la transferencia de calor entre el agua y el refrigerante, teniendo en cuenta la variación de la temperatura de evaporación. Para dicho propósito serán indispensables las herramientas computacionales.

Con el fin de reducir el atascamiento del hielo en la carcasa del cortador se deben aumentar las dimensiones de la abertura de salida y reemplazar la rampa por un conjunto de aspas acopladas al eje del cortador, de forma que la salida del hielo de la carcasa se produzca por la fuerza centrífuga.

Para mejorar la distribución del agua en los tubos se deben estudiar diferentes alternativas para mejorar el diseño de las boquillas. Para esto serán indispensable pruebas de laboratorio.

Para facilitar la descarga del hielo se debe agregar otra entrada de vapor caliente al evaporador, lo cual implica descargar el refrigerante a un recuperador y desmontar el evaporador.

A partir del prototipo realizado se deben impulsar otros proyectos de grado que permitan optimizar su operación y/o control.

BIBLIOGRAFIA

ASHRAE, Handbook. Refrigeration. 2002.

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. Segunda edición. Mc Graw Hill. 2004.

CODIGO ASME. Sección VIII.

DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración. México: Compañía Editorial Continental SA. 1.973. 968 p.

GRAHAM, J.; JOHNSTON W. A.; NICHOLSON F. J. El hielo en las pesquerías. Roma: FAO. 1993. 95p.

INCROPERA, Frank. Fundamentos de transferencia de calor y masa. 3ª edición. Año 2000.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación. 2006. 944p.

NORMAS TEMA. Clase "R".

RAPIN, Pierre; JACQUARD, Patrick. Instalaciones frigoríficas, tomo 2. México: Alfaomega. 1.999. 686 p.

ANEXOS

ANEXO A. MANUAL DE LABORATORIO

PRACTICA 1

COMPONENTES DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



OBJETIVO GENERAL

Identificar los componentes de la máquina productora de hielo tubular correspondiente al banco de pruebas.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar el diagrama del circuito de refrigeración, identificando los elementos que lo componen.
- Definir la función de cada componente del sistema de refrigeración.
- Identificar cada componente del sistema de recirculación del agua y definir su función.
- Identificar cada componente del sistema de corte del hielo y definir su función.

PRACTICA 2

PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACION DE LA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO TUBULAR LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



OBJETIVO GENERAL

Evaluar el desempeño del sistema de refrigeración de la máquina productora de hielo tubular según los parámetros de operación.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Identificar el diagrama presión-entalpía (P-h) para el ciclo de refrigeración.
- Analizar los parámetros de operación: W_c , ER, COP y CAP.

MARCO TEÓRICO

La producción de hielo tubular se divide en las etapas de producción y recolección. La etapa de producción comprende la formación del hielo en la pared interna de los tubos del evaporador. La etapa de recolección comprende la descarga del hielo por gravedad y su corte en trozos pequeños.

A partir de la cantidad de hielo a producir se puede determinar la carga térmica a retirar por el sistema de refrigeración. Esta carga térmica se divide en el calor sensible (enfriamiento del agua y subenfriamiento del hielo) y el calor latente (congelamiento del agua). El subenfriamiento del hielo se puede despreciar. La capacidad del sistema de refrigeración debe ser igual o superior a la carga térmica a retirar. Debido al aislamiento en las tuberías y el evaporador, la carga térmica del ambiente puede despreciarse.

El proceso de cálculo de la carga térmica es el siguiente:

Propiedades del agua

$T_{\text{cong}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperatura de congelación.

$C_{p_{\text{agua}}} = 4188 \text{ J/Kg}^{\circ}\text{C}$. Calor específico del líquido.

$H_f = 333700 \text{ J/Kg}$. Calor latente de fusión.

Calor retirado del agua para la producción de hielo

$$\dot{Q} = 1,1 * \dot{Q}_w + \dot{Q}_{\text{equipo}}$$

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m} * C_{p_{\text{agua}}} * \Delta T_{\text{agua}}$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m} * H_f$$

$$\dot{Q}_{\text{equipo}} = 0,05 * \dot{Q}_w$$

Dónde:

$\dot{Q}$ = Carga térmica a retirar por el evaporador.

$\dot{Q}_w$ = Carga térmica a retirar del agua.

$\dot{Q}_s$ = Calor sensible.

$\dot{Q}_l$ = Calor latente.

$\dot{Q}_{equipo}$ = Calor agregado por el equipo.

ΔT_{agua} = Enfriamiento del agua.

$C_{p_{agua}}$ = Calor específico del agua.

H_f = Entalpía de fusión del hielo.

PROCEDIMIENTO

1. Se toma la lectura de los manómetros a temperatura ambiente.
2. Limpiar el tanque inferior y llenarlo con agua.
3. Identificar que los interruptores se encuentren en modo off.
4. Verificar que la cadena se encuentre tensionada.
5. Conectar a la alimentación 110 V.
6. Encender la bomba.
7. Encender la unidad condensadora y tomar la hora.
8. Verificar que el tablero indicador coincida con el estado actual de la máquina.
9. Se toman las lecturas de los manómetros cada intervalo de tiempo establecido previamente a criterio de los estudiantes. Se recomienda elaborar una tabla de datos.
10. Medir el peso del recipiente que recogerá el hielo.

