

**DISEÑO Y MONTAJE DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO EN
BLOQUE PARA DEMOSTRACION DEL CICLO DE REFRIGERACION
APLICADO EN EL LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE
ACONDICIONADO**

**RAMÓN ENRIQUE ARIZA GAMERO
NELSON FABIÁN FLOREZ VILLAMIZAR**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2008**

**DISEÑO Y MONTAJE DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO EN
BLOQUE PARA DEMOSTRACION DEL CICLO DE REFRIGERACION
APLICADO EN EL LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE
ACONDICIONADO**

**RAMÓN ENRIQUE ARIZA GAMERO
NELSON FABIÁN FLOREZ VILLAMIZAR**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2008**

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi señor Jesús, por haberme guiado durante toda mi carrera, haberme dado la sabiduría, entendimiento y fortaleza para lograrlo.

A mi madre Virgelina Villamizar, por su gran amor con sus hijos, confianza, su eterno apoyo y consejos.

A mi padre José Antonio Florez, por su amor, apoyo y confianza.

A mi hermana Brenda Lucero Florez, por tenerme como un ejemplo a seguir.

A mi sobrino Andrés Gutierrez Florez, por dar alegría a nuestras vidas.

A mi novia Nathalia Tellez, por su amor y compañía.

Nelson Fabian Florez Villamizar

DEDICATORIA

Consacré

À ma mère, Sol Maria Gamero Molano

À mon père, Ramón Enrique Ariza Vega

À ma soeur, Janina Jacqueline Ariza Gamero

Ce triomphe leur appartient complètement

Ramón Enrique Ariza Gamero

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestros mas sinceros agradecimientos al Ingeniero Omar Gálvez Arocha, director del proyecto por su colaboración y asesoría.

A Refrigeración Los Andes por su colaboración en el proceso de construcción.

A Tropi Gas por su colaboración en la construcción.

Al Ingeniero Freddy Jara por su ayuda incondicional.

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

A todos nuestros compañeros que de una u otra forma aportaron en la realización de este proyecto.

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y MONTAJE DE UNA MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO EN BLOQUE PARA DEMOSTRACION DEL CICLO DE REFRIGERACION APLICADO EN EL LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO.*

AUTORES:

Nelson Fabian Florez Villamizar.

Ramon Ariza Gomero.**

PALABRAS CLAVES:

Refrigeración, evaporador, condensador, compresor, tubo capilar, solución anticongelante.

DESCRIPCION:

El objetivo de este proyecto es complementar la infraestructura didáctica del laboratorio de Refrigeración y aire acondicionado de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander mediante la construcción de una miniplanta que produzca hielo en bloque.

Se diseño y construyo una maquina productora de hielo en bloque, con una capacidad de 2,4 kg por hora. Esta cantidad de agua equivale a 8 bloques de 6x5x10 cm.

La maquina consta de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, una tina de congelación, un sistema de control y un sistema de medición.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor, esta compuesto de un compresor hermético para baja temperatura, un condensador enfriado por aire, tubo capilar y un evaporador que es un tubo en forma de serpentín.

La maquina enfría la solución anticongelante hasta una temperatura de diseño, luego se introduce la bandeja que contiene los 8 moldes dentro de la solución anticongelante para que allí se produzca la transferencia de calor desde los moldes a hacia la solución anticongelante y esta transfiera dicho calor al refrigerante para que finalmente en la unidad condensadora se transfiera este calor al ambiente.

Se formularon prácticas de laboratorio para que los estudiantes identifiquen la función de los componentes del sistema de refrigeración por compresión de vapor, y la evaluación de los parámetros de desempeño.

El resultado es una maquina productora de hielo en bloque de alta versatilidad de fácil montaje y desmontaje, muy útil para los estudiantes quienes podrán conocer y afianzar los conocimientos sobre la industria de la refrigeración.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Omar Gálvez Arocha.

SUMMARY

TITTLE:

DESIGN AND ASSEMBLY OF A BLOCK ICE PRODUCING MACHINE TO DEMONSTRATION OF THE REFRIGERATION CYCLE APPLIED IN THE REFRIGERATION AND CONDITIONED AIR LABORATORY.*

AUTHORS:

Nelson Fabian Florez Villamizar
Ramon Ariza Gamero.**

KEY WORDS:

Refrigeration, evaporator, condenser, compressor, capillary tubing, antifreeze solution.

DESCRIPTION :

The objective of this project is to complement the didactic infrastructure of the Refrigeration and conditioned air laboratory of the Mechanical Engineering School of the Universidad Industrial de Santander by means of the construction of a block ice producing miniplant.

A block ice producing machine was designed and constructed, with a capacity of 2.4 kg per hour. This amount of water is equivalent to 8 blocks of 6x5x10 cm.

This machine consists of a steam compression refrigeration system, a freezing bathtub, a control system and a measurement system.

The steam compression refrigeration system, is compound of a hermetic compressor of low temperature, a condenser cooled by air, capillary tubing and an evaporator that is a tube in coil form.

The machine cools the antifreeze solution until a design temperature, soon the tray that contains the 8 molds is introduced into the antifreeze solution so that there the heat transference takes place from the molds to towards the antifreeze solution and this transfers this heat to the coolant so that finally in the condenser unit the heat is transferred to the atmosphere.

The Laboratory practices were formulated so that the students identify the components function of the Steam compression refrigeration system, and the evaluation of the performance parameters.

The result is a block ice producing machine of high versatility of easy assembly and disassembling, very useful for the students who will be able to know and to strengthen the knowledge on the refrigeration industry.

* Degree project.

** Physical-mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Omar Gélvez A.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	1
OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.....	2
1. TRANSFERENCIA DE CALOR.....	3
1.1 Transferencia de calor por conducción	3
1.1.1 Resistencia térmica	4
1.1.2 Redio crítico de aislamiento	6
1.2 Transferencia de calor por Convección.....	8
1.2.1 Números adimensionales.....	10
1.2.2 Método de cálculo de la transferencia de calor por convección	14
1.2.3 Convección libre.....	15
1.2.4 Convección forzada.....	16
1.2.5 Convección mixta	17
1.3 Transferencia de calor por evaporación	18
1.3.1 Evaporación en tubos horizontales	18
1.3.2 Metodología para el cálculo de la transferencia de calor por evaporación interna en tubos horizontales.	20
2. REFRIGERACION	26
2.1 Historia de la refrigeración.....	27
2.2 Aplicaciones	28
3. REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.....	30
3.1 Componentes del sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	31
3.2 Ciclo de refrigeración.....	34
3.2.2 Ciclo real de refrigeración.....	42
3.3 Parámetros de operación del sistema de refrigeración	46
3.3.1 Capacidad del sistema (CAP)	47
3.3.2 Trabajo realizado por el compresor (W_c)	48

3.3.3 Coeficiente de operación (COP).....	48
4 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE PRODUCCIÓN DE HIELO EN BLOQUE	52
4.1 OBJETIVOS DE DISEÑO.....	52
4.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	52
4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES	56
4.3.1 Unidad condensadora	58
4.3.2 Evaporador.....	67
4.3.3 Tubo capilar.....	70
4.3.4 Anticongelante.....	72
4.3.5 Sistema de seguridad.....	73
4.3.6 Elementos de medición	75
4.3.7 Procesos de Cálculo.....	77
4.4 DISEÑO CAD Y CONSTRUCCION	126
4.5 PRUEBAS	137
4.6 ANÁLISIS ECONÓMICO.....	138
5. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN	142
CONCLUSIONES.....	143
RECOMENDACIONES	145
BIBLIOGRAFIA	146
ANEXOS	147

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1.a.b Ubicación del radio crítico de aislamiento para tuberías de distinto diámetro.	7
Figura 2. Modelos de flujo horizontal en 2 fases.	18
Figura 3. Coeficiente de transferencia de calor como la suma de las contribuciones de la evaporación nucleada y convectiva.	20
Figura 4. Constantes de la correlación de Cooper K_{nb}	22
Figura 5. Principales elementos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.	33
Figura 6. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	35
Figura 7. Diagrama presión-entalpía para un ciclo saturado simple.....	37
Figura 8. Diagrama ph comparando al ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado.....	43
Figura 9. Diagrama ph comparando el ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado.....	45
Figura 10. Circuito de refrigeración.	47
Figura 12. Elementos del sistema de refrigeración para la maquina productora de hielo en bloque.	55
Figura 13. Tina de congelación.	56
Figura 14. Proceso de Diseño Térmico	57
Figura 15. Esquema de la unidad condensadora.....	58
Figura 16. Compresor para baja temperatura de Ref. 1/3 HP	62
Figura 17. Condensador de Ref. 1/3 HP	64
Figura 18. Filtro ubicado en la línea de líquido.....	65
Figura 19. Visor ubicado en la línea de líquido.....	66
Figura 20. Esquema interno del acumulador de succión.....	67

Figura 21. Botella de aspiración para refrigerante 134a.....	67
Figura 22. Evaporador.....	70
Figura 23. Tubo capilar	72
Figura 24. Propiedades físicas del etilenglicol.....	73
Figura 25. Presostato dual.	74
Figura 26. Manómetros de alta y de baja presión.	75
Figura 27. Termómetro.....	76
Figura 28. Balance de energía para la solución anticongelante.	78
Figura 29. Temperatura de agua vs. Tiempo durante el proceso de congelación.	88
Figura 30. Temperatura del agua vs. Tiempo.....	92
Figura 31. Transferencia de calor desde el agua vs. Tiempo.....	93
Figura 32. Masa de agua congelada vs. Tiempo.....	93
Figura 33. Distribución de temperaturas asumida a lo largo del evaporador	102
Figura 34. Calores transferidos en la tina de anticongelante.....	102
Figura 35. Transferencia de calor desde la solución anticongelante hacia el refrigerante.....	103
Figura 36. Coeficiente evaporativo vs. Calidad a lo largo del evaporador.....	107
Figura 37. Transferencia de calor vs. Calidad a lo largo del evaporador	107
Figura 38. Calores transferidos en la tina de anticongelante.....	117
Figura 39. Transferencia de calor desde el aire exterior a la solución anticongelante.....	117
Figura 40. Ciclo ideal refrigeración de la maquina productora de hielo en bloque	123
Figura 41. Diagrama P- h del circuito de refrigeración.	124
Figura 42. Proceso de Diseño Mecánico.....	127
Figura 43. Modelo de la estructura en SolidWorks.....	128
Figura 44. Fabricación de la estructura	128
Figura 45. Modelo del conjunto, Tanque para refrigerante secundario, en Solidworks.....	129

Figura 46. Fabricación del conjunto Tanque para refrigerante secundario.	130
Figura 47. a. b. Aislamiento de la tina de congelación con poliuretano.	131
Figura 48. Modelo del conjunto, bandeja y cubetas, en Solidworks.	132
Figura 49. Fabricación del conjunto bandeja y moldes.	132
Figura 50. Cubetas dentro de la tina de congelación.	133
Figura 51. Modelo del tanque de descarche en Solidworks.	133
Figura 52. Fabricación del tanque de descarche.	134
Figura 53. Modelo del serpentín en Solidworks.	134
Figura 54. Fabricación del serpentín.	135
Figura 55. Modelo del sistema de agitación en Solidworks.	135
Figura 56. Fabricación del sistema de agitación.	136
Figura 57. Esquema eléctrico de la maquina productora de hielo en bloque.	137
Figura 58. Bloques de hielo producidos.	138
Figura 59. Prueba de agitación.	140
Figura 60. Proceso de congelación en su etapa final.	140
Figura 61. Diseño final de la maquina.	141

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Coeficientes de transferencia de calor por convección natural.	15
Tabla 2. Coeficientes de convección aproximados	24
Tabla 3. Valores aproximados del coeficiente global de transferencia de calor para diferentes tipos de evaporadores.	25
Tabla 4. Propiedades físicas y químicas del R134a.....	60
Tabla 5. Unidad condensadora Ref. 1/3 HP seleccionada.	61
Tabla 6. Desempeño del compresor	63
Tabla 7. Transferencia de calor hacia el refrigerante, para varias longitudes de tubo.	69
Tabla 8. Selección de tubo capilar.	71
Tabla 9. Especificaciones del tubo capilar	71
Tabla 10. Estados finales del agua en una hora, para varias temperaturas de solución anticongelante.	89
Tabla 11. Estados intermedios del proceso de congelación (1 hora)	90
Tabla 12. Parámetros de transferencia de calor a lo largo del evaporador	104
Tabla 13. Transferencias de calor hacia el evaporador para diferentes longitudes del mismo	106
Tabla 14. Propiedades del refrigerante en los diferentes puntos del ciclo.	125
Tabla 15. Análisis económico.....	139

LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. Manual de prácticas	148
ANEXO B. Tablas y graficas de propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.	152
ANEXO C. Maquinas productoras de hielo en bloque del mercado.	157
ANEXO D Programa para calcular la transferencia de calor en el evaporador. ...	162
ANEXO E. Catálogo de especificaciones del compresor.	178
ANEXO F. Planos.....	179

INTRODUCCION

La asignatura electiva Refrigeración y Aire Acondicionado, ofrecida por la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, entrega a los estudiantes herramientas básicas para desempeñarse en el análisis y proyecto de construcción de sistemas de refrigeración en un ambiente de aplicación industrial o comercial.

Una aplicación industrial de la refrigeración es la producción de hielo en bloque. La tecnología más común empleada para su fabricación congela el hielo en cubetas que se sumergen en un tanque que contiene una solución anticongelante, refrigerada y en circulación.

Este tipo de maquina es un buen ejemplo de la utilidad y versatilidad que alcanzan los sistemas de refrigeración, por lo tanto su conocimiento es valioso para aquellos que piensen trabajar en la industria de la fabricación del hielo y de la refrigeración industrial en general.

La ejecución de este proyecto involucra el diseño y construcción de una maquina de baja producción, para permitir a los estudiantes de la asignatura refrigeración y aire acondicionado, el análisis de los parámetros de funcionamiento y de los fenómenos termodinámicos y de transferencia de calor, que toman lugar en la producción de hielo.

OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

Objetivos Generales

- ✓ Complementar la infraestructura didáctica del laboratorio de Refrigeración y aire acondicionado mediante la construcción de una miniplanta que produzca hielo en bloque.

Objetivos Específicos

- ✓ Diseñar, seleccionar y montar una miniplanta para la producción de hielo en bloque con las siguientes características:
 - Capacidad de producción: 2 Kg/hr
 - Tipo de sistema de refrigeración: por compresión de vapor de una etapa.
 - Tamaño de bloque: 6x5x10 cm
 - Tipo de refrigerante: R134a
 - Control de operación: semi-automático, con control para baja presión en la succión y alta presión de descarga.
 - Elementos de medición: manómetros de alta y baja, termómetro.
- ✓ Desarrollar los lineamientos de una práctica que permita establecer el rendimiento de producción y las condiciones de operación del sistema.

1. TRANSFERENCIA DE CALOR

Los mecanismos de transferencia de calor presentes en una maquina productora de hielo en bloque son variados, en este capitulo se describe el método de calculo para conducción, evaporación y algunos tipos de convección.

La convección libre se da en el contacto del aire con las paredes externas de la tina y el del refrigerante secundario, (etilenglicol), con las superficies de los moldes, de las paredes interiores de la tina y del tubo evaporador. La convección forzada interna en una fase se menciona en el cálculo de la transferencia por evaporación.

La evaporación se da dentro del serpentín de enfriamiento y la conducción esta presente en todos los casos anteriores.

1.1 Transferencia de calor por conducción

Es el mecanismo de transferencia de calor donde la energía es transportada entre partes de un continuo por la transferencia de energía cinética entre partículas o grupos de partículas.

La conducción en estado estable unidireccional se describe por la ley de fourier

$$q = -(kA) \frac{dt}{dx}$$

q = transferencia de calor

k = conductividad térmica, $\frac{W}{m \times ^\circ C}$

A = area normal al flujo m^2

$$\frac{dt}{dx} = \text{gradiente de temperatura, } \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}}$$

Esta ecuación se puede integrar a lo largo de segmentos con flujo de calor uniforme para obtener:

$$q = k \left(\frac{A_m}{L_m} \right) \frac{\Delta t}{R}$$

q = transferencia de calor

A_m = área media normal al flujo m^2

k = conductividad térmica, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

L_m = longitud media paralela al flujo de calor, m

Δt = diferencia de temperaturas, K

R = resistencia térmica, $\frac{\text{K}}{\text{W}}$

1.1.1 Resistencia térmica

Resistencia térmica por conducción de geometrías comunes

- Resistencia de la pared plana R_p

$$R_p = \frac{E}{k \cdot A}$$

- Resistencia de la pared del tubo R_t

$$R_t = \frac{\text{Ln} (R_2 / R_1)}{\pi \cdot D \cdot L \cdot k}$$

Resistencia térmica convectiva

- Resistencia convectiva en paredes y tubos R_c

$$R_c = \frac{1}{H \cdot A}$$

E = espesor de pared

k = conductividad térmica

D = diámetro medio

L = longitud de tubo

R_1 = radio externo de tubo

R_2 = radio interno de tubo

H = coeficiente convectivo

A = área de transferencia

Resistencia global de transferencia de calor

Es posible combinar el efecto de varias resistencias térmicas en serie o en paralelo, como en un circuito eléctrico, teniendo que la corriente es análoga al flujo de calor y el potencial a la temperatura.

En un circuito eléctrico: $I = \Delta V / R$

En un arreglo térmico: $Q = \Delta T / R$

Resistencias en serie: $R_{equi} = R_1 + R_2 + R_3 + \dots$

Resistencias en paralelo: $\frac{1}{R_{equi}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots$

ΔV =diferencia de voltaje

ΔT = diferencia de temperatura

I = corriente eléctrica

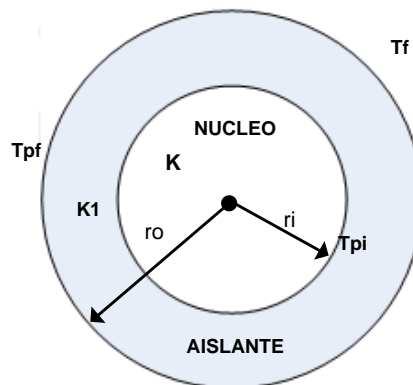
Q =transferencia de calor

R_{equi} = resistencia térmica o eléctrica

1.1.2 Radio crítico de aislamiento

Cuando se recubre un cilindro con una capa de material aislante, cuya resistencia térmica es baja, de modo que este aislamiento exterior esté rodeado por un fluido, se pretende conocer el efecto que producirá el aislamiento adicional sobre la transferencia de calor, desde el interior del cilindro, (con o sin generación de energía, ya que se mantiene constante la temperatura exterior T_{pi} del cilindro), o lo que es lo mismo, que este aislamiento adicional aumente o disminuya la cantidad de calor que se transfiere a partir del cilindro compuesto, (núcleo más aislamiento).

Aislamiento de un cilindro



T_f = temperatura del fluido circundante

T_{pi} = temperatura de la pared interna

T_{pf} = temperatura de la pared externa

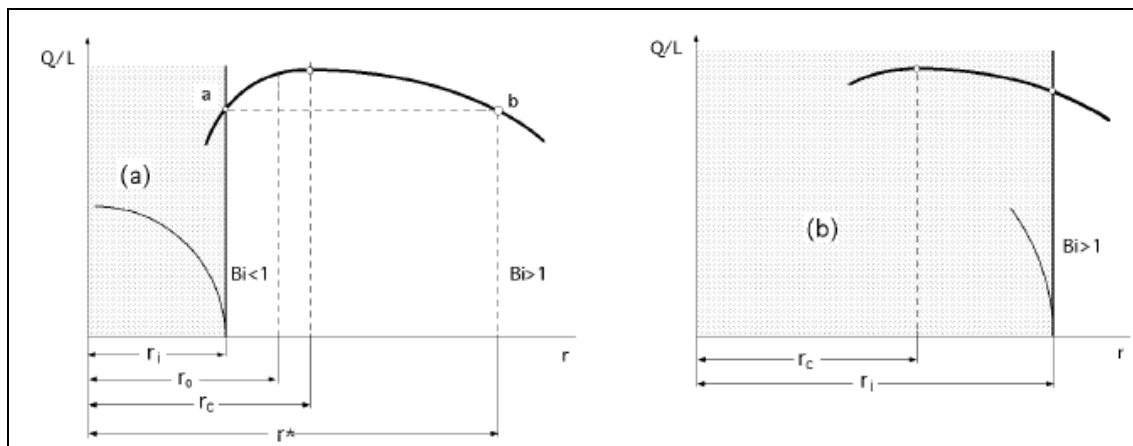
k =conductividad del tubo (núcleo)

k_1 =conductividad del aislamiento

h_c =coeficiente convectivo externo

Es posible aumentar la disipación de calor de una tubería o de un cilindro, mediante la adición de un aislante, siempre que el radio crítico $r_c = h_c \frac{k_1}{k}$ sea mayor que el radio exterior de la tubería, o cilindro, sin recubrir. El radio crítico es constante para cada tipo de aislamiento y fluido exterior convectivo, por serlo k_1 y h_c

Figura 1.a.b Ubicación del radio crítico de aislamiento para tuberías de distinto diámetro.



Fuente. Ingeniería térmica y de fluidos P.F.D

Dado que el número de Biot se define como $Bi = \frac{h_c * r_o}{k_1}$ y $r_c = \frac{k_1}{h_c}$

es igual al radio crítico para el valor de $Bi=1$, entonces, para, $Bi < 1$, que implica que ($r_o < r_c$), la adición de aislamiento en cilindros o tuberías de pequeño diámetro, incrementa la cantidad de calor transferida al exterior, como vemos en la figura 1.a, desde el punto a, hasta un máximo en el radio crítico y luego disminuye hasta ser igual a la transferencia del cilindro sin aislamiento en el punto b, así que si se quiere disminuir la transferencia de calor en relación a la del cilindro desnudo, se tendrá que proporcionar un espesor mayor a (r^*-r_o).

Para, $Bi > 1$, que implica que ($r_o > r_c$) el aislamiento adicional a tuberías y conducciones de gran diámetro, hará disminuir la transferencia de calor, lo que implica un mejor aislamiento.

1.2 Transferencia de calor por convección

La convección es el mecanismo transferencia de calor a través de un fluido con movimiento masivo de éste. En la convección existe movimiento del fluido a nivel macroscópico, entendiendo como nivel macroscópico el movimiento de volúmenes relativamente grandes del fluido. Mientras que en la conducción existe movimiento a nivel microscópico, atómico o molecular.

La convección se clasifica en natural y forzada. En la convección forzada se obliga al fluido a fluir mediante medios externos, como un ventilador o una bomba. En la convección natural el movimiento del fluido es debido a causas naturales, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta con la subida del fluido caliente y el descenso del fluido frío.

La convección forzada se clasifica a su vez en externa e interna dependiendo de si el flujo de fluido es interno o externo. El flujo de un fluido se clasifica como interno o externo dependiendo de si se fuerza al fluido a fluir por un canal confinado o por una superficie abierta. El flujo de un fluido no limitado por una superficie (placa, alambre , exterior de un tubo) es flujo externo. El flujo por un tubo o ducto es flujo interno, si ese fluido está limitado por completo por superficies sólidas.

La velocidad de transferencia de calor a través de un fluido es mucho mayor por convección que por conducción. Cuanto mayor es la velocidad del fluido mayor es la velocidad de transferencia de calor.

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido se encuentran: la viscosidad dinámica, la conductividad térmica, la densidad.

Entre las propiedades de la superficie que intervienen en la convección están la geometría y la aspereza. El tipo de flujo, laminar o turbulento, también influye en la velocidad de transferencia de calor por convección.

En cualquier caso, la velocidad de transferencia de calor por convección siempre es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. Este hecho se modela matemáticamente mediante la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q} = h * A * (T_s - T_f)$$

\dot{Q} = transferencia de calor

A = área de la superficie

T_s = temperatura de la superficie en contacto con el fluido

T_f = temperatura del fluido lo suficientemente lejos de dicha superficie

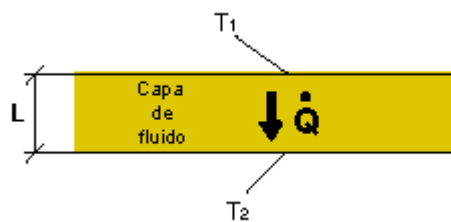
La influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo se cuantifica en el coeficiente de película o coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

En el análisis de la convección es común quitar las dimensiones a las expresiones físico-matemáticas que modelan el mecanismo y agrupar las variables, dando lugar a los números adimensionales.

1.2.1 Números adimensionales

a) Número de NUSSELT (Nu). Representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción.

Se considera una capa de fluido de espesor L con sus superficies a diferentes temperaturas T_1 y T_2 , $T_1 > T_2$, $\Delta T = T_1 - T_2$, como se muestra en la figura:



El flujo de calor debido a la convección sería: $\dot{Q}_{conv} = h \times A \times \Delta T$, y el flujo de calor si sólo existiera conducción sería: $\dot{Q}_{cond} = k * A \times (\Delta T / L)$, Dividiendo ambas expresiones:

$$\frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h \times A \times \Delta T}{k \times A \times (\Delta T / L)} = \frac{h \times L}{k} = Nu$$

En general: $Nu = \frac{h \times L_c}{k}$ donde L_c es la longitud característica.

Para un tubo circular la longitud característica es el diámetro interior del tubo y para un tubo no circular es el diámetro hidráulico.

$$D_{hidr} = \frac{4 \times A_c}{P}$$

A_c = área de la sección transversal del tubo.

P = perímetro de la misma sección.

Para una placa plana, la longitud característica es la longitud paralela al flujo.

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección

Un número de Nusselt de $Nu = 1$, para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural.

b) Número de PRANDTL (Pr). Representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor (o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica):

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \times C_p}{k}$$

ν = viscosidad cinemática

μ = viscosidad dinámica

α = difusividad térmica

C_p = Calor específico a presión constante

k = conductividad térmica

El número de Prandtl va desde menos de 0.01 para los metales líquidos hasta más de 100.000 para los aceites pesados. El Pr es del orden de 10 para el agua. Los valores del número de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo que indica que tanto la cantidad de movimiento como de calor se difunden por el fluido a una velocidad similar. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Esto indica que la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de velocidad. Cuanto más gruesa sea la capa límite térmica con mayor rapidez se difundirá el calor en el fluido.

El número de Prandtl se emplea tanto en convección forzada como natural.

c) Número de REYNOLDS (Re). Representa la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, laminar o turbulento.

$$Re = \frac{V_f \times L_c}{\nu} = \frac{\rho \times V_f \times L_c}{\mu}$$

U_f = velocidad del fluido

L_c = longitud característica

ν = la viscosidad cinemática.

Un valor grande del número de Reynolds indica régimen turbulento.

Un valor pequeño del número de Reynolds indica régimen laminar.

El valor del número de Reynolds para el cual el flujo se vuelve turbulento es el número crítico de Reynolds. Este valor crítico es diferente para las diferentes configuraciones geométricas.

Para una placa plana:

Re crítico = 5×10^5

Para tubos:

Si $Re < 2300$ el flujo es laminar.

Si $2300 < Re < 10000$ el flujo es de transición.

Si $Re > 10000$ el flujo es turbulento.

El número de Reynolds sólo se utiliza en convección forzada.

d) Número de GRASHOF (Gr). Representa la relación que existe entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido. Es un indicativo del régimen de flujo en convección natural, equivalente al número de Reynolds en convección forzada.

$$Gr = \frac{g \times \beta * (T_s - T_f) \times Lc^3}{\nu^2}$$

g = aceleración de la gravedad

β = coeficiente de expansión volumétrica de la sustancia, representa la variación de la densidad de esa sustancia con la temperatura a presión constante. Para un

gas ideal $\beta = \frac{1}{T}$, T es la temperatura absoluta en K.

Lc es la longitud característica

ν = la viscosidad cinemática.

El número de Grashof sólo se utiliza en convección natural.

e) Número de RAYLEIGH (Ra). Es función del número de Grashof y del número de Prandtl. Su valor es el número de Grashof multiplicado por el número de Prandtl.

$$Ra = Gr \times Pr$$

El número de Rayleigh sólo se utiliza en convección natural .

El problema básico en convección consiste en conocer el valor del coeficiente de convección h . Una vez conocido este coeficiente es posible calcular la transferencia de calor mediante la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q} = h \times A \times (T_s - T_f)$$

El análisis de la convección está basado en datos experimentales que se presentan mediante las llamadas correlaciones. Existen casos que permiten abordarlos analíticamente, pero no son prácticos desde el punto de vista ingenieril.

El coeficiente de convección h se calcula a partir del número de Nusselt pues

$$Nu = \frac{h \times L_c}{k}$$

Para el cálculo del número de Nusselt hay que distinguir entre convección forzada y natural.

En convección forzada el número de Nusselt es función del número de Reynolds y de Prandtl.

En convección natural el número de Nusselt es función del número de Grashof y de Prandtl .

1.2.2 Método de cálculo de la transferencia de calor por convección

a) Se analizan las condiciones en la que tiene lugar la convección (geometría de la superficie, convección natural o forzada, tipo de flujo) para seleccionar la correlación adecuada.

b) A partir de la correlación adecuada y los datos conocidos se calcula el número de Nusselt.

c) Una vez conocido el número de Nusselt se calcula el coeficiente de convección:

$$h = \frac{Nu \times L_c}{k}$$

d) Se calcula la potencia térmica mediante la Ley de enfriamiento de Newton :

$$\dot{Q} = h \times A \times (T_s - T_f)$$

1.2.3 Convección libre

Se tiene en cuenta las relaciones presentadas por la ASHRAE para hallar los coeficientes de convección en placas planas en contacto con aire.

Tabla 1. Coeficientes de transferencia de calor por convección natural.

III. Wires	
For horizontal or vertical wires, use L – diameter, for Gr Pr between 10^{-7} and 1 $Nu = (Gr.Pr)^{0.1}$	
IV. With air	
$Gr.Pr = 1.6 \times 10^6 \times L^3 \times \Delta t$ (at 21°C, L in m, Δt in K)	
a) Horizontal cylinders	
Small cylinder, laminar range	$h = 1.32x(\Delta t/L)^{0.25}$
Large cylinder, turbulent range	$h = 1.24x(\Delta t)^{0.33}$
b) Vertical Plates	
Small plates, laminar range	$h = 1.42x(\Delta t/L)^{0.25}$
Large plates, turbulent range	$h = 1.31x(\Delta t)^{0.33}$
c) Horizontal plates, facing upward when heated or downward when cooled.	
Small plates, laminar range	$h = 1.32x(\Delta t/L)^{0.25}$
Large plates, turbulent range	$h = 1.52x(\Delta t)^{0.33}$
d) Horizontal plates, facing downward when heated or	

upward when cooled.

Small plates.

$$h = 0.59(\Delta t/L)^{0.25}$$

Fuente capítulo 3 fundamental ASHRAE

Placa vertical caso laminar

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387 \times Ra^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{Pr} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2$$

Superficie externa de cilindro horizontal caso laminar

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 \times Ra^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,559}{Pr} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2$$

1.2.4 Convección forzada

Placa vertical caso laminar

$$h = 0,664 \times k \times Pr^{1/3} \times \frac{Re^{0,5}}{Lc}$$

Superficie externa de cilindro horizontal caso laminar

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \times Re^{0,5} \times Pr^{1/3}}{\left(1 + \left[\frac{0,4}{Pr}\right]^{2/3}\right)^{0,25}}$$

Churchill y Bernstein, $Pr > 0,5$, $Re < 10^4$

Flujo interno de una sola fase en tubos

$$h = \frac{k}{D} \times 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}$$

h_{liq} = coeficiente de transferencia de calor para flujo interno en fase líquida
(ecuación de Dittus-Boelter)

1.2.5 Convección mixta

En casos donde la convección forzada es muy débil, velocidades de 2 a 3 cm/s, la convección puede ser el resultado de las convecciones libre y forzada a la vez, esto depende de un parámetro que involucra el número de Grashof y el de Reynolds.

$$x = \frac{GR}{Re^2}$$

- Si ($X > 10$): Caso convección libre.
- Si ($X \leq 0.1$): Caso convección forzada.
- Si ($0.1 < X \leq 10$): Caso convección combinada.

Cuando la convección es combinada se calcula un Nusselt mixto, con los valores del Nusselt para los casos simples.

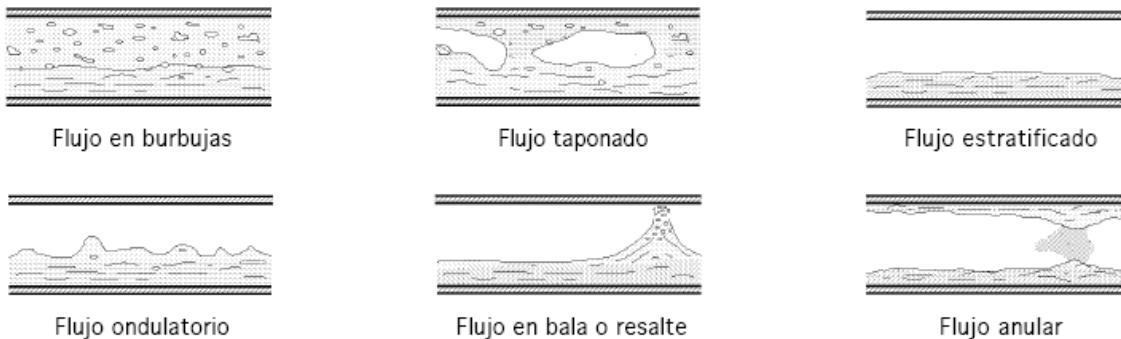
$$Nu_{mixto} = \left(Nu_{libre}^3 + Nu_{forzado}^3 \right)^{1/3}$$

1.3 Transferencia de calor por evaporación

1.3.1 Evaporación en tubos horizontales

En la Fig. 1. se muestran los modelos de flujos posibles en un flujo horizontal o inclinado con paredes isotermas.

Figura 2. Modelos de flujo horizontal en 2 fases.



Fuente Pedro Fernández Díez

Flujo en burbujas: consiste en que la fase de vapor está en forma de burbujas aisladas inmersas en la fase líquida, pudiendo ser pequeñas y esféricas, o grandes en forma de casquete esférico.

Flujo taponado: las burbujas tienen un diámetro apreciable y tienden a fluir por la parte superior de la tubería.

Flujo estratificado: se presenta cuando la velocidad del líquido es pequeña, de forma que éste circula por la parte inferior del tubo siendo su superficie relativamente uniforme.

Flujo en bala o en resalte: la velocidad del vapor aumenta se forman ondas de superficie líquida, que pueden llegar a ser lo suficientemente grandes como

para formar grandes masas de líquido que humedecen la parte superior de la tubería.

Flujo anular: la velocidad del vapor es aún mayor, se provoca un flujo en el que el líquido se dispersa en forma de gotitas arrastradas por el flujo de vapor.

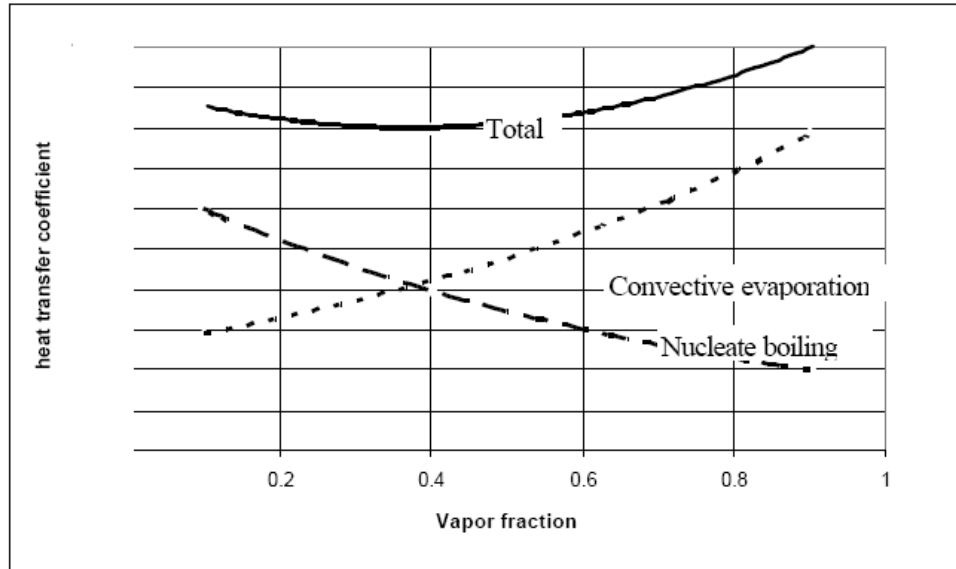
Para los diversos regímenes del flujo, existen diversos mecanismos de la transferencia de calor y para un cálculo exacto de los coeficientes de transferencia a lo largo de un tubo del evaporador sería necesario, tener una correlación exacta para predecir los regímenes del flujo y tener correlaciones exactas para el coeficiente de transferencia en cada régimen. Hoy en día no hay tales correlaciones disponibles, y la transferencia de calor es estimada por

correlaciones empíricas o semi-empíricas simplificadas. En muchos casos en usos tradicionales de la refrigeración el coeficiente de transferencia de calor no varía mucho a lo largo del evaporador. Es entonces posible utilizar correlaciones para el coeficiente medio de transferencia de calor para el evaporador entero. Tales correlaciones también tienen la ventaja de ser muy simples comparadas con las correlaciones para el coeficiente local de transferencia de calor. En correlaciones más generales el coeficiente local de transferencia de calor se considera como el efecto neto de dos mecanismos, de evaporación nucleada y de la evaporación convectiva.

Cuando la evaporación nucleada es dominante, el traspaso térmico es fuertemente dependiente del flujo de calor, pero poco dependiente del flujo masico total y la fracción de vapor.

En el régimen evaporación convectiva, el coeficiente de transferencia de calor es casi independiente del flujo de calor, pero aumenta con el aumento de flujo masico total y de la fracción de vapor. Estas conclusiones generales se demuestran esquemáticamente en las figura

Figura 3. Coeficiente de transferencia de calor como la suma de las contribuciones de la evaporación nucleada y convectiva.



Fuente Refrigeration Engineering capítulo 8

1.3.2 Metodología para el cálculo de la transferencia de calor por evaporación interna en tubos horizontales.

Una de las ecuaciones para el cálculo del coeficiente local de transferencia de calor por evaporación en la que esta se considera como la suma de los efectos de la evaporación nucleada y convectiva fue sugerida por Gungor y Winterton (1986):

$$h_T = h_{nuc} + h_{conv}$$

h_T = coeficiente local

h_{nuc} = coeficiente por evaporación nucleada

h_{conv} = coeficiente por evaporación convectiva

La contribución por evaporación nucleada h_{nuc} es calculada con la correlación de Cooper (1984) para evaporación de líquidos en reposo y un factor de corrección (S).

$$h_{pb} = k_{nb} + \dot{q}_{BOIL}^{0,67}$$

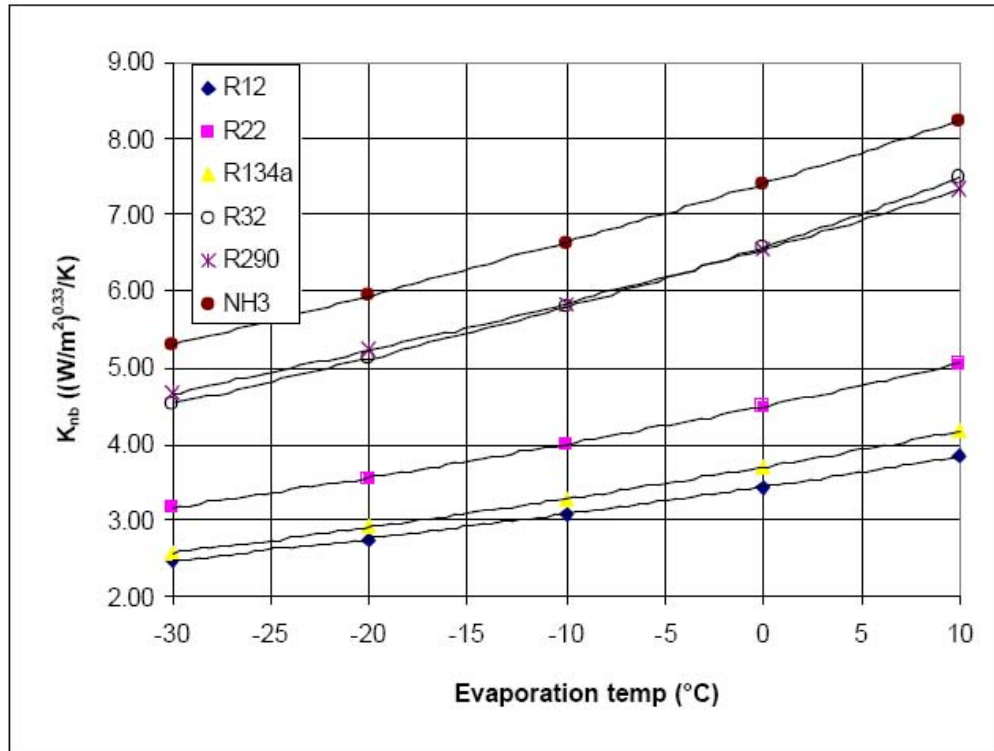
h_{pb} = coeficiente por evaporación de líquidos en reposo

k_{nb} = coeficiente simplificado de la correlación, función de la presión reducida y el peso molecular del refrigerante

\dot{q}_{BOIL} = calor suministrado a la superficie externa del tubo

$$h_{nuc} = h_{PB} \times S_{MOD}$$

Figura 4. Constantes de la correlación de Cooper Knb



Fuente. Refrigeration Engineering

La contribución convectiva se describe por una forma modificada de la ecuación de Dittus-Boelter para flujo en fase líquida, multiplicada por un factor de aumento (E), debido a que el calor se transfiere en este caso a través de una película líquida fina que es perturbada por la evaporación.

$$h_{conv} = h_{liq} \times E$$

$$h_{liq} = \frac{k_{R_liq}}{D_{int}} \times 0,023 \times Re_{R_liq}^{0,8} \times Pr_{R_liq}^{0,4}$$

$$Re_{R_liq} = \frac{G \times D_{int} \times (1-x)}{\mu_{R_liq}}$$

$$G = \frac{\dot{m}_R}{\pi \times R_1^2}$$

Donde:

h_{conv} = coeficiente por evaporación convectiva

h_{liq} = coeficiente de transferencia de calor para flujo interno en fase líquida (Dittus-Boelter)

$Re_{R_{liq}}$ = Reynolds fase líquida

$Pr_{R_{liq}}$ = Prandtl fase líquida

$k_{R_{liq}}$ = conductividad del líquido

$\mu_{R_{liq}}$ = viscosidad dinámica del líquido

G = flujo másico por unidad de área transversal

D_{int} = diámetro interno

x = fracción de vapor

E = factor de aumento

\dot{m}_R = flujo másico de refrigerante

Calculo del factor de aumento:

$$E = 1 + 24000 \times Bo^{1,16} + 1,37 \times (1/X_{tt})^{0,86}$$

$$Bo = \frac{\dot{q}_{BOIL}}{(G \times \Delta H_{R_{fg}})}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{(1-x)}{x} \right)^{0,9} \times \left(\frac{\rho_{R_{vap}}}{\rho_{R_{liq}}} \right)^{0,5} \times \left(\frac{\mu_{R_{liq}}}{\mu_{R_{vap}}} \right)^{0,1}$$

Bo = número de ebullición

ρ_{vap} = densidad del vapor

ρ_{liq} = densidad del líquido

El factor de corrección para evaporación nucleada es función del factor de aumento de la evaporación convectiva:

$$S = (1 + 1,15 \times 10^{-6} \times E^2 \times \text{Re}_{R_{liq}}^{1,17})^{-1}$$

Para tubos horizontales los factores de aumento (E) y de corrección (S), se modifican en el caso de que el numero de Fraude sea menor que 0,05, para tener en cuenta la estratificación del flujo (líquido abajo vapor arriba).

$$FrL = \frac{G^2}{(\rho_{R_{liq}}^2 \times g \times D)}$$

$$E_{mod} = E \times FrL^{(0,1*FrL)}$$

$$S_{mod} = S \times FrL^{0,5}$$

Esta metodología da los coeficientes locales de transferencia de calor por evaporación, (promedios circunferenciales para cada punto a lo largo del tubo del evaporador). Al usar este tipo de correlación es necesario dividir el tubo del evaporador en cinco a diez secciones, calcular un valor local en cada sección y considerar el aumento lineal de la fracción de vapor, para luego sumar todo el calor transferido al evaporador.

Tabla 2. Coeficientes de convección aproximados

Basada en Ekroth/Granryd, 1994

Type of flow	Approximate heat transfer coefficient (W/(m ² ·°C))
Turbulent flow in tubes, (diameter ≈ 50 - 25 mm)	
Water (0.5 - 5 m/s)	1500 - 20000
Air (1 - 10 m/s)	10 - 50
Laminar flow in tubes, (diameter ≈ 50 - 10 mm)	
Water	50 - 250
Air	2 - 15
Air flow past plates (1 - 10 m/s)	10 - 50
Natural convection	
Water	200 - 1000
Air	2 - 10
Condensation	
Water	5000 - 15000
Refrigerants	1000 - 5000
Boiling	
Water	1000 - 40000
Refrigerants	200 - 5000

Fuente. Refrigeration engineer

Tabla 3. Valores aproximados del coeficiente global de transferencia de calor para diferentes tipos de evaporadores.

Basada en Pierre, 1979

Type of evaporator	Fig. no	U W/(m ² K)	Notes
Air coolers			
<u>Free convection</u>			
Smooth tubes	8.07	9-13	Depending on temp. difference, tube diameter and position
Plates	8.09	12-14	Below 0°C, ≤ 12 W/(m ² K)
Finned coils	8.09	4-8	Depending on temperature difference, fin distance, number of tube rows, position
<u>Forced convection</u>			
Smooth tubes		30-60	Air velocity 3-5 m/s Tube diameter 25-50 mm
Finned coils	8.08	12-25	Air velocity 2-4 m/s Heat flux at inner surface 2000-5000 W/(m ²). Dry expansion.
Liquid coolers			
<u>Free convection</u>			
Smooth tubes in brine tank, refrigerant inside tubes		100-170	Brine temp. -30-0°C U reduced by 20% in dry expansion
Smooth tubes in brine tank, brine inside tubes		120-170	Brine temp. -30-0°C Brine velocity inside tubes 1.5 m/s
Smooth tubes in water tank, brine inside tubes		180-220	Brine velocity 0.5 - 1.5 m/s Brine temp. -8 - 0°C
<u>Forced convection</u>			
Shell and tube, brine inside tubes, NH ₃ as refrigerant	8.11a	200-500	Brine velocity 0.5 - 1.5 m/s
Shell and tube, brine inside tubes, (HC)FC as refrigerant	8.11a	150-400	Brine velocity 0.5 - 1.5 m/s
Shell and tube, (HCFC)-refrigerant inside tubes	8.11b	250-600	
Brazed plate heat exchanger, (HC)FC as refrigerant	8.13	800-2500	

Fuente Refrigeration engineer

2. REFRIGERACION

Desde el punto de vista de sus aplicaciones, la técnica del frío reviste un gran interés dentro de la evolución industrial a que obliga el continuo alza de la vida. La refrigeración tiene un amplísimo campo en lo que respecta a la conservación de alimentos (Barcos congeladores de pescado en alta mar, plantas refrigeradoras de carnes y verduras), productos farmacéuticos y materias para la industria (Plantas productoras de hielo, unidades de transporte de productos congelados, barcos, aviones, trenes, camiones, etc), en sistemas de acondicionamiento de aire y calefacción, etc. Esto da una idea del grandísimo interés universal que reviste el frigorífico industrial desde el punto de vista económico, humano y social.

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto de los alrededores correspondientes.

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado.

2.1 Historia de la refrigeración

Casi todas las evidencias apuntan a que fueron los chinos los primeros en almacenar hielo y nieve para enfriar vino y otros alimentos, al igual los griegos y los romanos utilizaban almacenes subterráneos, que cubrían con paja, maleza y otros elementos para proporcionar aislamiento y preservar el hielo durante largos periodos de tiempo.

En 1834, el estadounidense Jacob Perkins desarrollo un sistema de refrigeración cerrado, utilizando el mecanismo de expansión de un líquido y de compresión para producir un efecto de enfriamiento. Utilizó éter como refrigerante, un compresor operado a mano, un condensador enfriado por agua y un evaporador, para construir un enfriador de líquidos, obteniendo una patente para este sistema en el Reino Unido.

W. Wright produjo hielo mediante la expansión de aire comprimido. Los aparatos de refrigeración mecánica fueron desarrollados en primer lugar para producir hielo.

Durante el siglo XIX, fueron diseñados otros sistemas de refrigeración en los EE.UU, en Australia y en Inglaterra. En los años siguientes, se realizaron muchas mejoras en los diseños de los equipos y, en la década de 1930, la refrigeración estaba ya en proceso de ser utilizada ampliamente en las casas y comercios.

2.2 Aplicaciones

En el transcurso de unas pocas décadas, la refrigeración ha tenido un crecimiento asombroso y actualmente se ha extendido con rapidez a la industria. Este crecimiento explosivo es el resultado de varios factores. Con el desarrollo de métodos de fabricación muy precisos, ha hecho posible la fabricación de equipos pequeños y eficientes.

Las aplicaciones de la refrigeración se han agrupado en seis categorías generales: (a) refrigeración doméstica, (b) refrigeración comercial, (c) refrigeración industrial, (d) refrigeración marina y de transportación, (e) acondicionamiento de aire.

a) Refrigeración domestica

El campo de la refrigeración domestica esta limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Sin embargo, debido a que es muy grande

el número de unidades en servicio, la refrigeración doméstica representa una parte muy significativa de la refrigeración industrial.

Las unidades domésticas generalmente son de tamaño pequeño teniéndose capacidades de potencia que fluctúan entre 1/20 y 1/2 hp y son del tipo de sellado hermético.

b) Refrigeración comercial

La refrigeración comercial se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales, restaurantes, hoteles, e instituciones que se dedican al almacenamiento, exhibición, procesamiento y a la distribución de artículos de comercio perecederos.

c) Refrigeración industrial

Las aplicaciones industriales se diferencian de las comerciales porque son más grandes en tamaño y requieren tener un empleado para su servicio, que por lo general es un ingeniero. Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes plantas empacadoras de alimento, cervecerías, lecherías, y plantas industriales tales como refinerías de petróleo, plantas químicas, etc.

d) Refrigeración marina y de transportación

La refrigeración marina hace referencia a la refrigeración que se tiene a bordo de barcos e incluye, por ejemplo, refrigeración de barcos pesqueros y de barcos que transportan productos putrescibles.

La refrigeración en transportación se refiere al equipo de refrigeración utilizado en camiones, tanto para cuando se tenga que dar servicio a largas distancias, como para entrega local, así como también en furgones refrigerados.

e) Acondicionamiento de aire

El acondicionamiento de aire concierne con la condición del aire en alguna área o espacio designado. Por lo general, esto involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también de la humedad del mismo y del movimiento de aire incluyéndose el filtrado y la limpieza de éste.

Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos de acuerdo a sus propósitos, para producir confort o para uso industrial. Cualquier acondicionamiento de aire el cual tiene como función primordial la aplicación de aire para confort humano, se le llama acondicionamiento de aire para confort.

Por otra parte, cualquier otro tipo de acondicionamiento de aire el cual no satisfaga su fin primordial de acondicionamiento de aire para confort humano se le llama acondicionamiento de aire industrial.

Las aplicaciones de acondicionamiento de aire industrial no tienen límite de número y variedad. En general, las funciones de los sistemas de acondicionamiento de aire industrial son el contenido de humedad en materiales higroscópicos; reacción de la velocidad en las reacciones químicas y bioquímicas; límite de las variaciones en el tamaño de la precisión de artículos manufacturados debido a la expansión y contracción térmica.

3. REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

En la actualidad el ciclo de compresión de vapor para la refrigeración es el más utilizado, su aceptación debido a su eficiencia y versatilidad es alta. A continuación se describe su funcionamiento dando a conocer sus principales elementos.

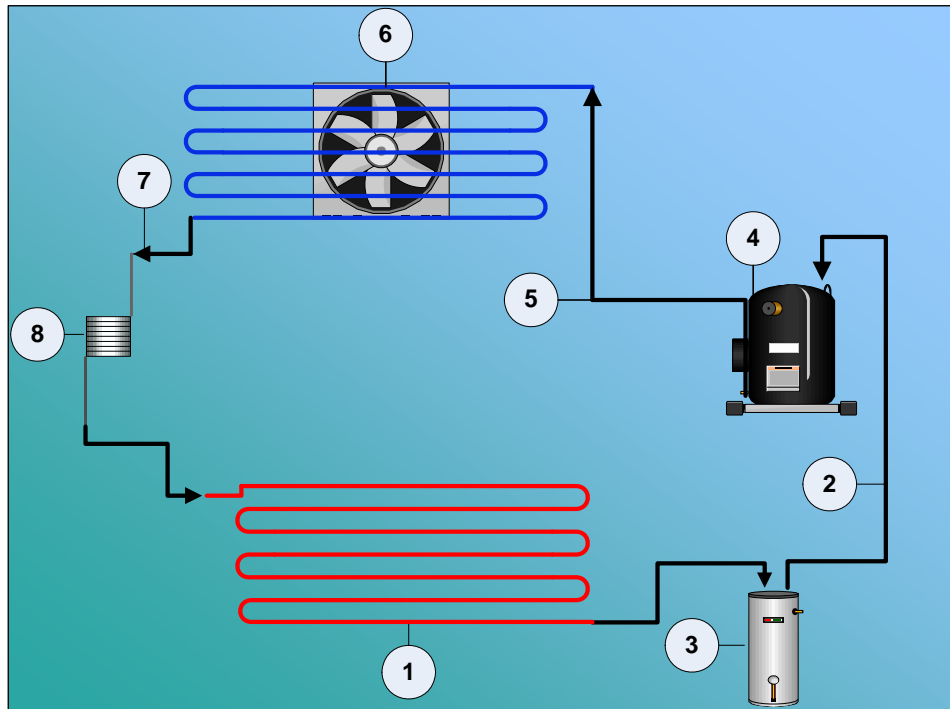
3.1 Componentes del sistema de refrigeración por compresión de vapor

Los principales componentes de un sistema por compresión de vapor se aprecian en la figura 5.

- (1) **Evaporador**, cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor a través del cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado hacia el refrigerante.
- (2) **Tubo de succión**, en el cual se transporta el vapor de baja presión desde el evaporador hasta la entrada en la succión del compresor.
- (3) **Botella de aspiración**, también se les conoce como “botellas antigolpes de líquido”. Este recipiente se coloca en el tubo de aspiración en un punto próximo al compresor y tiene como finalidad impedir la aspiración accidental de fluido líquido por el compresor. Se monta en sentido vertical. En caso de que el evaporador, durante el paro del compresor, se llene de refrigerante en estado líquido, el golpe de líquido se evita, en su punto de salida, haciendo caer dicho fluido al fondo de la botella. El orificio de la tubería de aspiración situado en la parte superior de la botella permite que el compresor aspire este fluido en forma de vapor, lo que evita la posibilidad de un accidente mecánico.
- (4) **Compresor de vapor**, su función es eliminar el vapor del evaporador, elevar la temperatura y presión del vapor hasta un punto tal que el vapor pueda ser condensado a través de un medio condensante totalmente disponible.

- (5) **Tubo de descarga**, el cual entrega el vapor de presión y temperatura alta desde la descarga del compresor hasta el condensador.
- (6) **Condensador**, su función es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual pasará calor del vapor refrigerante hacia el medio condensante.
- (7) **Tubería de líquido**, la cual conduce el refrigerante líquido desde el condensador hasta el control de flujo de refrigerante.
- (8) **Control del flujo refrigerante**, cuya función es medir la cantidad apropiada de refrigerante usada en el evaporador y reducir la presión del líquido que llega al evaporador de tal modo que la vaporización del líquido en el evaporador se efectúa a la temperatura deseada.

Figura 5. Principales elementos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.



Fuente. Autores del proyecto.

El sistema de refrigeración anteriormente presentado está dividido en dos partes de acuerdo a la presión ejercida por el refrigerante en cada una de ellas.

La parte de presión baja del sistema involucra el control de flujo refrigerante, el evaporador y el tubo de succión. La presión ejercida por el refrigerante en esas partes es la presión baja a la cual el refrigerante es vaporizado en el evaporador. Esta presión se le conoce por varios nombres la “presión en el lado bajo”, la “presión del evaporador”, la “presión de succión” o “contrapresión”.

En el lado de alta presión o “lado de alta” del sistema, se tiene el compresor, el tubo de descarga, el condensador, el tanque receptor y el tubo del líquido. La presión ejercida por el refrigerante en esa parte del sistema es la presión alta, bajo

la cual el refrigerante es condensado. A esta presión se le llama “la presión condensante”, la “presión de descarga” o la “presión superior”.

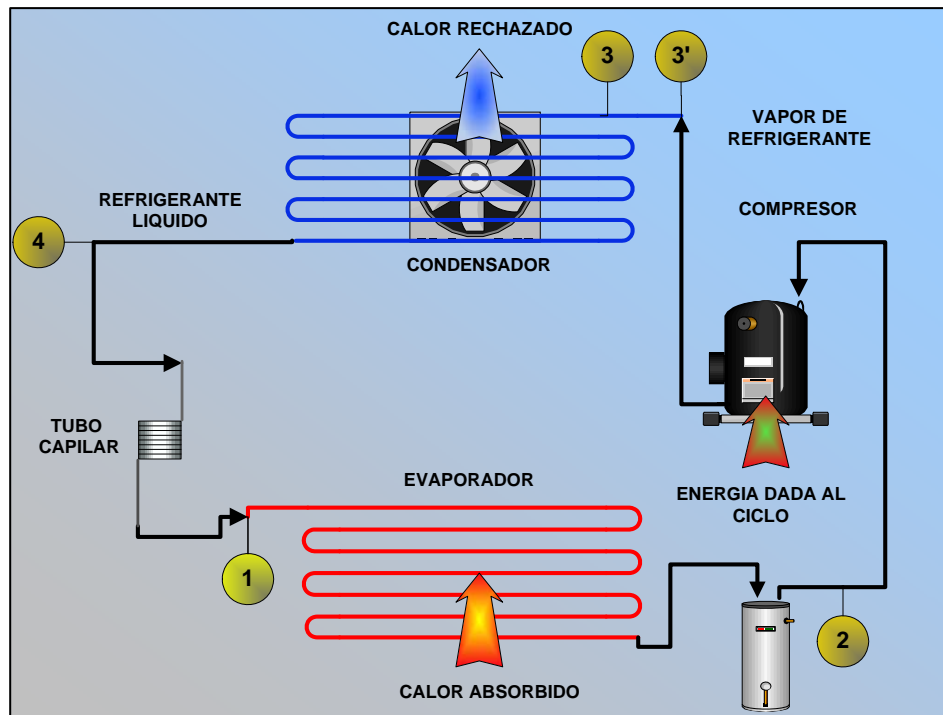
Los puntos comprendidos entre los lados de alta y baja presión del sistema son el control de flujo del refrigerante, donde la presión del refrigerante es reducida desde la presión condensante hasta la presión vaporizante, y la válvula de descarga en el compresor, a través de la cual sale el vapor de alta presión después de la compresión.

3.2 Ciclo de refrigeración

En la refrigeración por compresión de vapor se tiene un refrigerante que circula a través del sistema, éste pasa por un número de cambios en su estado o condición, cada uno de los cuales es llamado un proceso. El ciclo de refrigeración consta de cuatro procesos fundamentales:

- 1-2 Vaporización.
- 2-3' Compresión.
- 3-4 Condensación.
- 4-1 Expansión.

Figura 6. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.



Fuente: Autores del proyecto.

Para un mayor entendimiento del ciclo es necesario considerar por separado cada proceso del ciclo y en relación al ciclo completo.

Al igual se puede estudiar el ciclo de refrigeración teniendo en cuenta la comparación entre el ciclo saturado simple y el ciclo real que serán presentados a continuación.

3.2.1 Ciclo ideal de refrigeración

El ciclo ideal de refrigeración también es llamado ciclo saturado, éste es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión condensante.

Aun cuando el ciclo de refrigeración de una máquina de refrigeración real se desvía del ciclo saturado simple, el análisis de estos procesos es la base para entender e identificar con facilidad el ciclo de refrigeración real de compresión de vapor.

Utilizando como estándar el ciclo saturado simple puede compararse con el ciclo real y podrá obtenerse fácilmente la eficiencia relativa del ciclo de refrigeración real para varias condiciones de operación.

En el siguiente diagrama ph se podrá observar el ciclo completo con las consideraciones deseadas en los diferentes cambios que ocurren en la condición del refrigerante durante el ciclo.

La condición del refrigerante en cualquier estado termodinámico puede quedar representado por un punto en el diagrama ph . El punto sobre el diagrama ph que represente a la condición del refrigerante para cualquier estado termodinámico en particular puede ser trazado si se conocen dos propiedades cualesquiera del estado del refrigerante.

En el punto **4** el estado del refrigerante es líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

El proceso descrito por los puntos **4 – 1** sucede en el control del refrigerante cuando la presión del líquido es reducida desde la presión condensante hasta la presión de evaporación a medida que el líquido pasa a través del tubo capilar. Cuando el líquido es expandido en el evaporador a través de la reducción en el tubo capilar, se disminuye la temperatura del líquido desde la temperatura condensante hasta la temperatura de evaporación y de inmediato una parte del líquido pasa a ser vapor.

En el proceso **4 – 1** se toma el supuesto que el proceso ocurre sin ganancia ni pérdida de calor a través del tubo capilar y sin la realización de trabajo, por tal razón se describe como un estrangulamiento tipo expansión adiabática, en la cual la entalpía del fluido no cambia durante el proceso. Este tipo de expansión ocurre siempre que un fluido es expandido a través de un orificio desde una presión alta hasta una presión baja.

Como la entalpía del refrigerante no cambia durante el proceso **4 – 1**, la localización del punto **1** en el diagrama *ph* se hace siguiendo la línea de entalpía constante partiendo del punto **4**.

En el punto **1**, el estado del refrigerante es una mezcla de líquido y vapor como resultado de la vaporización parcial del refrigerante líquido durante el paso por el tubo capilar.

PROCESO DE VAPORIZACION 1 – 2.

El proceso **1 – 2** es la vaporización del refrigerante en el evaporador. Debido a que la vaporización se efectúa a temperatura y presión constantes, el proceso **1 – 2** es tanto isotérmico como isobárico.

A medida que el refrigerante fluye a través del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado, se incrementa la entalpía del refrigerante durante el proceso. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de valor entre la entalpía del refrigerante entre los puntos **1** y **2**.

La distancia entre los puntos **X** y **2** en el diagrama *ph* anteriormente presentado, representa el calor latente total de vaporización, además se observa que la distancia **1 – 2** es el efecto refrigerante útil, y la diferencia entre **X – 2** y **1 – 2**, que es la distancia **X – 1** es la pérdida del efecto refrigerante.

PROCESO DE COMPRESION 2 – 3'

En el ciclo saturado simple se tiene la suposición de que el refrigerante no cambia de condición mientras está fluyendo por la tubería de succión desde el evaporador hasta el compresor. El proceso **2 – 3'** se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor debido a la compresión desde la presión de evaporación hasta la presión condensante.

Otro supuesto del ciclo saturado simple es que el proceso de compresión **2 – 3'** es isoentrópico*.

Debido a que no se tiene cambio en la entropía del vapor durante el proceso **2 – 3'**, este sigue la línea de entropía constante señalada en el diagrama como la línea de color azul, la entropía del refrigerante en el punto **3'** es la misma que en el punto **2**.

Durante el proceso de compresión **2 – 3'** se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa la energía (entalpía) del vapor en una cantidad que es

* Una compresión isoentrópica es un tipo de especial de proceso adiabático que ocurre sin fricción.

exactamente igual al trabajo mecánico efectuado sobre el vapor. La energía equivalente al trabajo efectuado durante el proceso de compresión es igual a la diferencia de valores de entalpía del refrigerante entre los puntos **3'** y **2**.

De esta forma q_w será el trabajo (calor) de compresión por unidad de masa de refrigerante circulado.

$$q_w = h_{3'} - h_2$$

“El trabajo mecánico efectuado sobre el vapor por el pistón durante la compresión puede calcularse a partir del calor de compresión”².

Teniendo que w es el trabajo efectuado por unidad de masa de refrigerante circulado y J^* es el equivalente mecánico del calor.

Como resultado de la absorción de calor en la compresión, el vapor descargado por el compresor está en la condición de vapor sobrecalentado y antes de que el vapor sea condensado debe eliminarse el sobrecalentamiento del vapor bajando la temperatura del vapor descargado hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión de condensación.

PROCESO DE CONDENSACION 3 – 4

Los procesos **3' – 3** y **3 – 4** se realizan en el condensador a medida que el gas caliente descargado del compresor es enfriado hasta la temperatura condensante y después condensado.

El proceso **3' – 3** toma lugar en la parte superior del condensador representando un enfriamiento del vapor desde la temperatura de descarga hasta la temperatura

² DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración. México: Compañía Editorial Continental, S.A. 1998. p.135.

* $J = 778$ pies-lb de energía mecánica/Btu de energía térmica.

condensante, ya en el punto **3**, el refrigerante es un vapor saturado a la temperatura y presión condensante.

En la figura 7 se observa que la cantidad de calor sensible (sobrecalentamiento) eliminado en el condensador al enfriarse el vapor desde la temperatura de descarga hasta la temperatura condensante, es la diferencia de entalpías entre los puntos **3'** y **3** ($h_{3'} - h_3$).

El proceso **3 – 4**, es la condensación del vapor en el condensador. Debido a que la condensación se realiza a temperatura y presión constante, el proceso se observa a lo largo de las líneas de temperatura y presión constante desde el punto **3** hasta el punto **4**. El calor cedido al medio condensante durante el proceso **3 – 4** es la diferencia de entalpías entre los puntos **3** y **4** ($h_3 - h_4$).

Al regresar al punto **4**, el refrigerante ha completado un ciclo y se encontrara a las mismas condiciones que cuando lo dejo, el calor eliminado del refrigerante al medio condensante en el condensador debe ser exactamente igual al calor absorbido por el refrigerante en todos los demás puntos del ciclo. En un ciclo saturado simple, la energía del refrigerante se incrementa en sólo dos puntos del ciclo: (1) el calor absorbido del espacio refrigerado a medida que se vaporiza el refrigerante en el evaporador (q_e) y, (2) la energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor (q_w).

3.2.2 Ciclo real de refrigeración

El ciclo real de refrigeración diverge del ciclo saturado simple anteriormente explicado debido a las siguientes consideraciones que no se cumplen en el ciclo real.

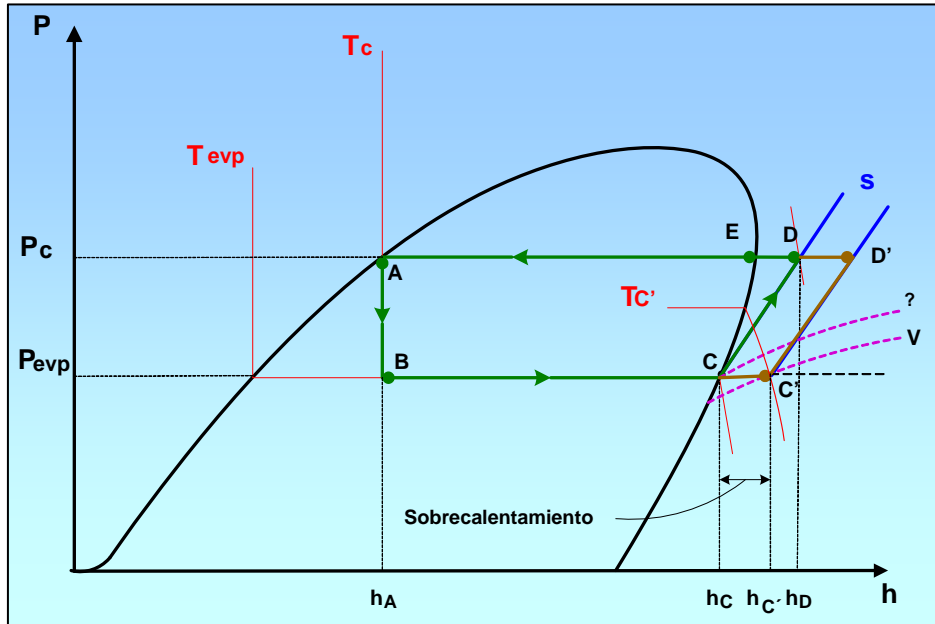
En el ciclo saturado simple se desprecia la caída de presión que experimenta el fluido al paso por las tuberías, evaporador, condensador y válvulas. Además no se considera el subenfriamiento del líquido ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión. Otra suposición es que la compresión es isoentrópica.

Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión.

En el ciclo saturado simple, se supone que el vapor de la succión llega hasta la entrada en el compresor como vapor saturado seco a la temperatura y presión vaporizante. Esto ocurre muy rara vez. Luego de que el líquido refrigerante ha sido por completo vaporizado en el evaporador, el vapor saturado frío, por lo general continua absorbiendo calor convirtiéndose en vapor sobrecalentado cuando éste llega al compresor.

Para el efecto del sobrecalentamiento también se desprecia la pequeña caída de presión del vapor en la tubería de succión, podrá suponerse que la presión que la presión del vapor permanece constante durante el sobrecalentamiento. O sea que después del sobrecalentamiento, la presión del vapor en la succión a la entrada del compresor es la misma que la presión vaporizante en el evaporador.

Figura 8. Diagrama ph comparando al ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado.



Fuente. Autores del Proyecto.

En el anterior diagrama ph , el proceso C - C' representa el sobrecalentamiento del vapor de la succión desde T_{evp} hasta $T_{c'}$ a la presión vaporizante y, la diferencia de entalpías del vapor entre dichos puntos es la cantidad de calor necesario para lograr el sobrecalentamiento del refrigerante.

Al hacer las comparaciones entre los dos ciclos, son interesantes las siguientes observaciones:

- El calor de compresión por unidad de masa para el ciclo sobrecalentado es mayor que para el ciclo saturado.
- Para la misma temperatura y presión condensante, la temperatura del vapor descargado a la salida del compresor es considerablemente mayor para el ciclo sobrecalentado.

- La cantidad de calor por unidad de masa eliminado en el condensador es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Esto se debe al calor adicional absorbido por el evaporador al sobrecalentarse y debido al incremento pequeño en el calor de compresión.

En la figura 8 se observa que el calor adicional eliminado en el condensador en el ciclo sobrecalentado es en su totalidad calor sensible. La cantidad de calor latente eliminado es igual para ambos ciclos. Esto significa que para el ciclo sobrecalentado una cantidad grande de calor sensible deberá ser cedida al medio condensante antes de empezar la condensación y que una gran parte del condensador deberá ser utilizado para enfriamiento del vapor hasta su temperatura de saturación.

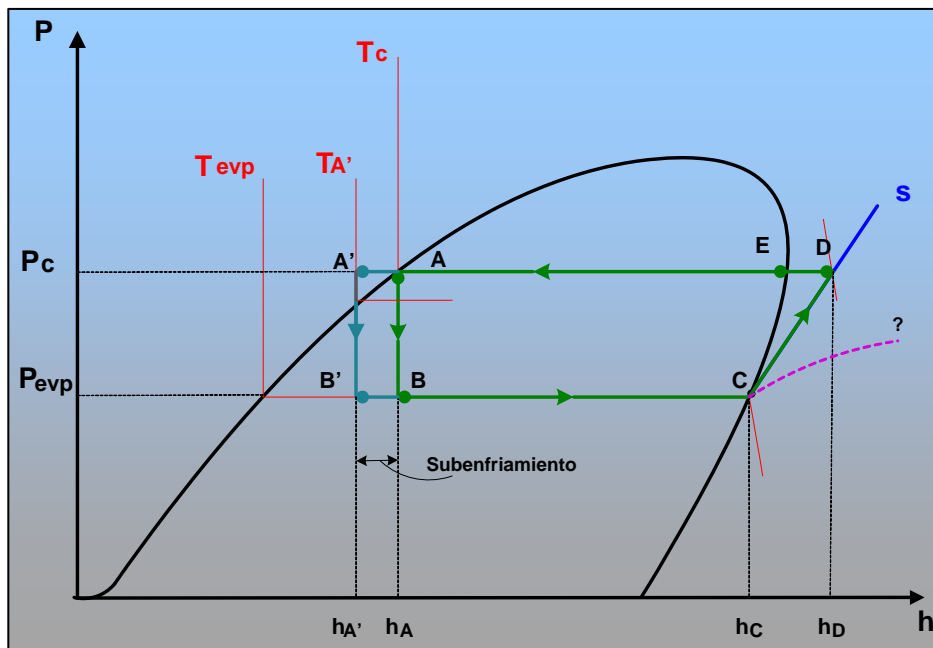
Considerando la presión de vapor en la succión constante durante el sobrecalentamiento, el volumen del vapor se aumenta con la temperatura. Por lo tanto, el volumen específico del vapor sobrecalentado siempre será mayor que el del vapor saturado a la misma presión.

Esto indica que por cada unidad de masa de refrigerante en circulación, el compresor deberá comprimir un volumen mayor de vapor si el vapor es sobrecalentado a que si es vapor saturado. Por esta razón, en cualquier caso en que se permita sobrecalentarse al vapor antes de llegar al compresor, la masa de refrigerante circulado por un compresor de cualquier desplazamiento, siempre será menor que cuando el vapor llega al compresor en condiciones saturadas, considerando que la presión es la misma.

Efecto del subenfriamiento en el líquido.

En el siguiente diagrama ph de la figura 9., se compara el ciclo saturado simple con un ciclo subenfriado, los puntos A, B, C, D Y E representan el ciclo saturado simple, mientras los puntos A', B', C, D y E describen al ciclo subenfriado.

Figura 9. Diagrama ph comparando el ciclo saturado simple con el ciclo subenfriado.



Fuente. Autores del proyecto.

Cuando el líquido es subenfriado antes que éste llegue al control de flujo del refrigerante, se incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa.

En la figura 9., el aumento en el efecto refrigerante por unidad de masa debido al enfriamiento es la diferencia de valores entre h_b y $h_{b'}$, y es exactamente igual a la diferencia de valores entre h_a y $h_{a'}$, lo cual representa el calor eliminado por unidad de masa de líquido durante el subenfriamiento.

Debido al aumento del efecto refrigerante la relación de flujo de masa de refrigerante por capacidad unitaria es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

Se observa que la condición del vapor refrigerante que llega a la succión del compresor es la misma para ambos ciclos. Por esta razón el volumen específico del vapor que llega al compresor es el mismo para ambos ciclos saturado y subenfriado y, dado que la razón de flujo de masa por capacidad unitaria es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado se deduce que el volumen de vapor manejado por el compresor por capacidad unitaria será menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

Debido a que el volumen de vapor comprimido por capacidad unitaria es menor para el ciclo subenfriado, el desplazamiento requerido en el compresor será menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

Se observa, además que el calor de compresión por unidad de masa es igual para ambos ciclos saturado y subenfriado. Esto indica que el aumento de efecto refrigerante por unidad de masa originada por el subenfriamiento se obtiene sin aumentar el suministro de energía al compresor.

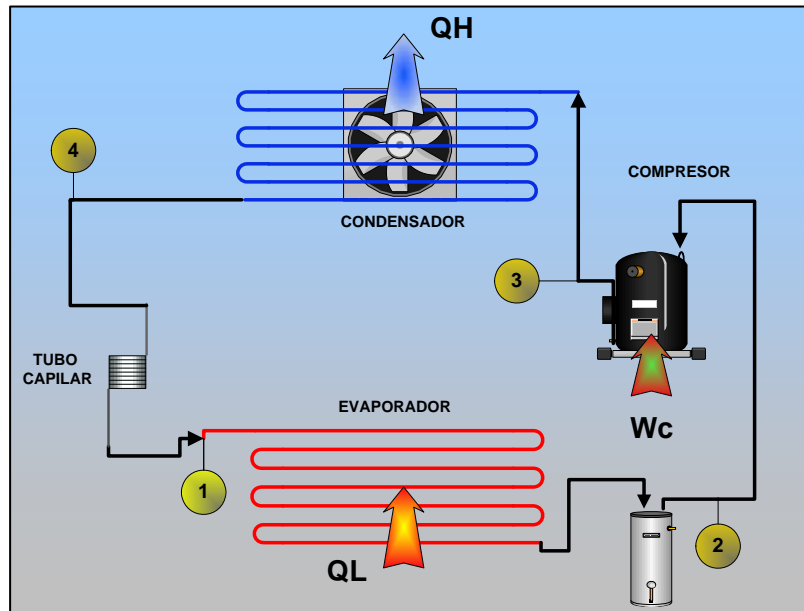
Cualquier cambio en el ciclo de refrigeración que incremente la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado sin causar un aumento en el suministro de energía al compresor, incrementará el COP (coeficiente de operación) del ciclo y reducirá la potencia necesaria por capacidad unitaria.

3.3 Parámetros de operación del sistema de refrigeración

Existen dos clases de parámetros que definen un sistema de refrigeración por compresión de vapor, absolutos y relativos, estos dan a conocer como esta

funcionando el sistema, que capacidad se maneja, el trabajo realizado por el compresor, y el coeficiente de rendimiento respectivamente.

Figura 10. Circuito de refrigeración.



Fuente, Autores del proyecto.

3.3.1 Capacidad del sistema (CAP)

La capacidad de un sistema de refrigeración es la velocidad a la cual el sistema elimina calor del espacio refrigerado, ésta depende de dos factores: 1) la masa de refrigerante que fluye en la unidad de tiempo y, 2) el efecto refrigerante por unidad de masa que circula, este efecto refrigerante se encuentra definido como el cambio de entalpía que tiene el refrigerante al paso por el evaporador.

Expresando la capacidad como ecuación se tiene:

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

$ER = (h_2 - h_1)$: Efecto refrigerante [BTU/lb], [J/kg], [Kcal/kg].

•
 \dot{m}_r : masa de refrigerante en la unidad de tiempo

3.3.2 Trabajo realizado por el compresor (W_c)

En la actualidad se encuentran compresores que por su alta velocidad la compresión la efectúan muy rápidamente y el vapor está en contacto con el cilindro del compresor durante corto tiempo. Debido a que el tiempo de compresión es corto y la transferencia de calor despreciable entonces se toma como una compresión adiabática.

En el proceso de compresión adiabática, se aumenta la energía interna del gas en una cantidad igual a la cantidad de trabajo efectuado sobre el gas al comprimirlo. En consecuencia, cuando el vapor refrigerante es comprimido adiabáticamente en el compresor, la temperatura y la entalpía del vapor se incrementa en proporción a la cantidad de trabajo efectuado sobre el vapor.

Se define como:

$$W_c = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad [\text{KW}]$$

3.3.3 Coeficiente de operación (COP)

El coeficiente de operación de un ciclo de refrigeración, es una expresión de la eficiencia del ciclo y queda definido como la relación del calor absorbido en el espacio refrigerado a la energía térmica equivalente a la energía suministrada por el compresor.

$$COP = \frac{ER}{W_c}$$

$$COP = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2}$$

El coeficiente de operación (COP) puede ser expresado en palabras como la cantidad de energía (en la forma que desee) que se obtiene de la máquina, comparado con la cantidad de energía que debe suministrársele, puede deducirse que la eficiencia de una máquina térmica es W/Q_H y el COP de un refrigerador es Q_L / W .

La Primera Ley no pone límites a las magnitudes relativas de estas cantidades, si se construye muy bien, la eficiencia de una máquina térmica puede ser el 100%. Sin embargo se sabe por experiencia que una eficiencia del 100% es imposible de obtener. En realidad existe un límite fundamental de eficiencia, este límite está garantizado por la Segunda Ley de la Termodinámica, la cual establece que la cantidad universal de entropía ($\int dQ/T$) puede solamente aumentar o mantenerse igual.

La Segunda Ley para un ciclo termodinámico es:

Para una máquina térmica:
$$\frac{Q_H}{T_H} \leq \frac{Q_L}{T_L}$$

Para una bomba de calor:
$$\frac{Q_L}{T_L} \leq \frac{Q_H}{T_H}$$

En el ciclo de Carnot, el aumento de entropía en una etapa isotérmica balancea exactamente el decremento de entropía en la otra etapa, y en las etapas adiabáticas no cambia la entropía. Este ciclo está diseñado para ser termodinámicamente reversible porque no genera entropía.

La eficiencia de Carnot para una máquina térmica está dada por:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \leq \frac{T_H - T_L}{T_H}$$

El COP de Carnot para un refrigerador está dado por:

$$COP = \frac{Q_L}{W} \leq \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

En general, las máquinas reales nunca se acercan a la eficiencia de Carnot y de hecho solo los ciclos termodinámicos teóricos obtienen una eficiencia o COP igual al límite superior, debido a las irreversibilidades del ciclo real.

Un ciclo es considerado termodinámicamente reversible si todas las partes del sistema están en equilibrio durante todo el tiempo de operación. Algunos ejemplos de ciclos reversibles son el ciclo de Carnot y el ciclo de Stirling.

Para lograr un ciclo de Carnot, el proceso de transferencia de calor del gas al sumidero debe tener lugar solo a una diferencia de temperaturas minúscula.

Igualmente las compresiones y expansiones adiabáticas deben ocurrir en períodos infinitamente largos.

Un ciclo termodinámico expresado en una máquina real es menos eficiente que en una máquina reversible, pero en cambio, permite producir trabajo a una tasa más rápida para ser utilizable. El compromiso del intercambio entre eficiencia y potencia en máquinas termodinámicas demuestra que el punto de operación de máxima potencia de salida no es necesariamente el punto de operación de máxima eficiencia.

En un motor de automóvil, la correa de sincronización y las bielas del pistón (entre otros) contribuyen a la separación temporal de las expansiones y compresiones del fluido de trabajo. En un refrigerador convencional, las válvulas de cheque y las boquillas aseguran el flujo de refrigerante en la dirección correcta.

El COP también se conoce como Relación de Eficiencia Energética (REE), el valor óptimo de $REE > 2.93$, el máximo es el de la Máquina de Carnot y el real según la situación.

$$COP_{\text{real}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1}$$

El rango de valores posibles del COP $[0 \rightarrow \infty]$, $\text{COP} = 0 \rightarrow T_L = 0$ Absoluto y $\text{COP} = \infty \rightarrow T_H = T_L$

El rango de valores reales del COP esta limitado con las Temperaturas que se tiene que trabajar, cuando se tiene mayor T_L y menor T_H se obtiene un mejor COP.

4 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DE PRODUCCIÓN DE HIELO EN BLOQUE

4.1 OBJETIVOS DE DISEÑO

Construir una maquina productora del hielo en bloque, con una capacidad de 2.4 Kg. por hora. Representados en 8 bloques con dimensiones: 6x5x10 cm.

4.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La maquina productora de hielo en bloque consta de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, una tina de congelación, un sistema de control y un sistema de medición.

En el sistema de refrigeración por compresión de vapor, esta compuesto de un compresor hermético para baja temperatura, un condensador enfriado por aire, un tubo capilar y un evaporador que es un tubo en forma de serpentín.

El conjunto compresor y condensador, forman un solo ensamble llamado unidad condensadora que además contiene un filtro para humedad e impurezas, un visor de líquido y un acumulador para la succión.

La tina es un recipiente metálico asilado que contiene una solución anticongelante la cual es enfriada por el evaporador, y en la que se introducen las cubetas con el agua para el proceso de congelación.

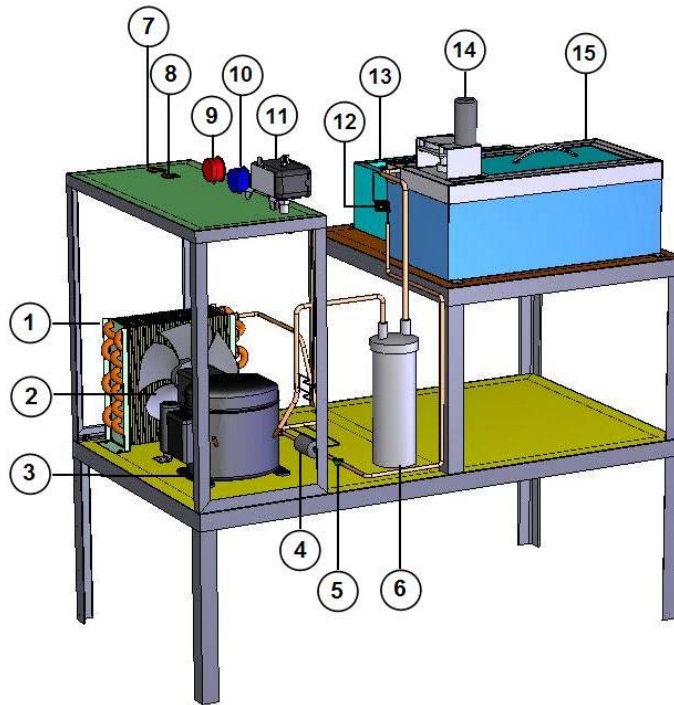
El sistema de control para encendido y apagado, consta de un presostato dual cuya función es limitar la presión mínima en el evaporador y máxima en el condensador mediante el censo de la presión en las terminales del compresor.

El sistema de medición esta compuesto por un manómetro de alta y un manómetro de baja, que censan las presiones en las terminales de descarga y succión del compresor respectivamente. Además el sistema cuenta con un termómetro, que mide la temperatura de la solución anticongelante.

La maquina enfría la solución anticongelante hasta una temperatura de diseño, esta es lo suficientemente baja como para congelar toda la masa en el transcurso de una hora, el agua inicialmente está a temperatura ambiente.

En la siguiente figura se muestran todos los componentes anteriormente descritos, tina, compresor, condensador, tubo capilar, sistema de medición, sistema de control, ensamblados en la maquina productora de hielo en bloque.

Figura 11. Maquina productora de hielo en bloque



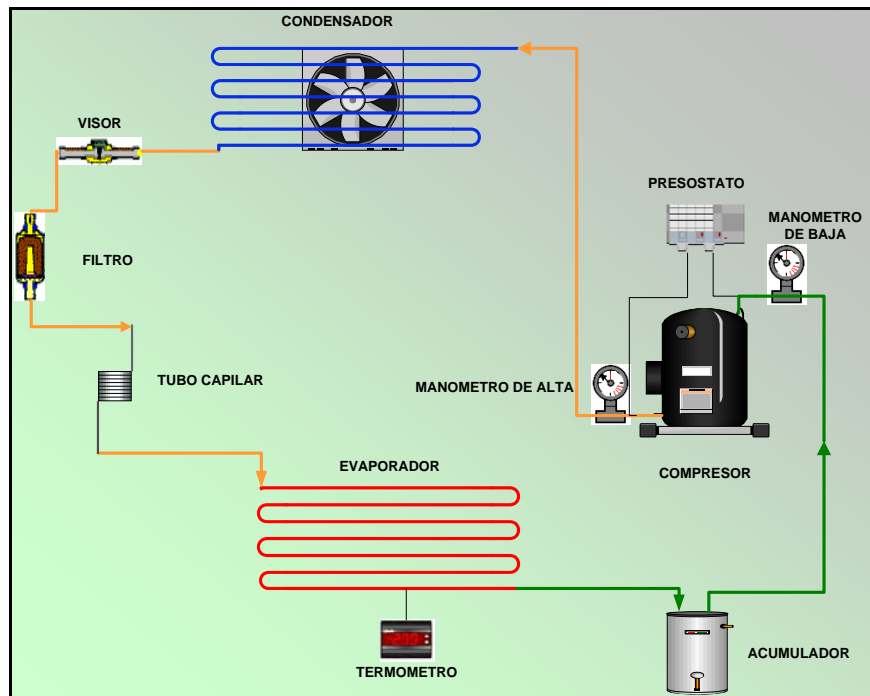
Fuente. Autores del proyecto.

Numero	Elemento
1	Condensador
2	Ventilador del condensador
3	Compresor
4	Filtro para humedad e impurezas
5	Visor de liquido
6	Acumulador
7	Interruptor para el agitador
8	Interruptor para la unidad condensadora (1-6)
9	Manómetro para alta presión
10	Manómetro para baja presión
11	Presostato dual

12	Tubo capilar
13	Tanque de desmolde
14	Sistema agitador
15	Tina de congelación

En la siguiente figura observamos cada uno de los elementos por los que fluye el refrigerante en el ciclo de refrigeración con el que opera la maquina, las flechas describen el sentido de flujo.

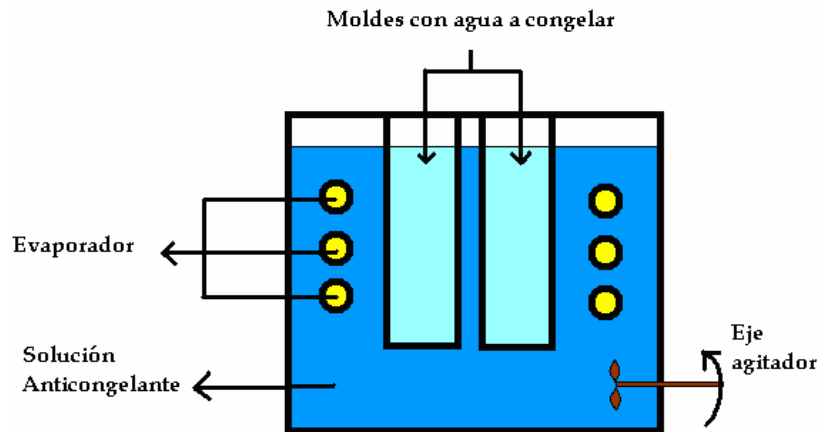
Figura 12. Elementos del sistema de refrigeración para la maquina productora de hielo en bloque.



Fuente. Autores del proyecto

En la siguiente figura se muestra el interior de la tina de congelación, en el se observa el evaporador sumergido en la solución anticongelante, las cubetas con el agua de proceso, y el eje de agitación.

Figura 13. Tina de congelación.



Fuente. Autores del proyecto.

4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

A continuación se describe el proceso de diseño y selección de los diferentes componentes del sistema:

4.3.1 Unidad condensadora (compresor + condensador)

4.3.2 Evaporador

4.3.3 Tubo capilar

4.3.4 Selección del anticongelante.

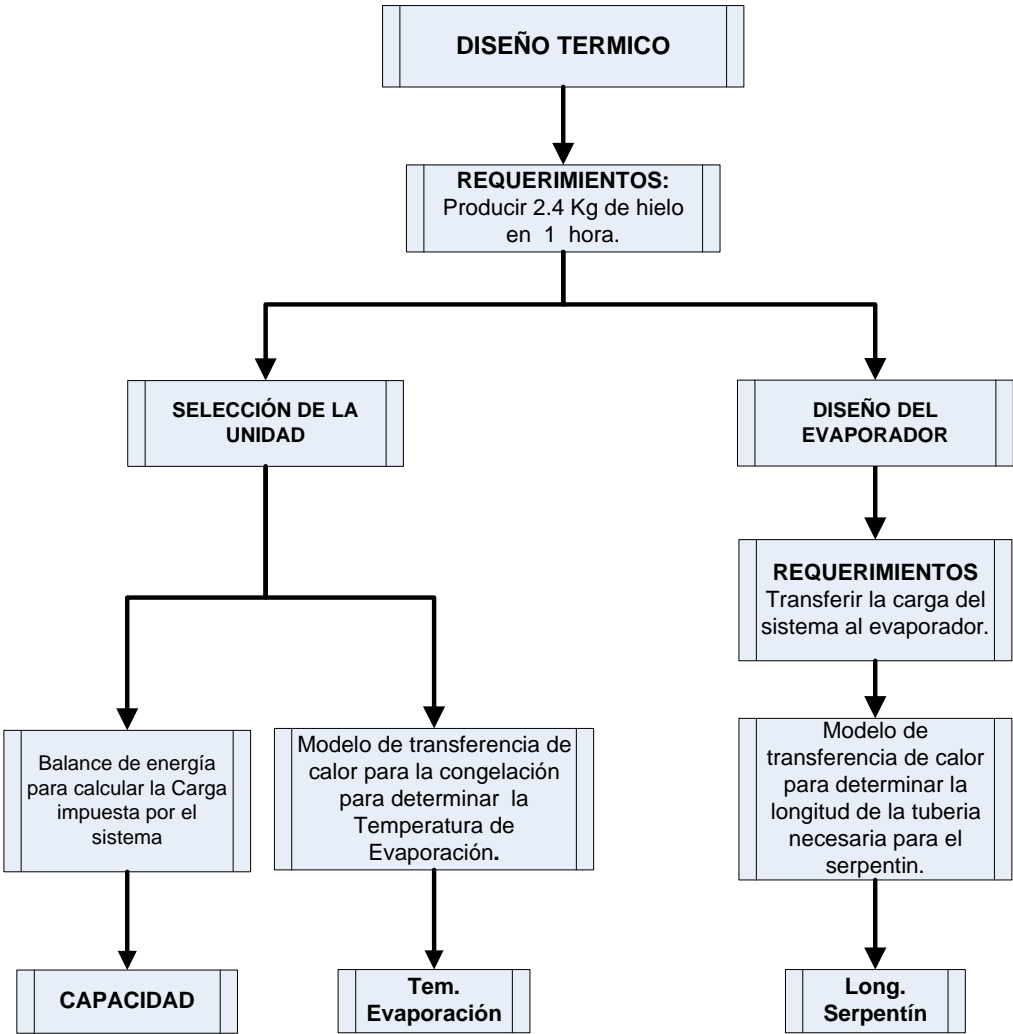
4.3.5 Sistema de seguridad

4.3.6 Elementos de medición

Primero se hace la selección basados en los requerimientos básicos de cada componente, dichos requerimientos son calculados más exhaustivamente en la sección 4.3.7

A continuación se muestra un esquema del diseño del evaporador y de la selección de la unidad como partes del diseño térmico de la maquina productora de hielo en bloque.

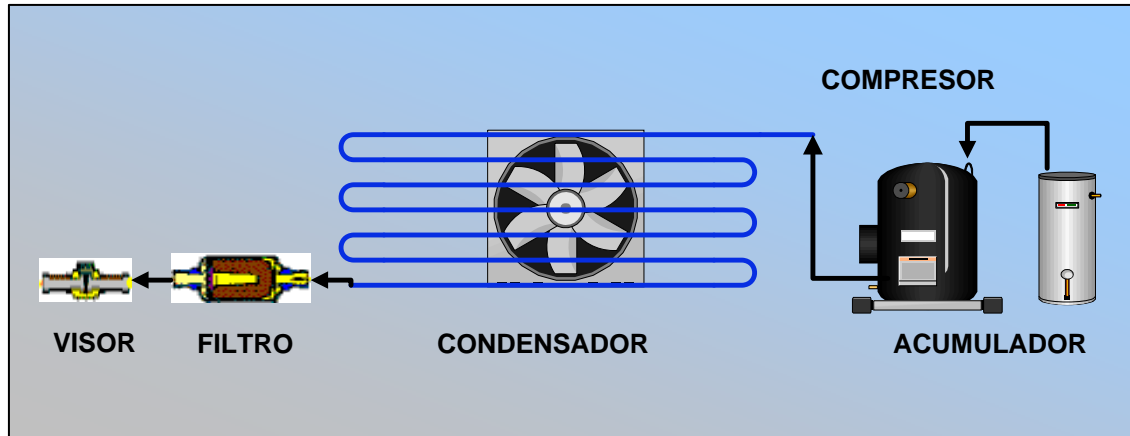
Figura 14. Proceso de Diseño Térmico



Fuente. Autores del proyecto.

4.3.1 Unidad condensadora

Figura 15. Esquema de la unidad condensadora



Fuente. Autores del proyecto

Como se ilustra en la figura 15. la unidad condensadora es un ensamble de los siguientes componentes:

Compresor, Condensador, Filtro, Visor, Acumulador de succión, todos vienen listos para ser ensamblados y corresponden a un balance realizado por el fabricante y que se expone en una tabla Capacidad vs. Temperatura de ambiente, semejante a la tabla 5.

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

Capacidad= 316 W (procedimiento de calculo expuesto en la sección 4.3.7.1)

Temperatura de evaporación= -15°C (procedimiento de calculo expuesto en la sección 4.3.7.2)

Temperatura ambiente = 25°C (temperatura ambiental tomada dentro del laboratorio de refrigeración y aire acondicionado)

Selección del refrigerante

La selección del refrigerante se hizo teniendo en cuenta el impacto ambiental y los daños que pueda causar en la capa de ozono, también que sus características termodinámicas cumplan con nuestros requerimientos, por las anteriores razones se selecciono el refrigerante 134a.

El R134a no es inflamable, es estable a las temperaturas de utilización. En cuanto a su toxicología es un producto químicamente inerte, no toxico (ver Anexo B).

Información ecológica del R134a

Toxicidad acuática

48 horas EC50 – Daphnia magna : 980 mg/L

96 horas LC50 – Trucha arco iris : 450 mg/L

Degradación abiótica

Aire, fotólisis, ODP = 0.0

Valor de referencia : CFC 11, ODP = 1

Resultado : No tiene efecto sobre el ozono estratosférico

Aire, efecto invernadero, GWP = 1.300, para 100 años.

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

Persistencia

El producto es persistente en el aire (tiempo de vida atmosférico: 13.8 años)

Tabla 4. Propiedades físicas y químicas del R134a

PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS	
Punto de Ebullición	-26.2°C (-15.2°F) a 736 mm Hg
Presión de Vapor	96 psia a 25°C (77°F)
Densidad del Vapor	3.6 kg/m ³ (Aire = 1) a 25°C (77°F)
% de Volátiles	100 % en Peso
Solubilidad en Agua	0.15 % en peso a 25°C (77°F) y 14.7psia
Densidad del Líquido	1.21 g/cm ³ a 25°C (77°F)
Olor	Ligeramente a éter
Forma	Gas Licuado
Color	Claro, incoloro

Fuente. Catalogo Técnico, Salvador Escoda S.A

Selección de la unidad condensadora

La unidad condensadora se selecciona para trabajar a una temperatura ambiente y su capacidad depende de la temperatura de evaporación. La siguiente tabla es proporcionada por el fabricante para la selección de la unidad condensadora.

Marca Tecumseh

Referencia: Ref. 1/3 HP

Refrigerante 134^a

Tabla 5. Unidad condensadora Ref. 1/3 HP seleccionada.

Temperatura ambiente 32.2°C para baja temperatura

Modelo	Ref. Com (HP)	Desplazamiento (cc/rev)	Capacidad frigorífica/Temp. Evaporación -60Hz. (Kcal/h-°C)				
			-30	-25	-23.3	-20	-10
R134a			-30	-25	-23.3	-20	-10
UCB 0012	1/3	16.65	188	295	335	440	822

Fuente. Catalogo Tecumseh

Interpolando linealmente se logra apreciar como la unidad seleccionada, tiene una capacidad de 630 W a una temperatura ambiente de 32,2 °C, y a una temperatura de evaporación de -15°C, ,lo cual excede los requerimientos del sistema. Esto se debe a que la unidad se compró para trabajar a una temperatura de evaporación de -23°C, temperatura a la cual la capacidad es justo 335 W, que es la carga impuesta por el sistema calculada. Pero luego de haber sido comprada se hizo una revisión de los cálculos que arrojó una temperatura de evaporación de -15°C , que es con la que trabaja la maquina durante su operación actual. El hecho de que la unidad tenga una capacidad mayor a la requerida, solo hizo mas costosa la inversión inicial de la maquina, mas no influye negativamente en su funcionamiento.

Elementos del sistema de refrigeración incorporados en la unidad condensadora.

4.1.1.1 Compresor

Es un compresor tipo hermético para baja temperatura con válvulas de succión, descarga y servicio.

Figura 16. Compresor para baja temperatura de Ref. 1/3 HP



Fuente. Autores del proyecto

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Marca	Tecumseh
Modelo	AE2410YS
Tensión nominal	60 Hz - 115 V
Refrigerante	134a
Aplicación	Baja temperatura
Desplazamiento	14.17 cc/rev
Clase de torque de partida	Alto
Tipo de aceite	Poliol Ester
Capacitor de arranque	250 μ F (-0 +20% e) 160 Vac 40-60Hz
Amperaje	5,21 A (-5 +5% e)

En la tabla 6. Se muestra n los valores de capacidad, potencia consumida y amperaje, para diferentes condiciones de operación

Tabla 6. Desempeño del compresor

Capacidade Frigorífica - BTU/h (Watts) - ASHRAE					
Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)				
	-34,4(-30)	-28,9(-20)	-23,3(-10)	-17,8(0)	-12,2(10)
37,8(100)	616(180)	891(261)	1217(356)	<u>1605(470)</u>	<u>2068(606)</u>
43,3(110)	591(173)	853(250)	1172(343)	1559(457)	2028(594)
48,9(120)	536(157)	787(230)	1100(322)	1489(436)	1965(575)
54,4(130)	469(137)	710(208)	1020(299)	1411(413)	1897(555)
60,0(140)	409(120)	642(188)	950(278)	1346(394)	1842(540)

Potência (Watts) - ASHRAE					
Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)				
	-34,4(-30)	-28,9(-20)	-23,3(-10)	-17,8(0)	-12,2(10)
37,8(100)	227	263	307	<u>354</u>	<u>401</u>
43,3(110)	225	264	310	360	411
48,9(120)	219	261	311	366	421
54,4(130)	209	255	310	370	431
60,0(140)	194	246	307	373	441

Corrente (Amperes) - ASHRAE					
Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)				
	-34,4(-30)	-28,9(-20)	-23,3(-10)	-17,8(0)	-12,2(10)
37,8(100)	4,47	4,83	5,26	<u>5,67</u>	<u>5,96</u>
43,3(110)	4,49	4,83	5,26	5,68	6,01
48,9(120)	4,47	4,80	5,24	5,69	6,07
54,4(130)	4,42	4,75	5,21	5,71	6,14
60,0(140)	4,36	4,70	5,19	5,73	6,23

As informações contidas nesta especificação estão sujeitas à alterações sem prévio aviso.