- 11.** Tomar la hora en el momento de finalizar la etapa de producción.
- 12.** Medir el peso del hielo en el recipiente.
- 13.** Medir el tiempo de duración de la etapa de producción.
- 14.** Se calcula el valor promedio de la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación a partir de la tabla de datos.

ANALISIS DE RESULTADOS

- 1.** Mostrar en un diagrama P-h el ciclo de refrigeración especificando las temperaturas de evaporación y condensación correspondientes a la presión de baja y alta respectivamente.
- 2.** Calcular la capacidad de la unidad condensadora (CAP) para las condiciones anteriores.
- 3.** Calcular la masa de refrigerante circulado por unidad de tiempo.
- 4.** Calcular el coeficiente de operación (COP).

PRACTICA 3
SISTEMA DE CONTROL DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO
TUBULAR
LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



OBJETIVO GENERAL

Identificar el sistema de control de la máquina productora de hielo tubular correspondiente al banco de pruebas.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Dibujar el circuito de control, identificando cada uno de sus componentes.
- Definir la función de cada componente del sistema de control.

ANEXO B. CATALOGO DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Groupe de condensation / Condensing unit

Code tension / Voltage code : F

Froid commercial négatif (BP)

Low back pressure commercial application

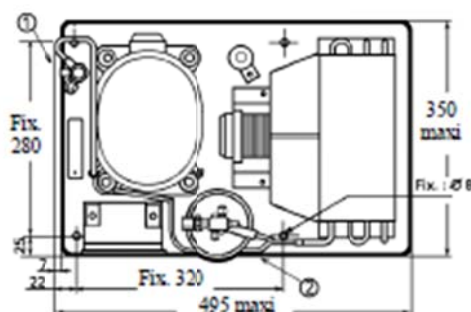
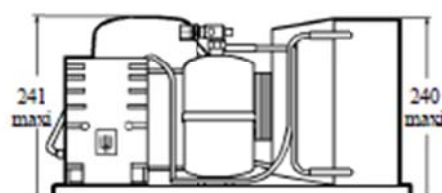
CAE2417ZBR

220-240V / 50Hz - 1~

R404A

N°423ET-F-VR ind a

Conditions Conditions	fréquence frequency	Prod frigorifique nominale* / nominal refrigerant capacity *			Puis. sonore Sound level
		Watts	Kcal/h	BTU/h	
Standard	50 Hz	436	375	1487	59 dBA



Poids net / Net weight :	25 Kg
Détente / Expansion device :	Détendeur Expansion valve
Débit d'air / Air flow :	340 m³/h

Intensité / Current	
nom. / Rated current I _{RLA} :	2,25 A
max. / Max current :	2,85 A
dém. / Start current I _{RA} :	13,4 A

Ap. Electrique / Electrical equipment: CSR

Fiche technique compresseur /
Compressor technical data sheet : 123ET-F

Ventilateur / Fan motor:	
Vitesse / R.P.M:	1350 tr/min
Puis. mécanique / Shaft power:	5 W
Diam. hélice / Fan blade dia.:	Ø 202 mm
Protection / Protection:	Impedance/Impedance

Condenseur / Condenser: 205/1000

Réservoir de liquide / Receiver:
Volume / Capacity: 0,75 L
PM5 / Max. service pressure: 32 Bars

Grille / Fan guard: maille < 38mm
Grid space < 8mm

Vanne livrée ensachée et non montée sur le groupe.
Rotalock valve supplied loose with the condensing unit.

Pour conduites Ø ext / For tubing O.D.

Aspirat* 1 / Suction 1	Vanne de Sode / On plate Valve	9,5 (3/8")	à Braser / Brased
Départ liquide 2 / Liquid line 2	Vanne Orientable / Rotolock Valve	6,35 (1/4")	à Braser / Brased



L'UNITÉ MÉTRIQUE

CAE2417ZBR

Tension F:220-240V 50Hz

R404A

N°423ET-F ind a

Les températures du liquide à la sortie du condenseur ou du réservoir sont fonction des caractéristiques de l'ensemble de condensation. Conditions d'essai calorimétrique : gaz aspiré à température ambiante

Liquid temperature at condenser or receiver outlet are function of the characteristics of the condenser assembly. Calorimeter test conditions : return gas at ambient temperature

Die flüssigkeitstemperaturen Ausgang Verflüssiger oder Sammler sind von den Charakteristika des Verflüssigers abhängig. Kalorimeter-Bedingungen : Sauggastemperatur = Umgebungstemperatur

© Tecumseh Europe

50Hz R404A

AMBIANCE	5	T évaporation (°C)	-40	-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10
25°C	1	P frigorifique (W)	183	271	361	452	484	545	639	734
	2	P absorbée (W)	272	308	349	393	408	438	487	537
	3	I absorbée (A)	1,77	1,89	2,03	2,19	2,25	2,37	2,58	2,82
	4	T condensation (°C)	31,7	34,2	37	39,9	40,9	43	46,4	50
32°C	1	P frigorifique (W)	159	238	321	406	436	495	587	682
	2	P absorbée (W)	278	318	363	412	429	465	522	584
	3	I absorbée (A)	1,77	1,89	2,03	2,19	2,25	2,38	2,5	2,85
	4	T condensation (°C)	37,9	40,4	43,1	45,9	47	49	52,3	55,8
43°C	1	P frigorifique (W)	125	191	264	340	368	423	512	606
	2	P absorbée (W)	288	333	385	442	463	507	578	657
	3	I absorbée (A)	1,77	1,89	2,03	2,2	2,26	2,39	2,62	2,89
	4	T condensation (°C)	47,7	50,1	52,7	55,4	56,4	58,4	61,6	65

1 = refrigerating capacity = Kälteleistung

2 = watt input = Leistungsaufnahme

3 = current = Stromaufnahme

4 = condensing temperature = Verflüssigungstemperatur

5 = evaporating temperature = Verdampfungstemperatur

Nota : Les caractéristiques données dans cette fiche technique peuvent évoluer sans avis préalable, avec les améliorations que "TECUMSEH EUROPE" entend toujours apporter à sa production.

Note : "TECUMSEH EUROPE", in a constant endeavour to improve its products reserves the right to change any information contained in this leaflet without prior warning.

Anmerkung : Die in den technischen Unterlagen gegebenen Daten können sich bei Verbesserung der Fertigung, um die "TECUMSEH EUROPE" stets bemüht ist, ohne vorherige Ankündigung ändern.

ANEXO C. FICHA DE SEGURIDAD DEL R404A



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

Producto :	FORANE 404A (FORANE FX70)	Página : 1/6
N° FDS : 01741	Versión : 7	Fecha : 2004-09-20
		Anula y sustituye: 2003-09-05

01 - IDENTIFICACIÓN DEL PRODUCTO Y LA EMPRESA

NOMBRE DE LA PREPARACIÓN :	FORANE 404A (FORANE FX70)
USOS RECOMENDADOS :	Refrigerante
N° FDS :	01741
DISTRIBUIDOR :	ARKEMA QUÍMICA, S.A. Avda. de Burgos, 12, 7º 28036 MADRID ESPAÑA Teléfono : 34 9 13 34 34 34 Telecopla : 34 9 13 34 34 70
Número de teléfono de urgencia (*) :	33 1 49 00 77 77 (*) 34 9 15 62 04 20 (Instituto de Toxicología)

02 - COMPOSICIÓN/INFORMACIÓN SOBRE LOS INGREDIENTES

NATURALEZA QUÍMICA DE LA PREPARACIÓN :	MEZCLA A BASE DE :
	FORANE 125 :
	CAS : 354-33-6 EINECS : 206-557-8
	FORANE 143a :
	CAS : 420-46-2 EINECS : 206-996-5 F+ R ₁₂
	FORANE 134a :
	CAS : 811-97-2 EINECS : 212-377-0

03 - IDENTIFICACIÓN DE RIESGOS

RIESGOS MAS IMPORTANTES :	-
PELIGROS FÍSICOS Y QUÍMICOS :	A temperatura elevada : Descomposición térmica en productos tóxicos y corrosivos
PELIGROS ESPECÍFICOS / CE (*) :	Preparación no clasificada peligrosa

04 - MEDIDAS SOBRE PRIMEROS AUXILIOS

INHALACIÓN :	Trasladese la víctima al aire libre Oxígeno o respiración artificial cuando sea necesario En caso de trastornos persistentes : Consultese un médico
CONTACTO CON LA PIEL :	Las congelaciones deben de ser tratadas como quemaduras térmicas
CONTACTO CON LOS OJOS :	Lavado inmediato, abundante y prolongado con agua Si la irritación persistiera, consultese un oftalmólogo
PROTECCIÓN DE LOS SOCORRISTAS :	En caso de ventilación insuficiente, úsese equipo de respiración adecuado
NOTAS PARA EL MÉDICO :	No debe administrarse catecolaminas (a causa de la sensibilización cardíaca provocada por el producto)

ARKEMA

Cours Michelié - La Défense 16 92091 PARIS LA DEFENSE CEDEX FRANCE

Quick-FDS [13920-45513-05980-00001] - 2006-02-09 - 12:36:05



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

Producto :	FORANE 404A (FORANE FX70)	Página : 2/6
N° FDS : 01741	Versión : 7	Fecha : 2004-09-20
		Anula y sustituye: 2003-09-05

05 - MEDIDAS DE LUCHA CONTRA INCENDIOS

PELIGROS ESPECÍFICOS :	A temperatura elevada : Descomposición térmica en productos tóxicos y corrosivos : Fluoruro de hidrógeno Óxidos de carbono Uno de los ingredientes de esta preparación forma mezclas explosivas con el aire. (FORANE 143a)
MÉTODOS ESPECÍFICOS :	Enfriar recipientes / tanques con agua pulverizada Prever un sistema de evacuación rápida de los contenedores En caso de incendio cercano, alejar los contenedores expuestos al fuego Prohibir cualquier fuente de chispas e ignición - No Fumar
EQUIPO DE PROTECCIÓN ESPECIAL PARA LOS BOMBEROS :	Úsese un equipo autónomo de respiración y traje de protección

06 - MEDIDAS CONTRA ESCAPES ACCIDENTALES

PRECAUCIONES INDIVIDUALES :	Evítese el contacto con la piel, los ojos y la inhalación de los vapores Utilícese equipo de protección personal En un local cerrado : ventílese o úsese un equipo autónomo de respiración (riesgo de asfixia) No fumar
-----------------------------	--