Fuente. www.tecumseh.com

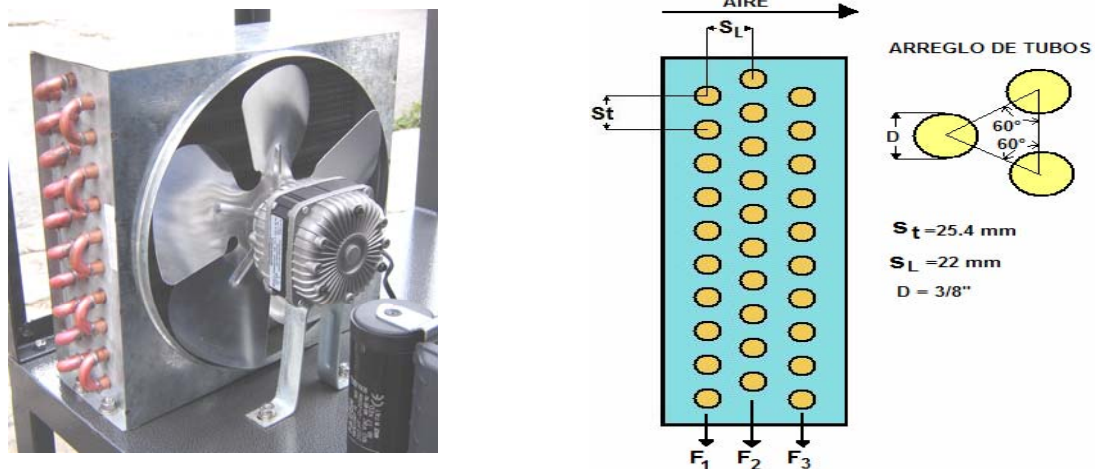
4.3.1.2 Condensador

El condensador se encuentra fabricado con tubo de cobre, los cabezales o soportes en lámina galvanizada, aletas fabricadas en aluminio, probado con nitrógeno seco a 500 psi, con el fin de garantizar la ausencia de fugas.

El condensador se encuentra montado con su aspa y motor de 10W, 115 V y 0.62 A.

En la siguiente figura se muestra el arreglo del tubo condensador, vemos que el arrollamiento forma un patrón escalonado, se muestra el paso longitudinal (SL), el paso transversal (ST), número de filas (F), y diámetro exterior del tubo (D),

Figura 17. Condensador de Ref. 1/3 HP



Fuente. Autores del proyecto

Numero de filas	3
ESPECIFICACIONES DEL CONDENSADOR	
Capacidad nominal Área de transferencia Temperatura ambiente = 35 Diferencial de temperatura = 3,89 Altura de aletas	0.242 Kw ² 1.08 m ²
Numero de aletas por pulgada	8

4.3.1.3 FILTRO

El filtro tiene como fin proteger el sistema reteniendo las partículas sólidas y reduciendo la humedad al mínimo.

Figura 18. Filtro ubicado en la línea de líquido.



Fuente. Autores del proyecto

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Marca	Danfoss
Tipo	DML 032S
Tipo de relleno	Núcleo sólido de molecular sieves al 100%
Diámetro de conexión	1/4 "

4.3.1.4 VISOR

Se encuentra instalado en la línea de líquido y por medio de este se puede observar el nivel de refrigerante, situación de aceite y humedad.

El nivel de humedad se puede observar, si el color verde que señala la sequedad del refrigerante cambia a amarillo significa que existe una cantidad anormal de agua en el fluido, como el cambio de color es reversible entonces después de haber cambiado el filtro que puede ser una posible solución, dicho color amarillo

cambia a verde indicando con ello que la cantidad de agua admisible en el refrigerante se encuentra ya por debajo de su punto máximo.

Figura 19. Visor ubicado en la línea de líquido



Fuente. Autores del

proyecto

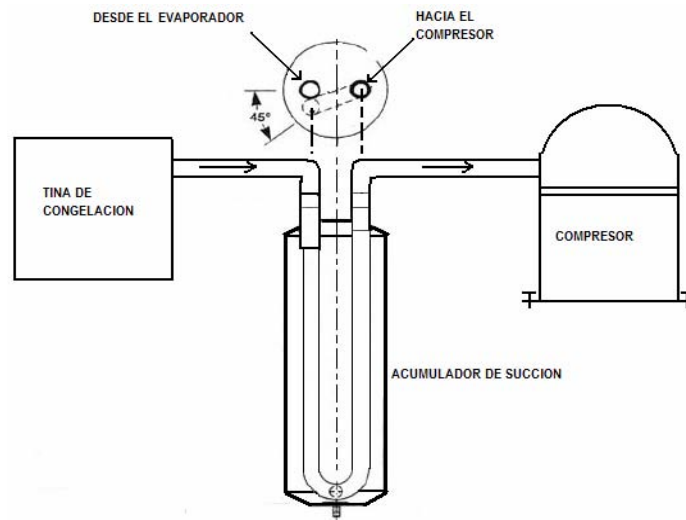
4.3.1.5 BOTELLA DE ASPIRACIÓN

Se encuentra instalada en la tubería de aspiración y tiene como fin impedir la admisión de líquido en el compresor en los momentos en que la carga impuesta por el sistema es mínima y se evapora menos cantidad de refrigerante.

En la siguiente figura se ilustra el funcionamiento de la botella, se aprecia como el refrigerante llega a la botella y por efecto de la gravedad, no es succionado por el compresor.

La botella de aspiración de la maquina tiene una capacidad de retención de un litro de refrigerante en estado liquido.

Figura 20. Esquema interno del acumulador de succión.



Fuente. Autores del proyecto

Figura 21. Botella de aspiración para refrigerante 134a



Fuente. Autores del proyecto.

4.3.2 Evaporador

El evaporador en este sistema de refrigeración consta de un tubo liso y se diseña determinando el área de transferencia, que, basándose en la diferencia de

temperatura deseada entre el refrigerante y el medio a refrigerar, transmita la carga calorífica impuesta por el sistema.

Esta diferencia de temperatura es un valor de diseño, mientras mas grande, el evaporador resulta más pequeño, disminuyendo la temperatura de evaporación, lo cual disminuye el coeficiente de operación del ciclo de refrigeración, esto se puede ver en la ecuación para la transferencia de calor que utiliza coeficiente global, en ella se observa que la transferencia de calor es proporcional al producto del área y de la diferencia de temperatura, de tal manera que para lograr un mismo valor de transferencia, se puede aumentar uno y disminuir el otro, favoreciendo, ya sea, una inversión inicial al aumentar la diferencia de temperatura o el rendimiento del ciclo aumentando el área de transferencia.

$$T_R = T_B - \Delta T$$

$$Q_R = U \times A_{tubo} \times \Delta T$$

*
 Q_R = transferencia de calor hacia el refrigerante (debe ser igual ala carga impuesta por el sistema)

T_R = temperatura del refrigerante

T_B =temperatura de la solución anticongelante

ΔT = diferencia de temperaturas entre la solución y el refrigerante ($T_B - T_R$)

U = coeficiente global de transferencia de calor entre la solución y el refrigerante.

A_{tubo} = área superficial del tubo evaporador

La temperatura de la solución anticongelante se toma como -9°C, ya que esta temperatura permite que con el área de los moldes, la cantidad de hielo formado en una hora sea la especificada, se toma una diferencia de temperaturas de 6°C

para que la temperatura de evaporación no descienda a menos de -15°C , ($-9^{\circ}\text{C} - 6^{\circ}\text{C} = -15^{\circ}\text{C}$), (ver calculo de la temperatura de evaporación en sección 4.3.7.2) .

La longitud del tubo evaporador debe ser tal que bajo la diferencia de temperatura asumida sea capaz de la carga impuesta por el sistema que es 316 watts (ver el cálculo de la carga calorífica impuesta por el sistema en sección 4.3.7.1)

A continuación se muestra el resultado del cálculo para el calor transmitido hacia el evaporador, para diferentes longitudes de tubo de cobre de 5/16", a seis grados de diferencia entre refrigerante primario y solución anticongelante. Se calcula la transferencia de calor para cada longitud de evaporador para escoger aquel que transmita la carga esperada en el sistema. (Ver cálculo de la longitud de la longitud del evaporador en sección 4.3.7.3)

Tabla 7. Transferencia de calor hacia el refrigerante, para varias longitudes de tubo.

Tubo de cobre de 5/16" utilizado como evaporador.

6°C de diferencia entre refrigerante y solución anticongelante.

Longitud Serpentin (m)	Transferencia de calor (Watts)
9	341,4
10	380,2
11	419,1
12	458,2
13	497,3
14	536,4
15	575,7
16	615
17	654,4

Fuente. Autores del proyecto.

Vemos que un tubo de 10 metros transfiere 380 Watts a una diferencia de 6°C. Esta selección obedece a un criterio conservativo. En conclusión: se requiere un evaporador de tubería de cobre de 5/16" de diámetro, con una longitud de 10 metros.

En la siguiente figura se observa el evaporador de la maquina sumergido en la solución anticongelante.

Figura 22. Evaporador.



Fuente. Autores del proyecto.

4.3.3 Tubo capilar

Debido a que no existen longitudes exactas del capilar para determinadas temperaturas de evaporación y tipo de refrigerante. Se utilizo una primera referencia dada por la tabla 8, en la cual se muestra la referencia y longitud de capilar requerido para aplicaciones de baja, media y alta temperatura, como función del tipo de refrigerante y la potencia del compresor .

- Temp. Evaporación = -15°C (Baja Temperatura)
- Tipo de refrigerante = 134a
- Referencia del compresor = 1/3 HP

Tabla 8. Selección de tubo capilar.

Capillary Tubing Sizing Table

Refrigerant	HP	Low Temperature		Medium Temperature		High Temperature	
		RPS PN	Length Required	RPS PN	Length Required	RPS PN	Length Required
<u>R134A,</u>	1/8	096-0030	121"	096-0030	92"	096-0030	53"
R401A,	1/6	096-0030	78"	096-0026	106"	096-0026	79"
R401B,	1/5	096-0026	59"	096-0026	36"	096-0026	26"
R409A,	1/4	096-0026	47"	096-0027	99"	096-0027	66"
<u>R500</u>	<u>1/3</u>	<u>096-0027</u>	<u>102"</u>	096-0027	79"	096-0027	39"
	1/2	096-0032	105"	096-0032	52"	096-0028	99"
	3/4	096-0032	66"	096-0028	101"	096-0028	79"
	1	096-0032	39"	096-0028	92"	096-0028	59"

Fuente. www.rparts.com

La referencia del capilar se encuentra bajo la columna RPS PN y sus propiedades geométricas, como diámetros interno y externo se muestran en la tabla 9.

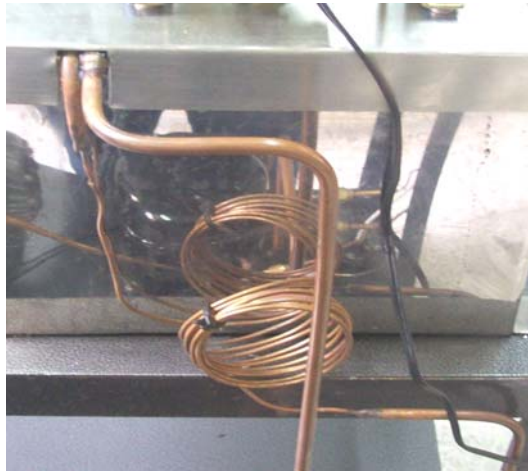
De acuerdo a nuestros requerimientos se selecciona un tubo capilar de 102 pulg. (2.6 m) y diámetro interno 0.04 pulg.

Tabla 9. Especificaciones del tubo capilar

Part No.	Price	Description
096-0030	\$14.95	#5-10 Cap Tube - .028" ID x .071" OD x 10'
096-0026	\$14.95	#110 Cap Tube - .031" ID x .083" OD x 10'
<u>096-0027</u>	<u>\$16.95</u>	<u>#2-12 Cap Tube - .040" ID x .093" OD x 12'</u>
096-0032	\$16.95	#3-12 Cap Tube - .052" ID x .093" OD x 12'
096-0028	\$15.95	#116 Cap Tube - .064" ID x .125" OD x 10'

Fuente. www.rparts.com

Figura 23. Tubo capilar



Fuente. Autores del proyecto

4.3.4 Anticongelante.

Con el objeto de disminuir el punto de congelación del agua, se debe añadir al agua un tipo de soluto llamado anticongelante.

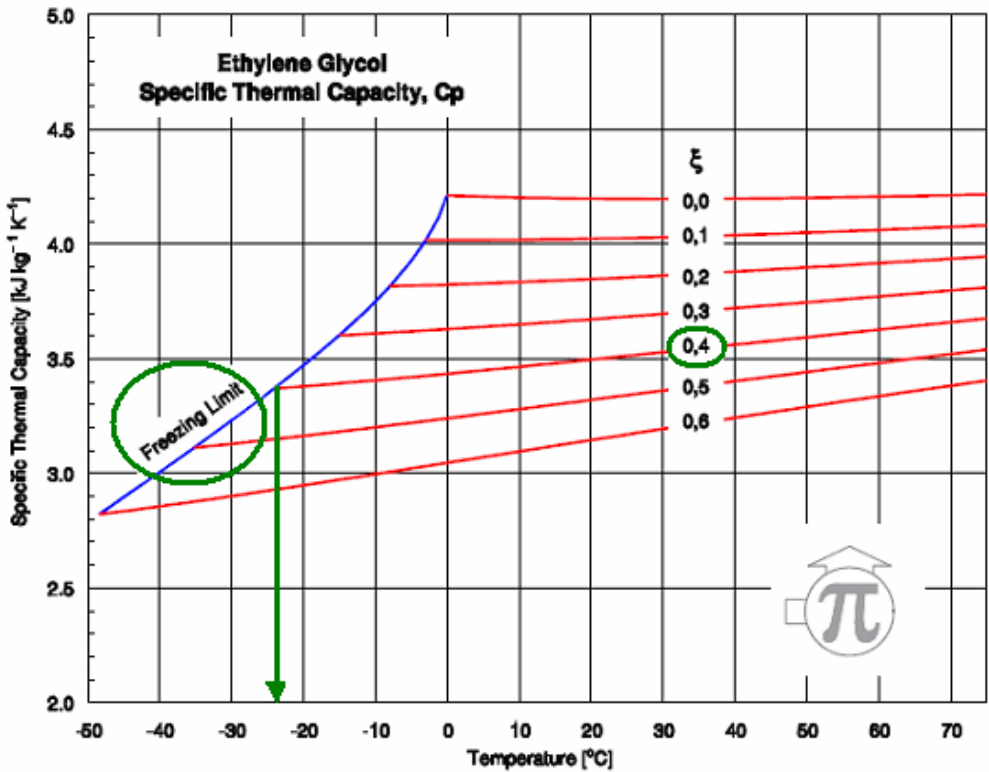
Entre las opciones del anticongelante se tenían: salmuera (agua + sal), cloruro de calcio y etilenglicol.

Se realizaron pruebas con cloruro de calcio y se observó que producía una alta corrosión en el serpentín y otros elementos de la estructura, razón por la cual se decidió cambiar por etilenglicol (ver anexo C, hoja de datos de seguridad del etilenglicol).

En base a la temperatura de congelación que se desee obtener se tendrá determinada concentración de porcentaje en volumen para la solución agua etilenglicol. En el caso de la máquina la concentración es de 40% en V/V. es decir

que se puede descender en la temperatura hasta -25°C , lo cual satisface el requerimiento de una temperatura de -9°C , permite en periodos de poca carga que la solución pueda descender mas sin congelarse. Según se puede apreciar en la siguiente grafica.

Figura 24. Propiedades físicas del etilenglicol.



Fuente. M. CONDE ENGINEERING, 2002

4.3.5 Sistema de seguridad

El sistema de seguridad utilizado es un presostato dual, este sistema controla el paro y encendido de la unidad por alta y baja presión.

- **Control por alta presión:** la presión en el lado de alta oscila entre 130 a 140 psig. cuando la presión de descarga se incrementa hasta un valor de 150 psig la unidad se apaga y se prendera en un valor dado por la diferencia entre el valor máximo de presión establecido y el valor del diferencial de alta (70), teniendo entonces $150 - 70 = 80$ psig.
- **Control por baja presión:** la presión de operación en el lado de baja oscila entre 5 y 15 psig. cuando la presión de succión disminuye hasta un valor establecido de 0 psig obtenido de la diferencia entre las dos escalas para baja presión. Se prendera a un valor de 20 psig establecido en la ultima escala del presostato.

Se establecieron estos valor para el encendido y apagado de la unidad con el fin de mantener la unidad encendida en un periodo continuo según nuestros requerimientos de producción de 2.4 kg de hielo en una hora

Presión de condensación : 133 psi (presión manométrica)

Presión de evaporación: 10 psi (presión manométrica)

Figura 25. Presostato dual.



Fuente. Autores del proyecto.

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Marca	RANCO
Modelo	012-1549
Tipo	Dual
Rango de baja presión (psig)	10-100
Tiempo que tarda en accionarse el interruptor de apagado (seg)	30
Diferencial de baja presión (psig)	10 - 40
Rango de alta presión (psig)	150 - 450
Tiempo que tarda en accionarse el interruptor de encendido (seg)	30-90
Diferencial de alta presión (psig)	70
Reajuste de alta	Auto
Reajuste de baja	Auto
Voltaje	24/240

4.3.6 Elementos de medición

Presiones de alta y baja:

Se utilizaron manómetros de baja (evaporación) y alta (condensación) presión para refrigerante 134a instalados en la succión y descarga respectivamente.

El manómetro de baja identificado por el color azul maneja el siguiente rango de presiones (0 – 140 psig), el manómetro de alta identificado por el color rojo tiene el siguiente rango (0 – 400psgi).

Figura 26. Manómetros de alta y de baja presión.



Fuente. Autores

del proyecto

Temperatura de solución anticongelante:

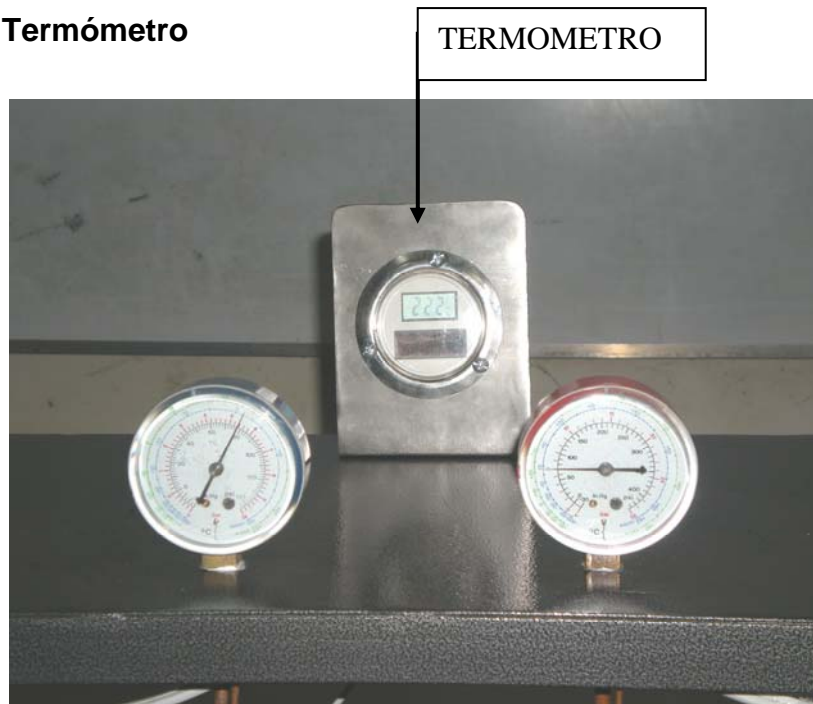
Para medir la temperatura de la solución anticongelante se utiliza un termómetro digital de bulbo sumergible, con las siguientes especificaciones.

Rango a medir: (-9°C – 27°C)

MARCA: AVALY

MODELO DST-2001S

Figura 27. Termómetro



Fuente. Autores del proyecto

ESPECIFICACIONES:

Termómetro bulbo remoto

Energía solar, carátula de 51mm.

Intercambiable °C , °F

Rango de -50 a 150°C

4.3.7 Procesos de Cálculo.

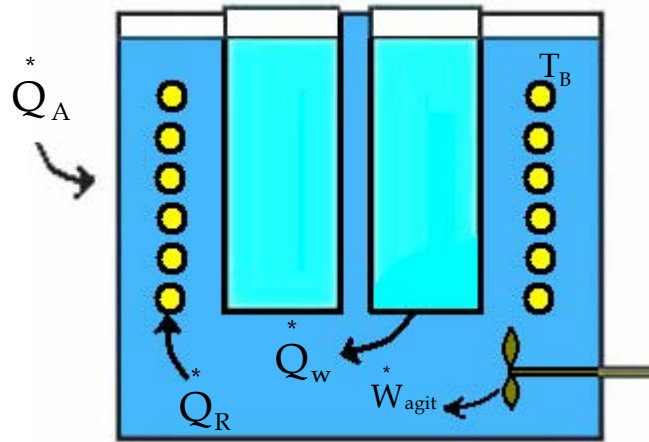
Los procesos descritos en este capítulo son:

- 4.3.5.1 Cálculo de la carga calorífica del sistema que debe ser retirada por el evaporador
- 4.3.5.2 Cálculo de la temperatura de evaporación.
- 4.3.5.3 Cálculo de la longitud del evaporador.
- 4.3.5.4 Cálculo de la ganancia de calor desde el ambiente
- 4.3.5.5 Parámetros del ciclo de refrigeración

4.3.7.1 Cálculo de la carga calorífica del sistema que debe ser retirada por el evaporador

La determinación de la capacidad requerida por la unidad condensadora se basa en un balance de térmico sobre la solución anticongelante en la tina de congelación, la carga del producto, \dot{Q}_W^* , del ambiente, \dot{Q}_A^* , y del eje de agitación, \dot{W}_{agit}^* , constituyen la carga impuesta sobre el sistema de refrigeración, $LOAD$, esta debe ser retirada por el serpentín de evaporación, \dot{Q}_R^* , para así mantener la temperatura de la solución anticongelante constante, en el valor de -9°C , (ver valor justificado en la sección 4.3.7.2), de tal forma que $\dot{Q}_R^* = LOAD = \dot{Q}_W^* + \dot{Q}_A^* + \dot{W}_{agit}^*$, como se puede apreciar en la figura 28.

Figura 28. Balance de energía para la solución anticongelante.



Fuente. Autores del proyecto.

Calculo de la carga calorífica (LOAD) impuesta sobre el sistema de refrigeración

Calculo de la carga del producto Q_w^* .

$$Q_w^* = \frac{Q_{cong}}{t_{cong}} \dots\dots\dots(1)$$

$$Q_{cong} = Q_{latent} + Q_{sensible} \dots\dots\dots (2)$$

$$Q_{latent} = M_{agua} \times Q_{fs} \dots\dots\dots ..(3)$$

$$Q_{sensible} = M_{agua} \times (Cp_{liquid} \times \Delta T_{liquid} + Cp_{solid} \times \Delta T_{solid}) \dots\dots\dots (4)$$

Donde:

t_{cong} = tiempo de congelación

Q_{cong} = Calor total congelación

Q_{latent} = Calor latente total

$Q_{sensible}$ = Calor sensible total

Se introducen las siguientes propiedades del agua a congelar:

M_{agua} = 2,4 kg

Masa de agua (8 moldes)

Q_{fs} = 332 Kj/Kg.

Calor latente de fusión

Cp_{liquid} = 4,2 Kj/Kg.* °C

Calor especifico líquido

Cp_{solid} = 2,1 Kj/Kg.* °C

Calor especifico sólido

T_{cong} = 0°C

Temperatura de congelación

ΔT_{liquid} = 25°C

Cambio de temperatura de la fase líquida (ambiente a 25°C)

ΔT_{solid} = 10°C

Cambio de temperatura de la fase sólida (subenfriamiento)

t_{cong} = 1 hora = 3600 segundos.

Tiempo de congelación

Salida de resultados:

Q_{latent} = 796,8 Kj resolviendo (3)

$Q_{sensible}$ = 302, 4 Kj resolviendo (4)

Q_{cong} = 1099,2 Kj resolviendo (2)

Q_w^* = 305 Watts. resolviendo (1)

W_{agit}^* = 3 Watts potencia útil del motor de agitación

(potencia = 12 Watts, Eficiencia = 25%)

$$Q_A^* = 8 \text{ Watts} \quad \text{ver sección 4.3.7.4}$$

$$LOAD = Q_w^* + Q_A^* + W_{agit}^* = 305 + 3 + 8 = 316 \text{ Watts}$$

4.3.7.2 Cálculo de la temperatura de evaporación.

Para hallar la temperatura de evaporación del refrigerante, primero se busca la temperatura adecuada de la solución anticongelante, es decir, aquella que, mediante la transferencia de calor, cause que toda la masa de agua líquida, inicialmente a temperatura ambiente, se congele en una hora. La temperatura de evaporación se ubica unos grados por debajo de la temperatura de la solución anticongelante, dependiendo del diseño del evaporador.

Debido a las condiciones variables del proceso, una solución analítica, con funciones continuas en el tiempo sería muy compleja. Por tanto el proceso de congelación se modela recurriendo a la discretización del balance de energía para intervalos de tiempo sucesivos, en los cuales se asume que la transferencia de calor desde las cubetas es constante y esta se calcula para las condiciones medias presentes durante ese intervalo, utilizando las correlaciones para transferencia de calor en estado estable, obteniendo una solución aproximada para la variación de temperatura y masa de congelado en el tiempo, partiendo desde el agua en estado líquido y a temperatura ambiente.

A continuación se describe el balance de energía y su discretización, quedando este como función del calor transferido hacia la solución anticongelante, para los diferentes intervalos. Luego se muestra como son calculadas las transferencias de

calor para las diferentes condiciones que se presentan en el proceso de congelación.

Balance de energía :

El proceso de congelación del agua consta de **tres etapas**, enfriamiento del líquido, cambio de fase (congelación) y subenfriamiento del sólido.

La energía recibida por la solución anticongelante, Q_w^* , durante un intervalo de tiempo, δ_t , produce una disminución de la temperatura del agua líquida durante la primera etapa, δT_w , una formación de hielo durante la segunda, δm_{ice} , y un enfriamiento del sólido durante la tercera, δT_w .

$$Q_w^* \times \delta_t = M_w \times C_{p_{w/ice}} \times \delta T_w \dots (1)$$

$$Q_w^* \times \delta_t = \delta m_{ice} \times Q_{fs} \dots (2)$$

Donde:

M_w = masa total de agua a congelar, (2,4 kg)

Q_{fs} = calor latente de congelación.

$C_{p_{w/ice}}$ = calor específico del agua líquida(w), o sólida (ice)

Para la primera y tercera etapa del proceso de congelación, en las que se dan el enfriamiento del agua líquida y el subenfriamiento del sólido respectivamente, discretizando (1), y asumiendo $C_{p_{w/ice}}$ y Q_w^* constantes durante cada intervalo de tiempo, se obtiene:

$$\Delta T_w = \frac{Q_w^* \times \Delta t}{M_w \times C_{p_{w/ice}}}$$

$$T_{w2} = T_{w1} + \frac{Q_w^* \times \Delta t}{M_w \times C_{p_{w/ice}}}$$

Para la segunda etapa del proceso, que es el cambio de fase discretizando (2), y asumiendo Q_w^* constante para cada intervalo de tiempo se obtiene:

$$\Delta m_{ice} = \frac{Q_w^* \times \Delta t}{Q_{fs}}$$

$$m_{ice2} = m_{ice1} + \frac{Q_w^* \times \Delta t}{M_w \times C_{p_{w/ice}}}$$

La energía transmitida desde el agua hacia la solución anticongelante depende de la diferencia de temperatura y de la resistencia global a la transferencia de calor entre ambas.

Determinación de la transferencia de calor entre el agua y la solución anticongelante Q_w^* .

Una vez definido el balance de energía, dentro de un intervalo de tiempo, en función de la transferencia de calor desde el agua, se procede a definir el cálculo de la transferencia de calor para cada intervalo de tiempo, este dependerá de la diferencia de temperatura y de la resistencia térmica entre el agua la solución anticongelante. Según el modelo, en cada intervalo se utilizan correlaciones para transferencia de calor en estado estable.

En general para transferencia de calor en estado estable:

$$Q_w^* = \frac{\Delta T_g}{R_g} \times NBLK$$

$$R_g = \sum R_i$$

Donde:

Q_w^* = transferencia de calor desde el agua

$NBLK$ = numero de cubetas.

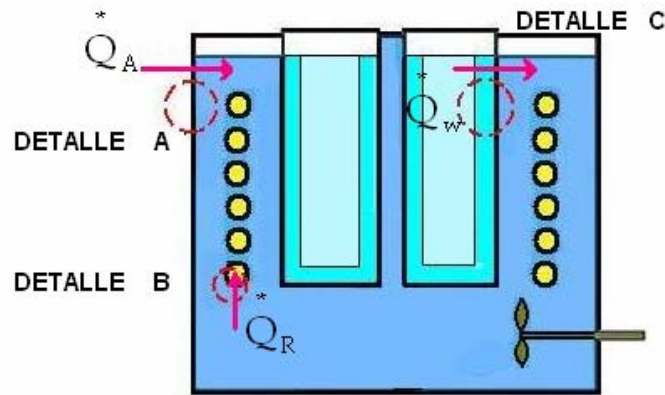
ΔT_g = diferencia de temperatura global

R_g = resistencia global a la transferencia de calor

R_i = resistencias locales a la transferencia de calor

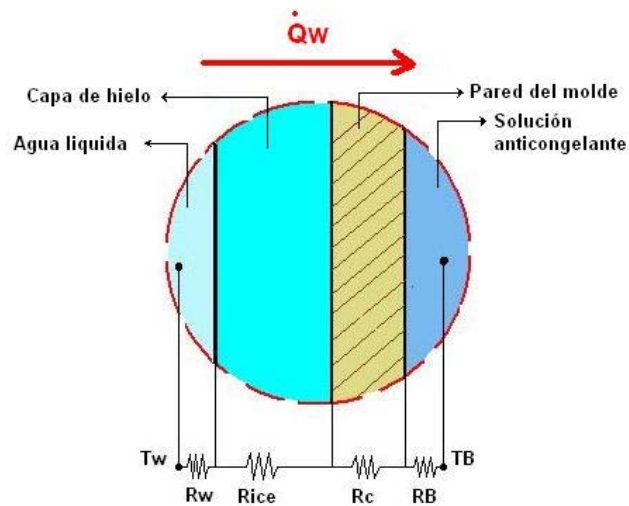
A continuación se muestra un esquema con el proceso de transferencia de calor que se presentan entre el agua y la solución anticongelante.

En la siguiente figura se muestran la transferencia de energía desde el agua a congelar (Q_w^*), el ambiente (Q_A^*) y el eje de agitación (W_{agit}^*), hacia la solución anticongelante, y la transferencia de la carga térmica desde la solución anticongelante hacia el refrigerante (Q_R^*), esta ultima debe ser menor que la capacidad del sistema de refrigeración.



A continuación se muestran las variables involucradas en el cálculo de la transferencia de calor desde el agua hacia la solución anticongelante durante un intervalo de tiempo en el que esta última es asumida como constante y calculada mediante correlaciones para estado estable.

DETALLE C



Fuente. Autores del proyecto.

$$Q_w^* = \frac{\Delta T_g}{R_g} \times NBLK$$

$$R_g = \sum R_i$$

Donde:

Q_w^* = transferencia de calor desde el agua

$NBLK$ = numero de cubetas.

ΔT_g = diferencia de temperatura global ($T_w - T_B$)

R_g = resistencia global a la transferencia de calor (variable para cada intervalo)

R_i = resistencias locales a la transferencia de calor

E_{ice} = espesor de hielo (variable para cada intervalo)

E_C = espesor de lata(constante para todo intervalo)

R_B =resistencia por convección externa (constante para todo intervalo)

R_W =resistencia por convección interna (constante para todo intervalo)

R_C =resistencia por conducción en molde (constante para todo intervalo)

R_{ice} =resistencia por conducción en capa de hielo (variable para cada intervalo)

T_B =temperatura de solución anticongelante (constante para todo intervalo)

T_w =temperatura del agua(variable para cada intervalo)

Resistencias térmicas locales

Resistencia térmica por convección al interior de los moldes

$$R_W = \frac{1}{h_w \times area_molde}$$

Resistencia térmica por convección al exterior de los moldes

$$R_B = \frac{1}{h_B \times area_molde}$$

Resistencia térmica por conducción a través de los moldes

$$R_C = \frac{E_C}{k_C \times \text{area_molde}}$$

Resistencia térmica por conducción a través de la capa de hielo

$$R_{ice} = \frac{E_{ice}}{k_{ice} \times \text{area_molde}}$$

Donde:

h_w = coeficiente de convección libre del agua

h_B = coeficiente de convección libre de la solución anticongelante

k_C = conductividad de la lamina de los moldes

k_{ice} = conductividad del hielo

area_molde = suma del área de las paredes de un molde

De todas las resistencias locales, la única que varía en el tiempo es R_{ice} , ya que el espesor de la capa de hielo que se forma, varía durante el proceso de congelación.

Este espesor se asume como linealmente proporcional a la masa de agua congelada m_{ice} , y esta a su vez, es función de la transferencia Q_w^* para ese intervalo de tiempo en particular.

La suposición de proporción lineal entre espesor de hielo y masa de agua congelada, se justifica en la asunción como constante del producto entre de la densidad del hielo y el área lateral del bloque en formación.

$$E_{ice-i} = \frac{m_{ice-i}}{\rho_{ice} \times A_B}$$

ρ_{ice} = densidad del hielo

A_B = área lateral del bloque en formación.

Estableciéndose la siguiente regla de 3 simple:

$E_{ice} \rightarrow 2,75$ Espesor medio al finalizar el proceso (lados de 5 y 6 cm.)

$m_{ice} \rightarrow 2,4$ masa de agua total.

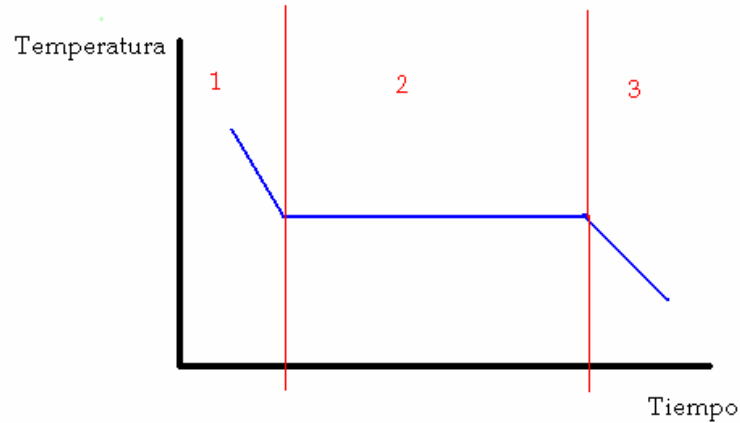
$E_{ice_i} = 2,75 \times \frac{m_{ice_i}}{2,4}$ aproximación de linealidad entre la masa y espesor de hielo.

$$m_{ice_i} = m_{ice_i-1} + \frac{Q_w^* \times \Delta t}{M_w \times Cp_{w/ice}}$$

Esta última ecuación muestra la correspondencia entre la transferencia de calor y la velocidad de formación de hielo, durante el intervalo de tiempo, de esta manera se tiene en cuenta la disminución del crecimiento de la capa de hielo al aumentar su tamaño, por efecto de la disminución del calor transferido a la solución anticongelante.

La obtención de Q_w^* , varía con el estado de agregación del agua, teniendo en cuenta las resistencias térmicas y rangos de temperatura, que se ilustran para cada caso de la siguiente figura:

Figura 29. Temperatura de agua vs. Tiempo durante el proceso de congelación



Fuente. Autores del proyecto

	Estado del agua	Rango de temperatura	Composición de la Resistencia global
1	Líquido	25°C ⇒ 0°C	$R_g = R_B + R_C + R_W$
2	Mezcla líquido sólido	0°C	$R_g = R_B + R_C + R_{ice}$
3	Sólido	0°C ⇒ -9°C	$R_g = R_B + R_C$

Resultados EES

La tabla 10. muestra las condiciones del agua de proceso al finalizar una hora, mostrando resultados para diferentes temperaturas de solución anticongelante.

Dado que el evaporador se diseña para transmitir la carga térmica del sistema a una diferencia de 6°C , y que la temperatura del anticongelante que permite la congelación del agua en una hora es -9°C, se **puede concluir que la unidad condensadora se debe seleccionar de tal manera, que a la temperatura de evaporación, de -15°C, (-9°C - 6°C =-15°C) sea capaz de remover la carga térmica impuesta por el sistema.**

Tabla 10. Estados finales del agua en una hora, para varias temperaturas de solución anticongelante.

Temperatura media de la solución anticongelante (°C)	Temperatura del agua después de una hora (°C)	Masa de agua congelada después de una hora (kg)
-2	0	1,026
-3	0	1,315
-4	0	1,559
-5	0	1,766
-6	0	1,958
-7	0	2,139
-8	0	2,304
-9	-8,976	2,403
-10	-10	2,402
-11	-11	2,404

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 anticongelante y de la masa de agua congelada, para cada intervalo de 60 segundos hasta alcanzar una hora, partiendo del suministro del agua en estado líquido y a temperatura ambiente de 25°C .

Tabla 11. Estados intermedios del proceso de congelación (1 hora)

TB = -9°C (temperatura de solución anticongelante)

Tiempo (s)	Temperatura del agua (°C)	Transferencia de calor (W)	Masa congelada (kg)
0	25	3861	0,000
60	10,77	2049	0,000
120	2,796	972,5	0,000
180	0	1092	0,1778
240	0	712,2	0,3267
300	0	569,4	0,438
360	0	488,5	0,5311
420	0	434,7	0,6127
480	0	395,5	0,6864
540	0	365,3	0,754
600	0	341,2	0,8169
660	0	321,3	0,8759
720	0	304,5	0,9317
780	0	290,1	0,9848
840	0	277,6	1,035
900	0	266,6	1,084
960	0	256,8	1,131
1020	0	248	1,176
1080	0	240	1,219
1140	0	232,8	1,262
1200	0	226,2	1,303
1260	0	220,1	1,343
1320	0	214,5	1,381
1380	0	209,3	1,419
1440	0	204,4	1,456
1500	0	199,9	1,493
1560	0	195,7	1,528
1620	0	191,7	1,563
1680	0	188	1,597
1740	0	184,4	1,63
1800	0	181,1	1,663
1860	0	177,9	1,695

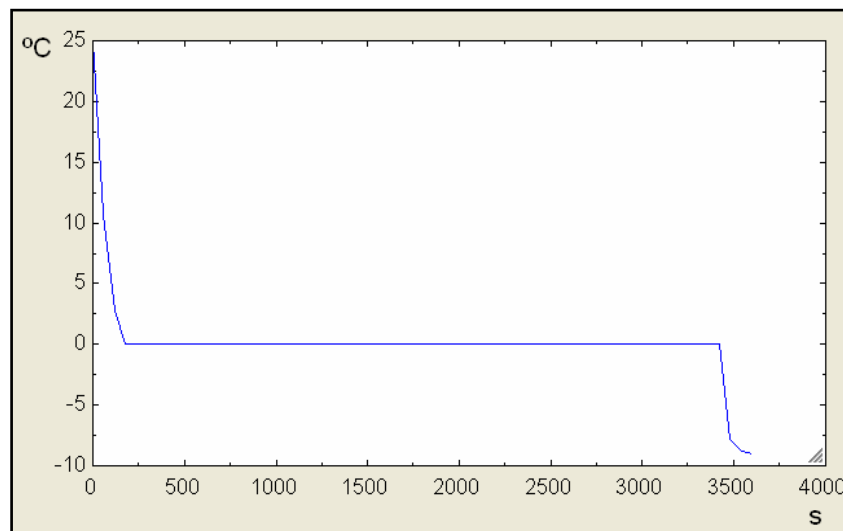
1920	0	174,9	1,726
1980	0	172,1	1,757
2040	0	169,4	1,788
2100	0	166,8	1,818
2160	0	164,3	1,848
2220	0	161,9	1,877
2280	0	159,6	1,906
2340	0	157,5	1,934
2400	0	155,4	1,962
2460	0	153,4	1,99
2520	0	151,4	2,017
2580	0	149,6	2,044
2640	0	147,8	2,071
2700	0	146	2,097
2760	0	144,4	2,123
2820	0	142,8	2,149
2880	0	141,2	2,174
2940	0	139,7	2,199
3000	0	138,2	2,224
3060	0	136,8	2,249
3120	0	135,4	2,273
3180	0	134,1	2,297
3240	0	132,8	2,321
3300	0	131,5	2,345
3360	0	130,3	2,368
3420	0	129,1	2,391
3480	-7,814	315,2	2,403
3540	-8,853	27,74	2,403
3600	-8,976	4,09	2,403

Fuente. Autores del proyecto

En la siguiente grafica se observa como en el proceso de congelación la temperatura del agua permanece constante durante la etapa de cambio de fase, y como desciende al retirársele calor sensible.

Figura 30. Temperatura del agua vs. Tiempo

TB = -9°C (temperatura de solución anticongelante)

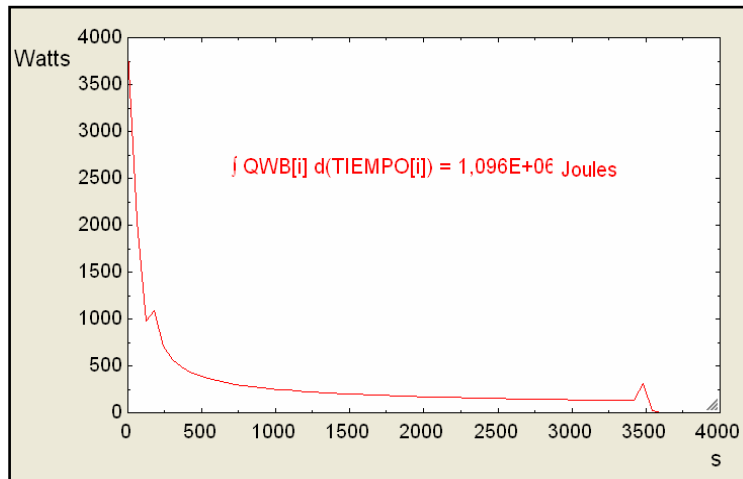


Fuente. Autores del proyecto.

En la siguiente figura se observa como existe un impacto térmico al introducir las cubetas con agua a temperatura ambiente, y como la transferencia de calor se estabiliza durante el cambio de fase, mas sigue decreciendo por el efecto del aumento de la capa de hielo.

Figura31. Transferencia de calor desde el agua vs. Tiempo.

TB = -9°C (temperatura de solución anticongelante)

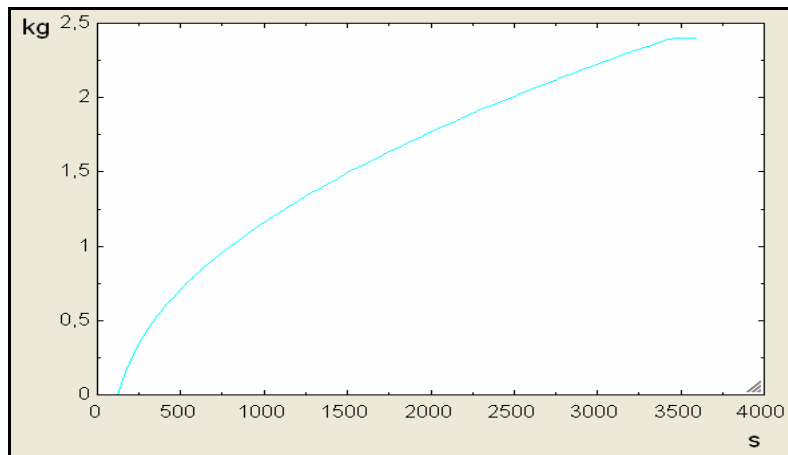


Fuente. Autores del proyecto

La siguiente figura muestra que la formación del hielo no es un proceso lineal, sino que se hace cada vez más lento, debido al incremento de la resistencia térmica.

Figura 32. Masa de agua congelada vs. Tiempo

TB = -9°C (temperatura de solución anticongelante)



Fuente. Autores del proyecto.

Cálculo tipo para la variación de temperatura y masa de congelado en un intervalo..

Determinación de las propiedades del sistema.

Agua líquida:

$T_w = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	temperatura
$M_w = 2,4 \text{ Kg}$	masa total de agua
$\beta_w = 227,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$	coeficiente de expansión volumétrica agua a 22°C
$Pr_w = 9,645$	Prandalt
$\nu_w = 0,000001307 \frac{m^2}{seg}$	viscosidad cinemática
$k_w = 0,5674 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$	conductividad térmica
$\mu_w = 0,001307 \text{ pa.s}$	viscosidad dinámica
$\rho_w = 999,7 \frac{Kg}{m^3}$	densidad
$Q_{fs} = 332 \frac{KJ}{Kg}$	calor latente
$Cp_w = 4188 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$	calor específico líquido

Solución anticongelante

$T_B = -9^\circ\text{C}$	temperatura
Sustancia: Etilenglicol	

C= 40% volumen

concentración

$$k_B = 0,4027 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

conductividad térmica

$$Pr_B = 72,75$$

Prandtl

$$\nu_B = 8,112 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg}$$

viscosidad cinemática

$$\beta_B = 0,07 \frac{1}{K}$$

coeficiente de expansión volumétrica Etilenglicol

$$V_B = 0,1 \frac{m}{seg}$$

velocidad media de la solución anticongelante

$$\mu_B = 0,008634 \text{ Pa.s}$$

viscosidad dinámica

$$\rho_B = 1064 \frac{Kg}{m^3}$$

densidad

$$Cp_B = 3393 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$$

calor específico

Hielo:

$$T_{ice} = 0 \text{ } ^\circ C$$

temperatura del hielo

$$k_{ice} = 2,09 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

conductividad del hielo

E = 0 \rightarrow 2,75cm. Espesor de capa aumenta proporcionalmente a la masa de hielo

$$Cp_{ice} = 2100 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$$

calor específico sólido

Moldes:

Can_mat = AISI304 Stainless steel material de molde
 $E_c = 0,0012141 \text{ m}$ espesor de lamina calibre 18
 $k_c = 14,28 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ conductividad del acero(-9°C)
 NBLK=8 numero de moldes
 CLcX=0,05 m longitud molde en x
 CLcY=0,06 m longitud molde en y
 CLcZ=0,1 m longitud molde en z

$CLc = (1/CLcX + 1/CLcZ)^{-1}$;
 Longitud característica de bloque (ASHRAE)

$ACXY = CLcX * CLcY = 0,003 \text{ m}^2$ área de molde xy
 $ACYZ = CLcY * CLcZ = 0,006 \text{ m}^2$ área de molde yz
 $ACXZ = CLcX * CLcZ = 0,005 \text{ m}^2$ área de molde xz

$area_molde = (2 * (ACXZ + ACYZ) + ACXY) = 0,025 \text{ m}^2$

Área de transferencia de calor en los moldes, no se toma en cuenta el contacto con el aire en la parte superior.

$g = 9,8 \frac{m}{seg^2}$ aceleración gravitacional

Calculo de parámetros adimensionales y de coeficientes fílmicos.

Convección libre, forzada o mixta al exterior del molde

Numero de Reynolds

$$Re_B = \frac{V_B \times CLc}{\nu_B} = \frac{0,1 \times 0,03}{8,112 \times 10^{-6}} = 369,82$$

Numero de Grashof

$$Gr_B = \frac{g \times \beta_B \times (T_W - T_B) \times CLc^3}{\nu_B^2} = \frac{9,8 \times 0,07 \times (10 - (-9)) \times 0,03^3}{(8,112 \times 10^{-6})^2} = 5,34 \times 10^6$$

Parámetro discriminador de convección libre, forzada o mixta

$$X = \frac{GR_B}{Re_B^2} = \frac{5,34 \times 10^6}{369,82^2} = 39,04$$

$X \geq 10 \Rightarrow$ Convección libre

Numero de Rayleigh

$$Ra_B = Gr_B \times Pr_B = 5,34 \times 10^6 \times 72,75 = 3,88 \times 10^8$$

Numero de Nusselt convección libre sobre placa plana vertical

$$Nu_B = \left[0,825 + \frac{0,387 \times Ra_B^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{Pr_B} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = \left[0,825 + \frac{0,387 \times (3,841 \times 10^8)^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{98,08} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = 123,3$$

Coefficiente fílmico

$$h_B = \frac{Nu_B \times k_B}{CLc} = \frac{123,3 \times 0,4027}{0,03} = 1655,1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Convección libre al interior del molde

Numero de Rayleigh

$$Ra_w = \frac{g \times \beta_w \times (T_w - T_B) \times CLc^3 \times Pr_w}{\nu_w^2} = \frac{9,8 \times 227,5 \times 10^{-6} \times (10 + 15) \times 0,03^3 \times 9,645}{(0,000001307)^2}$$

$$Ra_w = 1,154 \times 10^7$$

Numero de Nusselt convección libre sobre placa plana vertical

$$Nu_w = \left[0,825 + \frac{0,387 \times Ra_w^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{Pr_w} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = \left[0,825 + \frac{0,387 \times (1,154 \times 10^7)^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{9,645} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = 40,37$$

Coefficiente fílmico

$$h_w = Nu_w \times \frac{k_w}{CLc} = 40,37 \times \frac{0,5674}{0,03} = 687,9 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Determinación de la transferencia de calor.

Resistencia térmica por convección al interior de los moldes

$$R_w = \frac{1}{h_w \times area_molde} = \frac{1}{687,9 \times 0,025} = 0,0581 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por convección al exterior de los moldes

$$R_B = \frac{1}{h_B \times area_molde} = \frac{1}{1655,1 \times 0,025} = 0,0241 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción a través de los moldes

$$R_C = \frac{E_C}{k_C \times \text{area_molde}} = \frac{.0012141}{14,28 \times 0,025} = 3,4 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción a través de la capa de hielo

(Asumiendo un momento en que E = 1 cm)

$$R_{ice} = \frac{E}{k_{ice} \times \text{area_molde}} = \frac{0,01}{2,09 \times 0,025} = 0,52 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencias globales y transferencias de calor.