07 - MANIPULACIÓN Y ALMACENAMIENTO

MANIPULACIÓN :	-
Medidas técnicas/Precauciones :	Consignas de almacenamiento y de manipulación tal que las aplicables a productos : GASES LICUADOS A PRESIÓN Prever una extracción apropiada en la instalación Prever en la proximidad un equipo autónomo de respiración
Advertencia para la manipulación segura :	Prohibir puntos de ignición y el contacto con superficies calientes. NO FUMAR
ALMACENAMIENTO :	-
Medidas técnicas/Condiciones de almacenamiento :	Manténgase en un lugar fresco y bien ventilado Almacénese a temperatura ambiente en el envase original Manténgase separado del calor y de las fuentes de ignición Manténgase apartado de las llamas abiertas, de las superficies calientes y de los focos de ignición Proteger los envases llenos de fuentes de calor, para evitar sobrepresiones
MATERIALES DE EMBALAJE :	-
Recomendados :	Acero ordinario
A evitar :	Aleación con más de 2% de magnesio Materias plásticas

08 - CONTROLES DE EXPOSICIÓN Y PROTECCIÓN PERSONAL

MEDIDAS TÉCNICAS :	Prever la renovación de aire y/o de extracción suficientes en los lugares de trabajo
PARAMETROS DE CONTROL :	-
Límite(s) de exposición :	Sin valor límite F+USA FORANE 125, FORANE 143a, FORANE 134a : Valor recomendado por el comité "Valor límite de exposición" de ARKEMA : VME = 1000 ppm

ARKEMA

Cours Michelat - La Défense 16 92091 PARIS LA DÉFENSE CEDEX FRANCE



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

Producto :	FORANE 404A (FORANE FX70)	Página : 3/6
N° FDS : 01741	Versión : 7	Fecha : 2004-09-20
		Anula y sustituye: 2003-09-05

EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL :

Protección respiratoria :	En caso de ventilación insuficiente, úsese equipo de respiración adecuado
Protección de las manos :	Guantes
Protección de los ojos :	Gafas de seguridad
Medidas de higiene específicas :	Evítese el contacto con la piel, los ojos y la inhalación de los vapores No fumar

09 - PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

ESTADO FÍSICO (a 20°C) :	Gaseoso O bien Gas licuado
COLOR :	Incoloro
OLOR :	Ligeramente similar al éter
pH :	No aplicable
TEMPERATURA/INTERVALO DE EBULLICIÓN :	> -45.8 °C
PUNTO DE DESTELLO :	No tiene punto de destello en las condiciones del ensayo
LIMITES DE EXPLOSIÓN :	FORANE 143a :
Inferior :	7.1% en volumen
Superior :	16% en volumen
PRESIÓN DE VAPOR :	(25 °C) : 1.27 MPa (12.7 bar) (50 °C) : 2.33 MPa (23.3 bar) (70 °C) : 3.53 MPa (35.3 bar)
DENSIDAD DE VAPOR :	En el punto de ebullición : 5.39 kg/m³
DENSIDAD :	Gas licuado : (25 °C) : 1041 kg/m³
INFORMACIÓN ADICIONAL :	FORANE 134a : No disociado en el agua Constante de Henry : Forane 125 : 3.09 ES Pa. m³/mol. Forane 134a : 5.06 kPa. m³/mol. Forane 143a : 0.78 ES Pa. m³/mol. Temperatura crítica : Tc = 72 °C Presión crítica : Pc = 3.74 MPa (37.4 bar)

10 - ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD

CONDICIONES A EVITAR :	Manténgase separado del calor y de las fuentes de ignición Evítese el contacto con llamas o superficies metálicas enrojecidas
PRODUCTOS DE DESCOMPOSICIÓN PELIGROSOS :	A temperatura elevada : Descomposición térmica en productos tóxicos y corrosivos : Fluoruro de hidrógeno (ácido fluorhídrico) Óxidos de carbono
INFORMACIÓN ADICIONAL :	Producto estable en condiciones normales de almacenamiento y manipulación

ARKEMA

Cours Michèle - La Défense 10 92091 PARIS LA DEFENSE CEDEX FRANCE



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

Producto :	FORANE 404A (FORANE FX70)	Página: 4/6
N° FDS : 01741	Versión : 7	Fecha : 2004-09-20
		Anula y sustituye: 2003-09-05

11 - INFORMACIÓN TOXICOLÓGICA

TOXICIDAD AGUDA : -

Inhalación : FORANE 125 - FORANE 143a - FORANE 134a :
Experimentalmente, en animales :
Prácticamente no nocivo por inhalación
CL50/inhalación/4hr ratas > 500 000 ppm
Como otros compuestos halogenados alifáticos volátiles, el producto puede provocar, por acumulación de vapores y/o inhalación de cantidades importantes :
Pérdida del conocimiento y trastornos cardíacos agravados por stress y falta de oxígeno ; riesgo mortal

EFFECTOS LOCALES : -

Contacto con la piel : Posibles congelaciones por proyección del gas licuado

TOXICIDAD CRÓNICA : FORANE 125 - FORANE 134a - FORANE 143a :
Estudios de inhalación prolongada en animales no han puesto en evidencia efectos tóxicos subcrónicos
(ratas /3 mes/inhalación : 50000 ppm)

EFFECTOS ESPECÍFICOS : GENOTOXICIDAD :
Según los datos experimentales disponibles :
(FORANE 125 - FORANE 134a - FORANE 143a)
No genotóxico
CANCEROGÉNESIS :
FORANE 134a :
La experimentación animal no ha puesto en evidencia efectos cancerígenos claramente demostrados
(ratas/inhalación - vía oral)
TOXICIDAD PARA LA REPRODUCCIÓN :
Desarrollo fetal :
(FORANE 125 - FORANE 134a - FORANE 143a)
Según los datos experimentales disponibles :
Ausencia de efectos tóxicos para el desarrollo del feto
(roedores/inhalación (ratas, conejos))
Fertilidad :
Según los datos limitados disponibles para animales :
FORANE 134a :
Ausencia de efectos tóxicos para la fertilidad
(ratones/inhalación)

12 - INFORMACIÓN ECOLÓGICA

- SUSTANCIA IMPLICADA : FORANE 125

MOVILIDAD : En medio acuoso :
Evaporación rápida : t½ vida = 3.2 h (estimado)
En suelos y sedimentos :
Débil adsorción : log Koc = 1.3 - 1.7

PERSISTENCIA/DEGRADABILIDAD : -

En el agua : No es fácilmente biodegradable : 5% después de 28d (línea directriz OCDE 301 D)

En el aire : Degradación en la troposfera : t½ vida = 28.3 y (estimado)

BIOACUMULACIÓN : Prácticamente no bioacumulable : log Pow = 1.48 (medido)

- SUSTANCIA IMPLICADA : FORANE 143a

ARKEMA

Cours Michélat - La Défense 16 92091 PARIS LA DÉFENSE CEDEX FRANCE



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

Producto : **FORANE 404A (FORANE FX70)** Página : 5/6
 N° FDS : 01741 Versión : 7
Fecha : 2004-09-20
Anula y sustituye: 2003-09-05

PERSISTENCIA/DEGRADABILIDAD :

En el aire : Degradación por radicales OH : t½ vida (estimado) = 93.3 d
 BIOACUMULACION : Prácticamente no bioacumulable
 log Pow (calculado) = 1.49
 ECOTOXICIDAD : -
 TOXICIDAD ACUÁTICA : -
 Toxicidad aguda : Poco nocivo para dafnias : CE (l)50, 48 h = 300 mg/l
 Poco nocivo para peces : CL50, 96 h (Oncorhynchus mykiss) > 40 mg/l

- SUSTANCIA IMPLICADA:

FORANE 134a
 MOVILIDAD : En suelos y sedimentos :
 Débil adsorción : log Koc = 1.5
 (calculado)

PERSISTENCIA/DEGRADABILIDAD :

En el agua : No fácilmente biodegradable : 3% tras 28 d
 (Línea directriz OCDE 301 D)
 En el aire : Degradación en la atmósfera : t½ vida = 8.6 - 16.7 y
 BIOACUMULACIÓN : Prácticamente no bioacumulable : log Pow = 1.06
 ECOTOXICIDAD : -
 TOXICIDAD ACUÁTICA : -
 Toxicidad aguda : Prácticamente no nocivo para dafnias : CE (l)50, 48 h = 980 mg/l
 Poco nocivo para peces : CL50, 96 h (Oncorhynchus mykiss) = 450 mg/l
 Bacterias : CL10, 6 h (Pseudomonas putida) > 730 mg/l

13 - CONSIDERACIONES SOBRE SU RECOGIDA

ELIMINACIÓN DE EXCEDENTES O RESIDUOS :

Reciclar o incinerar

14 - INFORMACIONES SOBRE TRANSPORTE

Nombre técnico de expedición : Véase rúbrica : 2
 ADR/RID : N° ONU : 3337
 N° de identificación de peligro : 20
 Clase : 2.2
 Grupo de embalaje : -
 Código de clasificación : 2A
 Etiqueta(s) : 2.2
 ADN/ADNR : N° de identificación de la materia : 3337
 Código de clasificación : 2A
 Clase : 2.2
 Etiqueta(s) : 2
 IMDG : N° ONU (IMDG) : 3337
 Clase : 2.2
 Riesgos subsidiarios : -
 Grupo de embalaje : -
 Etiqueta(s) : 2.2
 Contaminante Marino (MP) : NO

ARKEMA

Cours Michel - La Défense 10 92091 PARIS LA DEFENSE CEDEX FRANCE



FICHA DE DATOS DE SEGURIDAD

Producto :	FORANE 404A (FORANE FX70)	Página : 6/6
N° FDS : 01741	Versión : 7	Fecha : 2004-09-20 Anula y sustituye: 2003-09-05

IATA :	N° ONU/IATA o N° ID : 3337 Clase : 2.2 Riesgos subsidiarios : - Grupo de embalaje : - Etiqueta(s) : 2.2 Para información complementaria o actualizaciones, consúltese los Servicios de Seguridad de ARKEMA.
--------	--