Caso 1) enfriamiento de líquido

$$R_{g1} = R_W + R_B + R_C = 0,0581 + 0,0241 + 3,4 \times 10^{-3} = 0,0856 \frac{^\circ C}{W}$$

$$\Delta T_{g1} = T_{W1} - T_B = 10 - (-9) = 19^\circ C$$

$$Q_W^* = \frac{\Delta T_{g1}}{R_{g1}} \times NBLK = 221,9 \times 8 = 1775,7W$$

Caso 2) cambio de fase

$$R_{g2} = R_{ice} + R_B + R_C = 0,52 + 0,0241 + 3,4 \times 10^{-3} = 0,5475 \frac{^\circ C}{W}$$

$$\Delta T_{g2} = T_{W2} - T_B = 0 - (-9) = 9^\circ C$$

$$Q_W^* = \frac{\Delta T_{g2}}{R_{g2}} \times NBLK = 16,43 \times 8 = 131,5W$$

Caso 3) subenfriamiento del sólido

$$R_{g3} = R_B + R_C = 0,0241 + 3,4 \times 10^{-3} = 0,0275 \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$\Delta T_{g3} = T_{W1} - T_B = -8 - (-9) = 1^{\circ}C$$

$$Q_W^* = \frac{\Delta T_{g3}}{R_{g3}} \times NBLK = 36,36 \times 8 = 290,9W$$

Si tomamos un $\Delta t = 30seg$, se puede calcular el cambio en la temperatura y de masa de congelado para los valores típicos de Q_W^* obtenidos anteriormente y de las propiedades del agua y del hielo.

Enfriamiento del líquido

$$\Delta T_W = \frac{Q_W^* \times \Delta t}{M_w \times Cp_w} = \frac{1775 \times 30}{2,4 \times 4188} = 5,2^{\circ}C$$

Subenfriamiento del sólido

$$\Delta T_{ice} = \frac{Q_W^* \times \Delta t}{M_w \times Cp_{ice}} = \frac{290,9 \times 30}{2,4 \times 2100} = 1,73^{\circ}C$$

Aumento de la masa de hielo

$$\Delta m_{ice} = \frac{Q_W^* \times \Delta t}{Q_{fs}} = \frac{131,5 \times 30}{332000} = 0,0118Kg$$

4.3.7.3 Calculo de la longitud del evaporador.

Procedimiento de cálculo:

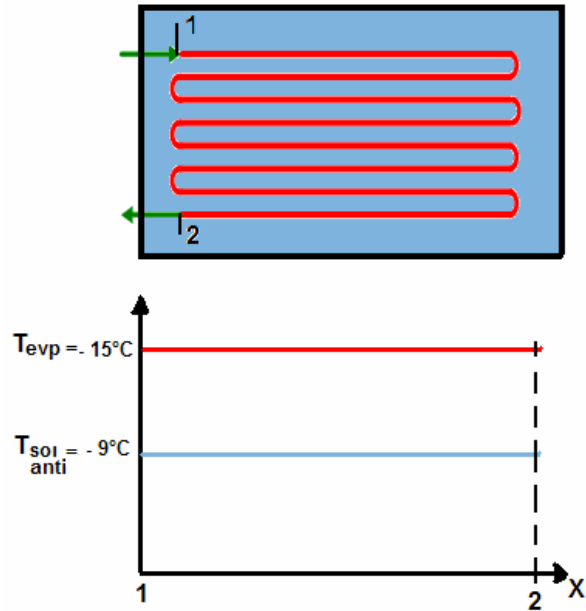
Se subdivide el tubo evaporador, asignando un valor para la calidad a cada división, aumentando desde 0 hasta 1, y se calcula el coeficiente evaporativo local y la tasa de transferencia de calor para cada uno, luego se suman. Estos cálculos son agilizados mediante el uso del EES, que también permite variar temperaturas, la geometría del evaporador y parámetros del ciclo de refrigeración.

No se han tenido en cuenta las regiones subenfriadas ni sobrecalentadas, cuyas transferencias de calor son mucho menores a las de la región evaporativa.

Como vemos en la siguiente figura la diferencia de temperatura entre el refrigerante y la solución anticongelante se asume como constante a lo largo del evaporador.

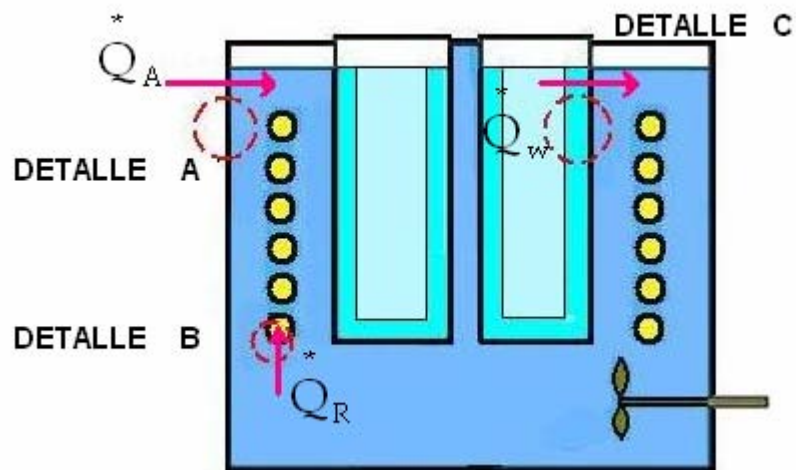
Lo anterior se puede asumir debido al grado de agitación de la solución anticongelante, ya que este garantiza cierta uniformidad de temperatura por la transferencia de calor entre las regiones más frías y las más calientes de la solución.

Figura 33. Distribución de temperaturas asumida a lo largo del evaporador



Fuente . Autores del proyecto

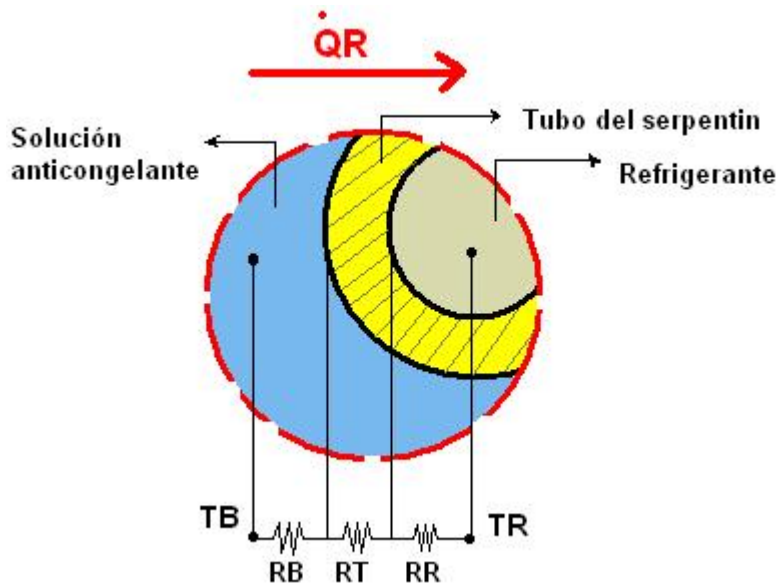
Figura 34. Calores transferidos en la tina de anticongelante



Fuente. Autores del proyecto

DETALLE B

Figura 35. Transferencia de calor desde la solución anticongelante hacia el refrigerante.



Fuente. Autores del proyecto

$$\dot{Q}_R^* = \frac{\Delta T_g}{R_g}$$

$$R_g = \sum R_i$$

Donde:

ΔT_g = diferencia de temperatura global

R_g = resistencia global a la transferencia de calor

R_i = resistencias locales a la transferencia de calor

R_B = resistencia por convección externa

R_R =resistencia por evaporación interna

R_T =resistencia por conducción en molde

T_B =temperatura de solución anticongelante

T_R =temperatura del refrigerante

*
 Q_R = calor transmitido hacia el refrigerante

Resultados EES

La siguiente tabla muestra los valores de los coeficientes fílmicos interno y externo y la transferencia de calor correspondiente a cada segmento con calidad constante en que se dividió el serpentín.

Tabla 12. Parámetros de transferencia de calor a lo largo del evaporador

$T_R = -15\text{ °C}$ (temperatura de refrigerante R134a)

$T_B = -9\text{ °C}$ (temperatura de solución anticongelante)

$T_L = 10\text{m}$ (longitud del evaporador, tubo de 5/16")

Coeficiente conveccion externa mixta $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	Coeficiente evaporativo local $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$	Transferencia de calor (Watts)	Calidad
5289	1837	334,7	0,0001

5289	2220	344,4	0,04888
5289	2477	349,4	0,09766
5289	2696	353	0,1464
5289	2893	355,9	0,1952
5289	3073	358,2	0,244
5289	3241	360,1	0,2928
5289	3398	361,8	0,3416
5289	3546	363,2	0,3903
5289	3686	364,5	0,4391
5289	3818	365,6	0,4879
5289	3943	366,6	0,5367
5289	4060	367,5	0,5855
5289	4170	368,3	0,6342
5289	4272	369	0,683
5289	4365	369,6	0,7318
5289	4447	370,1	0,7806
5289	4514	370,5	0,8294
5289	4559	370,8	0,8781
5289	4566	370,8	0,9269
5289	4460	370,2	0,9757

Fuente. Autores del proyecto.

La siguiente tabla muestra los diferentes valores de transferencia de calor obtenidos con diferentes longitudes de tubo de cobre de 5/16" , teniendo una diferencia de temperatura entre refrigerante y solución anticongelante de 6°C.

Esta tabla permite la selección de la longitud de tubo necesaria para la maquina debido a que se puede comparar el calor capaz de transmitir un tubo de determinada longitud, con la carga impuesta por el sistema.

Tabla 13. Transferencias de calor hacia el evaporador para diferentes longitudes del mismo.

$T_B = -9^\circ\text{C}$ (temperatura de solución anticongelante)

Longitud Serpentin (m)	Transferencia de calor (Watts)
9	341,4
10	380,2
11	419,1
12	458,2
13	497,3
14	536,4
15	575,7
16	615
17	654,4

Fuente. Autores del proyecto.

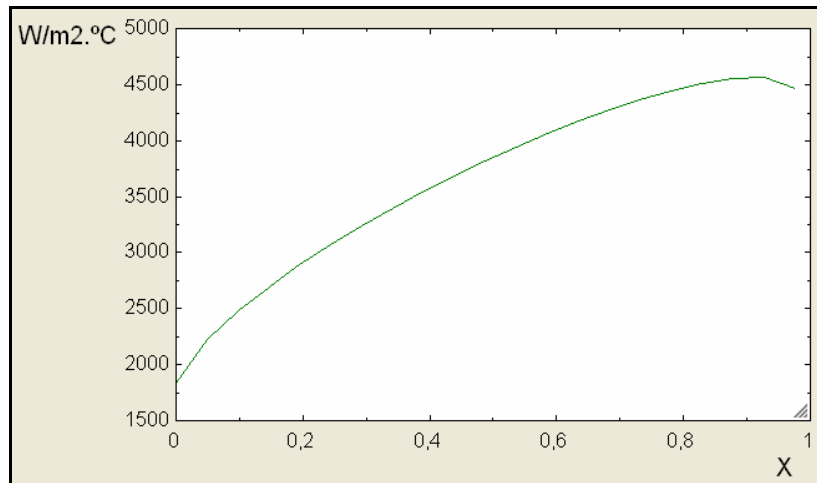
En la figura 36 y 37 se muestra el aumento del coeficiente fílmico y de la transferencia de calor en el evaporador a medida que aumenta la calidad del refrigerante, esto se debe a que el aporte convectivo es superior al carácter nucleado en la transferencia de calor por evaporación.

Para ambas figuras:

$T_R = -15^\circ\text{C}$ (temperatura de refrigerante R134a)

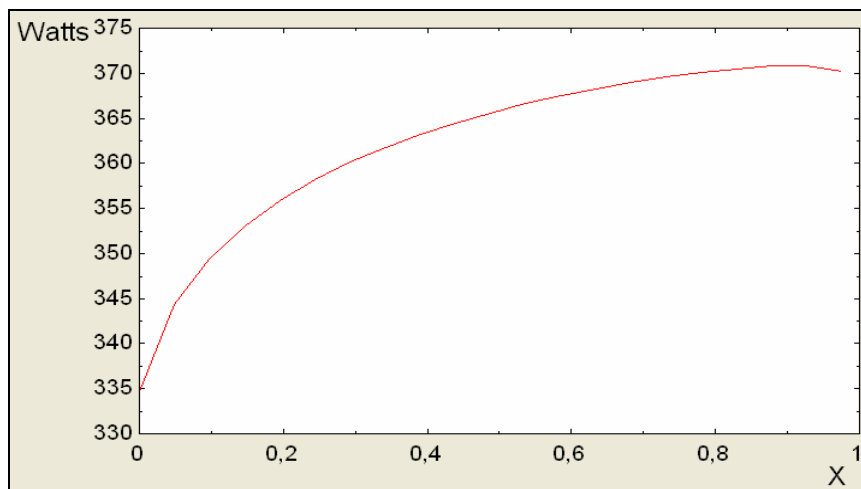
$T_B = -9^\circ\text{C}$ (temperatura de solución anticongelante)

Figura 36. Coeficiente evaporativo vs. Calidad a lo largo del evaporador



Fuente. Autores del proyecto

Figura 37. Transferencia de calor vs. Calidad a lo largo del evaporador



Fuente Autores del proyecto

Cálculo tipo para la determinación del coeficiente evaporativo local, asumiendo una calidad de 0,5:

Determinación de las propiedades del sistema

Solución anticongelante:

$T_B = -9^\circ\text{C}$ temperatura

Sustancia: Etilenglicol

C: 40% volumen concentración

$k_B = 0,4027 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ conductividad térmica

$Pr_B = 72,75$ Prandalt

$\nu_B = 8,112 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ viscosidad cinemática

$\beta_B = 0,07 \frac{1}{K}$ coeficiente de expansión volumétrica Etilenglicol

$V_B = 0,1 \frac{m}{seg}$ velocidad media de anticongelante

$\mu_B = 0,008634 \text{ Pa.s}$ viscosidad dinámica

$\rho_B = 1064 \frac{Kg}{m^3}$ densidad

$Cp_B = 3393 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$ calor específico

Refrigerante:

$$T_B = -15^\circ\text{C}$$

temperatura

Sustancia: R134a

$$k_{R_liq} = 0,1008 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

conductividad térmica fase líquida

$$Pr_{R_liq} = 4,181$$

Prandtl fase líquida

$$\mu_{R_liq} = 0,0003232 \text{ Pa.s}$$

viscosidad dinámica fase líquida

$$\mu_{R_vap} = 0,00001032 \text{ Pa.s}$$

viscosidad dinámica fase vapor

$$\rho_{R_liq} = 1343 \frac{Kg}{m^3}$$

densidad fase líquida

$$\rho_{R_vap} = 8,293 \frac{Kg}{m^3}$$

densidad fase vapor

$$H_{R_liq} = 31,99 \frac{KJ}{Kg}$$

entalpía de fase líquida

$$H_{R_vap} = 245,6 \frac{KJ}{Kg}$$

entalpía de fase vapor

$$\Delta H_{R_fg} = 213,61 \frac{KJ}{Kg}$$

cambio de entalpía por vaporización

Evaporador:

Tub_mat = cobre

material del tubo

$$R_1 = 0,001968 \quad m$$

radio interno serpentín

$$R_2 = 0,003968 \quad m$$

radio externo serpentín

$$D_1 = 2 \times R_1 = 0,003936m$$

diámetro interno serpentín

$$D_2 = 2 \times R_2 = 0,007936m$$

diámetro externo serpentín

$$T_L = 10m$$

longitud total tubo

$$A_T = T_L \times \pi \times (R_2 + R_1) = 10 \times \pi \times (0,001968 + 0,003968) = 0,1864m^2$$

Área de transferencia térmica

Ciclo termodinámico:

CAP=320 W

capacidad

$$P_{baja} = 164 \text{ kPa}$$

presión de baja

$$P_{alta} = 887 \text{ kPa}$$

presión de alta

$$\dot{m}_R = 0,002474 \frac{Kg}{s}$$

flujo másico de refrigerante

Calculo de parámetros adimensionales y de coeficientes fílmicos.

Convección libre, forzada o mixta al exterior del evaporador.

Numero de Reynolds

$$Re_B = \frac{V_B \times D_2}{\nu_B} = \frac{0,1 \times 0,007936}{8,112 \times 10^{-6}} = 97,83$$

Numero de Grashof

$$Gr_B = \frac{g \times \beta_B \times (T_B - T_R) \times D_2^3}{\nu_B^2} = \frac{9,8 \times 0,07 \times (-9 - (-15)) \times 0,007936^3}{(8,112 \times 10^{-6})^2} = 31262,5$$

Parámetro discriminador de convección libre, forzada o mixta

$$X = \frac{Gr_B}{Re_B^2} = \frac{31262,5}{97,83^2} = 3,26$$

$1 \leq X \leq 10 \Rightarrow$ Convección combinada

Numero de Rayleigh

$$Ra_B = Gr_B \times Pr_B = 31262,5 \times 72,75 = 2,27 \times 10^6$$

Numero de Nusselt por convección libre sobre cilindro horizontal

$$Nu_{free} = \left[0,6 + \frac{0,387 \times Ra_B^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,559}{Pr_B} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = \left[0,6 + \frac{0,387 \times (2,27 \times 10^6)^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,559}{72,75} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = 104,2$$

Numero de Nusselt por convección forzada sobre cilindro horizontal

$$Nu_{forced} = 0,3 + \frac{0,62 \times Re_B^{0,5} \times Pr_B^{1/3}}{\left(1 + \left[\frac{0,4}{Pr_B} \right]^{2/3} \right)^{0,25}} = 0,3 + \frac{0,62 \times 97,83^{0,5} \times 72,75^{1/3}}{\left(1 + \left[\frac{0,4}{72,75} \right]^{2/3} \right)^{0,25}} = 8,334$$

Numero de Nusselt mixto

$$Nu_B = (Nu_{free}^3 + Nu_{forced}^3)^{1/3} = (104,2^3 + 8,334^3)^{1/3} = 104,21$$

Coefficiente fílmico

$$h_B = \frac{Nu_B \times k_B}{D} = \frac{104,21 \times 0,4027}{0,007936} = 5287,97 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente de transferencia de calor por evaporación al interior del serpentín de enfriamiento

Según el modelo de transferencia de calor por evaporación en tubos propuesto por Gungor and Winterton (1986): (ver Cáp.1)

$$h_T = h_{nuc} + h_{conv} \dots (1)$$

$$h_{nuc} = h_{PB} \times S_{MOD} \dots (2)$$

$$h_{conv} = h_{LIQ} \times E_{MOD} \dots (3)$$

h_T = coeficiente local

h_{nuc} = coeficiente por evaporación nucleada

h_{conv} = coeficiente por evaporación convectiva

h_{PB} = coeficiente por evaporación de líquidos en reposo

h_{LIQ} = coeficiente de transferencia de calor para flujo interno en fase líquida

E_{MOD} = factor de aumento para evaporación convectiva

S_{MOD} = factor de supresión para evaporación nucleada

Coeficiente por evaporación de líquidos en reposo

$$h_{PB} = k_{nb} \times q_{BOIL}^{0,67}$$

h_{pb} = coeficiente por evaporación de líquidos en reposo

k_{nb} = coeficiente simplificado de la correlación, función de la presión reducida y el peso molecular del refrigerante

\dot{q}_{BOIL} = calor suministrado a la superficie externa del tubo

$$k_{nb} = 2,7 \frac{1}{m^2 \cdot ^\circ C} \text{ (Figura 4, Cáp. 1)}$$

$$q_{BOIL} = h_B \times A_T \times (T_B - T_R) = 5287,97 \times 0,1864 \times (-9 - (-15)) = 5914,06W$$

$$h_{PB} = k_{nb} \times q_{BOIL}^{0,67} = 2,7 \times 5914,06^{0,67} = 908,92 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coeficiente de transferencia de calor para flujo interno en fase líquida

$$h_{liq} = \frac{k_{R_liq}}{D_1} \times 0,023 \times Re_{R_liq}^{0,8} \times Pr_{R_liq}^{0,4}$$

$$Re_{R_liq} = \frac{G \times D_1 \times (1-x)}{\mu_{R_liq}}$$

$$G = \frac{\dot{m}_R}{\pi \times R_1^2} = \frac{0,002474}{\pi \times 0,001968^2} = 203,32 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

h_{liq} = coeficiente de transferencia de calor para flujo interno en fase líquida (Dittus-Boelter)

Re_{R_liq} = Reynolds fase líquida

Pr_{R_liq} = Prandtl fase líquida

k_{R_liq} = conductividad del líquido

μ_{R_liq} = viscosidad dinámica del líquido

G = flujo másico por unidad de área transversal

D_{int} =diámetro interno

x = fracción de vapor

Tomando un valor para la calidad de $x= 0,5$

$$Re_{R_{liq}} = \frac{G \times D_1 \times (1-x)}{\mu_{R_{liq}}} = \frac{203,32 \times 0,003936 \times (1-0,5)}{0,0003232} = 1238$$

$$h_{liq} = \frac{k_{R_{liq}}}{D_1} \times 0,023 \times Re_{R_{liq}}^{0,8} \times Pr_{R_{liq}}^{0,4} = \frac{0,1008}{0,003936} \times 0,023 \times 1238^{0,8} \times 4,181^{0,4}$$

$$h_{liq} = 311,04 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Calculo de factores de aumento y supresión:

$$E = 1 + 24000 * Bo^{1,16} + 1,37 * (1 / X_{tt})^{0,86}$$

$$S = (1 + 1,15 * 10^{-6} \times E^2 \times Re_{R_{liq}}^{1,17})^{-1}$$

E = factor de aumento para evaporación convectiva, sin modificar

S = factor de aumento para evaporación nucleada, sin modificar

Bo = número de ebullición

X_{tt} = numero convectivo

Calculo de Bo y X_{tt}

$$Bo = \frac{q_{BOIL}}{(G \times \Delta H_{R_{fg}})} = \frac{5914,06}{203,32 \times 213,61 \times 1000} = 0,0001361$$

$$X_{tt} = \left(\frac{(1-x)}{x} \right)^{0,9} \times \left(\frac{\rho_{R_vap}}{\rho_{R_liq}} \right)^{0,5} \times \left(\frac{\mu_{R_liq}}{\mu_{R_vap}} \right)^{0,1}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{(1-0,5)}{0,5} \right)^{0,9} \times \left(\frac{8,293}{1342} \right)^{0,5} \times \left(\frac{3,232 \times 10^{-4}}{1,032 \times 10^{-5}} \right)^{0,1} = 0,1109$$

Calculo de E y S

$$E = 1 + 24000 \times Bo^{1,16} + 1,37 \times (1/X_{tt})^{0,86} = 1 + 24000 \times 0,0001361^{1,16} + 1,37 \times (1/0,1109)^{0,86}$$

$$E = 10,86$$

$$S = (1 + 1,15 * 10^{-6} \times E^2 \times Re_{R_liq}^{1,17})^{-1} = (1 + 1,15 * 10^{-6} \times 10,86^2 \times 1238^{1,17})^{-1} = 0,639$$

E y S se modifican en el caso de que el número de Fraude sea menor que 0,05, para tener en cuenta la estratificación del flujo en tubos horizontales, se evalúa el número de Fraude:

$$FrL = \frac{G^2}{(\rho_{R_liq}^2 \times g \times D)} = \frac{203,32^2}{(1343^2 \times 9,8 \times 0,003936)} = 0,5941$$

FrL = numero de Fraude

$FrL \geq 0,05$ Por tanto no se corrige por estratificación.

$$E_{mod} = E = 10,86$$

$$S_{mod} = S = 0,639$$

Reemplazo en (1), (2), y (3).

$$h_{nuc} = h_{PB} \times S_{MOD} = 908,92 \times 0,639 = 580,8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \dots\dots(2)$$

$$h_{conv} = h_{LIQ} \times E_{MOD} = 311,04 \times 10,86 = 3377,9 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \dots\dots(3)$$

$$h_T = h_{nuc} + h_{conv} = 580,8 + 3377,9 = 3958 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \dots\dots(1)$$

Determinación de la transferencia de calor.

Cálculo de las resistencias térmicas locales.

Resistencia térmica por convección al exterior del evaporador

$$R_B = \frac{1}{h_B \times A_T} = \frac{1}{5287.97 \times 0,1864} = 1,01 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por convección al interior del evaporador

$$R_R = \frac{1}{h_R \times A_T} = \frac{1}{3958 \times 0,1864} = 1,355 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción a través del evaporador

$$R_T = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times k_T \times T_L} = \frac{\ln\left(\frac{0,003968}{0,001968}\right)}{2 \times \pi \times 405,3 \times 10} = 1,399 \times 10^{-2} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencias globales y transferencias de calor.

$$R_g = R_B + R_R + R_T = 1,01 \times 10^{-3} + 1,355 \times 10^{-3} + 1,399 \times 10^{-2} = 0,0163 \frac{^\circ C}{W}$$

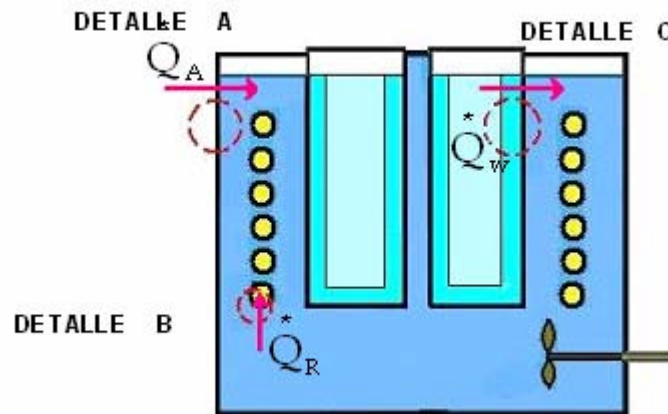
$$\Delta T_g = T_B - T_R = -9 - (-15) = 6^\circ C$$

$$Q_R^* = \frac{\Delta T_g}{R_g} = \frac{6}{0,01635} = 366,97 W$$

4.3.7.3 Cálculo de la ganancia de calor desde el ambiente

La tina esta compuesta de dos capas de acero inoxidable calibre 18. y 2 cm. De aislamiento, (poliuretano expandido).

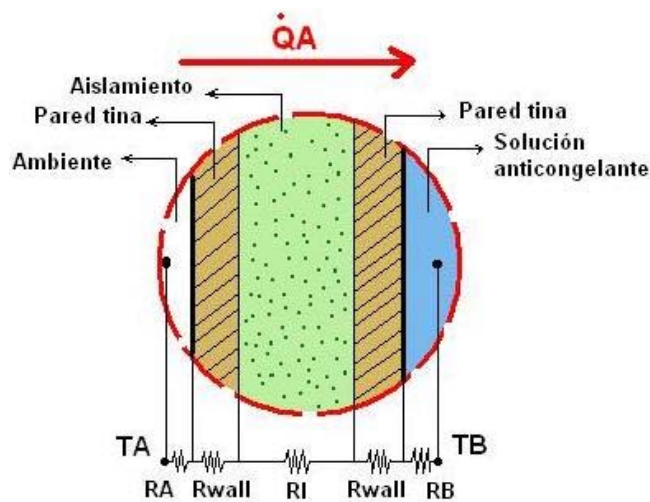
Figura 38. Calores transferidos en la tina de anticongelante.



Fuente. Autores del proyecto

DETALLE A

Figura 39. Transferencia de calor desde el aire exterior a la solución anticongelante.



Fuente. Autores

del proyecto

$$Q_A^* = \frac{\Delta T_g}{R_g}$$

$$R_g = \sum R_i$$

Donde:

Q_A^* = transferencia de calor

ΔT_g = diferencia de temperatura global

R_g = resistencia global a la transferencia de calor

R_i = resistencias locales a la transferencia de calor

E_{WALL} = espesor de pared

E_I = espesor de aislante

R_B = resistencia por convección externa

R_A = resistencia por conducción en molde

R_{WALL} = resistencia por conducción en pared metálica

R_I = resistencia por conducción en aislamiento

T_B = temperatura de solución anticongelante

T_W = temperatura del agua

Q_{WALL}^* = calor transmitido desde el agua

Calculo de la energía transferida desde el ambiente a la solución anticongelante

Determinación de las propiedades del sistema.

Solución anticongelante:

$T_B = -9^\circ\text{C}$ Temperatura

Sustancia: Etilenglicol

Concentración: 40% volumen

$k_B = 0,4027 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ conductividad térmica

$Pr_B = 72,75$ Prandalt

$\nu_B = 8,112 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg}$ viscosidad cinemática

$\beta_B = 0,07 \frac{1}{K}$ coeficiente de expansión volumétrica Etilenglicol

$V_B = 0,1 \frac{m}{seg}$ velocidad media de anticongelante

$\mu_B = 0,008634 \text{ Pa.s}$ viscosidad dinámica

$\rho_B = 1064 \frac{Kg}{m^3}$ densidad

$Cp_B = 3393 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$ calor específico

Aire

$T_A = 25^\circ C$ temperatura del aire exterior

Pared metálica

Material = Acero Inoxidable AISI304

$$k_{wall} = 14,08 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

conductividad de la pared metálica

$$E_{wall} = 0,001241$$

espesor de la pared metálica (calibre 18)

Aislamiento

Material= poliestireno expandido

$$k_I = 0,027 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

conductividad del aislamiento

$$E_I = 0,02 \text{ m}$$

espesor de aislamiento

Dimensiones de la tina

$$WLCX = 0,145$$

longitud de tina en eje x

$$WLCY = 0,305$$

longitud de tina en eje y

$$WLCZ = 0,12$$

longitud de tina en eje z

$$WLC = \left[\frac{1}{WLCY} + \frac{1}{WLCZ} \right]^{-1} = 0,08612 \text{ longitud característica de bloque (ASHRAE)}$$

$$AWXY = 0,04423$$

área tina plano xy

$$AWXZ = 0,0174$$

área tina plano xy

$$AWYZ = 0,0366$$

área tina plano xy

$$A_{wall} = 2 \times (AWXY + AWXZ + AWYZ) = 0,1964 m^2$$

Calculo de parámetros adimensionales y de coeficientes fílmicos.

Convección libre forzada o mixta al interior de la tina

Numero de Reynolds

$$Re_B = \frac{V_B \times W L c}{\nu_B} = \frac{0,1 \times 0,08612}{8,112 \times 10^{-6}} = 1061,6$$

Numero de Grashof

$$Gr_B = \frac{g \times \beta_B \times (T_A - T_B) \times W L c^3}{\nu_B^2} = \frac{9,8 \times 0,07 \times (25 - (-9)) \times 0,08612^3}{(8,112 \times 10^{-6})^2} = 2,26 \times 10^8$$

Parámetro discriminador de convección libre, forzada o mixta

$$X = \frac{Gr_B}{Re_B^2} = \frac{2,26 \times 10^8}{1061,6^2} = 200,88$$

$X \geq 10 \Rightarrow$ Convección libre

Numero de Rayleigh

$$Ra_B = Gr_B \times Pr_B = 2,26 \times 10^8 \times 72,75 = 1,64 \times 10^{10}$$

Numero de Nusselt convección libre sobre placa plana vertical

$$Nu_B = \left[0,825 + \frac{0,387 \times Ra_B^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{Pr_B} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = \left[0,825 + \frac{0,387 \times (1,64 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{98,08} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 = 401,88$$

Coficiente fílmico

$$h_B = \frac{Nu_B \times k_B}{CLc} = \frac{401,88 \times 0,4027}{0,08612} = 1879,1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Convección libre al exterior de la tina

Coeficiente de convección libre sobre placa vertical en contacto con aire a 22°C
(ASHRAE)

$$h_A = 1,42 \times \left[\frac{T_A - T_B}{WLC} \right]^{0,25} = 1,42 \times \left[\frac{25 - (-9)}{0,08612} \right]^{0,25} = 6,329 \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

Determinación de la transferencia de calor.

Resistencia térmica por convección libre al interior de la tina

$$R_B = \frac{1}{h_B \times A_{wall}} = \frac{1}{1879,1 \times 0,1964} = 2,7 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por convección libre al exterior de la tina

$$R_A = \frac{1}{h_A \times A_{wall}} = \frac{1}{6,329 \times 0,1964} = 0,8044 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción a través de la pared metálica

$$R_{wall} = \frac{E_{wall}}{k_{wall} \times A_{wall}} = \frac{0,001241}{14,28 \times 0,1964} = 4,42 \times 10^{-4} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica por conducción a través del aislamiento

$$R_I = \frac{E_I}{k_I \times A_{wall}} = \frac{0,02}{0,027 \times 0,1964} = 3,77 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencias globales y transferencias de calor.

$$R_g = R_B + R_A + R_{wall} + R_I = 2,7 \times 10^{-3} + 0,8044 + 4,42 \times 10^{-4} + 3,77 = 4,577 \frac{^{\circ}C}{W}$$

$$\Delta T_g = T_A - T_B = 25 - (-9) = 34^{\circ}C$$

$$Q_A^* = \frac{\Delta T_{gA}}{R_{gA}} = \frac{34}{4,577} = 7,42W$$

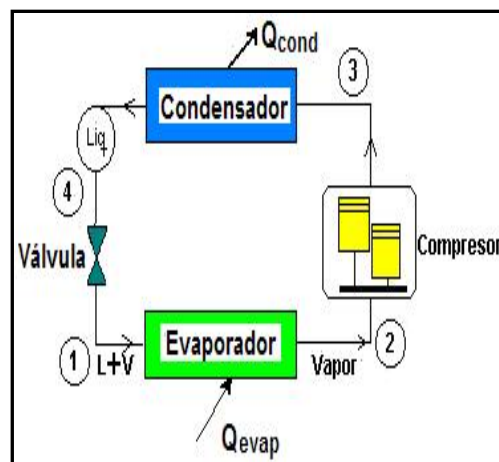
4.3.7.5 Parámetros del ciclo de refrigeración

Partiendo de la capacidad del sistema y de las propiedades intensivas del refrigerante a lo largo del ciclo ideal, se deducen parámetros de operación de la maquina.

Refrigerante : 134a

Capacidad del sistema 316 Watts

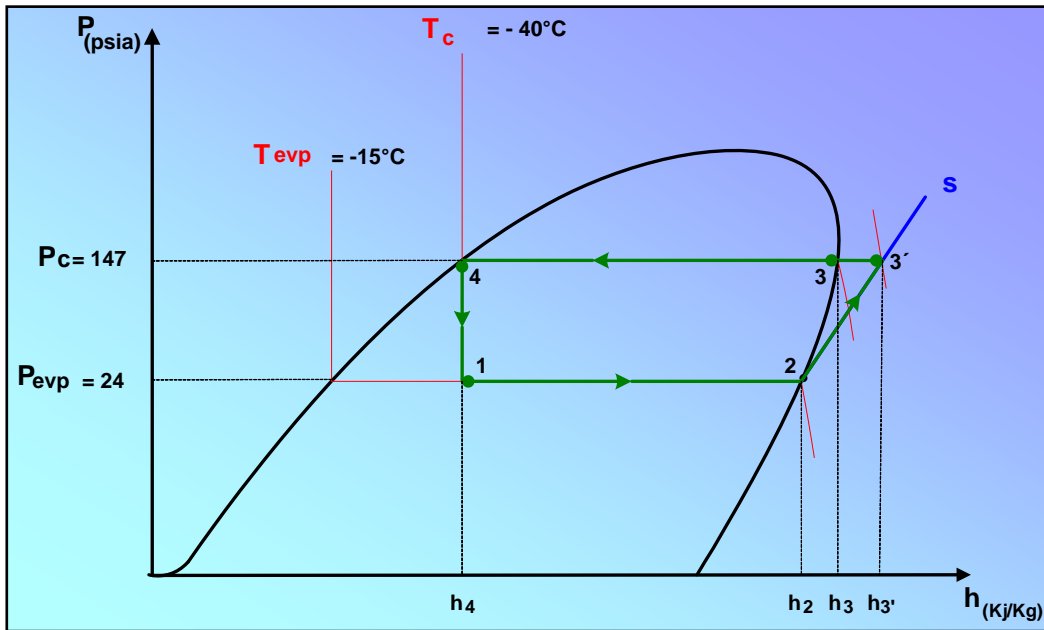
Figura 40. Ciclo ideal refrigeración de la maquina productora de hielo en bloque



Fuente. Autores del

proyecto

Figura 41. Diagrama P- h del circuito de refrigeración.



Fuente. Autores del proyecto

Procesos ideales llevados a cabo por la maquina:

- 1-2 evaporación y sobrecalentamiento
- 2-3 compresión isentrópica
- 3-4 condensación y subenfriamiento
- 4-1 expansión isentrópica

Tabla 14. Propiedades del refrigerante en los diferentes puntos del ciclo.

$$T_{\text{baja}} = -15^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{alta}} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$S_{\text{h}} = 6^{\circ}\text{C}$$

$$S_{\text{c}} = 0^{\circ}\text{C}$$

	Entalpía (H) $\frac{kJ}{Kg}$	Presión (P) kPa	Temperatura (T) $^{\circ}C$	Entropía (S) $\frac{kJ}{Kg \cdot ^{\circ}C}$
1) Entrada del evaporador	108.3	164	15	0.4254
2) Entrada del compresor	246.5	164	-9	0,9606
3) Salida del compresor	285.7	1017	47.78	0,9606
4) Salida del condensador	108.3	1017	40	0,3949

Parámetros de operación del la maquina.

$$CAP = 316W$$

$$ER = H_2 - H_1 = 246,5 - 108,3 = 138,2 \frac{kJ}{kg}$$

$$m_R = \frac{CAP}{ER} = \frac{316}{138,2 \times 1000} = 2,28 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$w_C = m_R \times (H_3 - H_2) = 109,76W$$

$$COP_{\text{teorico}} = \frac{CAP}{w_C} = \frac{316}{109,76} = 2,88$$

CAP = capacidad del sistema

ER = efecto refrigerante

\dot{m}_R = flujo másico de refrigerante

\dot{w}_C = trabajo del compresor

$COP_{teorico}$ = coeficiente de operación teórico

4.4 DISEÑO CAD Y CONSTRUCCION

Para la fase CAD se utilizó el software Solid Works 2007, en el cual se desarrolló la idea final obtenida en el proceso de diseño mostrado en la figura 42 (proceso de diseño mecánico) especificando las dimensiones finales, los tipos de material, calibre, soldadura a utilizar y la forma como se ensamblaría el conjunto.

Esta fase se subdividió en las siguientes partes.

1. Estructura
2. Tanque para refrigerante secundario
3. Moldes
4. Tanque de descarche
5. Serpentín
6. Sistema de agitación

ESTRUCTURA

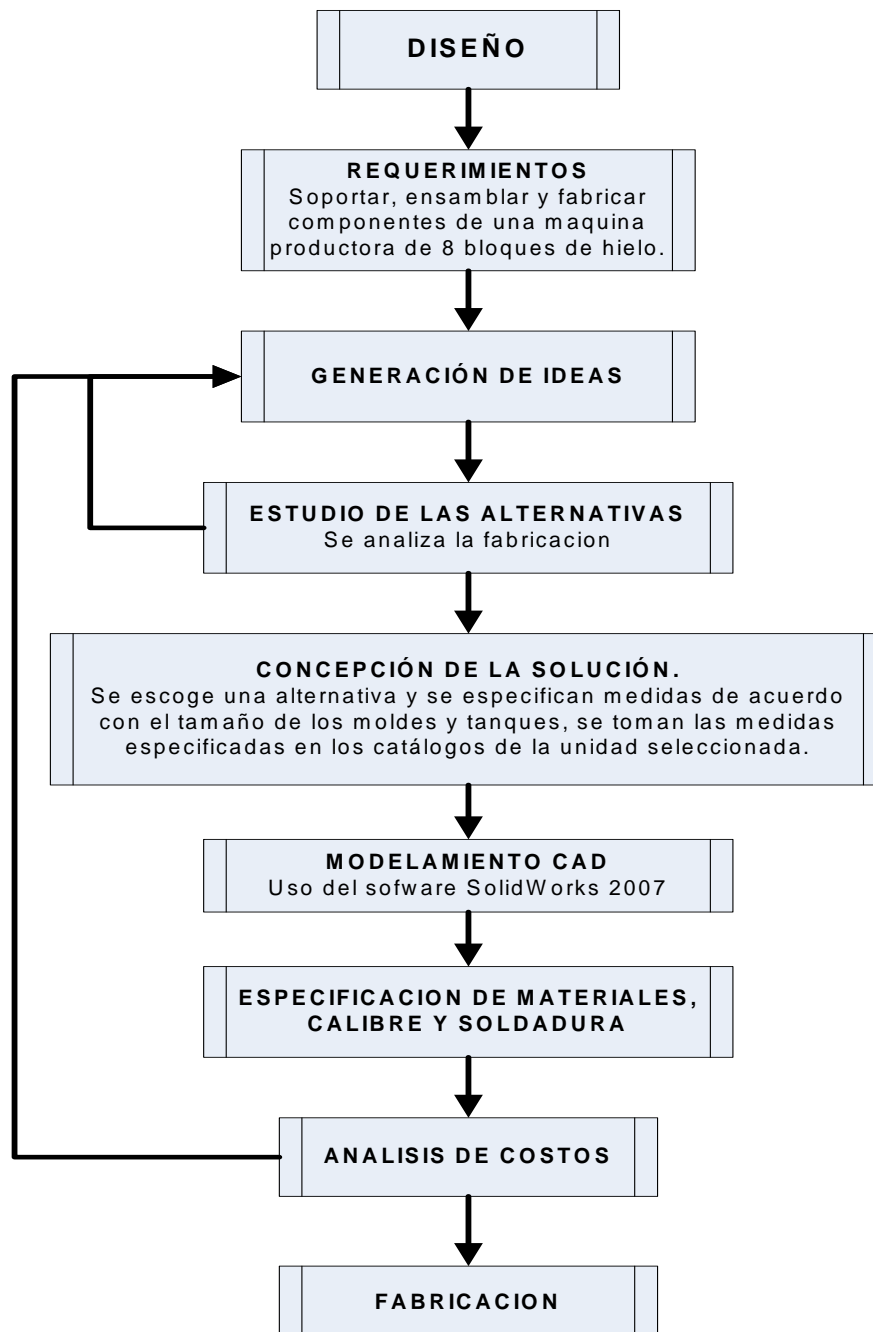
La estructura fue modelada en dos partes, la primera como estructura base y la segunda como estructura para el panel de control, se dimensionó teniendo en cuenta las medidas de la unidad condensadora seleccionada.

Materiales:

- Lamina Col Roll calibre 14

- Angulo 1 1/2 X 1/8" y 1 X 1/8"
- Pintura electrostática

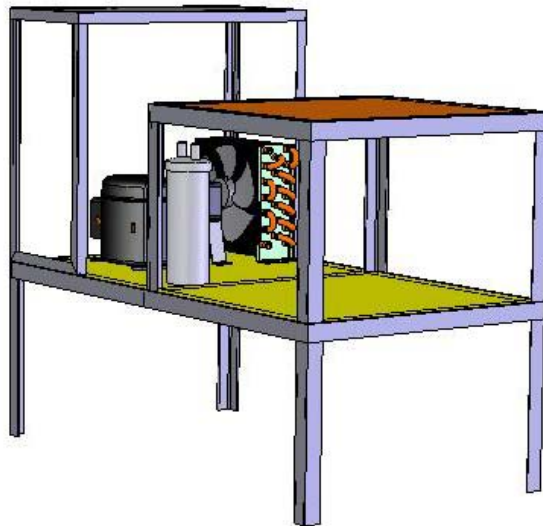
Figura 42. Proceso de Diseño Mecánico.



Fuente. Autores del proyecto.

En la siguiente figura se puede apreciar los dos módulos y el conjunto completo de la estructura. Los planos correspondientes a la longitud de los ángulos, lámina y medidas de la estructura se encuentran en el ANEXO E.

Figura 43. Modelo de la estructura en SolidWorks.



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 44. Fabricación de la estructura



Fuente. Autores del proyecto

TANQUE PARA REFRIGERANTE SECUNDARIO

Este tanque es un ensamble de dos tanques, el tanque que contiene el aislante (poliuretano) y el tanque que contiene el refrigerante secundario (solución anticongelante). Este conjunto de tanques se halla cubierto por una tapa con el fin de evitar infiltraciones de agua o solución anticongelante cuando se retiren los moldes hacia el tanque de descarche.

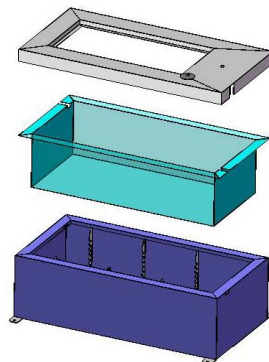
Este tanque fue dimensionado teniendo en cuenta el espacio para el aislante, el tamaño de la bandeja con los moldes, el serpentín y el espacio para el agitador.

Materiales:

- Lamina de acero inoxidable 304 calibre 18.
- Lamina de acero inoxidable brillante calibre 16.
- Soldadura de argon.

En la siguiente figura se puede apreciar una explosión del conjunto: tanque de aislante, tanque de solución anticongelante y la tapa.

Figura 45. Modelo del conjunto, Tanque para refrigerante secundario, en Solidworks.



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 46. Fabricación del conjunto Tanque para refrigerante secundario.



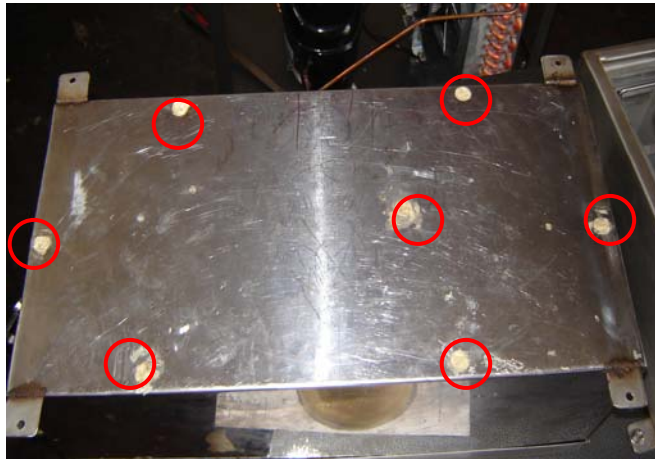
Fuente. Autores del proyecto.

AISLANTE POLIURETANO

La tina que contiene la solución anticongelante se aisló con poliuretano, para lo cual se abrieron 7 orificios en la base para introducir de una forma homogénea el poliuretano, esto se hizo con la ayuda de un embudo pequeño como se muestra en la figura. El poliuretano en forma de fluido espumoso se obtiene de mezclar dos reactivos, esta mezcla se solidifica rápidamente por lo que se debe realizar in situ, antes de llenar las paredes del molde.

Figura 47. a. b. Aislamiento de la tina de congelación con poliuretano.

a) Agujeros en la base



b) Agujeros laterales



Fuente. Autores del proyecto.

CUBETAS

Las dimensiones de las cubetas (5*6*10 cm) fueron especificadas desde un comienzo en los objetivos del proyecto estos se hicieron para el congelamiento de un volumen equivalente a 2.4 kg de agua.

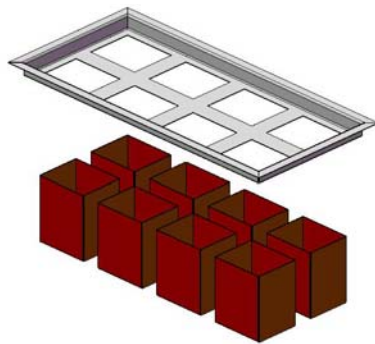
Pensando en la fabricación y costos se opto por dividir este conjunto en 8 cubetas de dimensiones 5*6*10 cm y una bandeja a la cual serian soldadas.

Materiales:

- Lamina de acero inoxidable 304 calibre 18.
- Soldadura de argon.

Se presenta a continuación la bandeja y las cubetas.

Figura 48. Modelo del conjunto, bandeja y cubetas, en Solidworks.



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 49. Fabricación del conjunto bandeja y moldes.



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 50. Cubetas dentro de la tina de congelación.



Fuente. Autores

del proyecto.

TANQUE DE DESCARCHE

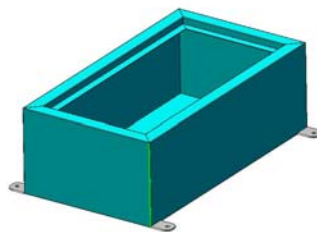
El tanque de descarche se modelo teniendo en cuenta las medidas de la bandeja de cubetas.

Material:

- Lamina de acero inoxidable 304 calibre 18
- Soldadura de argon.

En las siguientes figuras se muestra el modelo realizado

Figura 51. Modelo del tanque de descarche en Solidworks.



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 52. Fabricación del tanque de descarche.



Fuente. Autores del proyecto.

SERPENTIN

La longitud de tubo necesaria para el modelamiento del serpentín se obtuvo de los resultados del diseño térmico la cual fue 1 metro.

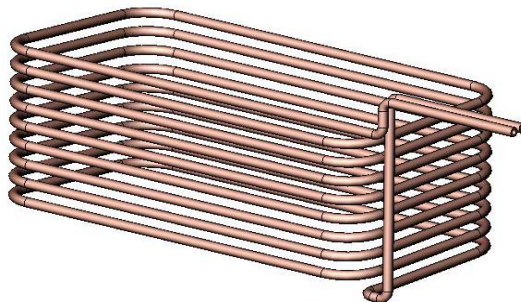
El dimensionamiento de éste fue basado en el conjunto de los moldes y la bandeja.

Material:

- Tubo de cobre 5/16" de diámetro.

Las figuras a continuación muestran el serpentín modelado en el paquete CAD y la fabricación.

Figura 53. Modelo del serpentín en Solidworks.



Fuente. Autores del proyecto

Figura 54. Fabricación del serpentín.

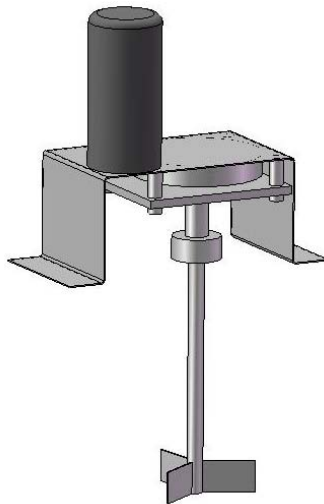


Fuente. Autores del proyecto

SISTEMA DE AGITACION

El sistema de agitación esta compuesto por un motor de 12W, 13V DC con su respectivo transformador y un eje al cual fueron soldadas tres aspas.

Figura 55. Modelo del sistema de agitación en Solidworks



Fuente. Autores del proyecto.

Figura 56. Fabricación del sistema de agitación.