15 - INFORMACIÓN LEGISLATIVA

DIRECTIVAS CEE :	-
FICHAS DE DATOS DE SEGURIDAD :	D. 91/155/CEE modificada por D. 93/112/CEE y por D. 2001/58/CE : Sustancias y preparaciones peligrosas
CLASIFICACIÓN / ETIQUETADO CE :	-
PREPARADOS PELIGROSOS (*) :	D. 1999/45/CE modificada por D. 2001/60/CE No clasificada como peligrosa
SUSTANCIAS QUE REDUCEN LA CAPA DE OZONO :	Reglamento CE N° 2037/2000 modificado por el reglamento CE N° 1804/2003
INVENTARIADOS :	EINECS : conforme TSCA (USA) : conforme DSL (Canada) : no conforme AICS (Australia) : conforme ECL (Corea) : conforme ENCS (Japon) : conforme PICCS (Filipinas) : conforme

16 - INFORMACIÓN DIVERSA

LISTA DE FRASES R PERTINENTES :	R12 _ Extremadamente inflamable
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS :	Encyclopédie des gaz (Air Liquide - Ed.1976 - ELSEVIER AMSTERDAM)

-

Este documento se aplica al producto TAL CUAL según las especificaciones de ARKEMA.
En caso de preparados o mezclas realizadas por el utilizador deberá éste asegurarse de que no se han generado nuevos riesgos.
Las informaciones de esta ficha se ofrecen de buena fe, según nuestros conocimientos más recientes relativos al producto tratado.
Algunos datos se encuentran en curso de revisión.
Nos permitimos poner de aviso a los utilizadores sobre la eventual aparición de otros riesgos cuando el producto es aplicado para otros usos que los aquí especificados. Esta ficha debe ser aplicada y reproducida únicamente a fines de prevención y seguridad.
La enumeración que aquí se expresa de textos legales, reglamentarios y administrativos no es exhaustiva.
Corresponde al destinatario del producto remitirse al conjunto de textos oficiales para cuyo almacenamiento, manipulación y utilización es el único responsable.
Asimismo corresponde al utilizador proporcionar a las personas que puedan entrar en contacto con el producto (empleo, almacenamiento, limpieza de contenedores, otras intervenciones) toda la información necesaria para la seguridad e higiene en el trabajo y la protección del medio ambiente, transmitiéndoles como mínimo esta ficha de datos de seguridad.
Los (*) indican las modificaciones en relación a la versión anterior.

Fin del documento.
Número de página(s) : 6

ARKEMA

Cours Michelat - La Défense 16 92091 PARIS LA DEFENSE CEDEX FRANCE

ANEXO D. INFORMACIÓN SOBRE GASES REFRIGERANTES.



Cédula Jurídica 3-101-136811
San José, Av. 12, Calles 13 y 15 N° 1342

Tels: (506) 272-1357 (506) 845-0488
Email: info@maximatec.com

**Somos distribuidores exclusivos
de la marca Reef Mat**

INFORMACION SOBRE GASES REFRIGERANTES

R-404A



Introducción

El R-404A (HFC-404 A) es un compuesto inocuo para la capa de ozono desarrollado para ser una alternativa a largo plazo a los refrigerantes R-502 (CFC-502) y R-22 (HCFC-22) en aplicaciones de refrigeración comercial de temperatura media y baja. Entre las aplicaciones donde el R-404A constituye un refrigerante de reconversión adecuado cabe citar los expositores de congelados de supermercados, los armarios expositores refrigerados, las vitrinas, la refrigeración de transportes y las máquinas de hielo. El R-404A ha sido desarrollado como sustituto del R-502, pero no es un sustituto directo, pues los aceites minerales y los lubricantes de alquilbenceno, utilizados tradicionalmente con R-502, no son miscibles con R-404A. Los técnicos de mantenimiento deben consultar al fabricante del equipo original los lubricantes recomendados.

El R-404A es una mezcla. Por este motivo, es esencial cargar los sistemas únicamente con líquido del cilindro, no vapor. La carga de vapor de R-404A puede hacer que la composición del refrigerante sea inadecuada y podría dañar el sistema.

Reconversión

Lubricante

Con el R-404A se debe utilizar un lubricante miscible con los refrigerantes HFC. Se recomienda utilizar un lubricante como poliolester (POE) que haya sido aprobado por el fabricante del compresor. Las diferencias entre los lubricantes basados en poliolester hacen difícil asumir que son intercambiables. Consulte al fabricante del compresor la marca y el grado de viscosidad adecuados para el compresor del sistema que está reconvirtiendo.

Dispositivo de expansión

La mayoría de los sistemas de R-502 equipados con un dispositivo de expansión normal funcionarán de forma satisfactoria con R-404A, pero puede ser necesario ajustar el sobrecalentamiento. Las unidades de R-502 equipadas con un tubo capilar pueden funcionar de forma satisfactoria en la mayoría de los casos con el tubo capilar original subcargando la unidad (siempre y cuando las condiciones ambientales sean relativamente constantes).

R-134a



Introducción

El R-134a (HFC-134a) ha sido desarrollado para convertirse en uno de los sustitutos clave de los refrigerantes CFC y HCFC. El R-134a es un sustituto a largo plazo, seguro para el medio ambiente e inocuo para la capa de ozono. Como refrigerante, tiene similares características de rendimiento energético y capacidad que el R-12, y su toxicidad es intrínsecamente baja. El R-134a es el refrigerante alternativo preferido para el aire acondicionado de automóviles. Se puede utilizar en refrigeración doméstica y comercial así como en aire acondicionado comercial e industrial.