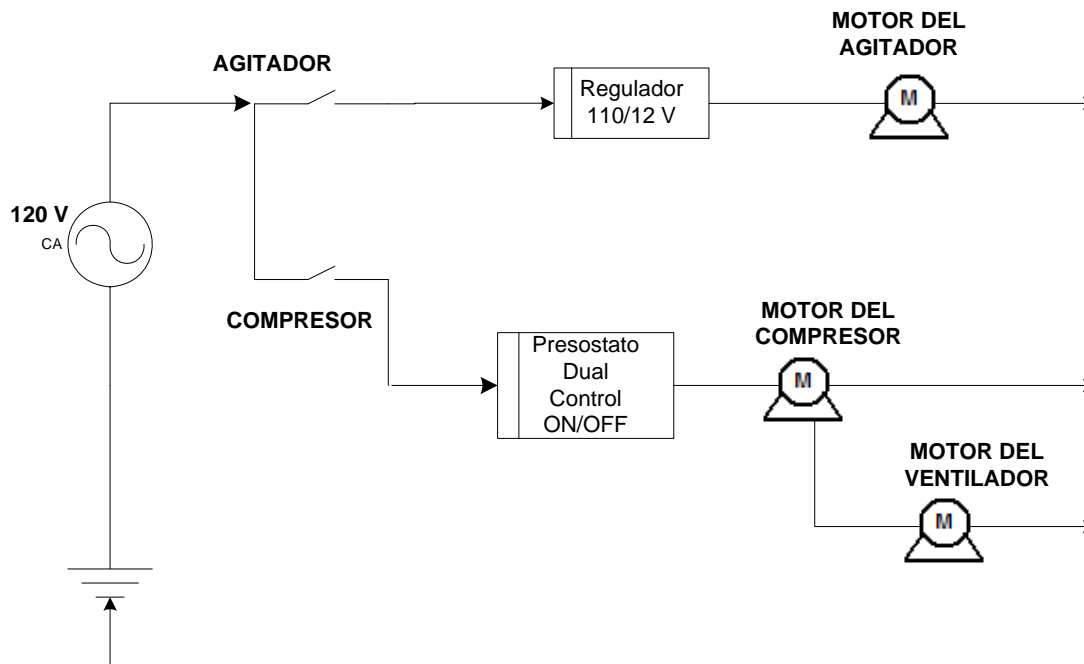


Fuente. Autores del proyecto.

SISTEMA ELÉCTRICO

En la siguiente figura vemos la alimentación de la maquina con voltaje 120V, y como se suministra energía al compresor, al ventilador del condensador, y al agitador de solución anticongelante.

Figura 57. Esquema eléctrico de la maquina productora de hielo en bloque.



Fuente. Autores del proyecto

4.5 PRUEBAS

La maquina ensamblada produce 2,4 kg de hielo, en una hora, siempre y cuando se permita a la solución anticongelante enfriarse hasta -9°C .

Si se empieza el proceso estando el anticongelante a temperatura ambiente se demora 1.5 horas en producir el hielo.

La temperatura de evaporación se mantiene estable la mayoría del proceso en -15°C .

La temperatura de condensación se mantiene alrededor de los 40°C .

Figura 58. Bloques de hielo producidos



Fuente. Autores del proyecto.

4.6 ANÁLISIS ECONÓMICO.

Durante las pruebas, el amperaje consumido por la maquina resulta ser 6 A. que a un potencial de 110 voltios, son 660 watts .

El costo del KW-h en el perímetro urbano de Bucaramanga a la fecha, es de \$300 aproximadamente, en una hora se consumen 0,66 KW-h, equivalentes a \$198.

A este costo se le debe sumar el del agua tratada, los costos de capital, la depreciación, los costos de mano de obra, fijos (administrativos) y el de mantenimiento de la maquina, para obtener un análisis de viabilidad completo.

El análisis esta planteado para conocer los costos que se tendrían al producir los 2,4 kg de hielo por hora.

Tabla 15. Análisis económico.

Costo KW/h en Bucaramanga	\$300
Amperaje consumido por la maquina	6 A
Voltaje	110 V
Potencia eléctrica consumida	0.66 KW –h
CE: costo de la energía para la producción de los 2,4 Kg de hielo	\$198
CD: costo de depreciación	$0.07 \cdot CT / 8760 = 22.3$ \$22
CM: costo de mantenimiento	$0.06 \cdot CT / 8760 = 19$ \$19
CO: costo de operación en base a un sueldo mínimo \$430.000	\$590
CP: costo de producción para 2,4 Kg de hielo.	CP=CE+CD+CM+CO CP=198+22+19+590 CP=\$829
Costo 1Kg de hielo por hora	\$345
Costo 1Kg de hielo por hora sin operario	\$100

CT: Costo total de la construcción de la maquina \$2'730.000

El costo por Kilogramo de hielo producido se eleva debido a que se tiene en cuenta el costo de un operario para una cantidad muy pequeña de hielo producido, para esta producción no es necesario tener un operario de tiempo completo durante la hora, esta maquina seria puesta entre un conjunto de maquinas donde se justificaría el pago de un operario para varias maquinas productoras de hielo.

En comparación con el precio, \$ 7000, en que es vendido un bloque de 4 arrobas por las fábricas del perímetro de Bucaramanga, el kilogramo de hielo cuesta \$140, comparando este precio con el nuestro \$ 100 por kilogramo, nuestra maquina se hace competitiva.

Figura 59. Prueba de agitación.



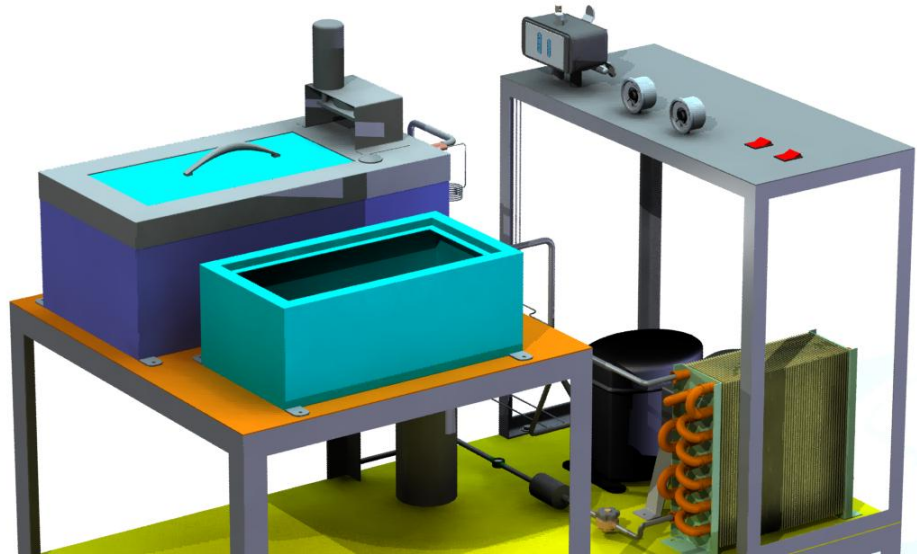
Fuente. Autores del proyecto

Figura 60. Proceso de congelación en su etapa final.



Fuente. Autores del proyecto

Figura 61. Diseño final de la maquina



Fuente. Autores del proyecto

Figura 62. Maquina construida



Fuente.
Autores del proyecto

5. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN

A continuación se detallan los costos de construcción de la maquina productora de hielo en bloque, no se incluye el costo de la asesoría, ni de la producción intelectual.

El valor total de la máquina fue asumido en su totalidad por los autores del proyecto.

COSTOS DE CONSTRUCCION	
Descripción	Valor
Unidad Francesa de baja Temp. 1/3 HP. Ref 134a	\$ 230.000
Condensador	\$ 95.000
Motor, Ventilador 10W. Aspa y base.	\$ 39.000
Libras Ref 134a	\$ 55.000
Presostato Alta y Baja	\$ 145.000
Filtro secador soldable.	\$ 16.000
Visor de líquido	\$ 30.000
Acumulador de succuión	\$ 90.000
Lamina de acero inoxidable 1.5 x 1 m. Calibre 20	\$ 77.586
Angulo 1 x 1/8"	\$ 12.069
Angulos 1 1/2 x 1/8"	\$ 53.000
Lamina CR 2 x 1m. Calibre 14	\$ 68.966
Cortes	\$ 10.000
Transporte de materiales	\$ 50.000
Metros de tubo de cobre flexible 5/16"	63.450
metros tubo capilar 0.42	\$ 17.200
Valvulas de carga	\$ 9.400
2 Reloj manometro R-134a	\$ 50.000
Termocupla	\$ 60.000
Tornillos , guasas acero inoxidable 304	\$ 20.000
Lave de paso Danfoss 1/4"	\$ 31.500
Pintura Electrostatica	\$ 150.000
Motor agitador	\$ 120.000
Mano de obra fabricación estructura	\$ 250.000
Mano de obra fabricación de tinas y moldes	\$ 550.000
VALOR SIN IVA	\$ 2.293.171
SUBTOTAL INCLUIDO IVA	\$ 2.660.000
VALOR IMPREVISTOS 5%	\$ 133.000
VALOR TOTAL	\$ 2.793.000

CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó una máquina productora de hielo en bloque, con una capacidad de 2.4 kg por hora, representados en 8 bloques de 6*5*10 cm., utilizando un sistema de refrigeración por compresión de vapor que funciona con refrigerante 134^a, el cual es altamente ecológico.

El sistema está provisto de un sistema de seguridad contra sobrepresiones y presiones en el lado de alta presión y contra vacío en el lado de baja presión.

Se colocaron manómetros en los terminales de succión y descarga del compresor y un termómetro para medir la temperatura de la solución anticongelante.

Los cálculos efectuados en el diseño de la máquina, son claramente confirmados en el funcionamiento de la máquina, observando la correspondencia entre el valor de capacidad que fue calculado, con el obtenido en las pruebas de la máquina construida. Cabe resaltar la importancia de los conocimientos en termodinámica y transferencia de calor, dentro del diseño de máquinas frigoríficas.

Mediante la construcción de este equipo de refrigeración se complementó la infraestructura didáctica del laboratorio de Refrigeración y aire acondicionado, permitiendo a los estudiantes de la asignatura analizar una máquina frigorífica, identificando cada uno de sus componentes con sus respectivas funciones y contrastando sus cálculos de los parámetros del ciclo de refrigeración con el desempeño real de la máquina.

Para los autores del proyecto fue de gran satisfacción el aprendizaje durante el proceso de construcción, desde la concepción de la idea, pasando por la elaboración de un plan, la recopilación de información científica y tecnológica, el

diseño preliminar, en el que las herramientas más importantes para el proyecto fueron el programa EES. (Engineering Equation Solver), y Solidworks 2007, y finalmente la fase de construcción, con todos los imprevistos o dificultades que fueron superados.

RECOMENDACIONES

Antes de empezar con el diseño lo mejor es empezar por un análisis de las posibilidades de manufactura detallado, es decir en que talleres, que materiales etc.

Debido a la variedad de los procedimientos involucrados en la manufactura de la maquina es indispensable realizar una programación de los procesos en los diferentes talleres, ya que esto evita el mantener la maquina mucho tiempo en un lugar, esperando que se termine otra parte de esta en otro.

Es muy importante detectar las fugas de refrigerante, preferiblemente, mediante la inyección de nitrógeno a altas presiones, ya que el refrigerante al cambiar de fase, varia su presión, llevando a un diagnostico errado con respecto a las fugas, además el nitrógeno se puede colocar a muy altas presiones y así es mas fácil detectar fugas.

Se recomienda la implementación de 4 termocuplas, para medir el sobrecalentamiento a la entrada y salida del compresor y el subenfriamiento en los terminales del tubo capilar, Así se lograría un mayor alcance en el análisis del ciclo de refrigeración.

Se recomienda la implementación de varias cubetas para producción de hielo, con diferente numero de bloques que representen la misma masa de 2,4 kg., de tal manera que se puedan comparar las velocidades de congelación para diferentes áreas de transferencia entre las cubetas y la solución anticongelante.

Se recomienda hacer un estudio de la perdida de presión del flujo en dos fases dentro del evaporador.

BIBLIOGRAFIA

- **ASHRAE HANDBOOK**
- **CENGEL, Yunus A.** Transferencia de calor. Segunda edición. Mc. Graw Hill. 2004
- **GUNTHER, Raymond.** Refrigeration air conditioning and cold storage principles and applications. Chilton company. 1957.
- **INCROPERA, Frank.** Fundamentos de transferencia de calor y masa. 3ª edición. Año 2000.
- **JENNINGS, Burgess H.** Aire acondicionado y refrigeración. Compañía
- **JORDAN, Richard C.** Refrigeration and air conditioning, segunda edición. Prentice Hall Inc. 1956.
- **KING, Guy R.** Modern refrigeration practice. Mc Graw hill book company. 1971.
- **LIENHARD, John H.** A Heat Transfer Text Book. Massachusetts Institute of Technology (MIT). 3ª edición. Massachusetts. 2005.

Textos relacionados con temas de transferencia de calor y masa y diseño de intercambiadores de calor. Se utiliza el libro de Cengel para la mayoría de los cálculos de coeficientes de transferencia de calor por convección

- **MacINTIRE, H.J.** Refrigeration Engineering. John Wiley and Sons, primera edición. 1940.

ANEXOS

ANEXO A. Manual de prácticas

PRACTICA 1

COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



1. OBJETIVO GENERAL

Identificar los diferentes componentes encontrados en el sistema de refrigeración de la maquina productora de hielo.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar el diagrama del circuito de refrigeración identificando los elementos que lo componen.
- Definir la función de cada uno de los elementos del circuito de refrigeración.

PRACTICA 2

PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

LABORATORIO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



1. OBJETIVO GENERAL

Saber como evaluar los parámetros de operación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Identificar el diagrama presión-entalpía (ph) para el ciclo de refrigeración de la máquina.
- Analizar los parámetros de operación: W_c , ER , COP y CAP para la maquina productora de hielo.

FUNDAMENTACION

En cualquier sistema de refrigeración es necesario conocer que cantidad de energía que se debe retirar en determinado tiempo, ésta es también llamada carga del sistema.

En esta practica se desea producir 2.4 kg de hielo en una hora, para lo cual se necesita que la temperatura de la solución anticongelante se encuentre a -9°C .

Para conocer la capacidad del sistema es necesario calcular la cantidad de energía latente de fusión y sensible del agua por retirar en una hora.

Se plantea el siguiente proceso de cálculo para la carga.

- Propiedades del agua:

$$M_{\text{agua}} = 2,4 \text{ kg} \text{ Masa de agua}$$

$$Q_{\text{latente}} = 332 \text{ Kj/Kg. Calor latente de fusión}$$

$$Cp_{\text{liq}} = 4,2 \text{ Kj/Kg.} \cdot ^\circ\text{C} \text{ Calor especifico líquido}$$

$$Cp_{\text{solid}} = 2,1 \text{ Kj/Kg.} \cdot ^\circ\text{C} \text{ Calor especifico sólido}$$

- Calor cedido por el agua para la producción de 2.4 kg de hielo en una hora.

$$Q_{H_2O} = Q_{25^\circ\text{C}-0^\circ\text{C}} + Q_{\text{latente}} + Q_{0^\circ\text{C}-(-9^\circ\text{C})}$$

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} \cdot Cp_{\text{liq}} \cdot \Delta T_1 + m_{H_2O} \cdot Q_{\text{latente}} + m_{H_2O} \cdot Cp_{\text{solid}} \cdot \Delta T_2$$

- $Q_{\text{amb}} = 25W$, es la transferencia de calor desde el ambiente.
- $W_{\text{agit}} = 12W$, es la potencia de agitación.

- La capacidad es la suma de las cargas.

$$CARGA = Q_{H_2O} + Q_{\text{amb}} + W_{\text{agit}}$$

PROCEDIMIENTO

1. Tomar lectura de los manómetros a temperatura ambiente.
2. Tomar la temperatura del etilenglicol.
3. Verificar que los interruptores estén en modo off.
4. Verificar que los moldes no estén dentro del evaporador.
5. Conectar a la alimentación 110V.
6. Encienda la unidad.

7. Encienda el agitador.
8. Tomar el tiempo que demora el etilenglicol en bajar a la Temperatura de -9°C .
9. Llenar los moldes, hasta la línea indicada, con agua.
10. Introducir los moldes dentro del tanque de etilenglicol.
11. Colocar la tapa y no retirarla durante determinado tiempo.
12. Tomar el tiempo que demora en producirse los 8 moldes de hielo.

ANALISIS DE RESULTADOS

1. Mostrar en un diagrama *ph* 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 para las anteriores condiciones.
3. Calcular la masa de refrigerante circulado por la unidad de tiempo.
4. Calcular el coeficiente de operación (COP).

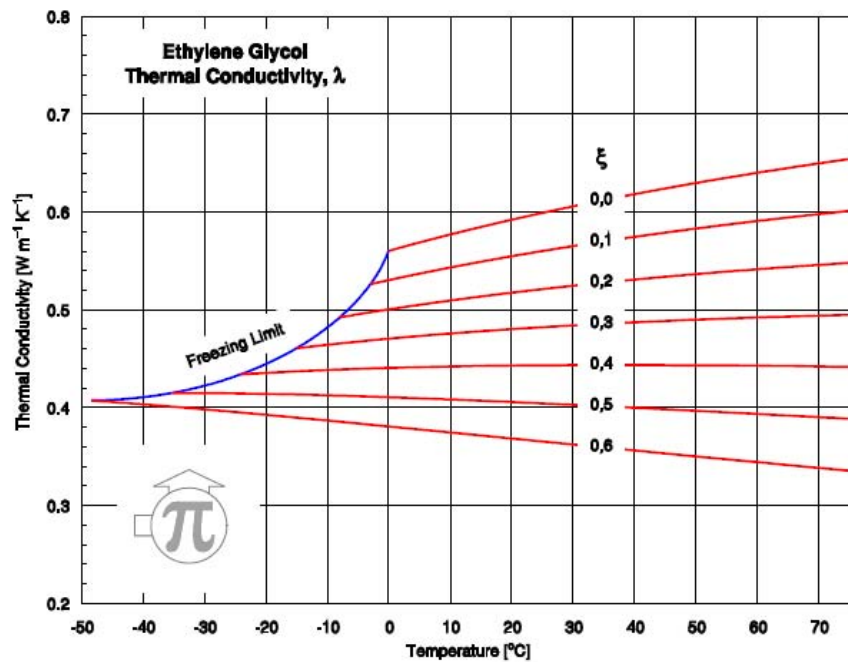
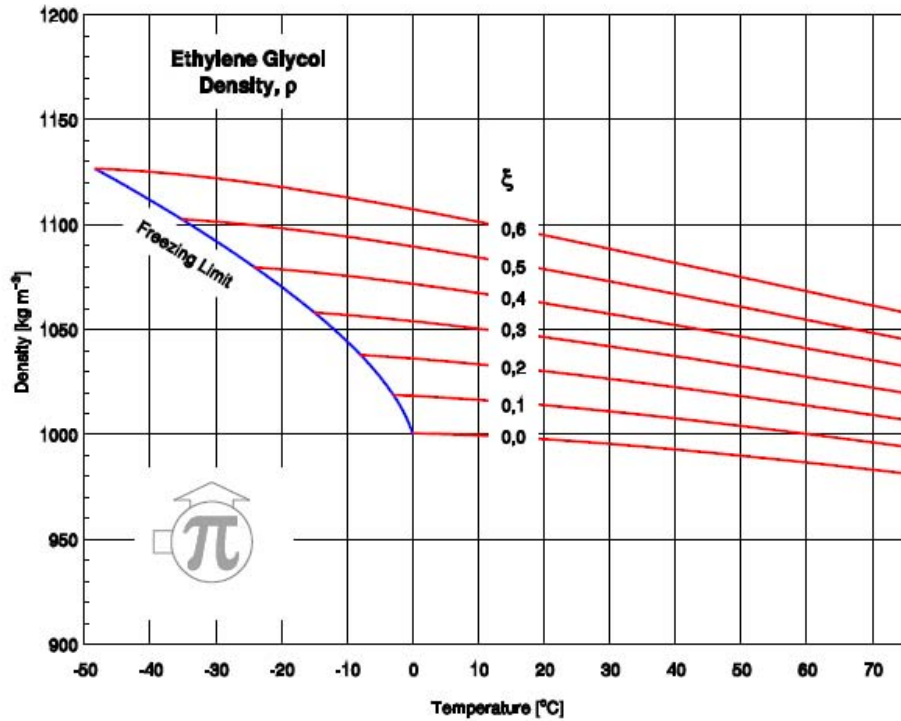
ANEXO B. Tablas y graficas de propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.

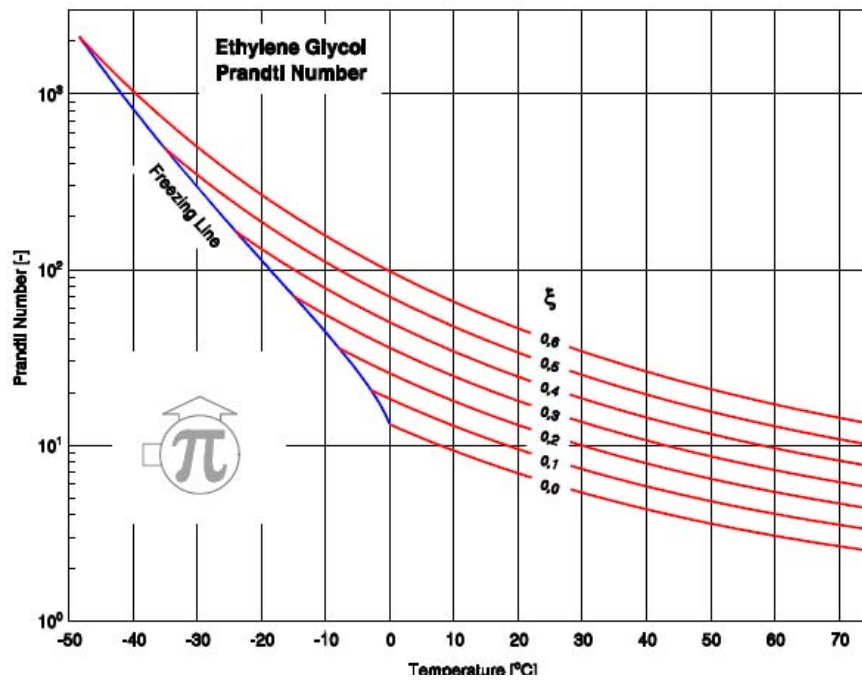
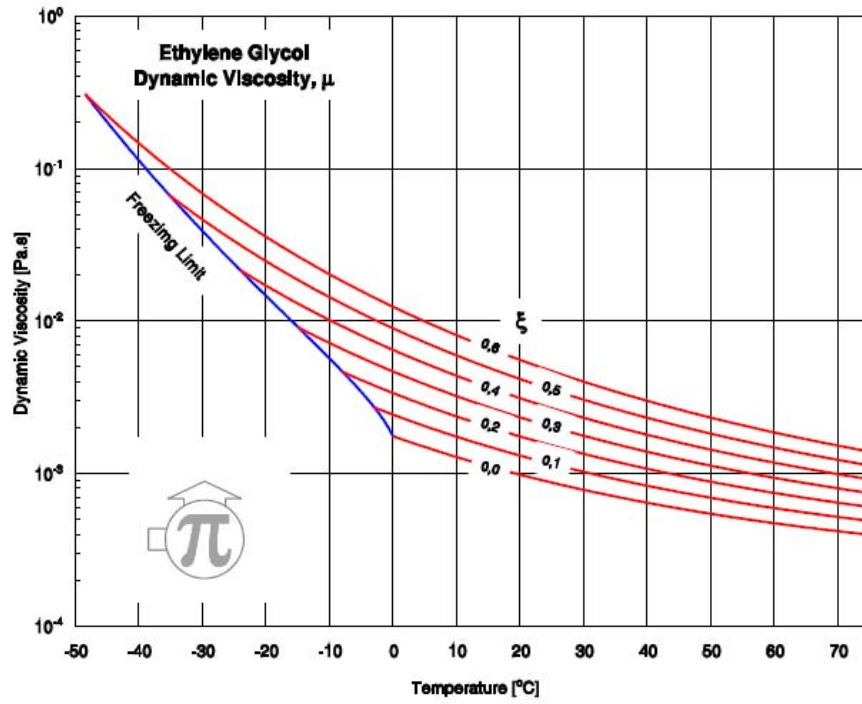
Agua líquida.

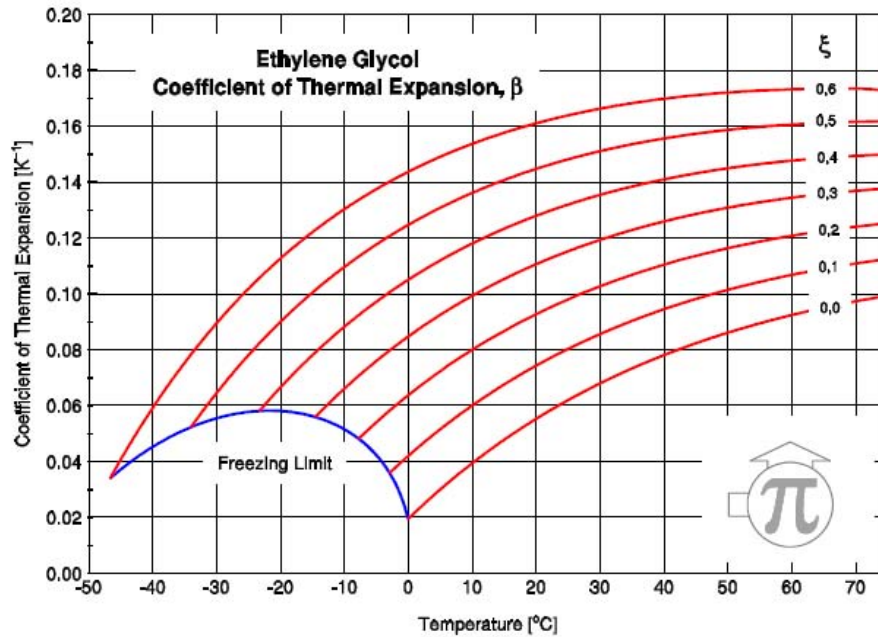
<i>Temperature</i>								
K	°C	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	α (m ² /s)	ν (m ² /s)	Pr	β (K ⁻¹)
Water								
273.16	0.01	999.8	4220	0.5610	1.330×10^{-7}	17.91×10^{-7}	13.47	-6.80×10^{-5}
275	2	999.9	4214	0.5645	1.340	16.82	12.55	-3.55×10^{-5}
280	7	999.9	4201	0.5740	1.366	14.34	10.63	4.36×10^{-5}
285	12	999.5	4193	0.5835	1.392	12.40	8.91	0.000112
290	17	998.8	4187	0.5927	1.417	10.85	7.66	0.000172
295	22	997.8	4183	0.6017	1.442	9.600	6.66	0.000226
300	27	996.5	4181	0.6103	1.465	8.568	5.85	0.000275
305	32	995.0	4180	0.6184	1.487	7.708	5.18	0.000319
310	37	993.3	4179	0.6260	1.508	6.982	4.63	0.000361
320	47	989.3	4181	0.6396	1.546	5.832	3.77	0.000436
340	67	979.5	4189	0.6605	1.610	4.308	2.68	0.000565
360	87	967.4	4202	0.6737	1.657	3.371	2.03	0.000679
373.15	100.0	958.3	4216	0.6791	1.681	2.940	1.75	0.000751
400	127	937.5	4256	0.6836	1.713	2.332	1.36	0.000895

Fuente. Jhon Lienhard, Transferencia de Calor, 3^{ra} Ed.

Tablas de propiedades del Etilenglicol.







Fuente. M. Conde, Engieenring 2002.

R134a. Liquido saturado

Temperature								
K	°C	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	α (m ² /s)	ν (m ² /s)	Pr	β (K ⁻¹)
HFC-134a (R134a)								
180	-93	1564	1187	0.1391	7.49×10^{-8}	9.45×10^{-7}	12.62	0.00170
200	-73	1510	1205	0.1277	7.01	5.74	8.18	0.00180
220	-53	1455	1233	0.1172	6.53	4.03	6.17	0.00193
240	-33	1397	1266	0.1073	6.06	3.05	5.03	0.00211
260	-13	1337	1308	0.0979	5.60	2.41	4.30	0.00236
280	7	1271	1360	0.0890	5.14	1.95	3.80	0.00273
300	27	1199	1432	0.0803	4.67	1.61	3.45	0.00330
320	47	1116	1542	0.0718	4.17	1.34	3.21	0.00433
340	67	1015	1750	0.0631	3.55	1.10	3.11	0.00657
360	87	870.1	2436	0.0541	2.55	0.883	3.46	0.0154

Fuente. Jhon Lienhard, Transferencia de Calor, 3^{ra} Ed.

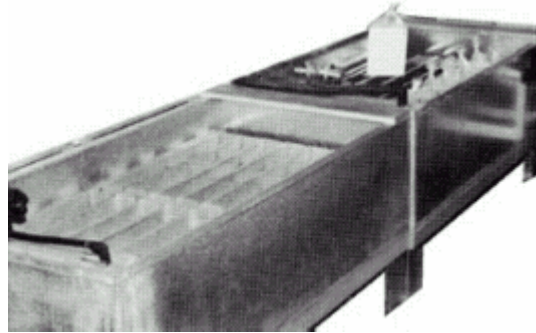
R134a. Vapor saturado

T (K)	p (MPa)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	μ (kg/m·s)	Pr	β (K ⁻¹)
HFC-134a (R134a)							
180	0.001128	0.07702	609.7	0.00389	6.90×10^{-6}	1.08	0.005617
200	0.006313	0.3898	658.6	0.00550	7.75	0.929	0.005150
220	0.02443	1.385	710.9	0.00711	8.59	0.859	0.004870
240	0.07248	3.837	770.5	0.00873	9.40	0.829	0.004796
260	0.1768	8.905	841.8	0.0104	10.2	0.826	0.004959
280	0.3727	18.23	929.6	0.0121	11.0	0.845	0.005421
300	0.7028	34.19	1044.	0.0140	11.9	0.886	0.006335
320	1.217	60.71	1211.	0.0163	12.9	0.961	0.008126
340	1.972	105.7	1524.	0.0197	14.4	1.11	0.01227
360	3.040	193.6	2606.	0.0274	17.0	1.62	0.02863

Fuente. Jhon Lienhard, Transferencia de Calor, 3^{ra} Ed.

ANEXO C. Maquinas productoras de hielo en bloque del mercado.

MAQUINAS SIN SOLUCIÓN ANTICONGELANTE



SNO-CAP BLOCK MAKER MODEL B-56

No messy harvest tank 11-LB BLOCK CATALOG

Polyethylene bags.
No Glycol solution.
No circulating pump.
No ice cans needed.

Bags of water are placed between refrigerated plates inside cabinet for freezing.
56 bags can be filled with water and loaded into cabinet in 20 minutes or less, by one person.

Self-contained with attached Bag Fill Device

Blocks are hard frozen when taken to the freezer.

Cabinet constructed of galvanized steel

Bags of water are placed between refrigerated plates inside the cabinet for freezing.

MAQUINAS CON SOLUCION ANTICONGELANTE

SNO

Block size - 5 ½ " high x 5 ½" wide, up to 15" long. Block weight - 12 ½ to 15 Lbs, depending on length of block.

The trick here is to produce the optimal sized blocks of ice at a high rate of speed. So how does Sno-Block machines produce perfect blocks of ice so fast? Simply put, liquid heat transfer.

Because liquids transfer heat much more efficiently than air, all Sno-Block machines utilize a solution of Propylene Glycol and water to transfer heat out of the water in its block forms to produce solid block ice at a high rate of speed.

Conventional air cooled freezers take much too long to freeze any significant amount of ice. It would take a commercial grade room sized "walk in" type air cooled freezer to keep up with a Sno-Block.



Produces solid block ice perfectly sized to fit the FlavorSnow Shaver™.

Fast Freezing: 8 or 12 hour "multi block" batch cycles.

Eliminates your dependency on ice suppliers.

Cut Costs: Make ice for the cost of electricity and water - around a penny a pound. Sno-Block machines are the only block ice makers constructed of durable Gel-Coated Fiberglass - the same material used to make boats for the harsh marine environment. This makes the cabinet, in the event of damage, easily repaired without leaks. Using this material makes for much better insulation against the input of heat.

The 1000's dimensions are 37" high x 70 ½" long x 40½" wide and weighs 510 lbs. It is shipped ready to plug in with 40 **gallons of Propalen Glycol solution** making the shipping weight 910 lbs.

Hielo en bloque requiere acerca de 50% menos volumen en la caja refrigerada lo cual frecuentemente le puede ofrecer un 50% mas de ganancia. Esta combinación de menos espacio y altos márgenes significan grandes ganancias para el proveedor de hielo y a la vez gran satisfacción al cliente.

Plantas de hielo en bloques marca **Cesa**

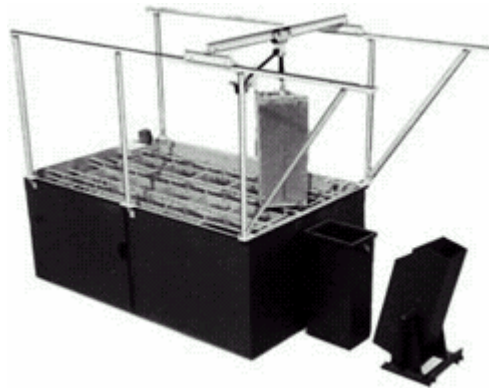
Tamaños de bloques: 50 lb. 6" X 12" X 32-1/2"

100 lb. 6" x 14" x 51"

300 lb. 11" x 22" x 51"

Capacidad: 10,000 a 20,000 lbs. en 24 horas

CYR



Skid mount refrigeration producing 10 tons in 24 hours in 50 kilo ice blocks
Plant without refrigeration - 90" wide x 63" high, Height with Hoist assembled 14'1" high, Refrigeration skid: 8' wide x 18' long x 9' high, Shipping weight tank assembly - 15,300 lbs., Shipping weight refrigeration skid - 10,000 lbs., Refrigeration required for production - 18TR, Actual tons furnished by C&R - 22TR, Total horsepower for plant - 61hp., Block of ice dimensions - 6" x 14" x 47", Water usage for plant - 11,000 liters/24 hrs., Complete plant is mounted on 4" I-Beam. Skid mount refrigeration, Produces 10 tons per 24 hours, 50 Kilo blocks of ice, Heavy-duty construction, Environmentally safe ammonia, Freon available, Oversized evaporator coil, Oversized refrigeration system, Manuals and drawings are furnished with ice plants for installation and operation.

STAR

Stainless steel cabinet interior and exterior



CFC-free, foamed-in-place polyurethane insulation in all walls, top and bottom
 Precharged CFC-free R404A, self-contained refrigeration system
 Sealed 230 volt, 1/4 hp, 2.7 amp pump motor for solution circulation
 18-gauge stainless steel ice can sizes: 11 lb. with seamless rounded corners, 12-1/2 lb., 14 lb. and 15 lb. with welded corners
 Block ice harvests up to every twelve hours
 Optional Harvest Tank Available:
 Dimensions: 31"L x 13-1/2"W x 27"H
 Weight: 75 lbs. (crated)
 Electrical: 240-1-60/11 amps
 Construction: Welded steel frame with stainless steel tank. Adjustable thermostat.
 Holds up to six cans.


NOTE: Block Ice Makers are designed for use with propylene glycol freezing solution. Material and product improvement is a constant commitment at Leer Limited Partnership. These specifications are subject to change without notice and without incurring responsibility for previously sold block ice makers and components.

Modelo B-870 marca **Star**
 Hace 68 bloques de 12-1/2"
 en 24 horas
 Modelo B-440 marca Star
 Hace 38 bloques de 12-1/2"
 en 24 horas



Optional Harvest Tank	
Dimensions:	31"L x 13-1/2"W x 27"H
Weight:	75 lbs. (crated)
Electrical:	240-1-60/11 amps
Construction:	Welded steel frame with stainless steel tank. Adjustable thermostat. Holds up to six cans.

Specifications												
	Can Dimensions				Electrical				Weight ②	Outside Dimensions		
	11 lb. 5½ x 5¼ x 15	12½ lb. 8 x 4¼ x 14	14 lb. 5½ x 5½ x 15½	15 lb. 8 x 5¼ x 14		VAC	HZ	AMP		Approx.	W	D
Models	Capacity				HP							
B-440	21	19	21	14	¾	230	60	12.5	480	70	26	37
B-870	41	34	41	29	3	230	60	16.3	560	72½	42	37

① 11 lb. ice cans are  ② Crated weight with 14 lb. cans.

<http://index-west.com>
<http://flavorshow.com>
<http://www.iceplant.com>
<http://www.leerlp.com>

ANEXO D Programa para calcular la transferencia de calor en el evaporador.

"LAS PALABRAS ENTER COMILLAS SON COMENTARIOS DEL PROGRAMA"

```
procedure QEVAPO(X;TB:qevap;HEXT;HINT;PRB;GR;NUBR)
$COMMON
delta_t;NPART;Y;ATUBE;B_BR;TR;R1;R2;TL;NTUB;V;CONC;g;mr;BRINE$;Fluid$;TUBE
MATERIAL$;
```

"CALCULO DEL CALOR TRANSFERIDO AL EVAPORADOR"

"COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA SALMUERA - TUBO"

TFBT=TB

" TEMPERATURA FILMICA ANTICONGELANTE-TUBO"

CALL BRINEPROP('Density';BRINE\$;CONC;TFBT:DENB)

"DENSIDAD ANTICONGELANTE kg/m³ "

CALL BRINEPROP('SpecHeat';BRINE\$;CONC; TFBT:CPB)

"CALOR ESPECIFICO ANTICONGELANTE kj/kg^oC"

CALL BRINEPROP('DynVisc';BRINE\$;CONC;TFBT:DVISCB)

"VISCOSIDAD DINAMICA DE ANTICONGELANTE mpa.s "

CALL BRINEPROP('ThermalC';BRINE\$;CONC;TFBT:KB)

"CONDUCTIVIDAD DE ANTICONGELANTE W/ k*m"

PrB=DVISCB*CPB/KB

"PRANDALT SALMUERA"

CVISCB=DVISCB/(DENB*1000)

"VISCOSIDAD CINEMATICA ANTICONGELANTE"

Re=V*(2*R2)/CVISCB "REYNOLDS "

GR=g*B_BR*(TB-TR)*(2*R2)^3/(CVISCB^2)

"GRASHOF"

XC=GR/(Re^2)

"PARAMETRO CRITERIO CONVECCION FORZADA O LIBRE"

RaBR=GR*PrB
"RAYLEIGH ANTICONGELANTE"

IF (XC>10) THEN
"CASO CONVECCION LIBRE"

$$\text{NuBR}=(0,6+((0,387*\text{RaBR})^{(1/6)}))/((1+(0,559/\text{PrB})^{(9/16)})^{(8/27)})^2$$

"NUSELT CILINDRO HORIZONTAL, CHURCHILL & CHU, INCROPERA
CONVECCION LIBRE"

HEXT=NuBR*KB/(2*R2)
"COEFICIENTE DE CONVECCION LIBRE CILINDRO HORIZONTAL,"

ENDIF

IF (XC<=10) AND (XC>0,1) THEN
"CASO CONVECCION COMBINADA"

$$\text{NuBR_FREE}=(0,6+((0,387*\text{RaBR})^{(1/6)}))/((1+(0,559/\text{PrB})^{(9/16)})^{(8/27)})^2$$

"NUSELT CILINDRO HORIZONTAL, CHURCHILL & CHU, INCROPERA
CONVECCION LIBRE"

$$\text{NuBR_FORCED}=0,3+ (0,62*\text{Re}^{0,5}*\text{PrB}^{(1/3)})/((1+(0,4/\text{PrB})^{(2/3)})^{0,25})$$

"NUSELT EXTERNO VERTICAL, TRANSVERSAL A UN TUBO, CHURCHILL Y
BERNSTEIN, PR>0,5, RE< 10^42"

NuBR= (NuBR_FREE^3+NuBR_FORCED^3)^(1/3)
"NUSELT CONVECCION COMBINADA "

HEXT=NuBR*KB/(2*R2)
"COEFICIENTE CONVECCION COMBINADA "

ENDIF

```

IF (XC<=0,1) THEN                                     "CASO
CONVECCION FORZADA"

NuBR=0,3+ (0,62*Re^0,5*PrB^(1/3))/((1+(0,4/PrB)^(2/3))^0,25)

"NUSELTL EXTERNO VERTICAL,TRANSVERSAL A UN TUBO,CHURCHILL Y
BERNSTEIN, PR>0,5, RE< 10^42"

HEXT=NuBR*KB/(2*R2)

ENDIF

"CALOR TRANSMITIDO DEL TUBO AL REFRIGERANTE"

TFRT=TR      "TEMPERATURA FILMICA REFRIGERANTE-TUBO"

" Fluid$='R134A' "          "FLUIDO REFRIGERANTE"

DEN_L=density(Fluid$;T=TFRT;X=0)
"DENSIDAD DEL REFRIGERANTE , TEMPERATURA FILMICA"

DEN_V=density(Fluid$;T=TFRT;X=1)
"DENSIDAD DEL REFRIGERANTE , TEMPERATURA FILMICA"

KL=conductivity(Fluid$;T=TFRT;X=0)
"CONDUCTIVIDAD DEL REFRIGERANTE"

DVISC_L=viscosity(Fluid$;T=TFRT;X=0)
"VISCOSIDAD DINAMICA DEL REFRIGERANTE"

DVISC_V=viscosity(Fluid$;T=TFRT;X=1)
"VISCOSIDAD DINAMICA DEL REFRIGERANTE"

PrL=Prandtl(Fluid$;T=TFRT;X=0)
"PRNDALT REFRIGERANTE"

```

H0=ENTHALPY(Fluid\$;T=TR ; x=0)
"HENTALPIA REFRIGERANTE LIQUIDO"

P0=PRESSURE(R134a; T=TR; X=1) "[KPa]"
H1=ENTHALPY(R134a; T=TR+5; P=P0) "[KJ/Kg]"

DH=(H1-H0)*1000
"CALOR LATENTE DE REFRIGERANTE"

K_NB=2,7 "FIG, 8,27"
qBOIL=HEXT*ATUBE*(TB-TR)

Gref=mr/(3,1416*(R1^2))
ReR=2*R1*Gref*(1-x)/DVISC_L
HLIQ=0,023*ReR^0,8*Pr1^0,4*KL/(2*R1)

Co=(((1-x)/x)^0,9)*((DEN_V/DEN_L)^0,5)*(DVISC_L/DVISC_V)^0,1
"CONVECTION NUMBER"

Bo=qBOIL/(Gref*DH)
"BOILING NUMBER"

Fr1=(Gref^2)/((DEN_L^2)*g*2*R1)
"NUMERO DE FROUDE , EVALUACION DE ESTRATIFICACION EN TUBOS
HORIZONTALES, INERCIA OSBRE GRAVEDAD"

EC=1+24000*Bo^1,16+1,37*(1/Co)^0,86

S=(1+(1,15*10^(-6))*EC^2*ReR^1,17)^(-1)

IF (Fr1<0,05) THEN
E_MOD=EC*Fr1^(0,1*Fr1)
S_MOD=S*Fr1^0,5
ELSE
E_MOD=EC
S_MOD=S
ENDIF

HCB=HLIQ*E_MOD

HNB=HPB*S_MOD

HINT=HNB+HCB

KT=K_(TUBEMATERIAL\$;TB)

"CODUCTIVIDAD DEL TUBO TEMPERATURA PROMEDIO"

"

TRANSFERENCIA DE CALOR"

RES=(1/(HINT*ATUBE)+1/(HEXT*ATUBE)+(LN(R2/R1))/(2*R1*3,1416*KT*TL)) "

RESISTENCIA TERMICA TODOS LOS TUBOS"

QEVAP=(delta_t)/(RES) "CALOR TRANSFERIDO EN EL SEGMENTO"

END

"FIN DE FUNCION QEVAP"

NPART=20

"NUMERO DE PARTICIONES DEL TUBO

EVAPORADOR"

DELTA=1/(NPART+0,5)

duplicate i=0;NPART

X[i]=0,0001+i*DELTA "TIEMPO EN SEGUNDOS"

end

duplicate i=0;NPART

CALL QEVAPO(X[i];TB;qBR[i];H_EXT[i];H_INT[i];PRB[i];GR[i];NUBR[i])

end

CALOR=SUM(qBR[0..NPART])/NPART

U=CALOR/(ATUBE*(delta_t))

"

DEFINICION GEOMETRIA Y FLUIDOS"

"

DEFINICION GEOMETRIA Y FLUIDOS"

"
_____DEFINICION GEOMETRIA Y FLUIDOS"

Fluid\$='R134A';
"FLUIDO REFRIGERANTE"

VELR=mr/(3,1416*(R1^2)*DenVapor_sobrec);
"VELOCIDAD DEL REFRIGERANTE"

TR=tb-delta_t
"TEMPERATURA DE REFRIGERANTE"

tb=-9
delta_t=6

BRINE\$='EG' ;
" VARIABLE TIPO DE SALMUERA"

CONC=40;
"CONCENTRACION DE LA SALMUERA EN PORCENTAJE"
V=0,01
"VELOCIDAD DE SALMUERA"

TUBEMATERIAL\$='COPPER';
"MATERIAL DEL TUBO"

R1=0,001968; "RADIO

INETRENO SERPENTIN"

R2=0,003968;
"RADIOEXTERNO SERPENTIN"

TL=10 "LONGITUD TOTAL

TUBO"

ATUBE=TL*3,1416*(R2+R1)

g=9,8; "GRAVEDAD"

B_BR=0,07;

"COEFICIENTE DE EXPANSION VOLUMETRICA ETHYLENE GLYCOL"

"
_____CICLO TERMODINAMICO"

"

 CICLO TERMODINAMICO"

 "

 CICLO TERMODINAMICO"

"Compresor"

SOBREC=6

T02=TR

T2=T02+SOBREC

X02=1

P2=pressure(R134a; T=T02; X=X02) "[KPa]"

h2=enthalpy(R134a; T=T2; P=P2) "[KJ/Kg]"

s2=entropy(R134a; T=T2; P=P2) "[KJ/Kg]"

P3=pressure(R134a; T=T4; X=X02) "[KPa]"

RE=P3/P2

n1=1/1,2

yE=exp(n1*Ln(RE))

Et=1-0,06*(yE-1)

s3=s2 "[J/Kg]"

h3=enthalpy(R134a; s=s3; P=P3) "[KJ/Kg]"

T3=temperature(R134a; h=h3; P=P3) "[°C]"

Wc=mr*(h3-h2)*1000

"Condensador"

T4=35 "[°C]"

P4=P3 "[KPa]"

h4=enthalpy(R134a; T=T4; X=0) "[KJ/Kg]"

s4=entropy(R134a; T=T4; X=0) "[KJ/Kg]"

"Válvula"

h1=h4 "[KJ/Kg]"

X1=quality(R134a; h=h1; P=P1)

s1=entropy(R134a; h=h1; P=P1) "[KJ/Kg]"

T1=T02 "[°C]"

"Evaporador"

P1=P2 "[KPa]"

ER=h2-h1 "[KJ/Kg]"

COP=abs(CAP/Wc)
 CAP=342
 mr=CAP/(ER*1000) "[Kg/seg]"

"Parametros relativos"
 HpTon=4,72/COP
 DenVapor=DENSITY(R134a;T=T02; X=1) "[Kg/m3]"
 DenVapor_sobrec=DENSITY(R134a;T=T2; P=P2) "[Kg/m3]"
 VrTon=3517/(DenVapor*ER*Et) "[m3/ton]"

Programa para calcular la transferencia de calor desde el agua durante la congelación.

PROCEDURE MOLDES(MCONG;TW:QMOLDES;HBC)
 \$COMMON
 AREA_MOLDE;Y;TB;MW;NF;NC;NBLK;CLcX;CLcY;CLcZ;ACXY;ACYZ;ACXZ;ACXZ;EC
 ;CONC;V;CLc;B_BR;BW;g;CANMATERIAL\$;BRINE\$

" CONVECCION ANTICONGELANTE -
 LATA _____"

TFBC=TB
 " TEMPERATURA FILMICA ANTICONGELANTE"

CALL BRINEPROP('Density';BRINE\$;CONC;TFBC:DENB)
 "DENSIDAD ANTICONGELANTE kg/m3 "

CALL BRINEPROP('SpecHeat';BRINE\$;CONC; TFBC:CPB)
 "CALOR ESPECIFICO ANTICONGELANTE kj/kg°C"

CALL BRINEPROP('DynVisc';BRINE\$;CONC;TFBC:DVISCB)
 "VISCOCIDAD DINAMICA DE ANTICONGELANTE mpa.s "

CALL BRINEPROP('ThermalC';BRINE\$;CONC;TFBC:KB)
 "CONDUCTIVIDAD DE ANTICONGELANTE W/ k*m"

$PrB = DVISCB * CPB / KB$
"PRANDALT SALMUERA"

$CVISCB = DVISCB / (DENB * 1000)$
"VISCOCIDAD CINEMATICA ANTICONGELANTE"

$Re = V * CLc / CVISCB$
"REYNOLDS "

$GR = g * B_{BR} * (TW - TB) * CLc^3 / (CVISCB^2)$
"GRASHOF"

$X = GR / (Re^2)$
"PARAMETRO CRITERIO CONVECCION FORZADA O LIBRE"

$RaBR = GR * PrB$
"RAYLEIGH ANTICONGELANTE"

IF (X>10) THEN
"CASO CONVECCION LIBRE"

$NuBR = (0,825 + (0,387 * (RaBR^{1/6}))) / ((1 + (0,492 / PrB)^{9/16})^{8/27})^2$
"NUSSELT PLACA VERTICAL CONVECCION LIBRE"

$HBC = NuBR * KB / CLc$
"COEFICIENTE DE CONVECCION LIBRE PLACA VERTICAL (SE ASUME VERTICAL = HORIZONTAL)"

ENDIF

IF (X<=10) AND (X>0,1) THEN
"CASO CONVECCION COMBINADA"

$NuBR_FREE = (0,825 + (0,387 * (RaBR^{1/6}))) / ((1 + (0,492 / PrB)^{9/16})^{8/27})^2$
"NUSSELT CONVECCION LIBRE PLACA VERTICAL "

$NuBR_FORCED = 0,664 * (PrB^{1/3}) * (Re^{0,5})$
"NUSSELT CONVECCION FORZADA LAMINAR "

$NuBR = (NuBR_FREE^3 + NuBR_FORCED^3)^{1/3}$
"NUSSELT CONVECCION COMBINADA "

HBC=NuBR*KB/CLc
"COEFICIENTE CONVECCION COMBINADA "

ENDIF

IF (X<=0,1) THEN
"CASO CONVECCION FORZADA"

HBC=0,664*KB*(PrB^(1/3))*(Re^0,5)/CLc
"COEFICIENTE DE CONVECCION FORZADA LAMINAR "

ENDIF

"CAN
CONDUCTION_____"
_____"

KC=K_(CANMATERIAL\$;TB)
"CODUCTIVIDAD DE LA LATA "

" ICE
CONDUCTION_____"
_____"

N=MCONG/MW
"RELACION ENTRE LA MASA CONGELADA Y LA TOTAL"

TICE=0
"TEMPERATURA DEL HIELO"

KICE=conductivity(ice;T=TICE;p=100)
DEN_ICE=density(ice;T=TICE;p=100)
"DENSIDAD DEL AGUA , TEMPERATURA FILMICA"

E=N*0,0275
"ESPESOR DE CAPA DE HIELO, CALCULADO COMO FRACCION DEL ESPESOR
FINAL PROMEDIO(0,0275 M)"

IF (TW>=1) THEN
"ENFRIAMIENTO DE LIQUIDO_____"

TF=TW +1
"TEMPERATURA FILMICA AGUA"

Fluid\$='WATER'
"FLUIDO A CONGELAR"

DEN=density(Fluid\$;T=TF;X=0)
"DENSIDAD DEL AGUA , TEMPERATURA FILMICA"

K=conductivity(Fluid\$;T=TF;X=0)
"CONDUCTIVIDAD DEL AGUA"

DVISC=viscosity(Fluid\$;T=TF;X=0)
"VISCOCIDAD DINAMICA DEL AGUA"

Pr=Prandtl(Fluid\$;T=TF;X=0)
"PRNDALT AGUA"

CVISC=DVISC/DEN
" VISCOCIDAD CINEMATICA"

CP=K/(DEN*(CVISC/Pr))
"CALOR ESPECIFICO AGUA"

Ra=(g*BW*(TW-TB)*(CLc^3))*Pr/(CVISC^2)
"RAYLEIGH AGUA "

Nu=(0,825+(0,387*(Ra^(1/6)))/((1+(0,492/Pr)^(9/16))^(8/27)))^2
"NUSELT PLACA VERTICAL CONVECCION LIBRE(HORIZONTAL ASUMIDO
IGUAL AL VERTICAL) "

H=Nu*K/CLc
"COEFICIENTE DE CONVECCION LIBRE PLACA VERTICAL"

"RESISTENCIA TOTAL TRANSFERENCIA AGUA-
SALMUERA_____

"

$R = (1 / (H * AREA_MOLDE) + 1 / (HBC * AREA_MOLDE) + EC / (KC * AREA_MOLDE))$

$QMOLDES = (TW - TB) * NBLK / R$

"TRANSFERENCIA AGUA ANTICONGELANTE PARA AGUA EN ESTADO LIQUIDO"

ENDIF

IF (TW <= 1) AND (MCONG < MW) THEN

"CAMBIO DE FASE_____"

$R = (1 / (HBC * AREA_MOLDE) + EC / (KC * AREA_MOLDE) + E / (KICE * AREA_MOLDE))$

"RESISTENCIA TERMICA GLOBAL"

$QMOLDES = (TW - TB) * NBLK / R$

"TRANSFERENCIA AGUA ANTICONGELANTE PARA AGUA EN CAMBIO DE FASE"

ENDIF

IF (TW <= 1) AND (MCONG >= MW) THEN

"SUBENFIAMIENTO DEL SOLIDO_____"

$R = (1 / (HBC * AREA_MOLDE) + EC / (KC * AREA_MOLDE))$

"RESISTENCIA TERMICA GLOBAL"

$QMOLDES = (TW - TB) * NBLK / R$

"TRANSFERENCIA AGUA ANTICONGELANTE PARA AGUA EN CAMBIO DE FASE"

ENDIF

END


```
MCONG=MCONG+QWB*DELTA_T/(80*CP)
```

```
ENDIF
```

```
IF (TW<=1) AND (MCONG>=MW) THEN
```

```
CALL MOLDES(MCONG;TW:QWB;H_BC)
```

```
TW=TW-QWB*DELTA_T/(CP*MW/2)
```

```
ENDIF
```

```
h=h+1
```

```
k=h*DELTA_T
```

```
UNTIL(k>=M)
```

```
END
```

```
"
```

```
OUT PUT"
```

```
n=60
```

```
MINUTOS"
```

```
"TIEMPO EN
```

```
duplicate j=0;n
```

```
TIEMPO[j]=j*60  
EN SEGUNDOS"
```

```
"TIEMPO
```

```
end
```

```
duplicate j=0;n
```

```
CALL CAL_TEMP(TIEMPO[j]:TW[j];QWB[j];MCONG[j];H_BC[j])
```

```
"SALIDA DE TEMPERATURAS[j] Y CALORES[j]EN TIEMPO[j] SEGUNDOS, "
```

```
end
```

```
"DEFINICION GEOMETRIA Y FLUIDOS_____"
```

```

NF=4;
"NUMERO DE FILAS"

NC=2;
"NUMERO DE COLUMNAS"

NBLK=NF*NC;
"NUMERO DE BLOQUES"

CLcX=0,05;
"LONGITUD BLOQUE EN X"

CLcY=0,06;
"LONGITUD BLOQUE EN Y"

CLcZ=0,1;
"LONGITUD BLOQUE EN Z"

ACXY=CLcX*CLcY;
"AREA DE LATA (CAN) XY"

ACYZ=CLcY*CLcZ;
"AREA DE LATA (CAN) YZ"

ACXZ=CLcX*CLcZ;
"AREA DE LATA (CAN) XZ"

CLc=(1/CLcX+1/CLcZ)^(-1);
"LONGITUD CARACTERISTICA DE BLOQUE (ASHRAE)"

AREA_MOLDE=(2*(ACXZ+ACYZ)+ACXY)
"AREA DE TRANSFERENCIA DE MOLDES"

TB=-9
BRINE$='EG' ;
" VARIABLE TIPO DE SALMUERA"

CONC=40;
"CONCENTRACION DE LA SALMUERA EN PORCENTAJE"

V=0,1;

```

"VELOCIDAD MEDIA DE SALMUERA M/S"

CANMATERIAL\$='Stainless_AISI304';

"MATERIAL DE LATA"

EC=0,0012141;

"ESPESOR DE LATA CALIBRE 18"

MW=2,4;

"MASA TOTAL DE AGUA"

g=9,8;

"GRAVEDAD"

B_BR=0,07;

"COEFICIENTE DE EXPANSION VOLUMETRICA ETHYLENE GLYCOL"

BW=227,5*10⁽⁻⁶⁾;

"COEFICIENTE DE EXPANSION VOLUMETRICA AGUA 22°C "

CP=4184;

"CP MEDIO AGUA LIQUIDA "

ANEXO E. Catálogo de especificaciones del compresor.

ANEXO F. Planos

01 GAS REFRIGERANTE

R-134A

El **R-134a** tiene un punto de ebullición de $-26,3^{\circ}\text{C}$. Esto demuestra que esta sustancia es adecuada como sustituto del refrigerante R-12.

El **R-134a**, cuya fórmula química es $\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$, es un isómero de la sustancia R-134. Su denominación química exacta es 1,1,1,2-Tetrafluoroetano. Tal como se desprende de la fórmula estructural, la molécula no contiene ningún átomo de cloro, responsable de la descomposición del ozono, según el estado actual de la ciencia. Por eso se le adjudica a esta sustancia el potencial 0, respecto a la destrucción del ozono.

En el empleo de **R-134a** como refrigerante se pueden constatar las siguientes ventajas con respecto al R-12:

- Una temperatura final de compresión más baja.
- Los mismos diámetros de las tuberías conductoras del refrigerante.
- Y casi iguales relaciones de compresión.

Como desventaja se podría citar:

- Se necesita un mayor volumen de cilindrada, es decir hay que emplear un compresor mayor.

Calidad:

- Pureza: min. 99,9%.
- Humedad: max. 10 ppm.
- Acidez: máx. 1 ppm
- Residuos no volátiles: máx. 15 ppm.

Descripción:

- Gas incoloro: no explosivo
- Olor ligeramente etéreo: no irritante
- Químicamente estable: no corrosivo
- Libre de acidez: no inflamable

Datos técnicos:

Tipo Gas	R-134a	
Nombre químico	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	
Fórmula química	$\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$	
Número CAS	811-97-2	
Masa molecular	Kg/kmol	102,0
Temperatura de ebullición a 1.013 bar	$^{\circ}\text{C}$	-26,3
Punto de fusión a 1.013 bar	$^{\circ}\text{C}$	-101
Temperatura crítica	$^{\circ}\text{C}$	101,1
Presión crítica	bar	40,6
Densidad del líquido a -15°C	g/cm^3	1,343
Densidad del líquido a 30°C	g/cm^3	1,188
Calor latente de evaporación a -15°C	kJ/kg	206,8
Calor específico del líquido saturado a 30°C	kJ/kgK	1,440
Calor específico del vapor saturado a 30°C	kJ/kgK	1,104
Ratio de calor específico 1.013 bar y a 30°C	(cp/cv)	1,115
Inflamabilidad	no inflamable	

Tabla de presión de vapor:

Temp. $^{\circ}\text{C}$	bar	Temp. $^{\circ}\text{C}$	bar
-50	0,30	35	8,87
-45	0,40	40	10,17
-40	0,52	45	11,60
-35	0,67	50	13,18
-30	0,85	55	14,91
-25	1,07	60	16,81
-20	1,34	65	18,89
-15	1,65	70	21,16
-10	2,01	75	23,62
-5	2,44	80	26,31
0	2,93	85	29,24
5	3,50	90	32,42
10	4,15	95	35,89
15	4,89	100	39,70
20	5,72	101,05	40,56
25	6,66		
30	7,71		

R-134a
El sustituto
del R12
sin más...



Comparación cuantitativa:

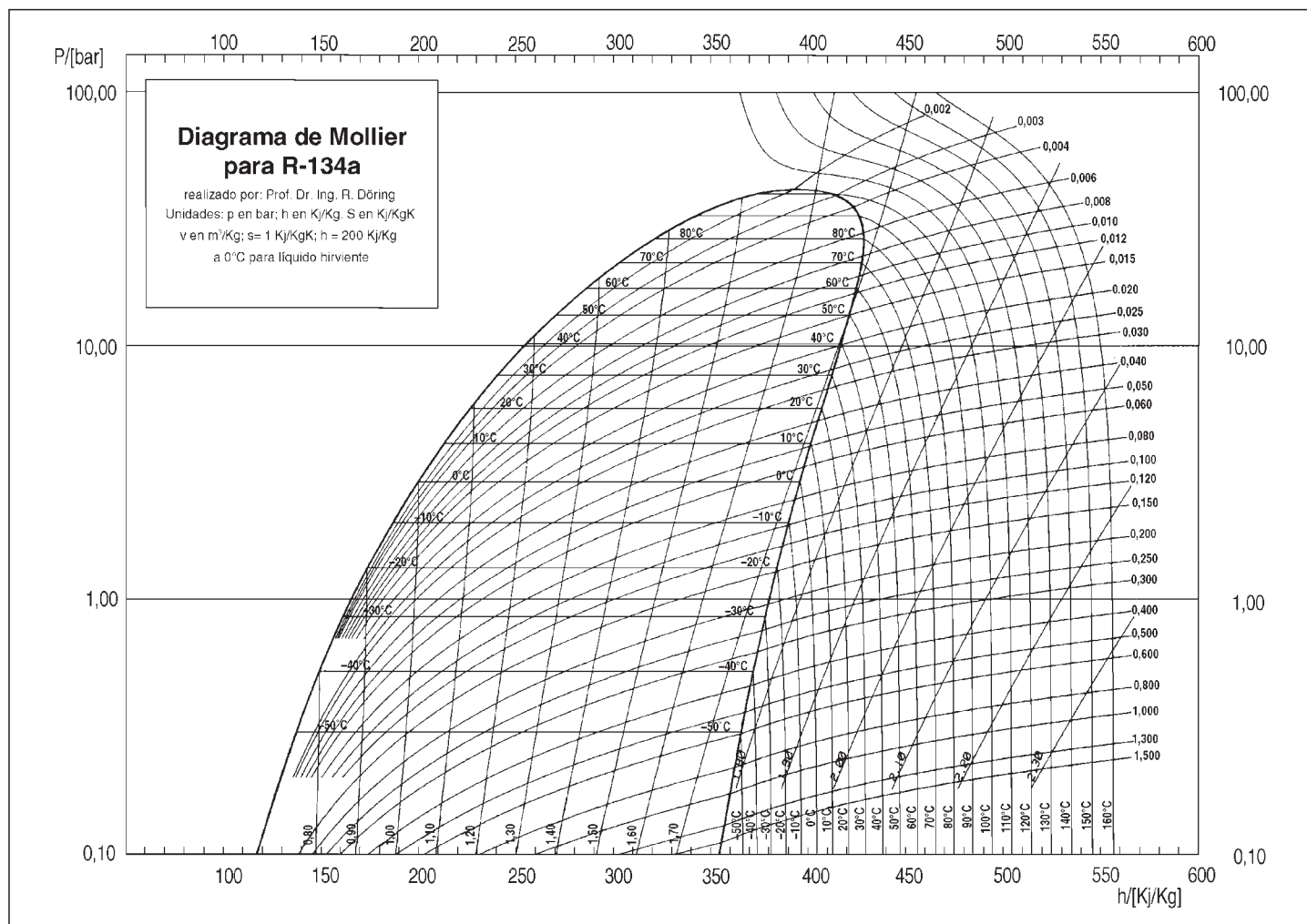
Supongamos un ciclo simplificado cuyos parámetros son los siguientes:

- Temperatura de ebullición a 1,013 bar: -26,3°C
- Sobrecalentamiento: 15 K
- Temperatura de licuación: 30°C
- Sobreenfriamiento: 5 K
- Potencia frigorífica: 10 Kw
- Rendimiento isotrópico: 0,8

Con estos parámetros se pueden calcular los siguientes resultados:

		R-134a	R-12
Presión de evaporación	bar	0,85	1,00
Presión de licuación	bar	7,73	7,45
Relación de presión		9,04	7,43
Diferencia de presión	bar	6,88	6,45
Temperatura final de compresión	°C	66,40	74,50
Caudal en masa del refrigerante	Kg/s	0,0639	0,0811
Potencia de accionamiento del compresor	Kw	3,90	3,90
Volumen geométrico de la cilindrada	m ³ /h	73,80	63,30
Diámetro de la tubería de aspiración	mm	38,90	39,30
Diámetro de la tubería de impulsión	mm	20,00	22,00
Diámetro tubería del líquido	mm	11,70	12,70

Diagrama de Mollier para R-134a:



Modelo	LM	Tensão Nominal (V)		Refrigerante	Ventilação
		60 Hz	50 Hz		
AE2410YS	AE600LS	115	-----	R134a	Natural

DADOS BÁSICOS

Faixa de Tensão de Operação:	60 Hz: 92 - 127 V	50 Hz: ----- V
Aplicação:	Baixa Pressão de Evaporação (LBP)	
Faixa de Temperatura de Evaporação:	-34.4°C a -12.2°C (-30°F a +10°F)	
Tipo de Motor:	CSIR	
Classe de Torque de Partida:	Alto Torque de Partida (HST)	
Tipo de Expansão:	Tubo Capilar	
Tipo de Óleo:	Poliol Éster	Viscosidade: 32cSt @ 40°C
Carga de Óleo:	465 ml	
Deslocamento:	14,17 cc/rev	
Peso Líquido:	11,20 Kg	
Homologação:	-----	

PERFORMANCE ESPERADA

Condição de Teste:	ASHRAE		CECOMAF	
Tensão de Teste:	115V/60Hz			
Capacidade Frigorífica (+/-5%) (Btu/h):	1020			
(Kcal/h):	257			
(W):	299			
Potência (+/-5%) (W):	310			
Corrente (+/-5%) (A):	5,21			
Eficiência - EER (-9.04%/+10.5%) (Btu/Wh):	3,29			
(Kcal/Wh):	0,83			
(W/W):	0,96			
LRA (Max) (A):			40,20	
Resistência da bobina à 25°C (+/-7%) (Ohms)	Marcha: 1,12		Partida: 6,19	

COMPONENTES ELÉTRICOS

Relê Amperométrico:	TEXAS	ou	COMPELA	
Código:	9660D-XXXX-188		RP74XX	
Tipo de Conexão:	Baioneta: 3018	Paraf.:3051	Baioneta: 18	Paraf.: 08
Pick-Up:	21.10 A		21.10 A	
Drop-out:	17.65 A		17.65 A	

Relê Voltimétrico :	ELECTRICA	ou	G.E.	
Código:	-----		-----	
Pick-up:	--- V		--- V	
Drop-out:	--- V		--- V	
Relê PTC:	TEXAS	ou	COMPELA	
Código:	-----		-----	
Resistência do PTC:	--- (ohms)		--- (ohms)	
Potência do PTC:	--- W		--- W	
Protetor Térmico:	TEXAS	ou	COMPELA	
Código:	-----		T89532-XX	
Tipo de Conexão:	Baioneta: ---	Paraf.: ---	Baioneta: 23	Paraf.: 24
Temperatura de Abertura (+/-5°C)	--- °C		120 °C	
Temperatura de Fechamento (+/-9°C)	--- °C		52 °C	
Corrente de Time Check:	--- A		27.00 A	
Time Check à 25°C	--- s		6.5 - 16 s	
Trip Current:	--- A à --- °C		6.80 A à 90 °C	
Módulo Combo:				
Capacitor:	Partida: 243-292MFD 110VAC		Marcha: -----	
Caixa de Conexão:	-----			

DADOS DE PERFORMANCE

CURVAS

→ [Clique aqui para ver o gráfico de curva deste Modelo.](#)

PERFORMANCE DO COMPRESSOR



Capacidade Frigorífica - BTU/h (Watts) - ASHRAE					
Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)				
	-34,4(-30)	-28,9(-20)	-23,3(-10)	-17,8(0)	-12,2(10)
37,8(100)	616(180)	891(261)	1217(356)	1605(470)	2068(606)
43,3(110)	591(173)	853(250)	1172(343)	1559(457)	2028(594)
48,9(120)	536(157)	787(230)	1100(322)	1489(436)	1965(575)
54,4(130)	469(137)	710(208)	1020(299)	1411(413)	1897(555)
60,0(140)	409(120)	642(188)	950(278)	1346(394)	1842(540)

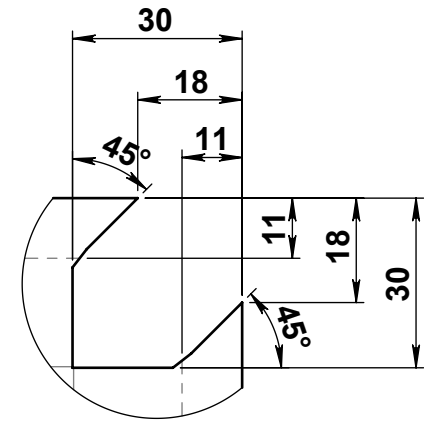
Potência (Watts) - ASHRAE					
Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)				
	-34,4(-30)	-28,9(-20)	-23,3(-10)	-17,8(0)	-12,2(10)
37,8(100)	227	263	307	354	401
43,3(110)	225	264	310	360	411
48,9(120)	219	261	311	366	421
54,4(130)	209	255	310	370	431

60,0(140)	194	246	307	373	441
------------------	-----	-----	-----	-----	-----

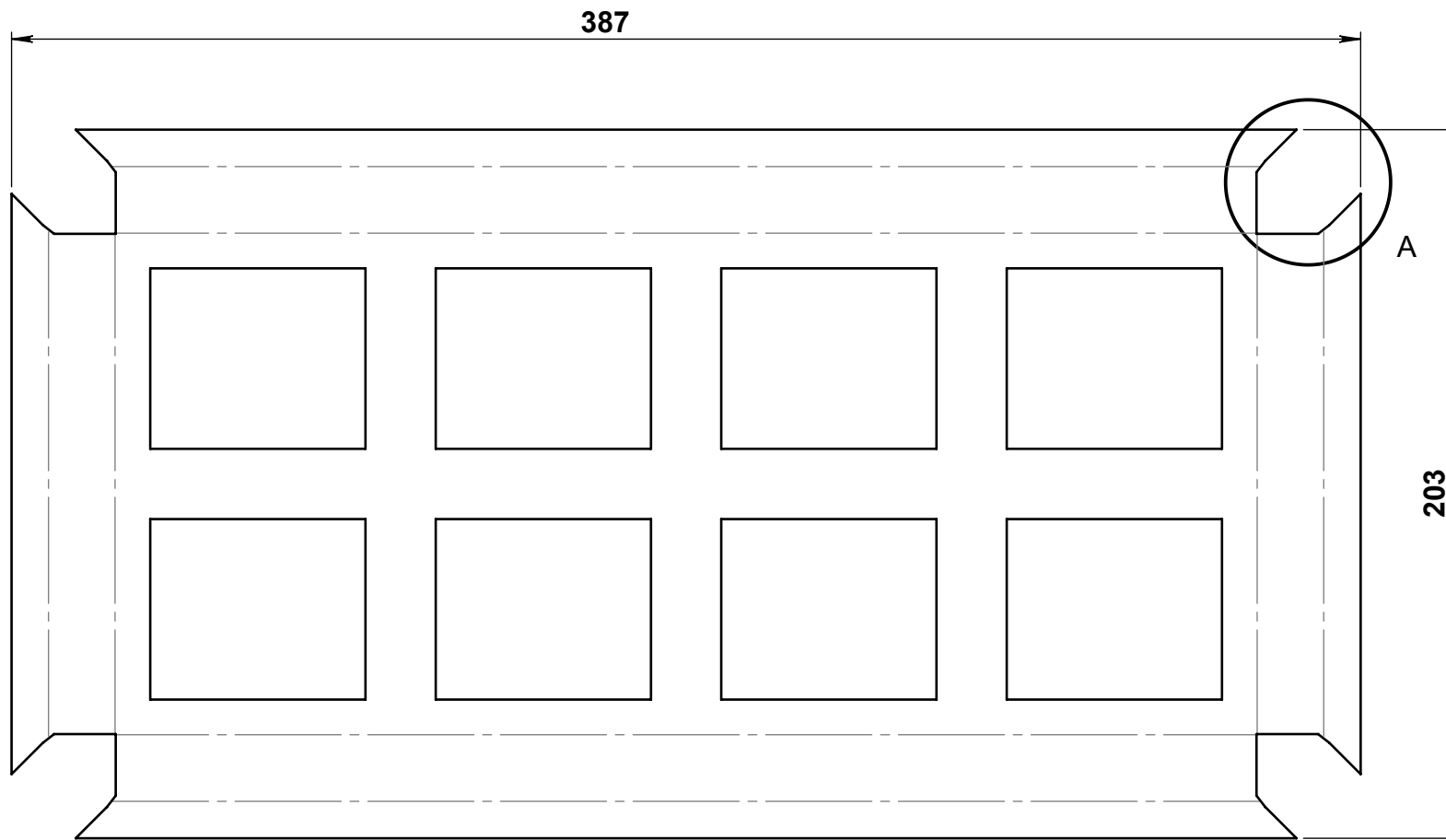
Corrente (Amperes) - ASHRAE					
Temperatura de Condensação °C(°F)	Temperatura de Evaporação - °C(°F)				
	-34,4(-30)	-28,9(-20)	-23,3(-10)	-17,8(0)	-12,2(10)
37,8(100)	4,47	4,83	5,26	5,67	5,96
43,3(110)	4,49	4,83	5,26	5,68	6,01
48,9(120)	4,47	4,80	5,24	5,69	6,07
54,4(130)	4,42	4,75	5,21	5,71	6,14
60,0(140)	4,36	4,70	5,19	5,73	6,23




As informações contidas nesta especificação estão sujeitas à alterações sem prévio aviso.

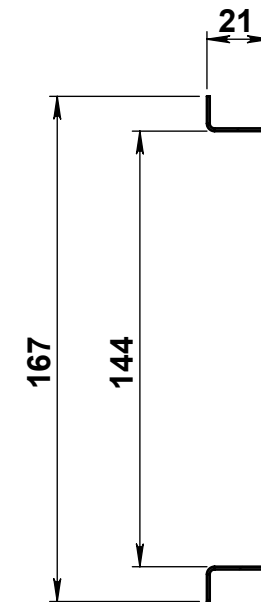
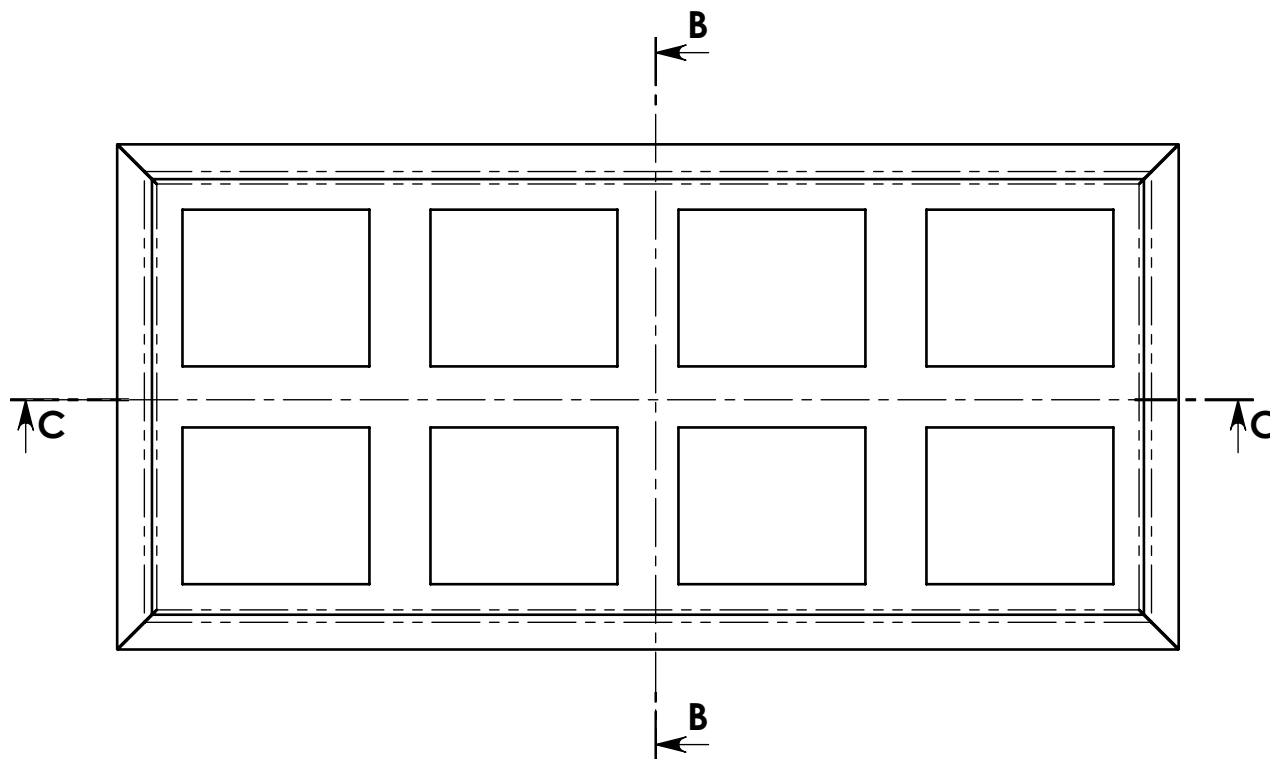
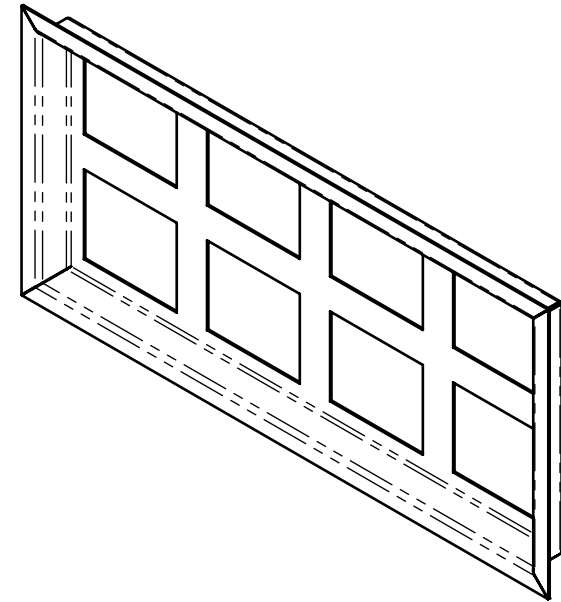
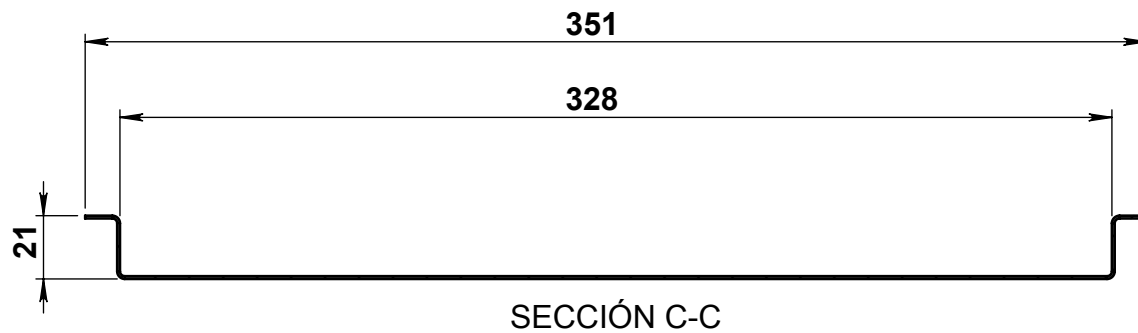
Revisado em: 8/8/2005




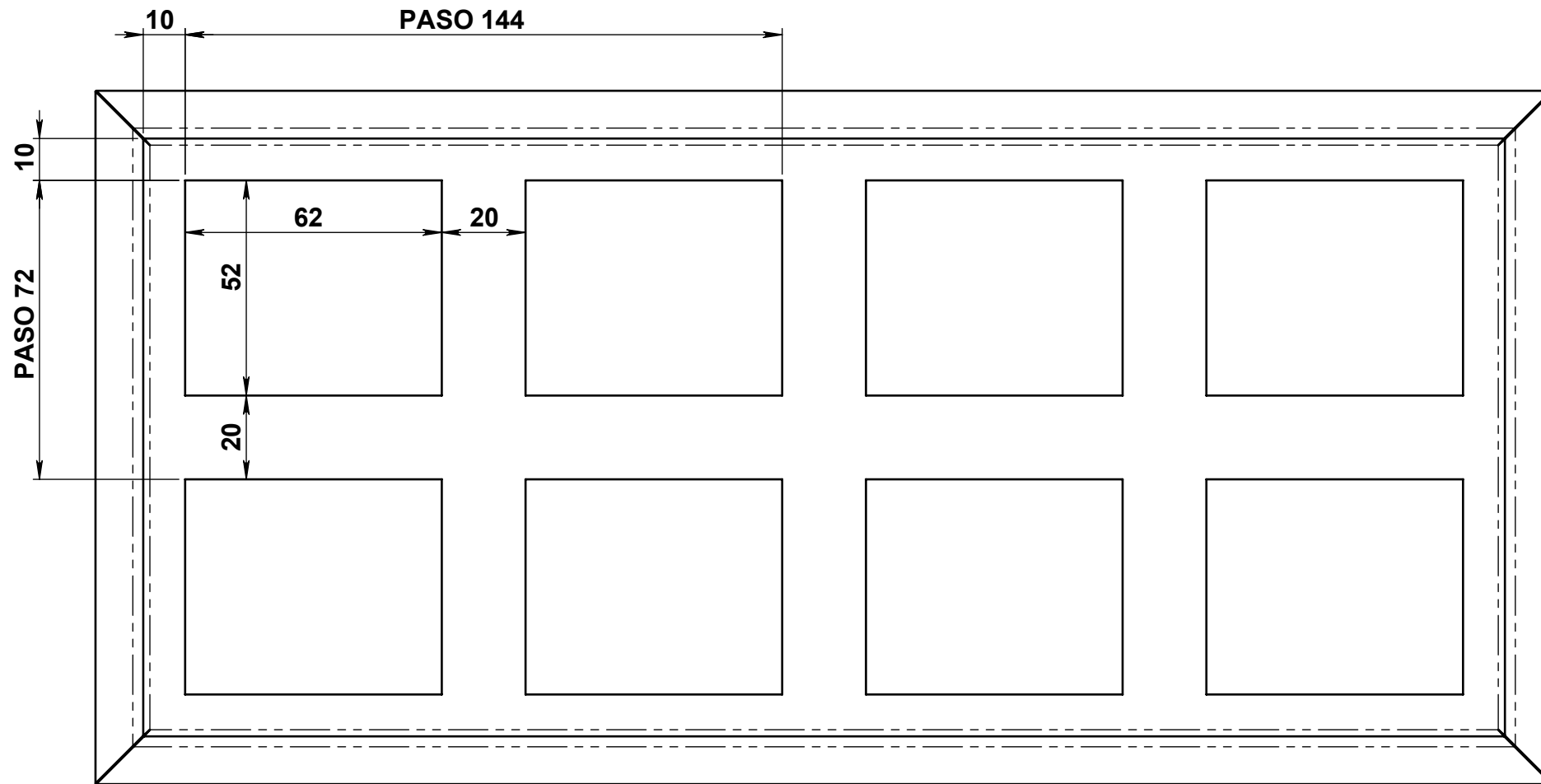
DETALLE A
ESCALA 3 : 4




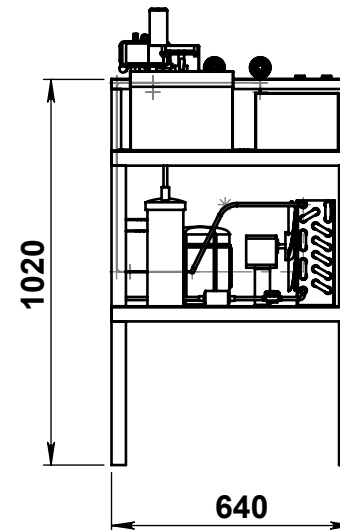
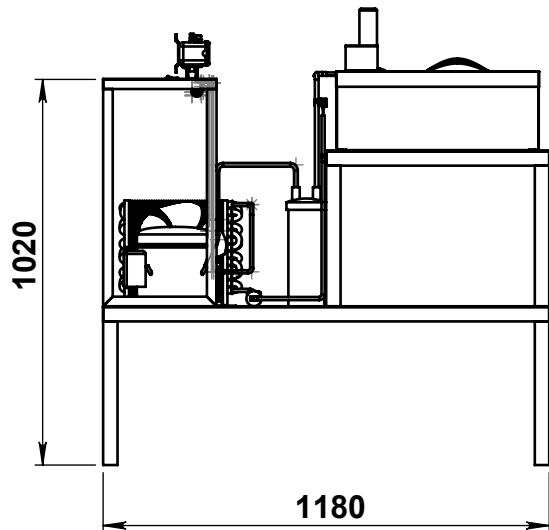
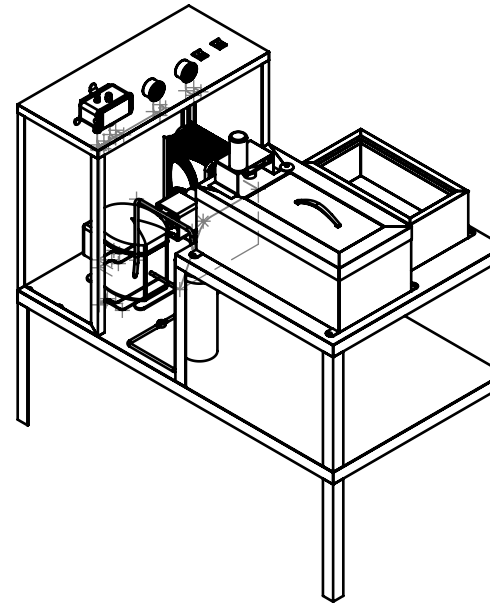
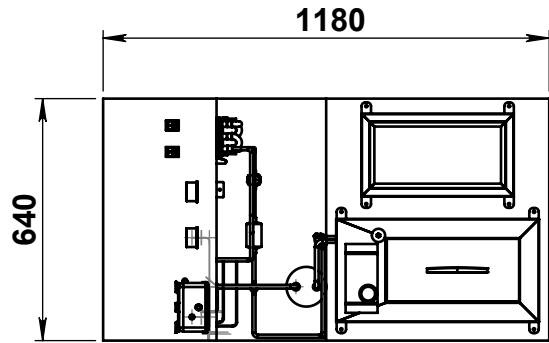
CANT: 1	DESCRIPCION: BANDEJA DE MOLDES	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Lamina Acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	
ARCH.: BASE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 1:2
		PLANO 1 DE 3	 




CANT: 1	DESCRIPCION: BANDEJA DE MOLDES	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander	
MATERIAL: Lamina Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18 MEDIDAS: mm	PESO: 45.62 gr		
ARCH.: BASE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 0.4: 1	PLANO 2 DE 3

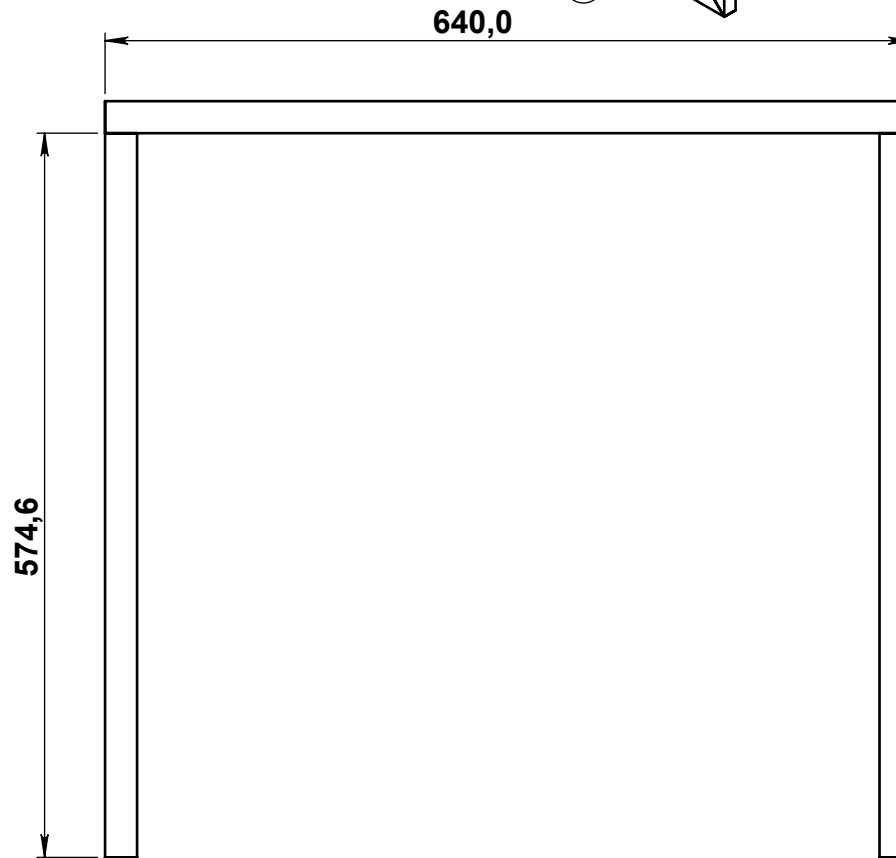
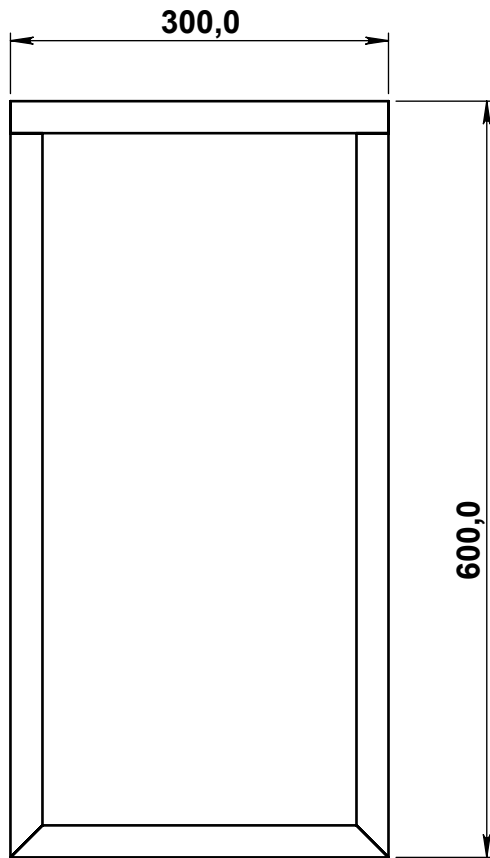
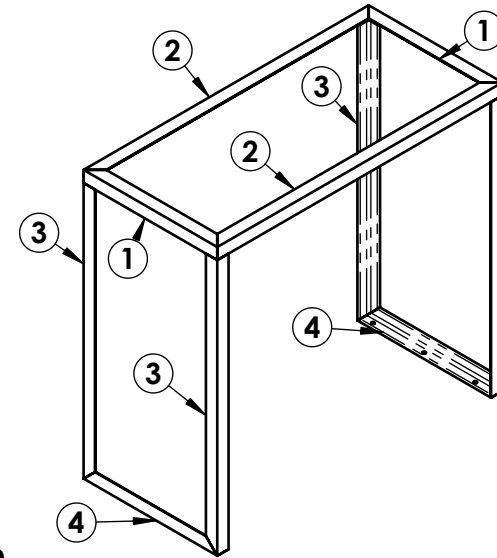


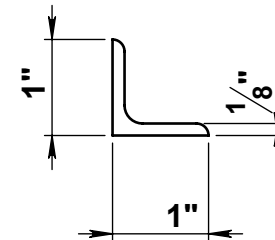
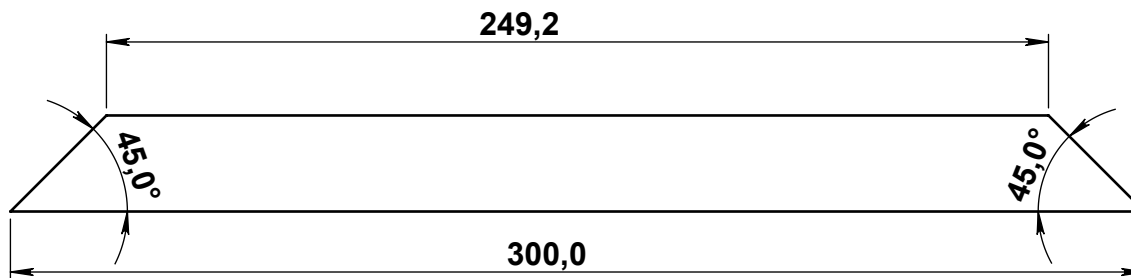
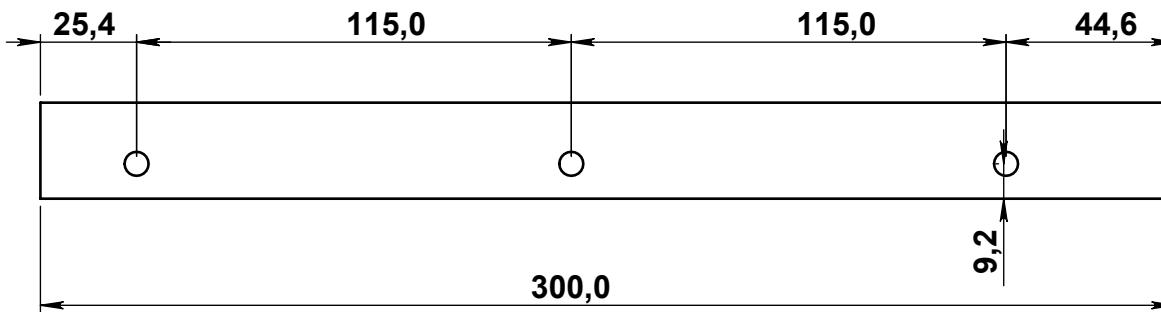
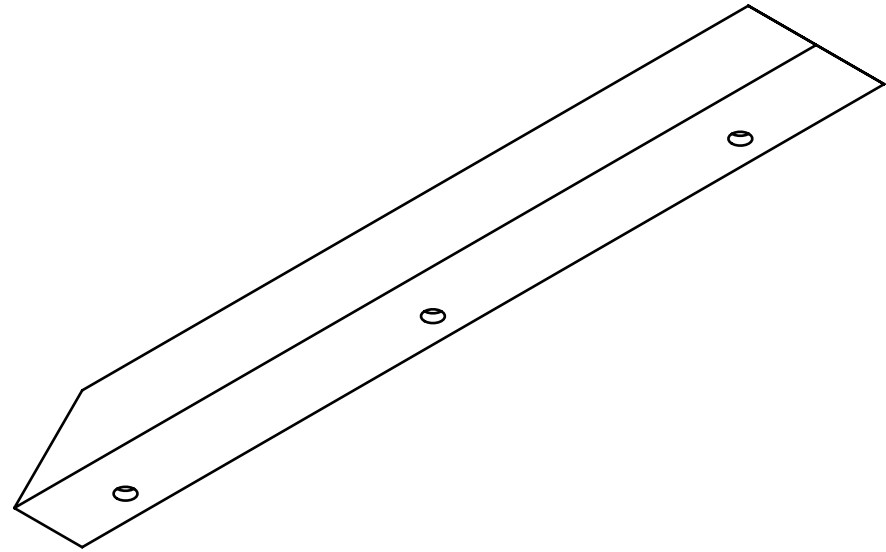
CANT: 1	DESCRIPCION: BANDEJA DE MOLDES	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Lamina Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Cal 18	MEDIDAS:mm	
ARCH.: BASE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 2:3 PLANO 3 DE 3



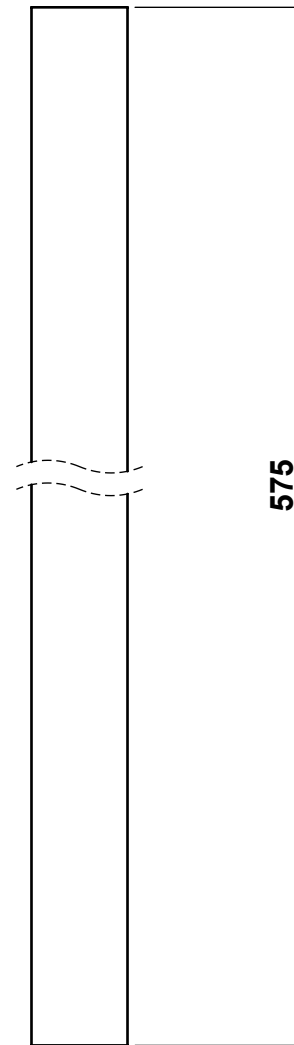
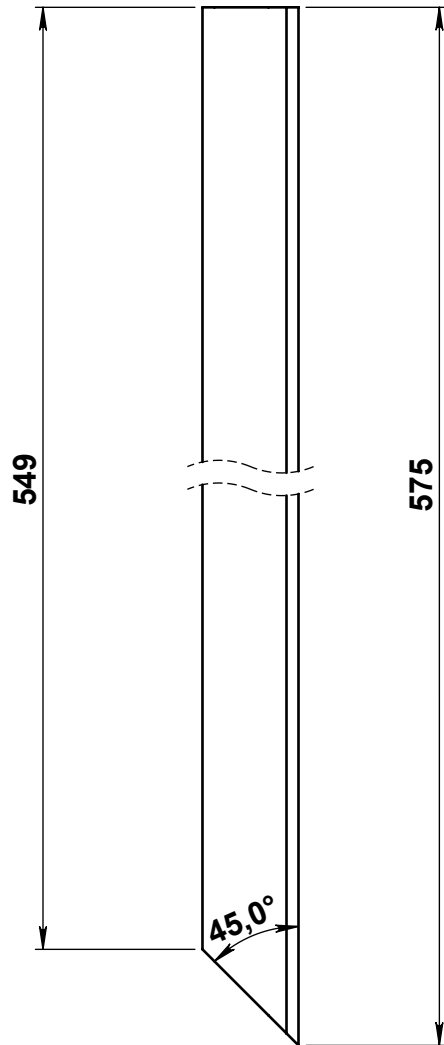
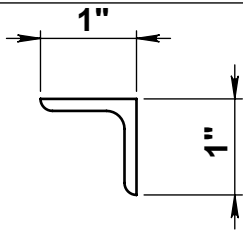
CANT: 1	DESCRIPCION: ENSAMBLE TOTAL MAQUINA	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MEDIDAS: mm		DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: <i>ENSAMBLE</i>	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 19/04/2008	ESCALA 1:20 PLANO 1 DE 1


N° DE ELEMENTO	CANT.	LONGITUD	DESCRIPCIÓN
4	2	300.0	PATA INFERIOR PERFORADA
3	4	574.6	VERTICAL PATA
2	2	640.0	LARGO MARCO
1	2	300.0	CORTO MARCO
LONGITUD TOTAL		4778.4	