Aplicaciones

Refrigeración y aire acondicionado

En el sector de la automoción, los fabricantes están utilizando actualmente el refrigerante R-134a en los sistemas de aire acondicionado de sus vehículos. Además, se están desarrollando kits de reconversión

para adaptar los sistemas existentes de aire acondicionado de automóviles de CFC-12 a R-134a.

El 134a ha sido desarrollado para numerosas aplicaciones de refrigeración, entre las que están incluidos las vitrinas de supermercado, las salas refrigeradas y los frigoríficos domésticos. También se está utilizando el R-134a en algunos enfriadores centrífugos.

El R-134a es adecuado tanto para equipos nuevos como para reconvertir sistemas de refrigeración comercial de R-12 existentes. Generalmente, serán necesarios pocos cambios de diseño de los equipos para sacar el máximo provecho de las prestaciones del R-134a en esas aplicaciones. Para llevar a cabo la reconversión de sistemas de refrigeración comerciales, consulte las directrices de reconversión al refrigerante 134a.

Lubricantes

El R-134a se está utilizando con lubricantes de polialquilenglicol (PAG) y con lubricantes de poliolester. La mayoría de fabricantes de equipos originales de automoción han optado por lubricantes PAG, específicos para sus sistemas. Para las aplicaciones ajenas al sector de la automoción, la mayoría de fabricantes de compresores están recomendando lubricantes de poliolester específicos. Los usuarios deben consultar al fabricante del equipo los lubricantes recomendados para su sistema.

Características del R-134A:

Pertenece al grupo de los HFC, al no tener cloro no son miscibles con los aceites minerales, sólo se emplea aceite base ESTER.

Evapora a -26°C a presión atmosférica y es el sustituto definitivo para el R-12.

Los HFC son muy higroscópicos y absorben gran cantidad de humedad.

De los HFC el 134a es el único definitivo los demás se emplean para mezclas (R-125, R-143a, R-152a).

Se detectan las fugas mediante busca fugas electrónicos o con otros medios como colorantes o el jabón de "toda la vida".

R-22



El R-22 es un refrigerante HCFC que funciona a alta presión pero con un mínimo desplazamiento del compresor. El R-22 se utiliza especialmente en aplicaciones domésticas, comerciales e industriales y también es empleado como medio para producir fluoropolímeros y como agente soplante en aplicaciones de espuma rígida.

Tal y como contemplan los convenios internacionales sobre gestión de productos químicos dañinos para el ozono, el uso del R-22 se está eliminando progresivamente en todo el mundo. Para el año 2010, la mayoría de los países dejará de autorizar la producción del R-22 para su uso en nuevos equipos de aire acondicionado. Además, la disponibilidad del refrigerante para aquellos sistemas que sigan utilizándolo se irá reduciendo hasta que desaparezca cuando se agoten las provisiones.

El R-410A ocupará el lugar del R-22 en la mayoría de los sistemas nuevos de aire acondicionado y en menor medida, también se utilizará el R-407C.

Características del R-22:

Este refrigerante es del grupo de los HCFC, inicialmente estaba diseñado para aire acondicionado pero hasta hace poco se emplea para todo.

Evapora a $-40,8^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica, es miscible con el aceite mineral y sintético pero en bajas temperaturas es recomendable utilizar separador de aceite.

Acepta poco recalentamiento ya que de lo contrario aumentaría demasiado la temperatura de descarga.

Absorbe 8 veces más humedad que el R-12.

Actualmente se prohíbe su empleo en equipos e instalaciones nuevas excepto para equipos de aire acondicionado inferior a 100kw.

Las fugas también se pueden detectar con lámpara.

Información Básica para Vendedores de Gases:

Existen en la actualidad tres tipos de refrigerantes de la familia de los hidrocarburos halogenados:

CFC: (Flúor, Carbono, Cloro), Clorofluorocarbono totalmente halogenado, no contiene hidrógeno en su molécula química y por lo tanto es muy estable, esta estabilidad hace que permanezca durante largo

tiempo en la atmósfera afectando seriamente la capa de ozono y es una de las causas del efecto invernadero. (R-11, R-12, R-115). Esta prohibida su fabricación desde 1995.

HCFC: (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro). Es similar al anterior pero con átomos de hidrógeno en su molécula. La presencia de Hidrógeno le confiere menos estabilidad, en consecuencia, se descompondrá en la parte inferior de la atmósfera y no llegará a la estratosfera. Posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono. Su desaparición está prevista para el año 2015. (R-22)

HFC: (Hidrógeno, Flúor, Carbono). Es un Fluoro carbono sin cloro con átomos de hidrógeno sin potencial destructor del ozono dado que no contiene cloro. (R-134a, 141b).

Los nuevos refrigerantes (HFC) tenderán a sustituir a los CFC y HCFC:

USO O SERVICIO	CFC/HCFC	HFC
Limpieza	R-11	R-141b
Temperatura media	R-12	R-134A/R-409
Baja temperatura	R-502	R-404/R-408
Aire Acondicionado	R-22	R-407C

Los refrigerantes pueden ser puros o mezcla de diferentes gases, las mezclas pueden ser azeotrópicas o no azeotrópicas.

Las mezclas azeotrópicas están formadas por tres componentes y se comportan como una molécula de refrigerante puro. Empiezan por 5 (R-500, R-502).