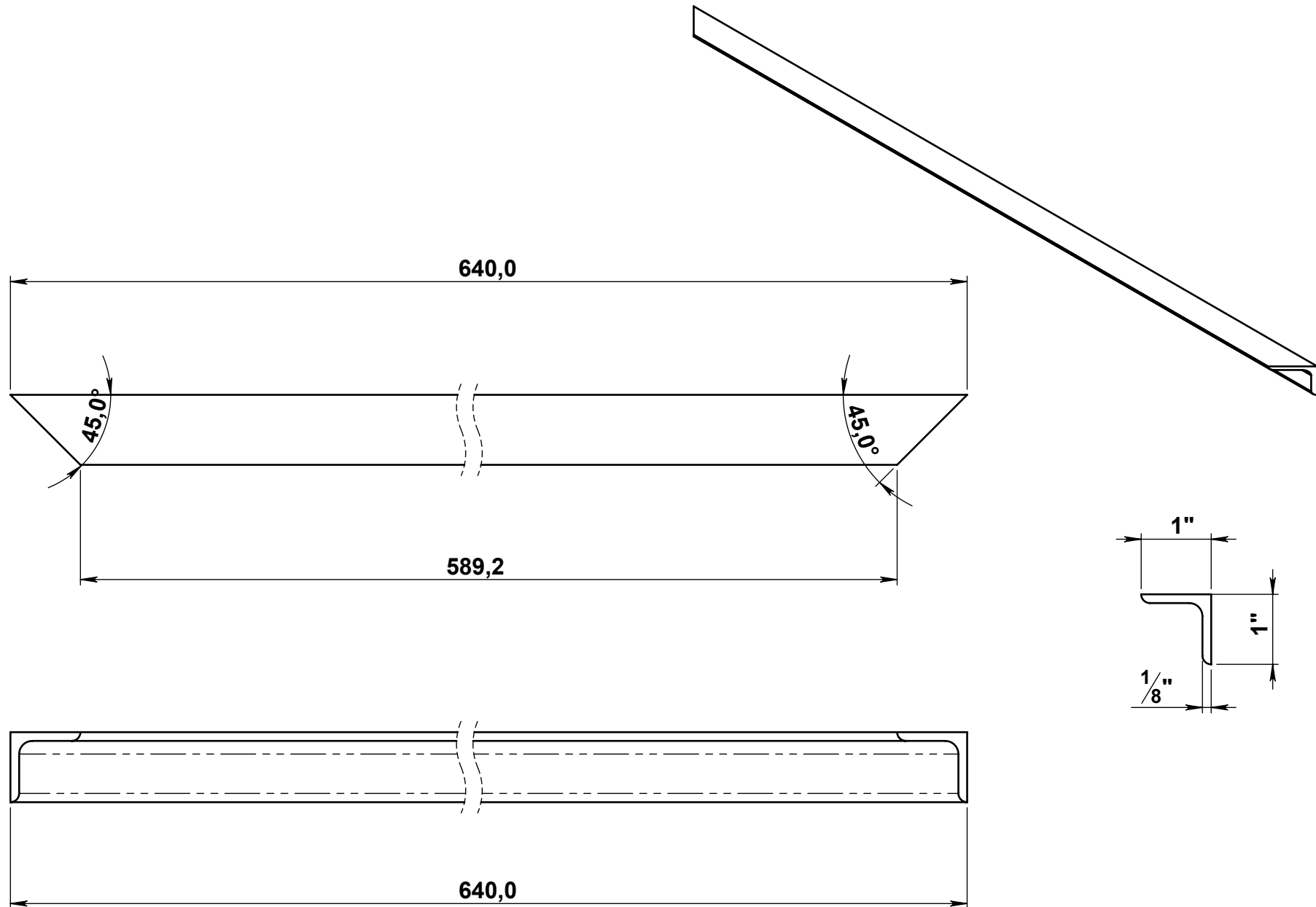





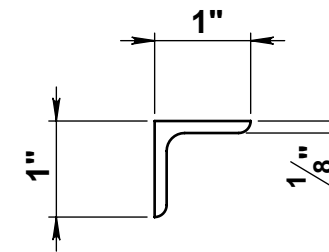
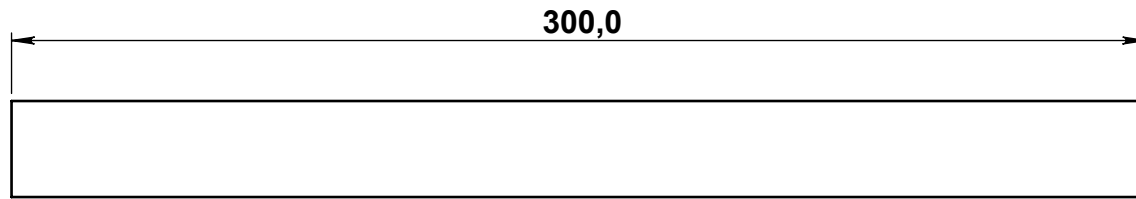
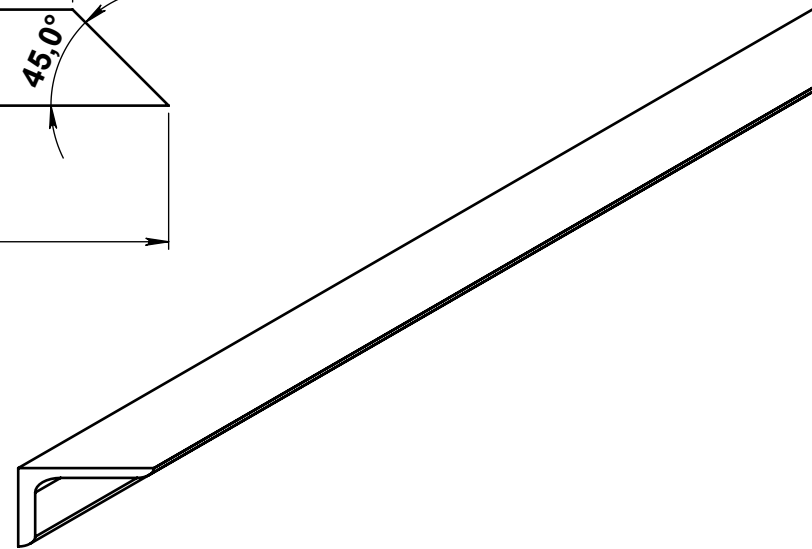
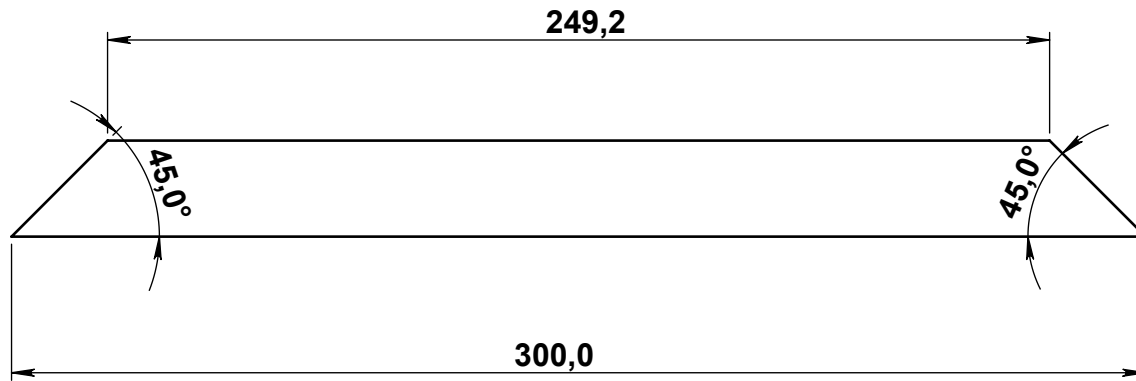
CANT: 2	DESCRIPCION: ESTRUCTURA PANEL DE CONTROL	PATA REFORZADA	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander
MATERIAL: ANGULO ACERO HR Dimensiones: 1"X1/8"	MEDIDAS: mm	PESO: 5585.34 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA PANEL CONTROL	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 2 DE 5




CANT: 4	DESCRIPCION: ESTRUCTURA PANEL DE CONTROL	PATA VERTICAL	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1"X1/8"	PESO:5585.34 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA PANEL CONTROL	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 3 DE 5

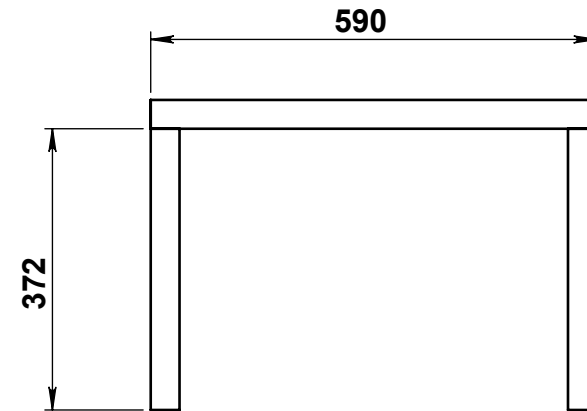
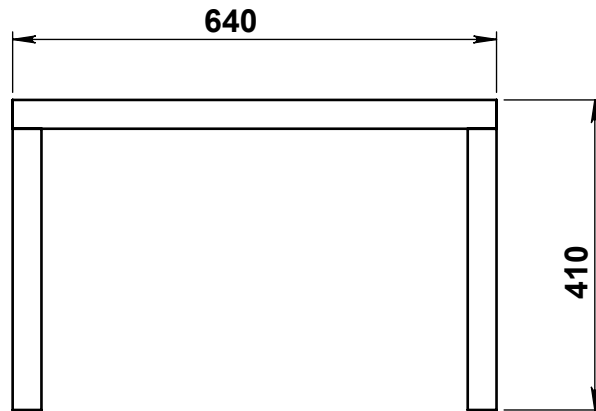
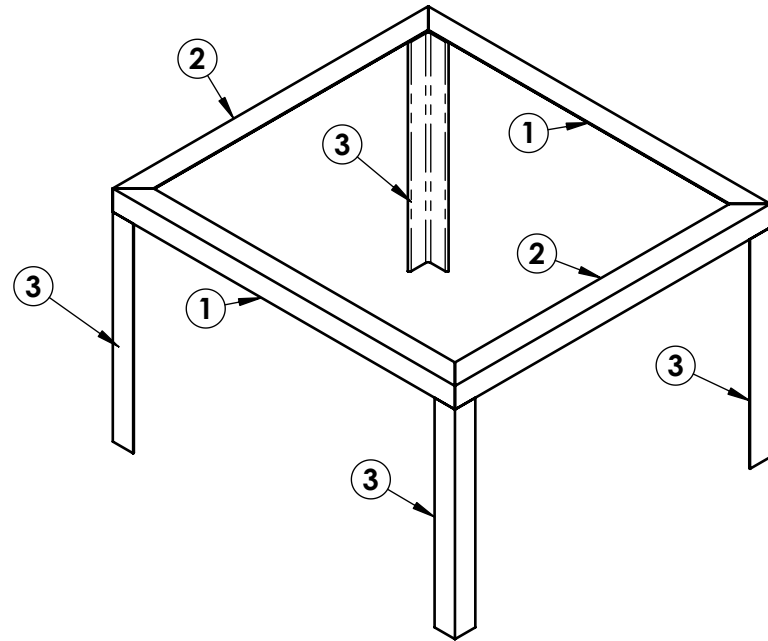


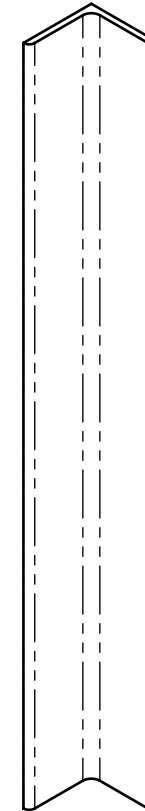
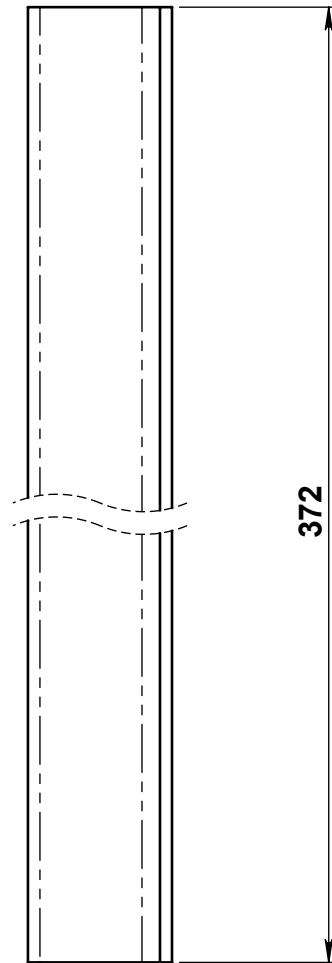
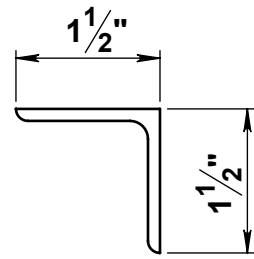
CANT: 2	DESCRIPCION: ESTRUCTURA PANEL DE CONTROL	MARCO LARGO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR Dimensiones: 1"X1/8"		PESO:5585.34 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA PANEL CONTROL	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 4 DE 5





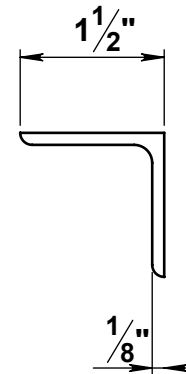
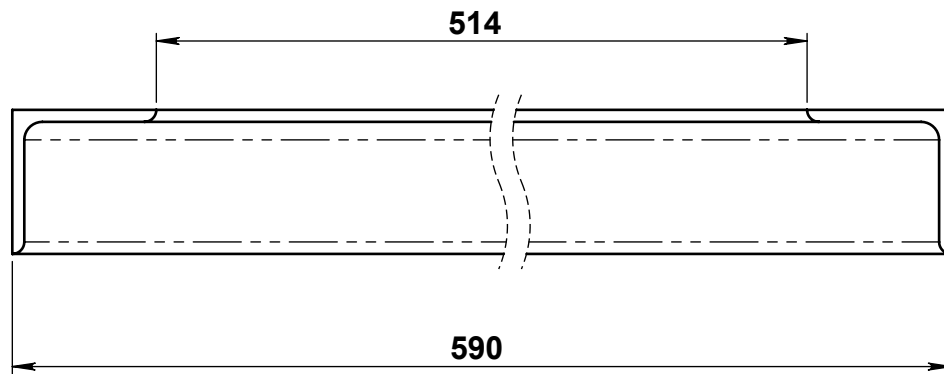
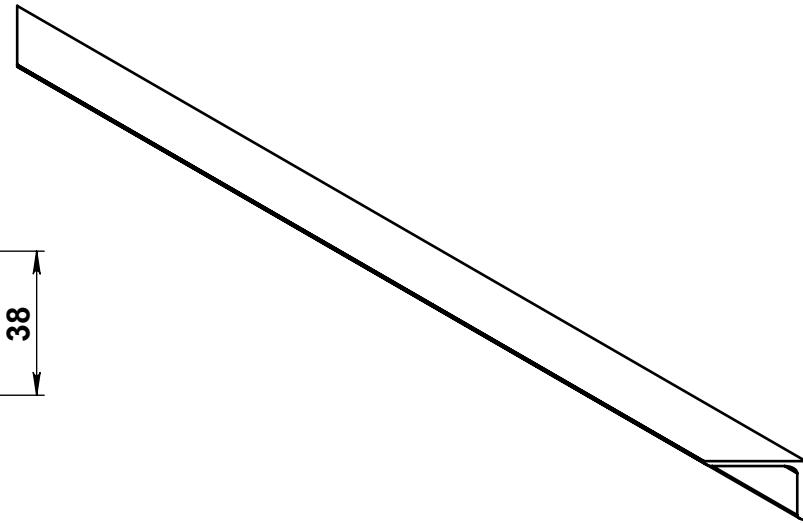
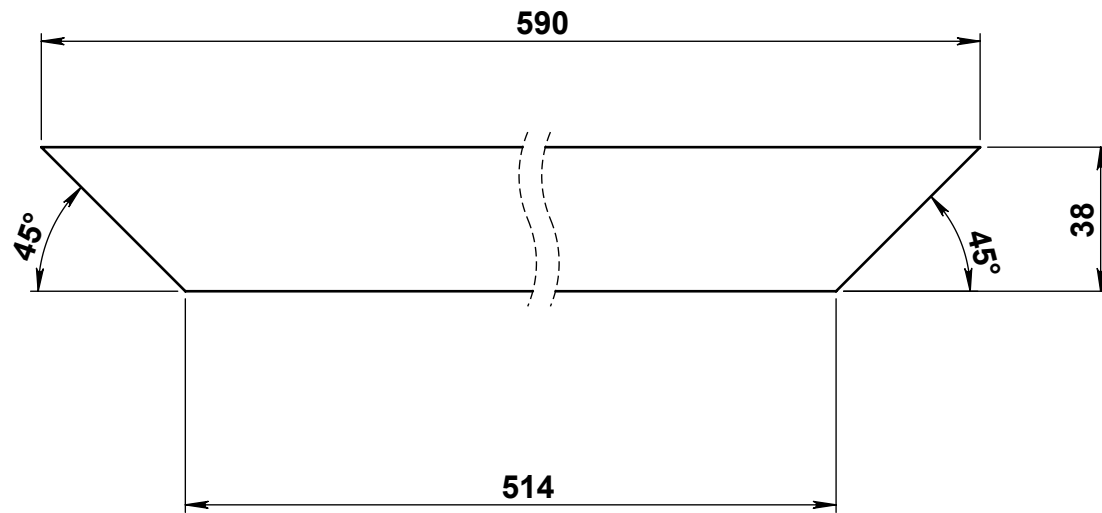
CANT: 2	DESCRIPCION: ESTRUCTURA PANEL DE CONTROL	MARCO CORTO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1"X1/8"	PESO:5585.34 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA PANEL CONTROL	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 5 DE 5



Nº DE ELEMENTO	CANT.	LONGITUD	DESCRIPCIÓN
3	4	371.9	PATAS
2	2	590.0	LADO CORTO MARCO
1	2	640.0	LADO LARGO MARCO
LONGITUD TOTAL		3947.6	

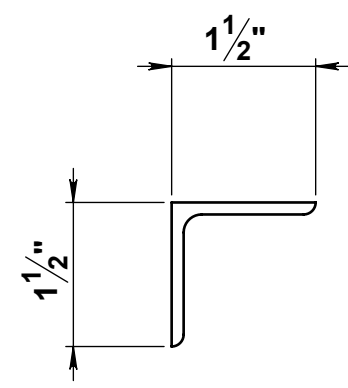
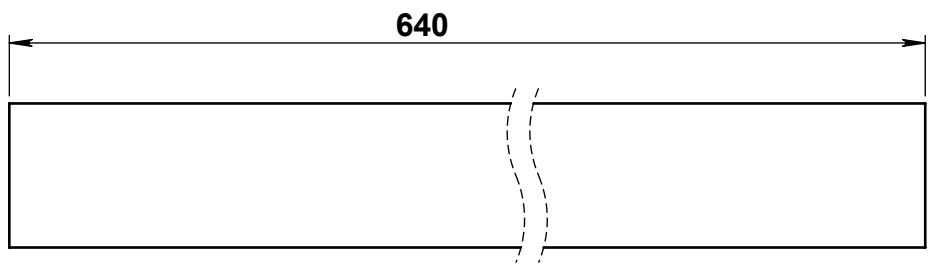
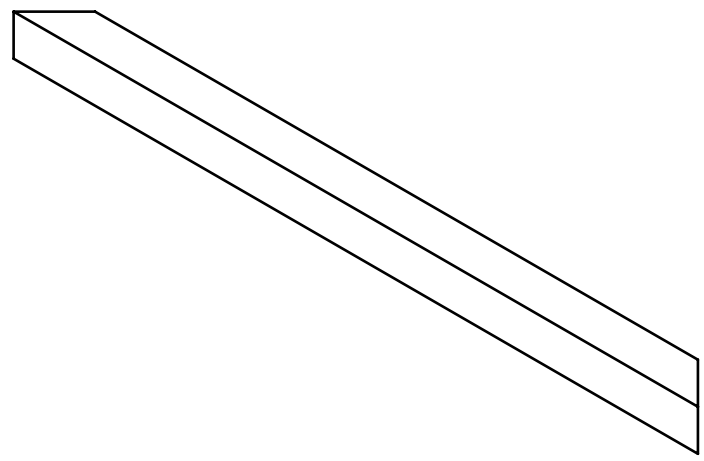
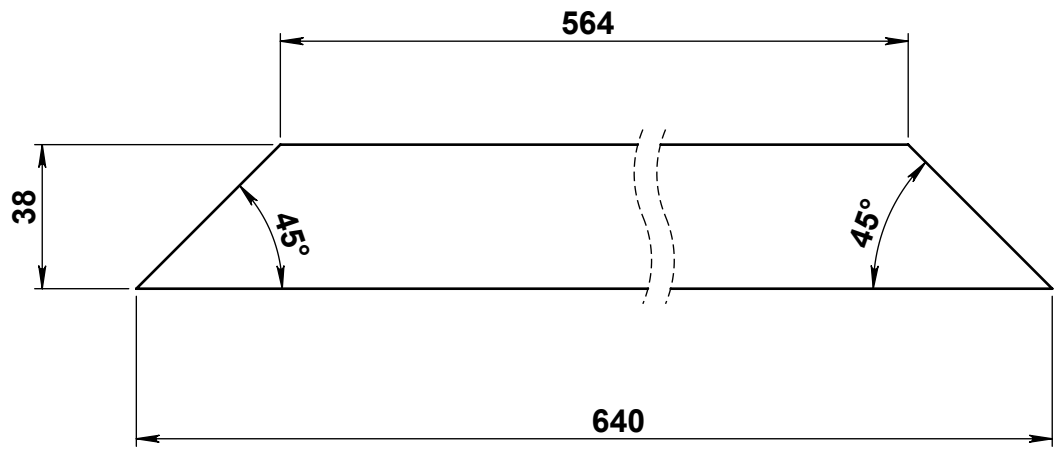






CANT: 4	DESCRIPCION: ESTRUCTURA SOPORTE DE TANQUES	PATAS	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 	
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: $1\frac{1}{2}$ "X $1\frac{1}{8}$ "	MEDIDAS: mm	PESO: 7095.22 gr		DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ
ARCH.: ESTRUCTURA TANQUES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 2 DE 4	

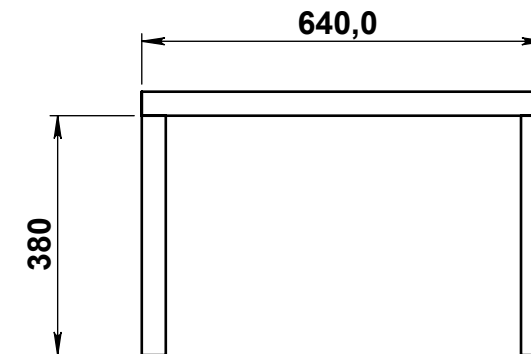
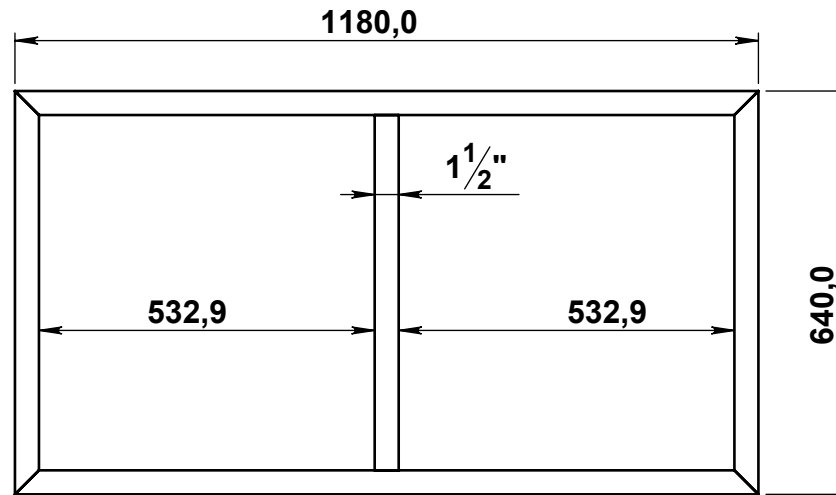
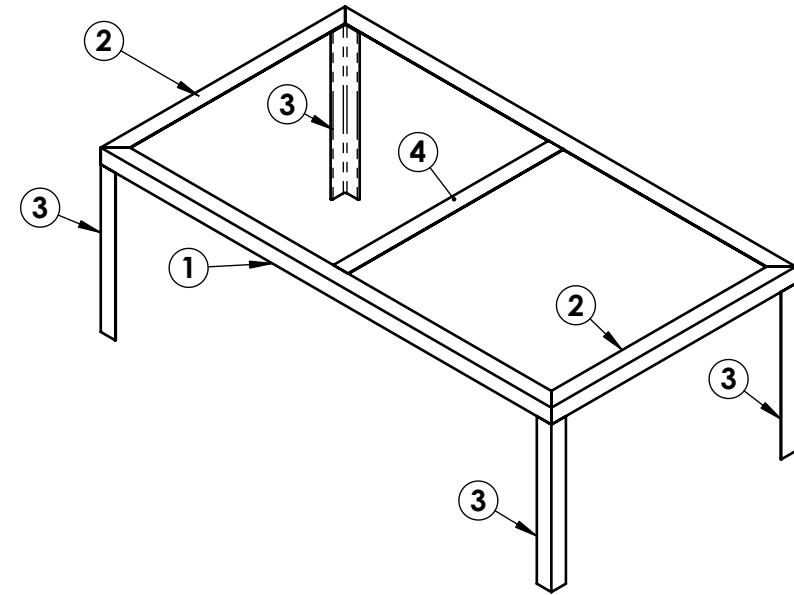


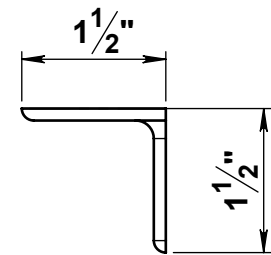
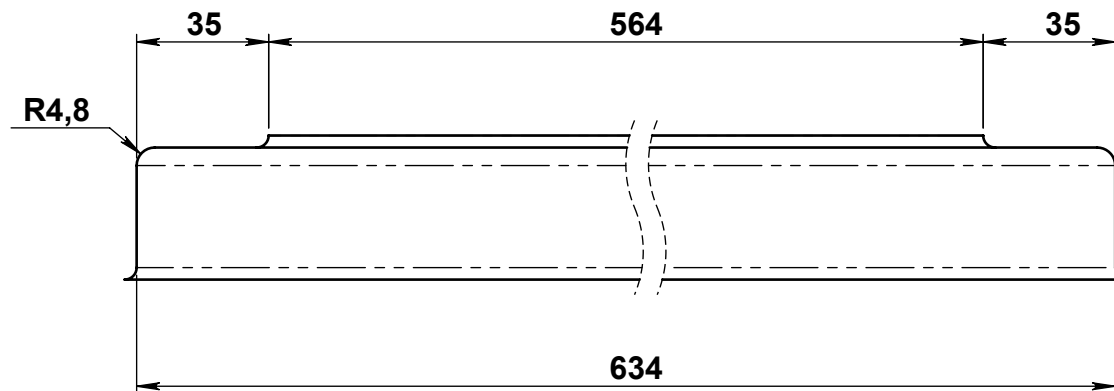
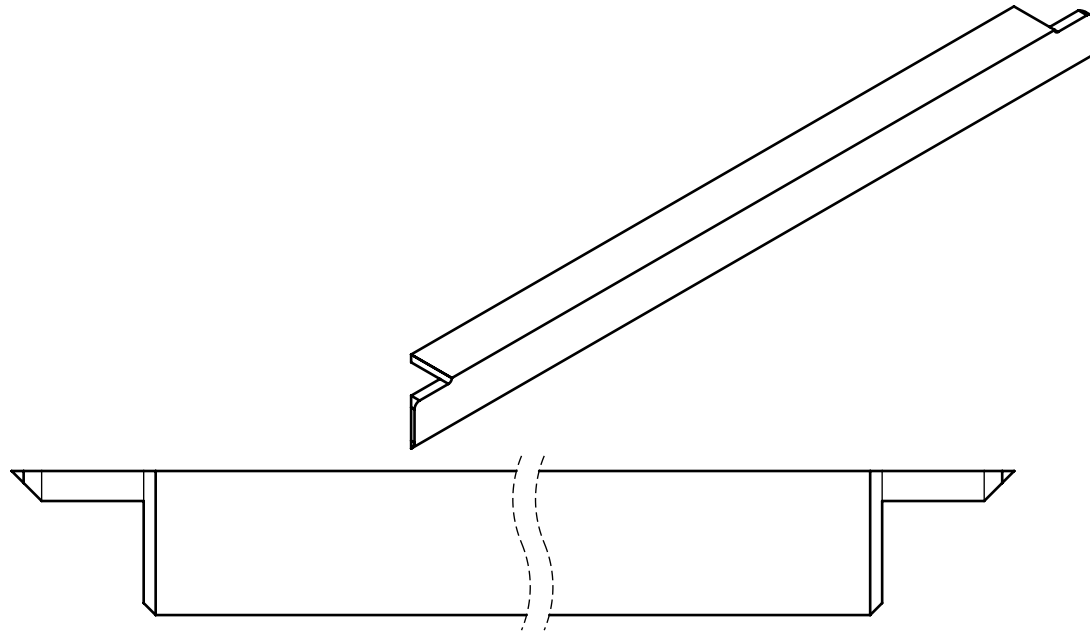
CANT: 1	DESCRIPCION: ESTRUCTURA SOPORTE DE TANQUES	LADO CORTO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 	
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1 1/2" X 1/8"	MEDIDAS: mm	PESO: 7095.22 gr		DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ
ARCH.: ESTRUCTURA TANQUES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 3 DE 4	




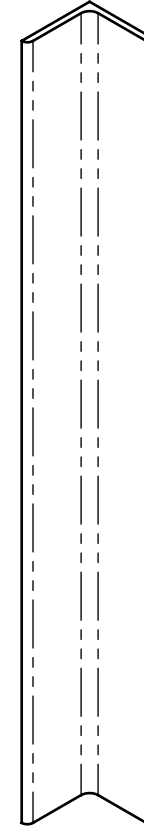
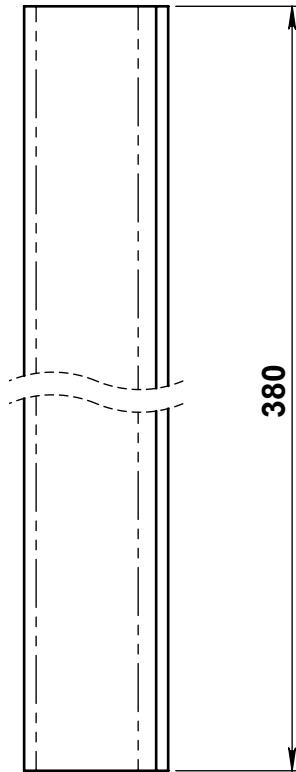
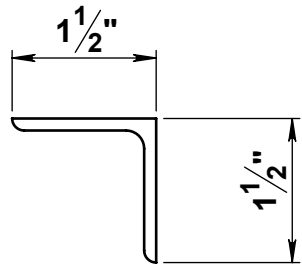
CANT: 1	DESCRIPCION: ESTRUCTURA SOPORTE DE TANQUES	LADO LARGO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 	
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1 1/2"X1/8"	MEDIDAS: mm	PESO: 7095.22 gr		DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ
ARCH.: ESTRUCTURA TANQUES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 4 DE 4	


N° DE ELEMENTO	CANT.	LONGITUD	DESCRIPCION
4	1	640.0	REFUERZO CENTRAL
3	4	379.9	PATAS
2	2	640.0	LADO MENOR MARCO
1	2	1180.0	LADO MAYOR MARCO

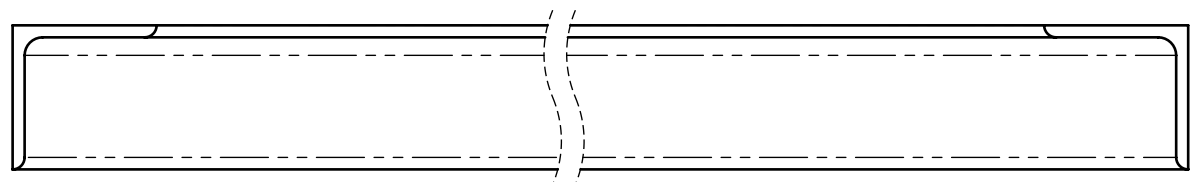
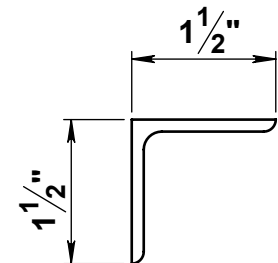
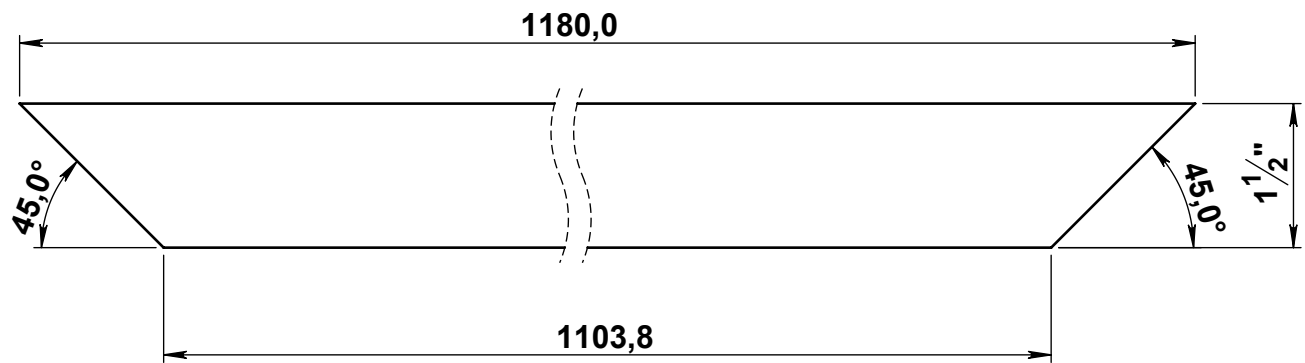
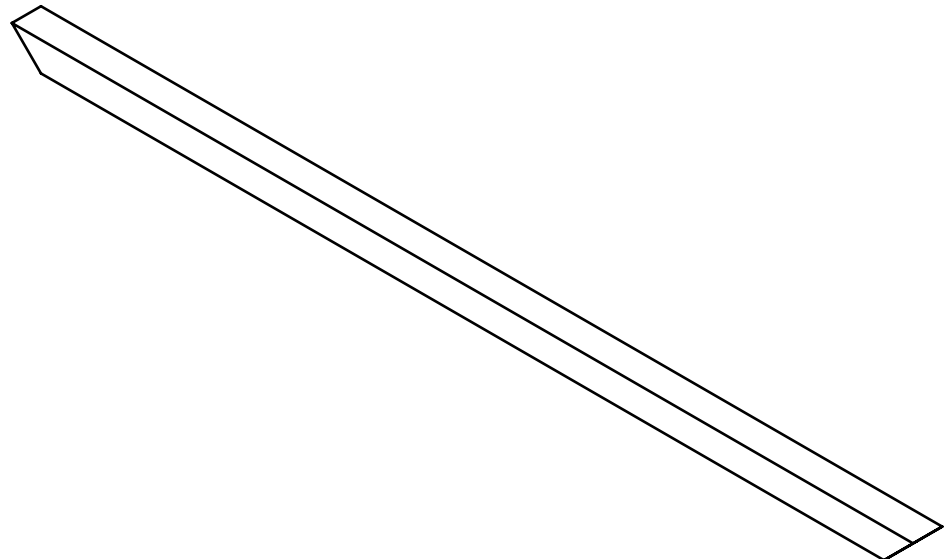





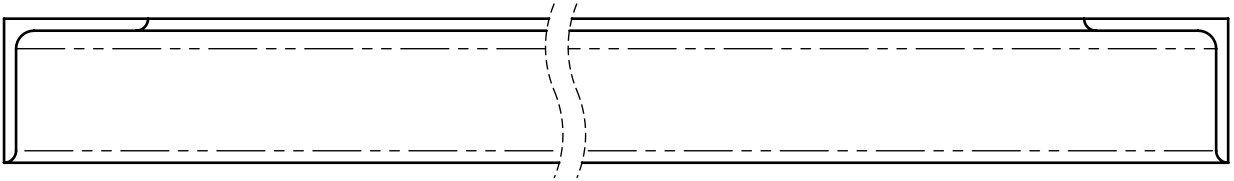
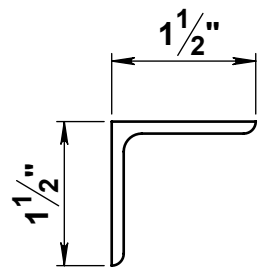
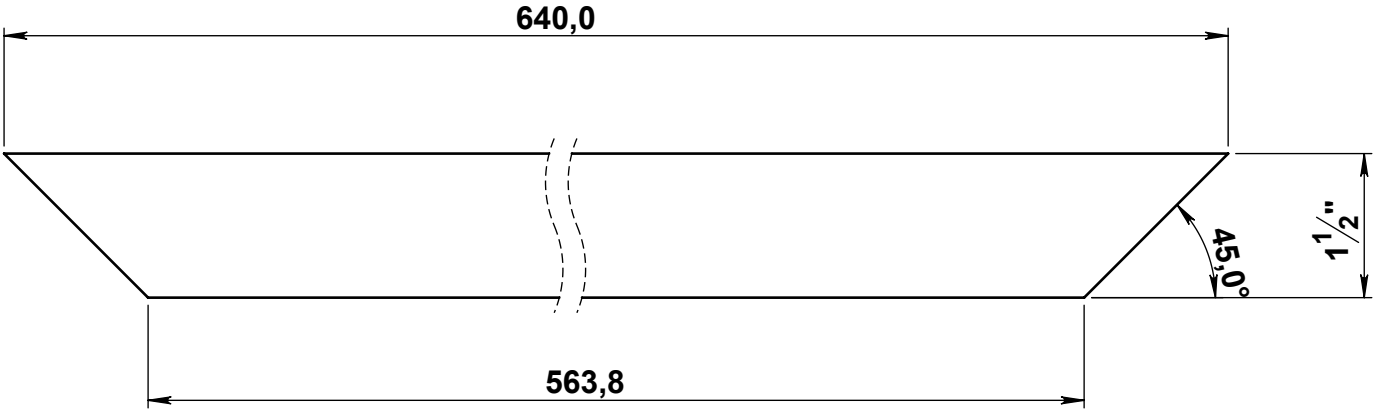
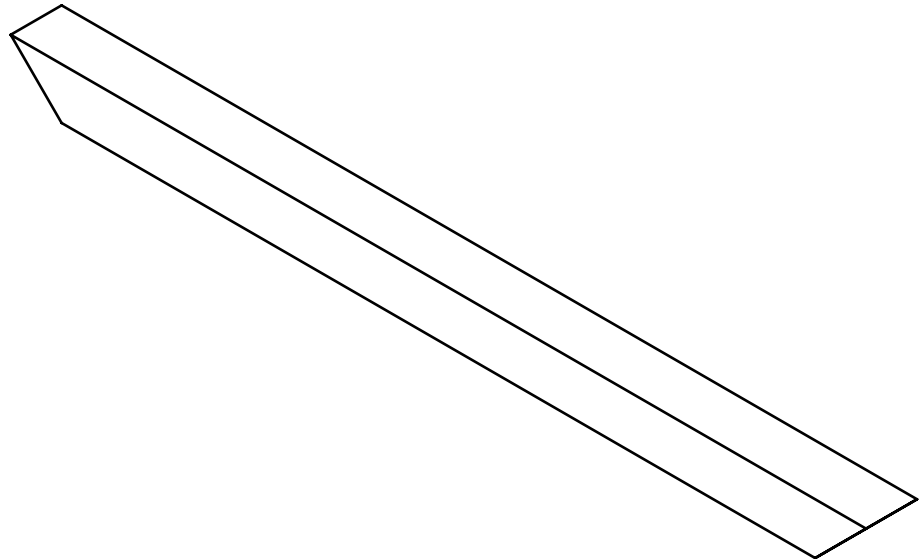
CANT: 1	DESCRIPCION: BASE PRINCIPAL ESTRUCTURA ANGULO	REFUERZO CENTRAL	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1 1/2"X1/8"X	PESO:10419.18 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 20/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 2 DE 5




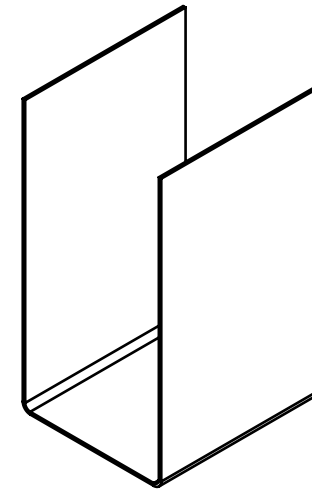
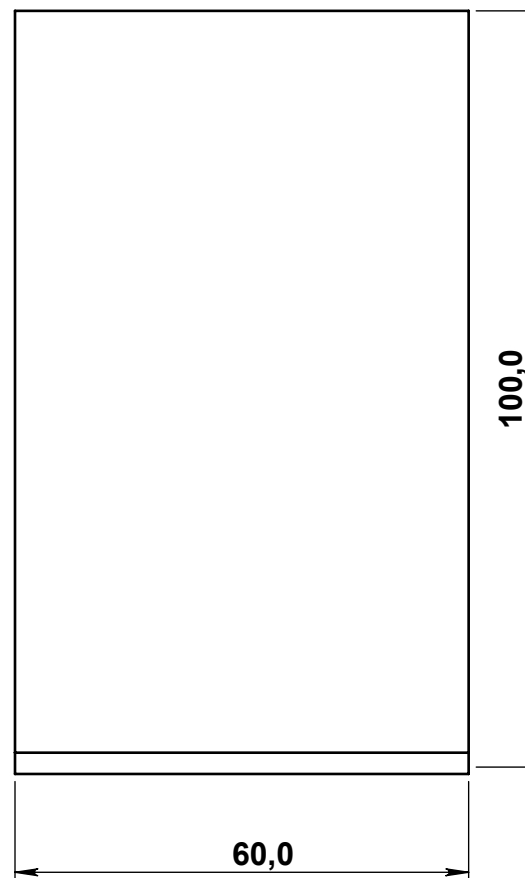
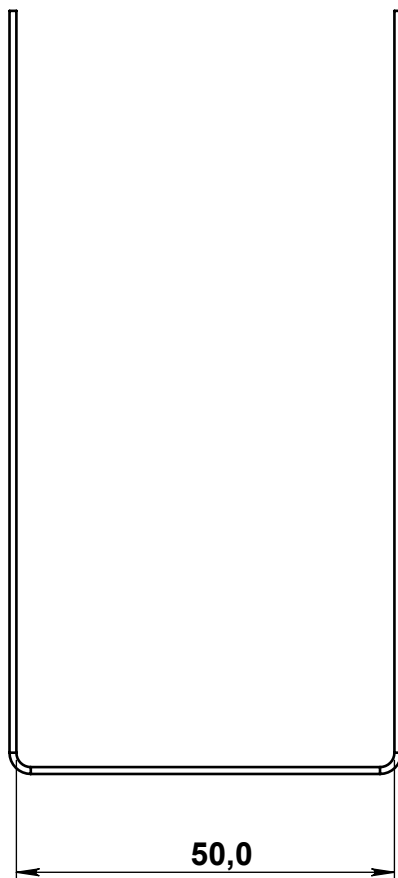
CANT: 4	DESCRIPCION: BASE PRINCIPAL ESTRUCTURA ANGULO	PATAS	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1 1/2"X1/8"X	PESO:10419.18 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 20/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 3 DE 5



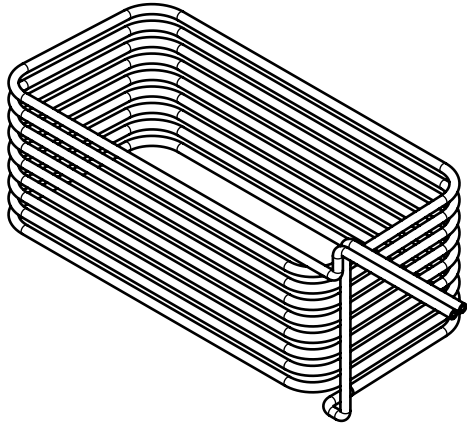
CANT: 2	DESCRIPCION: BASE PRINCIPAL ESTRUCTURA ANGULO	LADO MAYOR	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1 1/2"X1/8"X	10419.18 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 20/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 4 DE 5



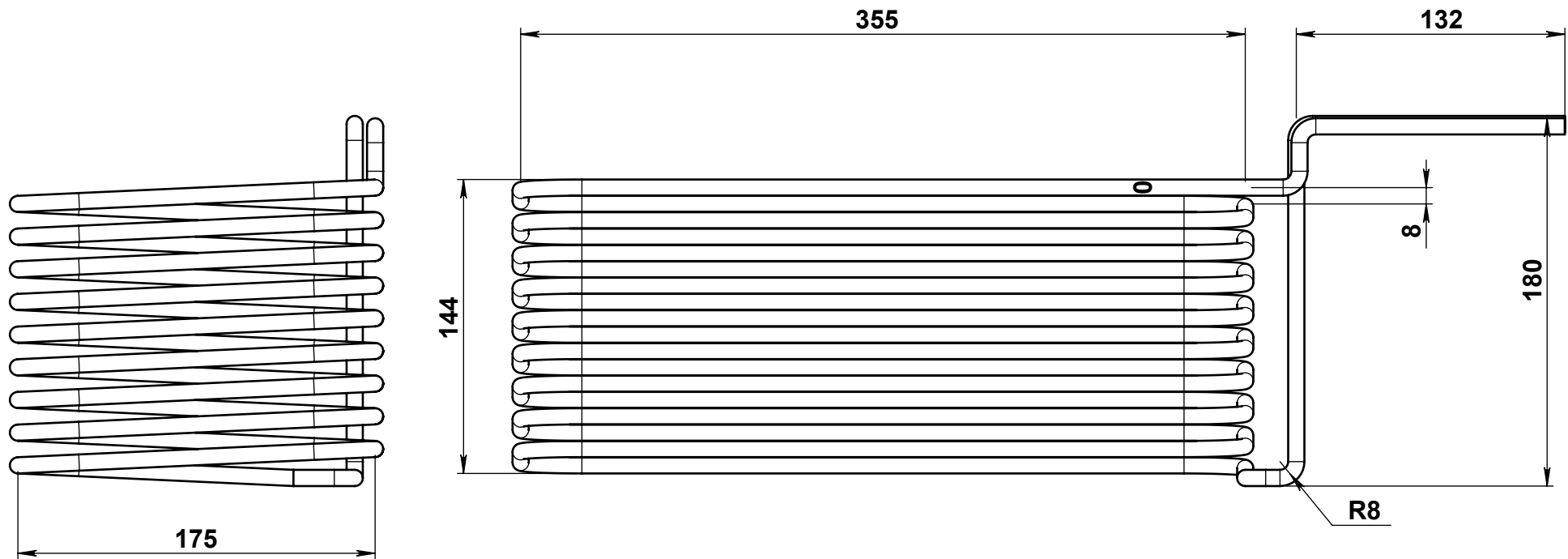
CANT: 2	DESCRIPCION: BASE PRINCIPAL ESTRUCTURA ANGULO	LADO MENOR MARCO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: ANGULO ACERO HR	Dimensiones: 1 1/2"X1/8"X	PESO:10419.18 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: ESTRUCTURA	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 20/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 5 DE 5





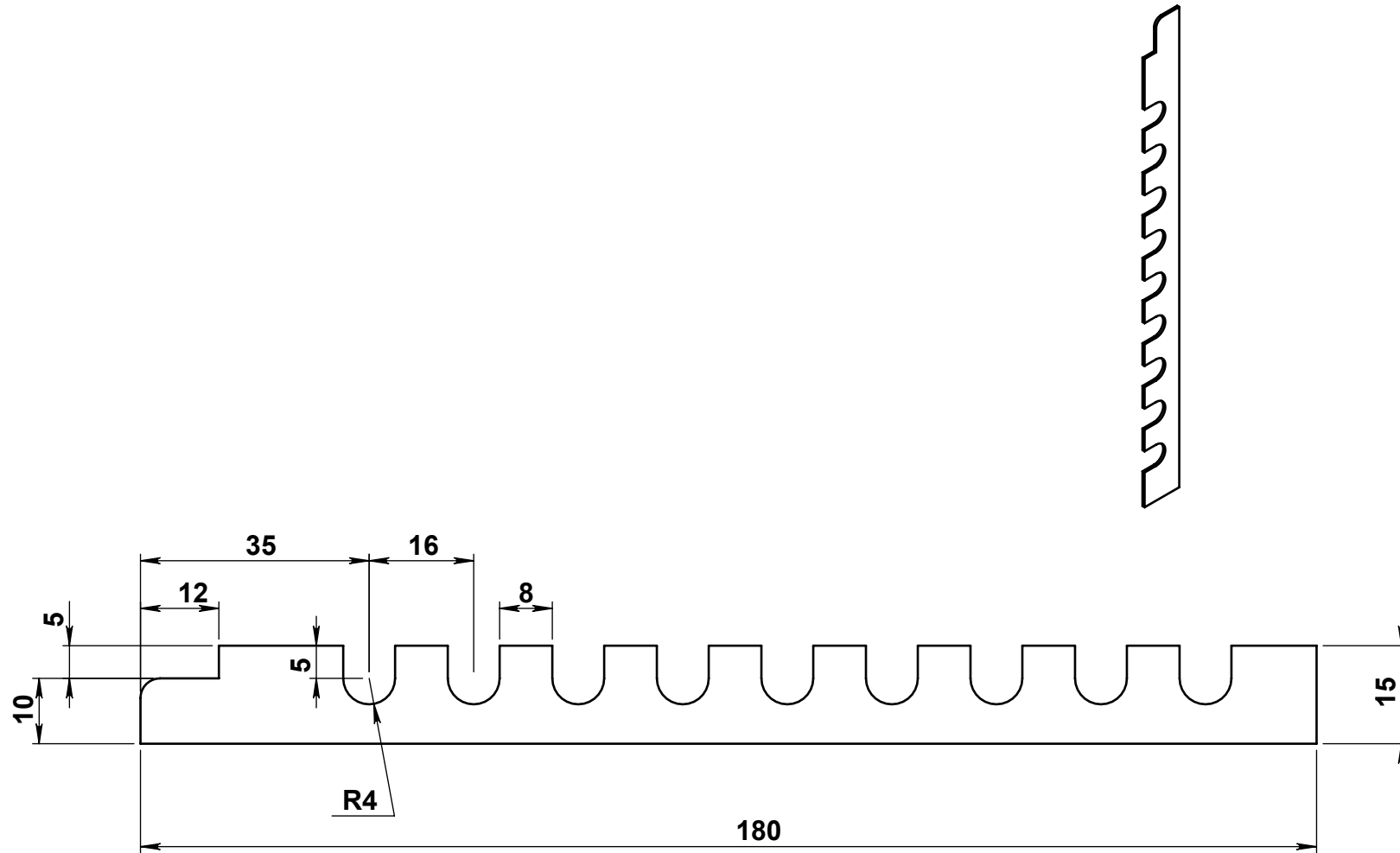
CANT: 8	DESCRIPCION: MOLDE PARA HIELO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	Universidad Industrial de Santander	
MATERIAL: Lamina Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Cal 18	MEDIDAS:mm			
ARCH.: MOLDE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:1	PLANO 1 DE 1	





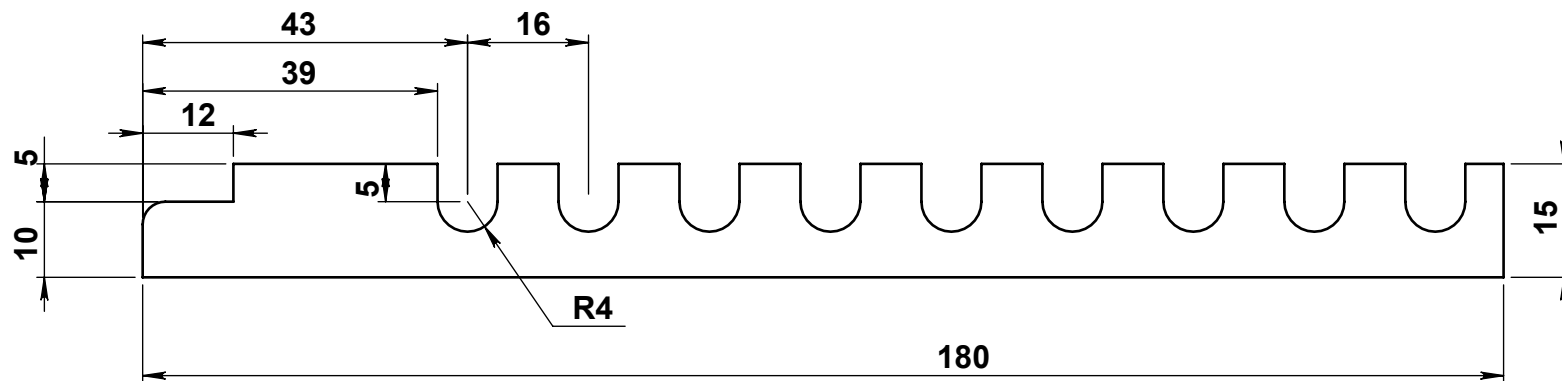
NOTA:
 - 9 VUELTAS
 - PASO: 16mm
 - SEPARACION: 8.1mm
 - MEDIDAS EN MILIMETROS