Las mezclas no azeotrópicas están formadas por varios componentes pero la mezcla no se comporta como una molécula de refrigerante puro. Por lo tanto la carga de refrigerante que funciona con estos gases se ha de realizar siempre por líquido ya que cada gas se comporta diferente en estado gaseoso. Empiezan por 4 (R-404, R-408, R-409). Aparte este tipo de mezclas tiene deslizamiento, lo que quiere decir que a la misma presión la temperatura es diferente si está en estado gaseoso o en estado líquido. Este deslizamiento puede ser desde 1° hasta 7°C.

Estos gases no son tóxicos en estado normal pero desplazan el oxígeno produciendo asfixia. Cuando están en contacto con llamas o cuerpos incandescentes el gas se descompone dando productos altamente tóxicos y capaces de provocar efectos nocivos en pequeñas concentraciones y corta exposición.

Los refrigerantes que empiezan por 7, indican que son fluidos inorgánicos. Por ejemplo, el amoníaco (NH_3) que se denomina R-717 o el R-744 que es el anhídrido carbónico (CO_2), el R-764 es el anhídrido sulfuroso (SO_2).

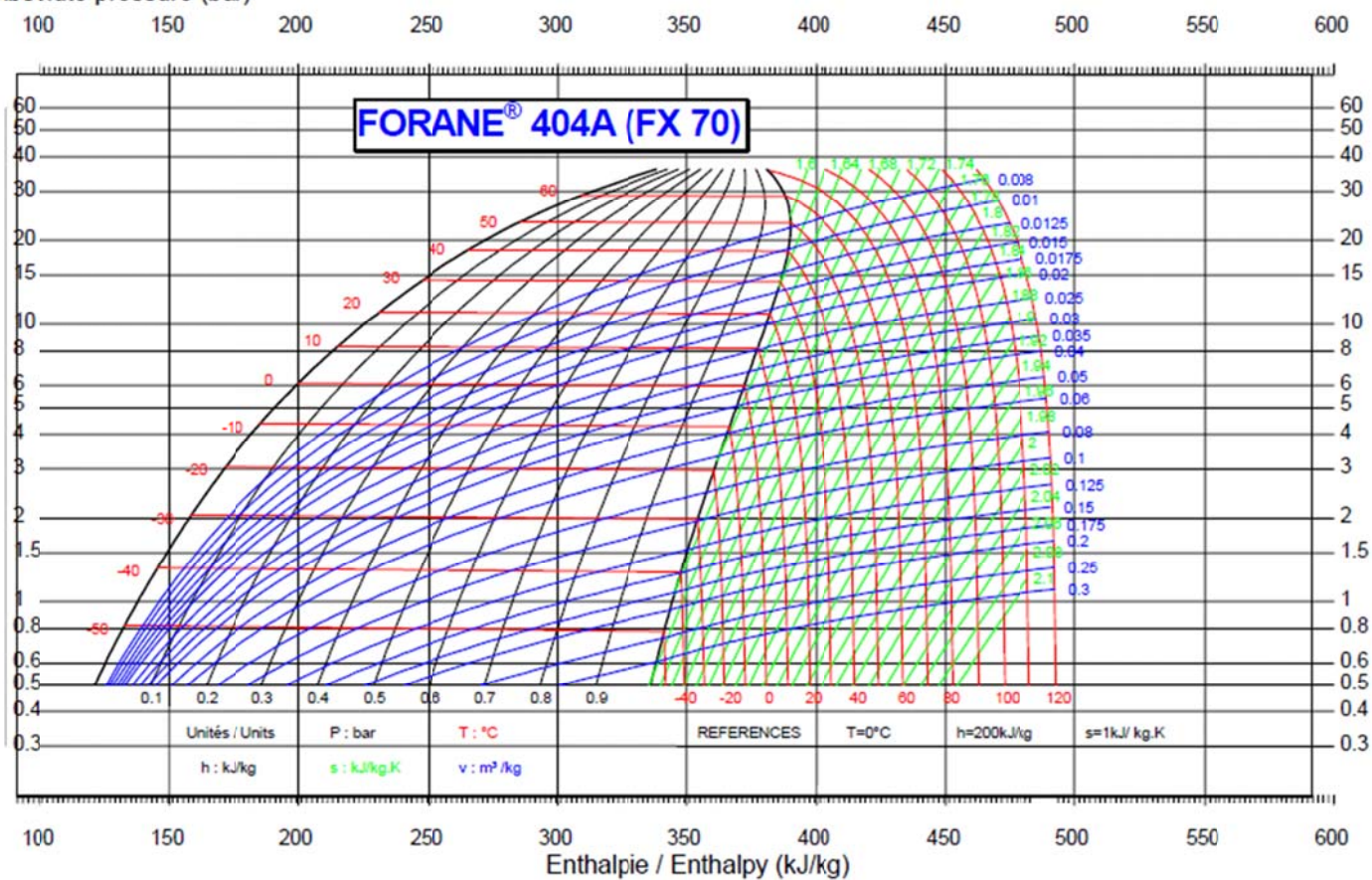
Los que empiezan por 6 son los isobutano como el R-600, se emplean en instalaciones domésticas. Son altamente inflamables.

ANEXO E. DIAGRAMA DE MOLLIER R404A

CENTRE DE RECHERCHE RHÔNE-ALPES



Pression absolue
Absolute pressure (bar)



ANEXO F. PLANOS