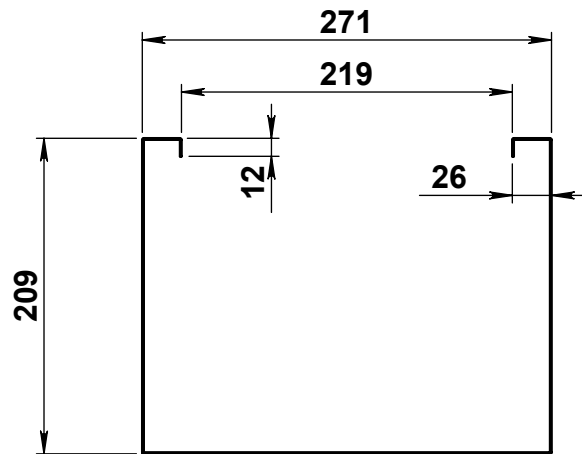
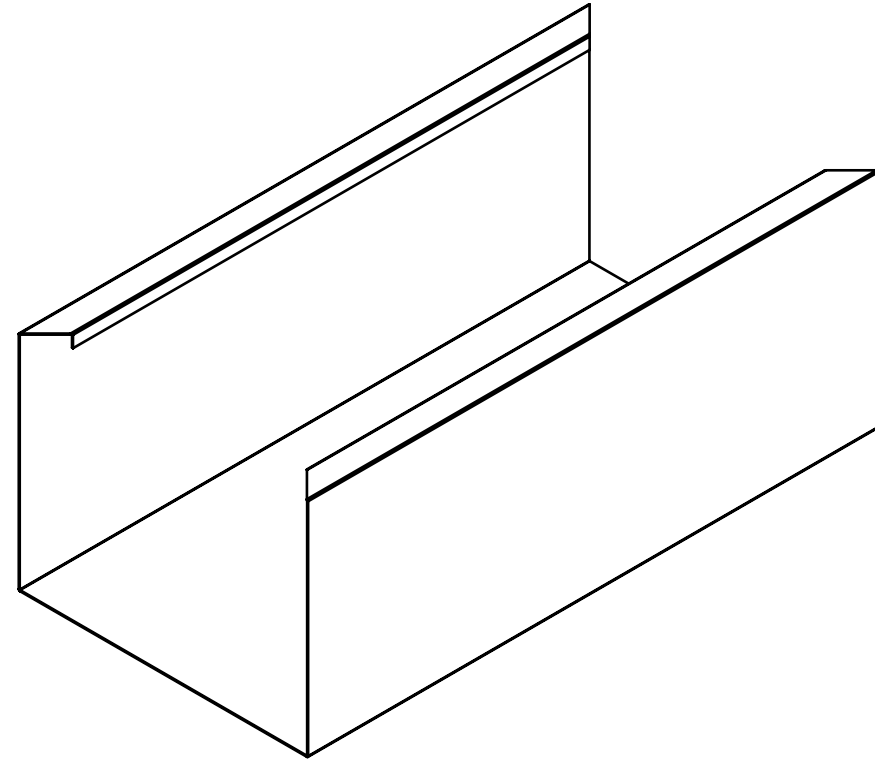
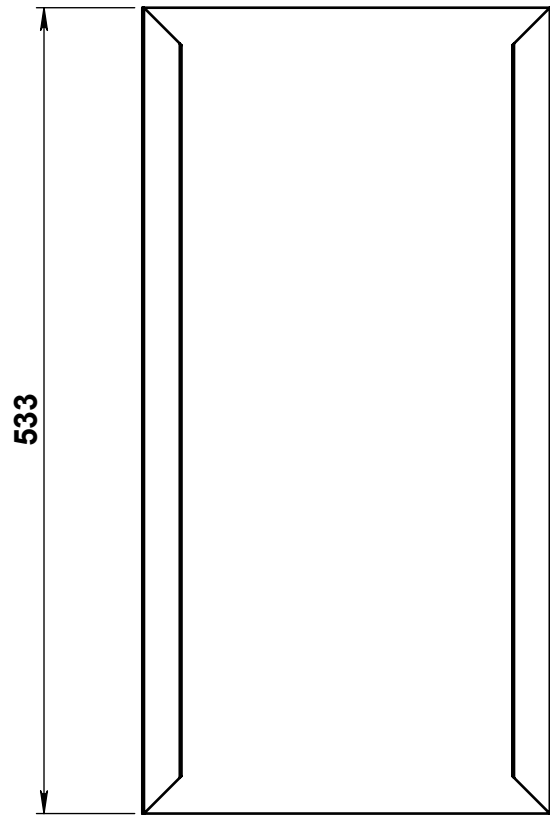
CANT: 1	DESCRIPCION: SERPENTIN	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: TUBING COBRE	Dimensiones: Ø5/16"X11m	PESO: 2937.57 gr	
ARCH.: SERPENTIN	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:3 PLANO 1 DE 1 





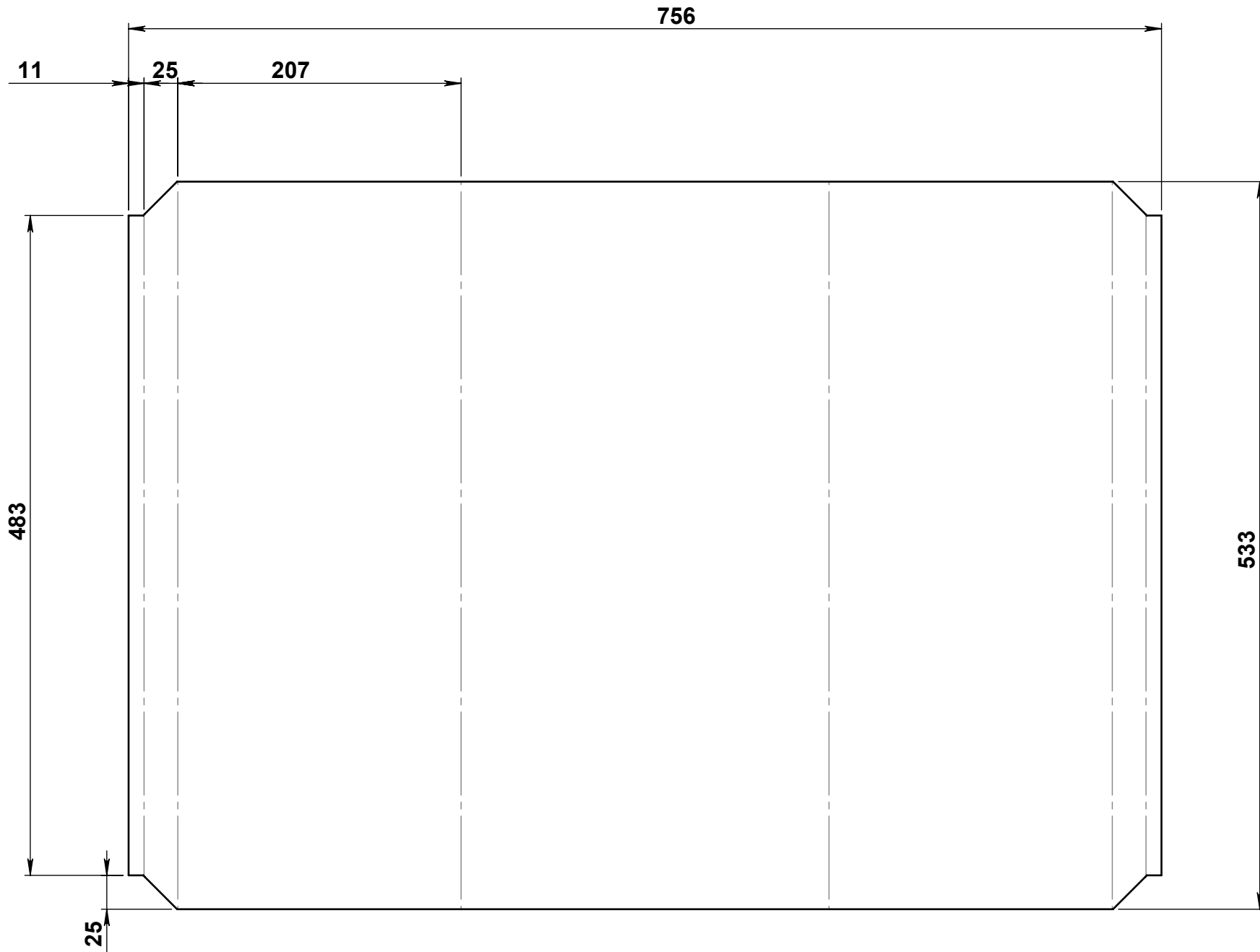
CANT: 3	DESCRIPCION: SOPORTE DERECHO PARA SERPENTIN DE COBRE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Lamina de acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	
ARCH.: SOPORTE DERECHO SERPENTIN	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:5 PLANO 1 DE 1 





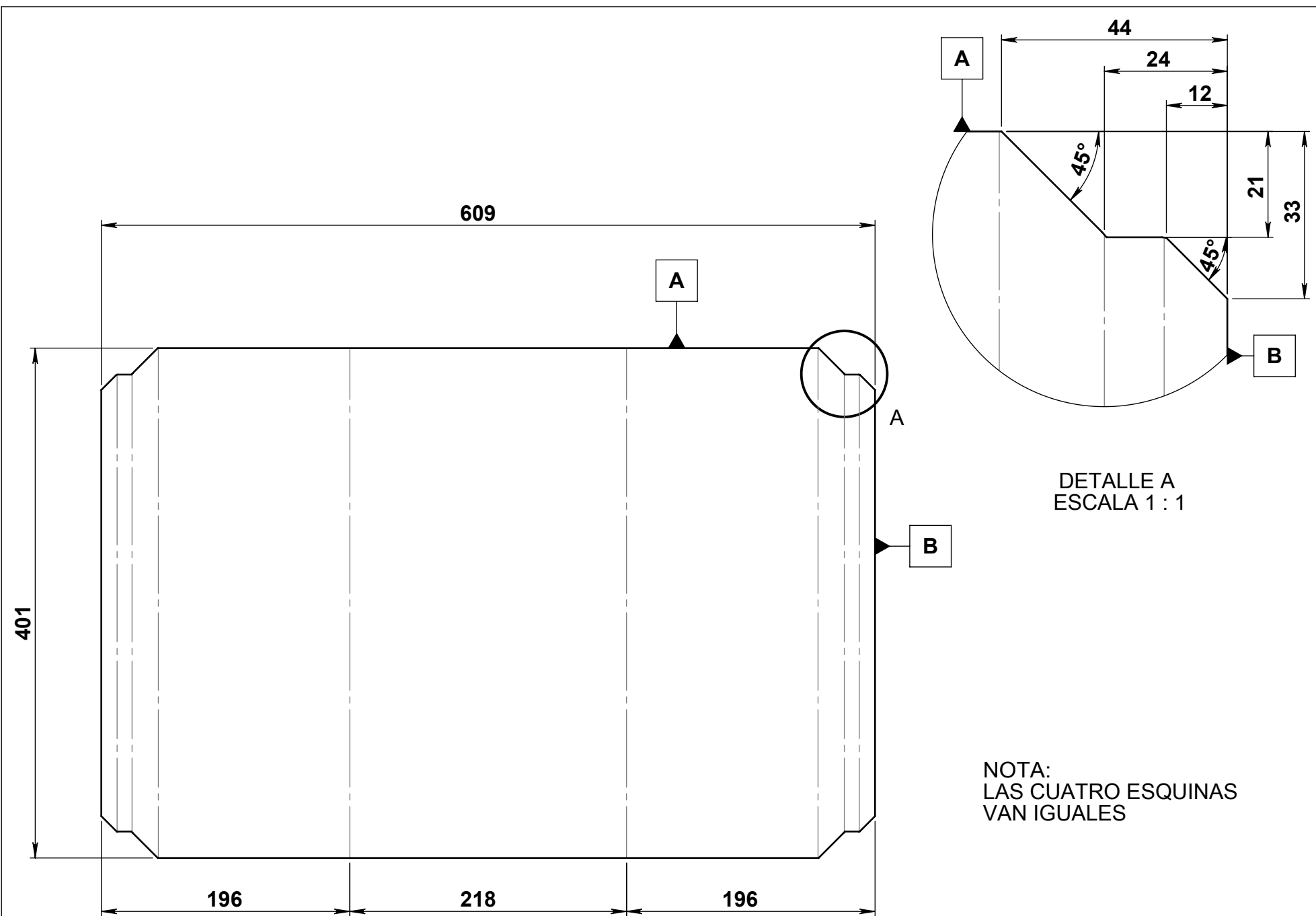
CANT: 3	DESCRIPCION: SOPORTE IZQUIERDO PARA SERPENTIN DE COBRE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: LAMINA ACERO INOXIDABLE Dimensiones: Calibre 18	PESO: 1.87 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: SOPORTE IZQUIERDO SERPENTIN MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:1 PLANO 1 DE 1	





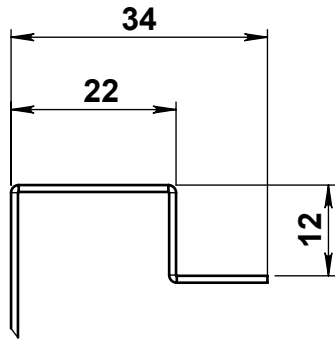
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPAS LATERALES TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: LAMINA ACERO INOXIDABLE	Dimensiones: Calibre 20 MEDIDAS:mm	PESO:2916.97 gr	
ARCH.: TANQUE DE AISLAMIENTO	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:5 PLANO 1 DE 2 



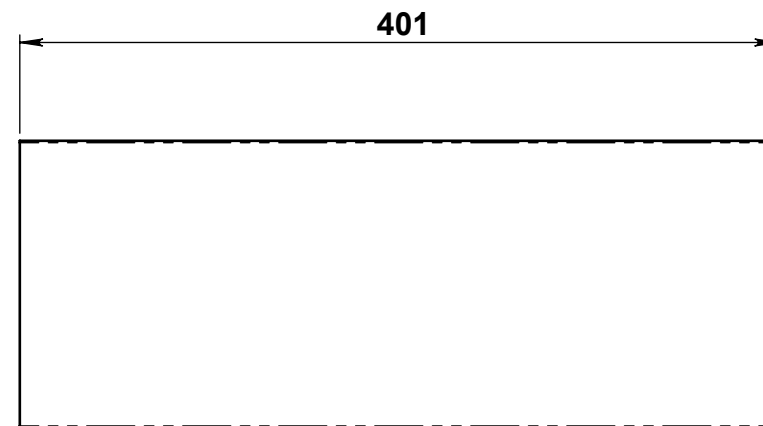
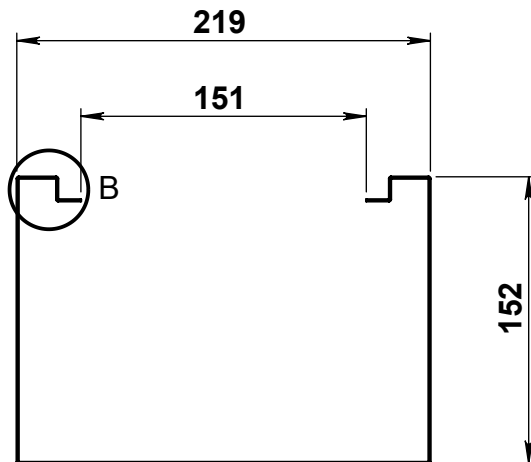
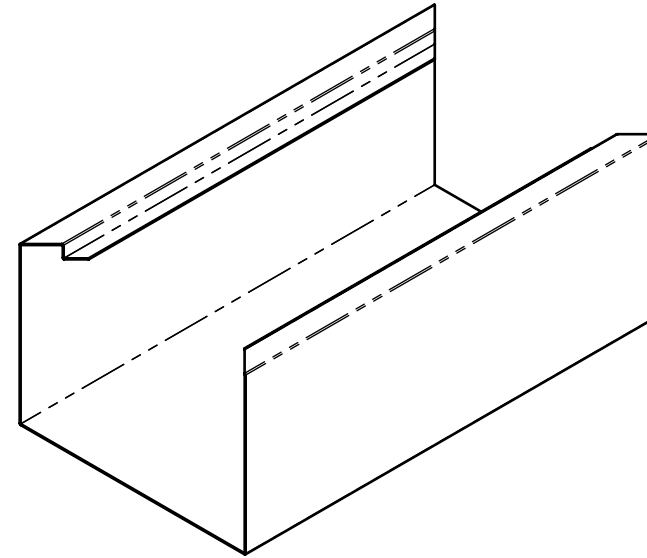
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPAS LATERALES TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: LAMINA ACERO INOXIDABLE Dimensiones: Calibre 20	MEDIDAS: mm	PESO: 2916.97 gr	
ARCH.: TANQUE DE AISLAMIENTO	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:5 PLANO 2 DE 2 





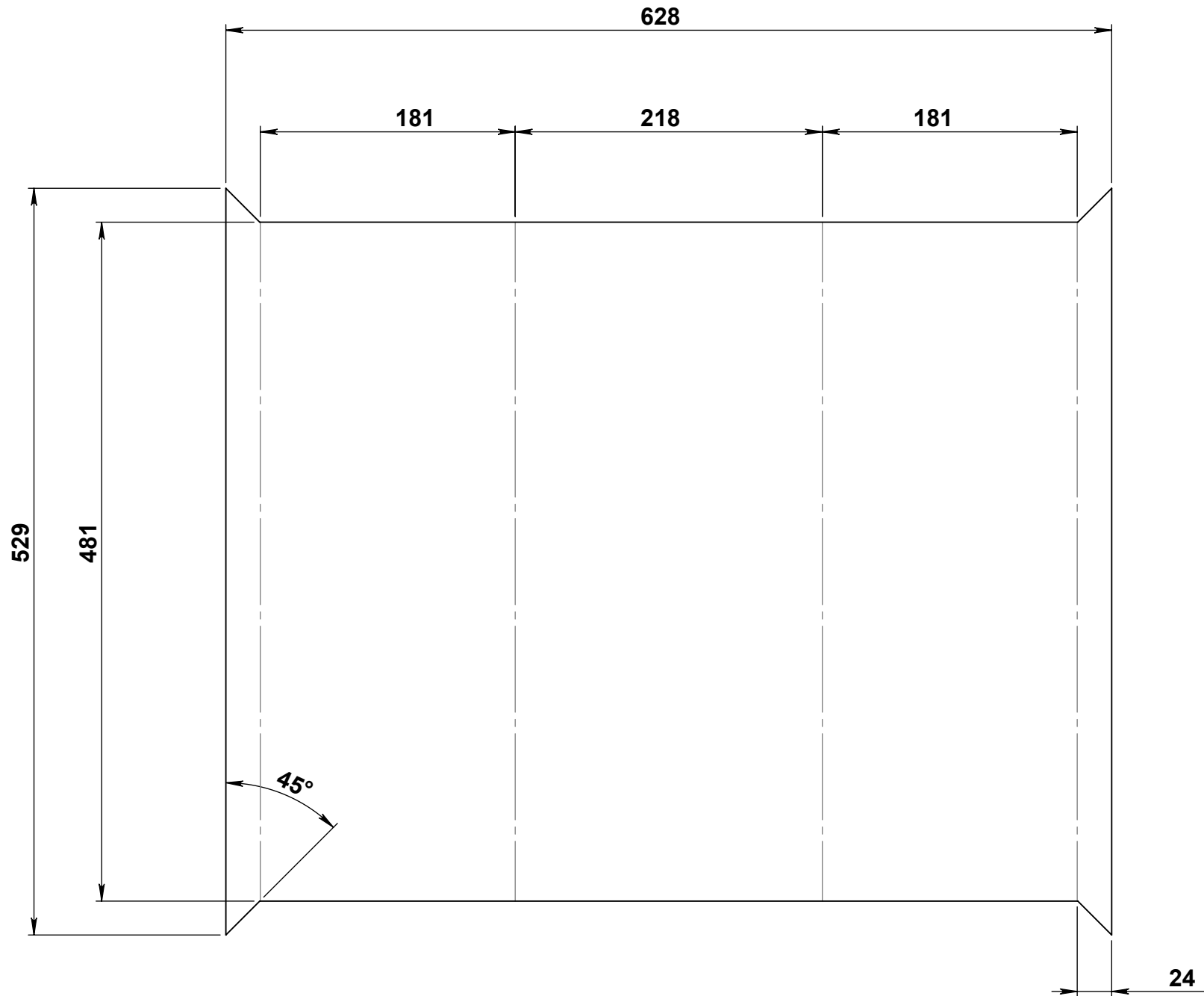
CANT: 1	DESCRIPCION: TANQUE DE DESCARCHE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small>		
MATERIAL: Lamina de Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS:mm			PESO:1754.27 gr
ARCH.: TANQUE DESCARCHE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:4	PLANO 1 DE 2	



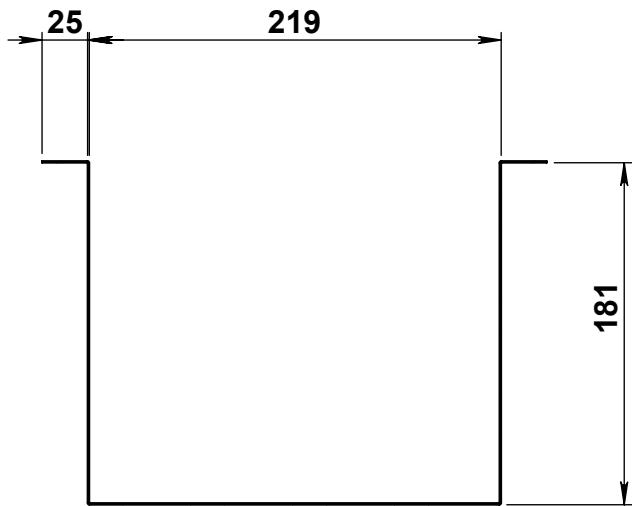
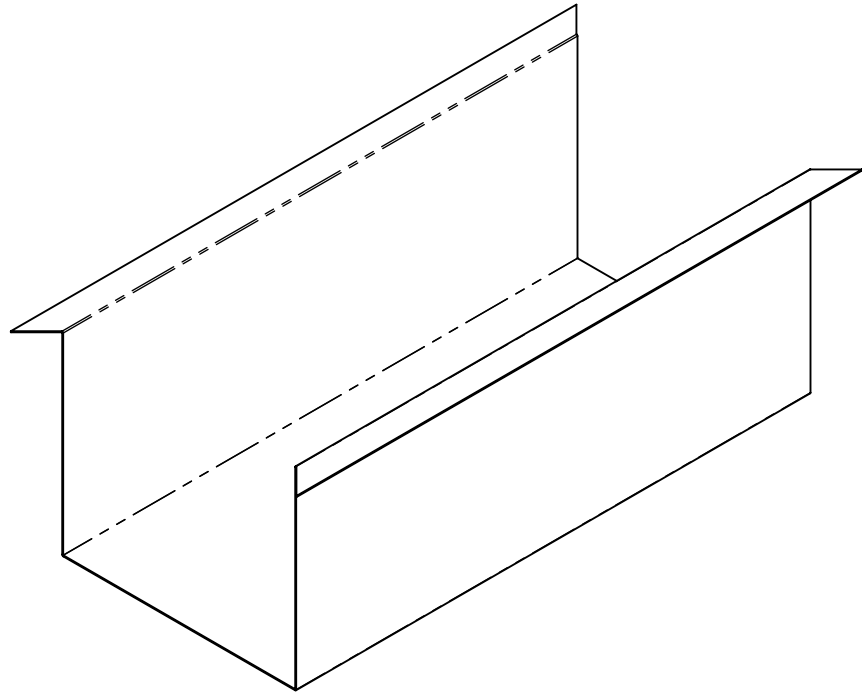
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



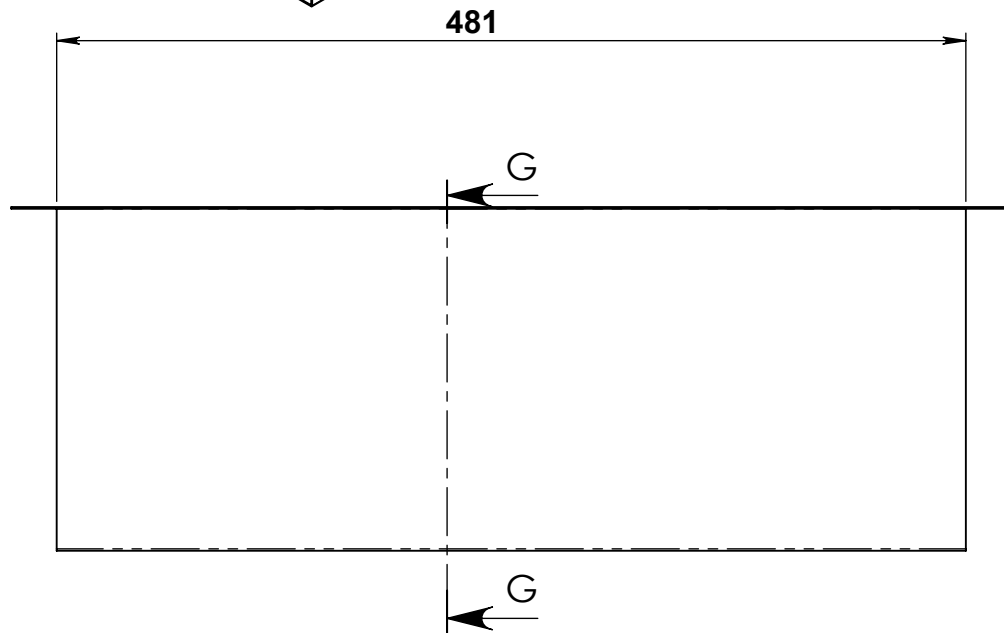
CANT: 1	DESCRIPCION: TANQUE DE DESCARCHE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Lamina Acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	
ARCH.: TANQUE DESCARCHE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:4
		PLANO 2 DE 2	






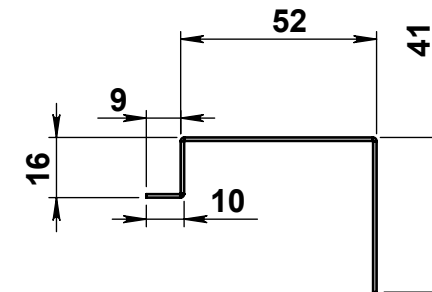
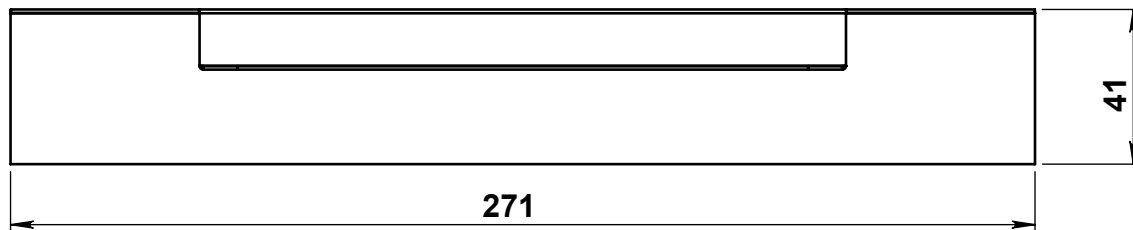
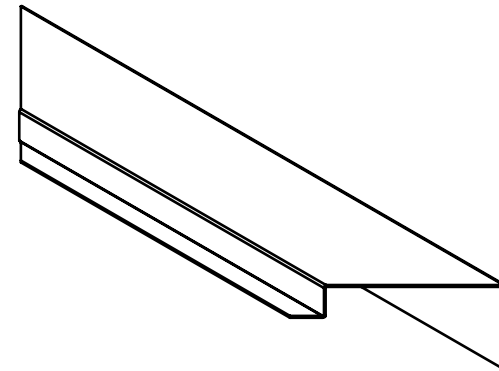
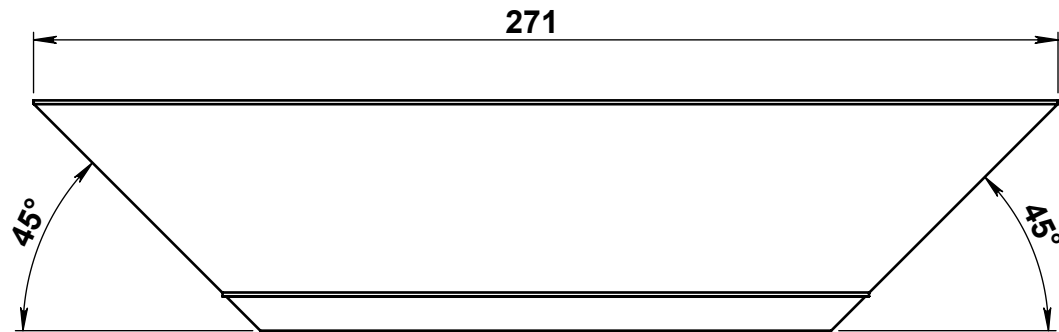
CANT: 1	DESCRIPCION: TANQUE INTERNO SOLUCION ANTICONGELANTE	CHAPA DESPLEGADA	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander
MATERIAL: Lamina Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	PESO: 2206.90 gr	
ARCH.: TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:4 PLANO 1 DE 2	





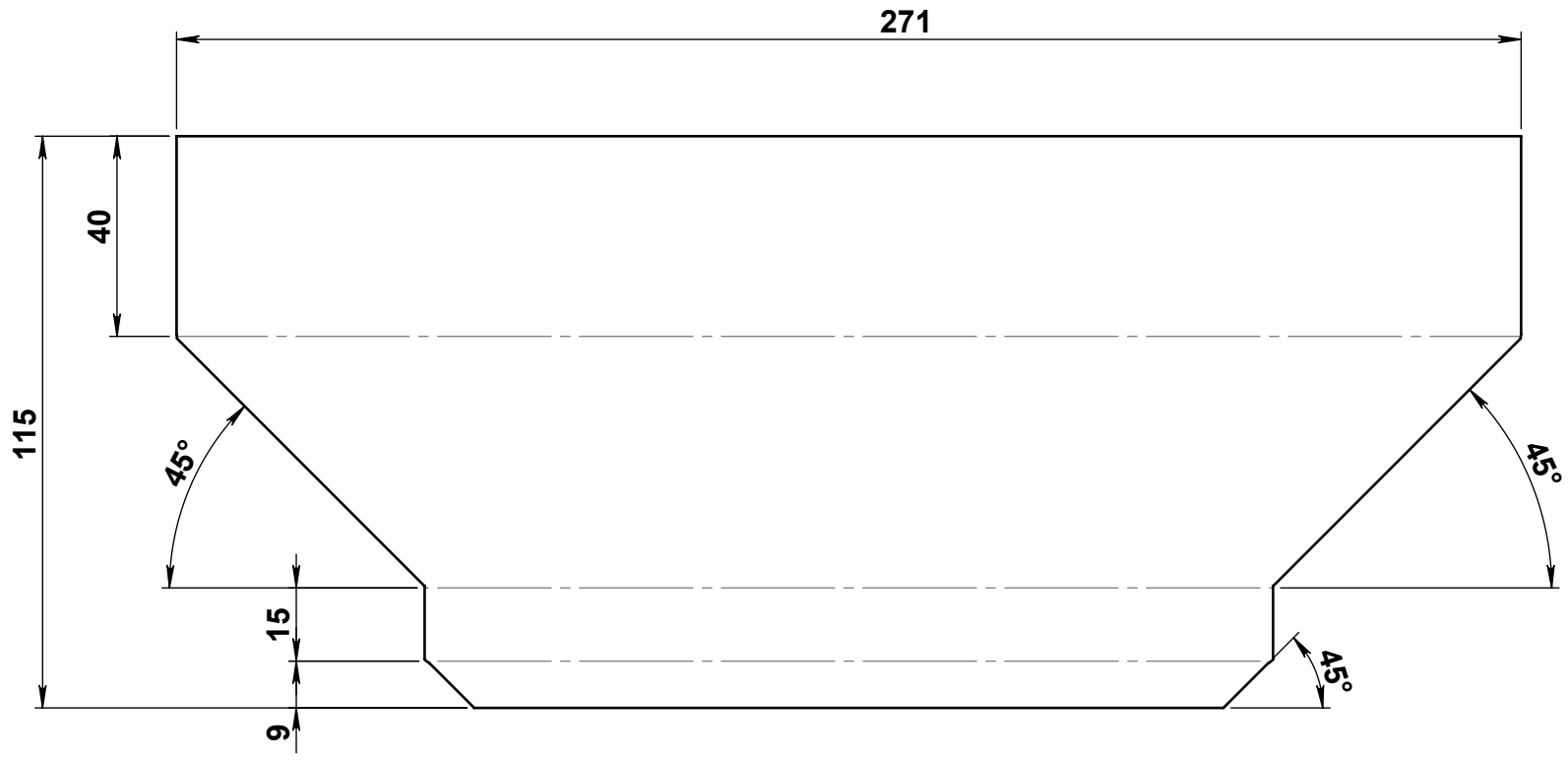
SECCIÓN G-G






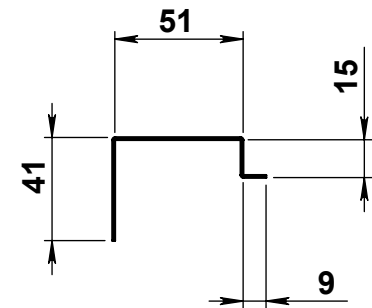
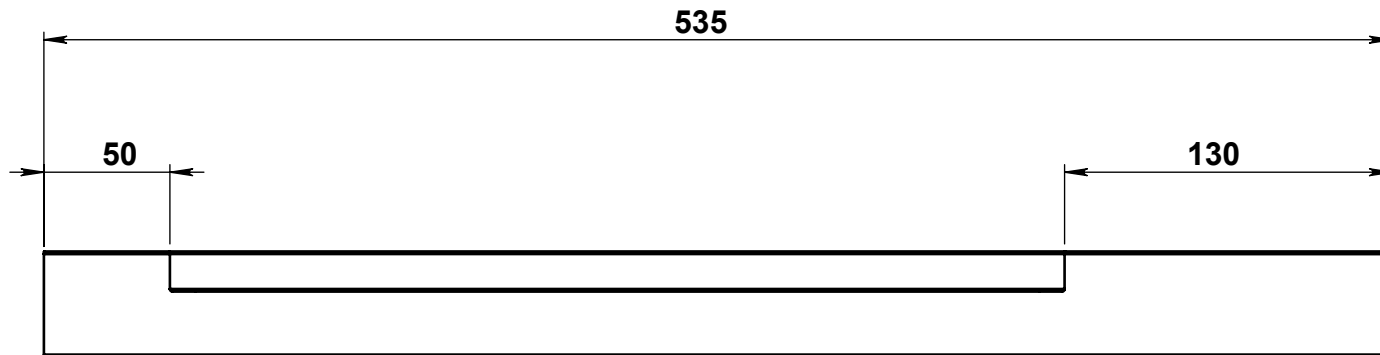
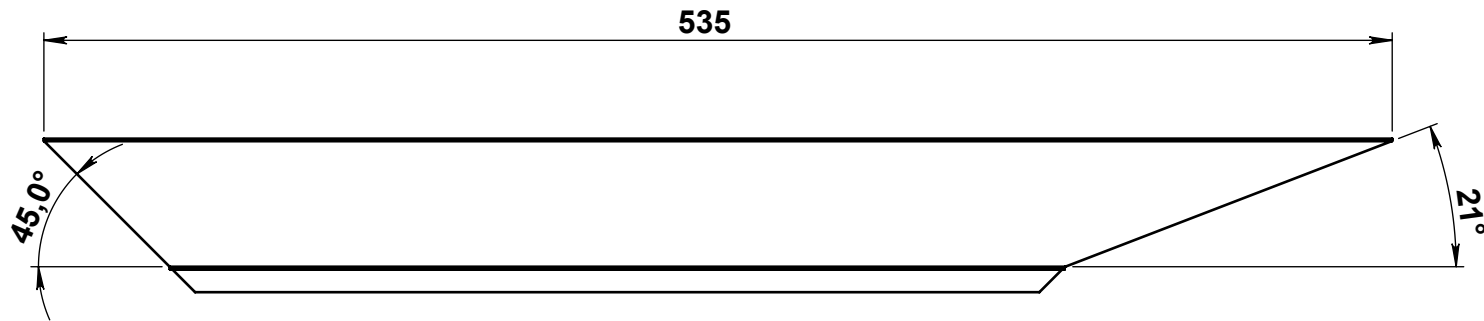
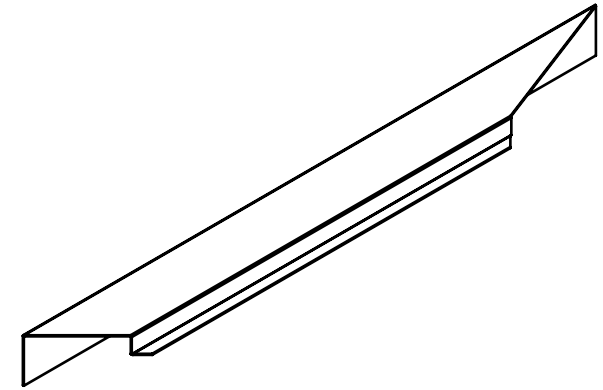
CANT: 1	DESCRIPCION: TANQUE INTERNO SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: LAMINA ACERO INOXIDABLE 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	
ARCH.: TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:4
		PLANO 2 DE 2	 




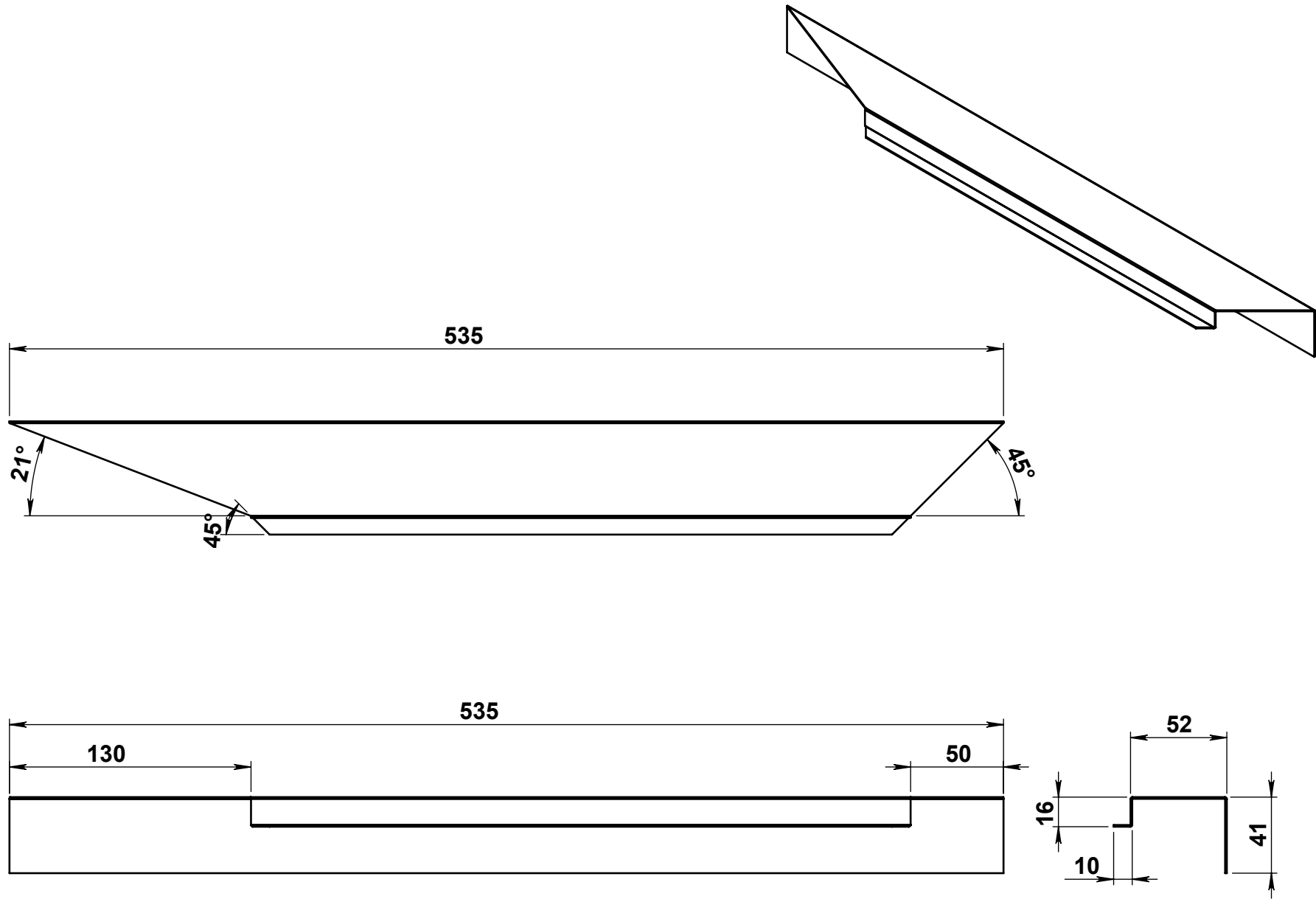
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Acero inoxidable AISI 304	Dimensiones: CALICRE 18 MEDIDAS: mm	PESO: 23.81 gr	
ARCH.: TAPA GENERAL TANQUE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:2 PLANO 1 DE 2 




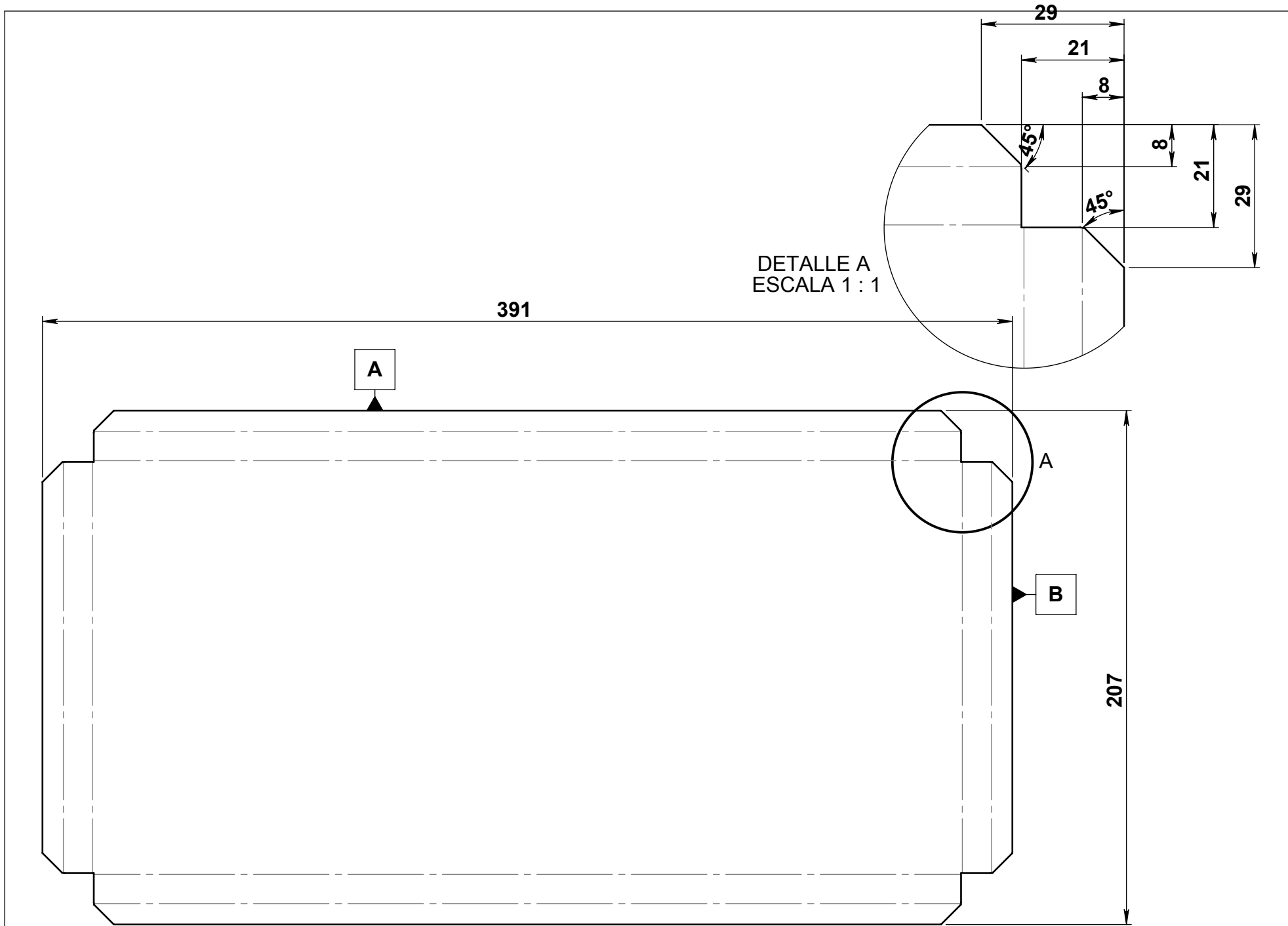
CANT:	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 	
MATERIAL: Acero inoxidable 304	Dimensiones: calibre 18	MEDIDAS: mm		PESO: 23.81 gr
ARCH.: TAPA GENERAL TANQUE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008		ESCALA 1:1.5
		PLANO 2 DE 2	 	




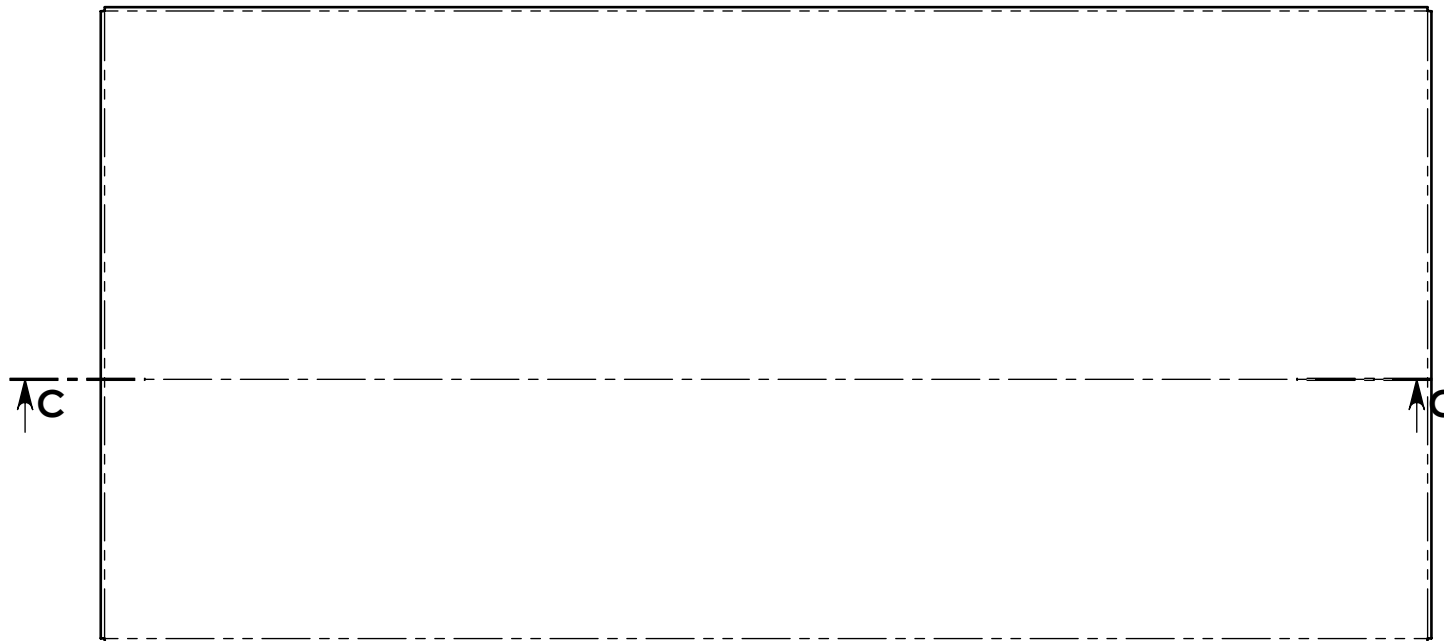
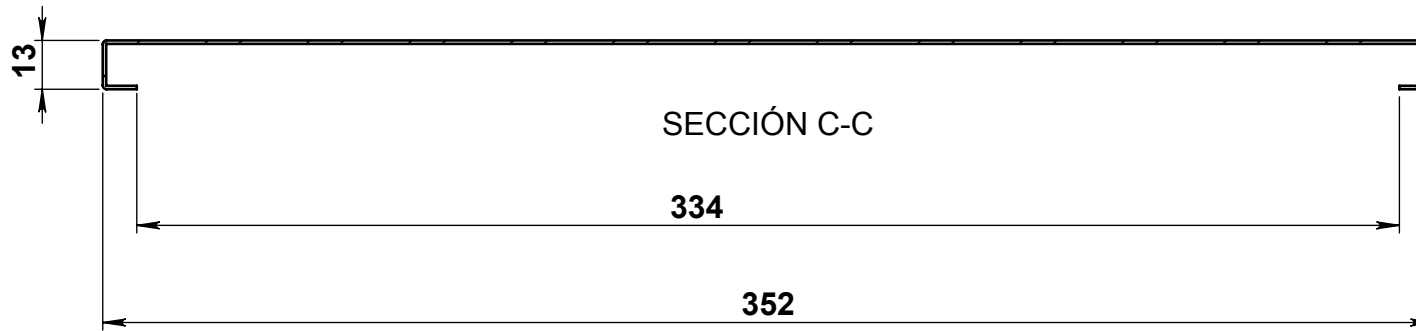
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander	
MATERIAL: Acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18 MEDIDAS: mm	PESO: 47.88 gr		
ARCH.: TAPA LATERAL 2 TANQUE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:3	PLANO 1 DE 1





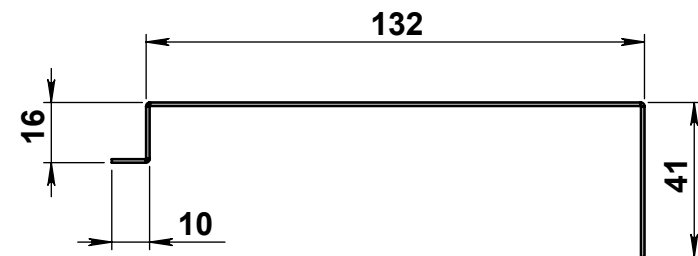
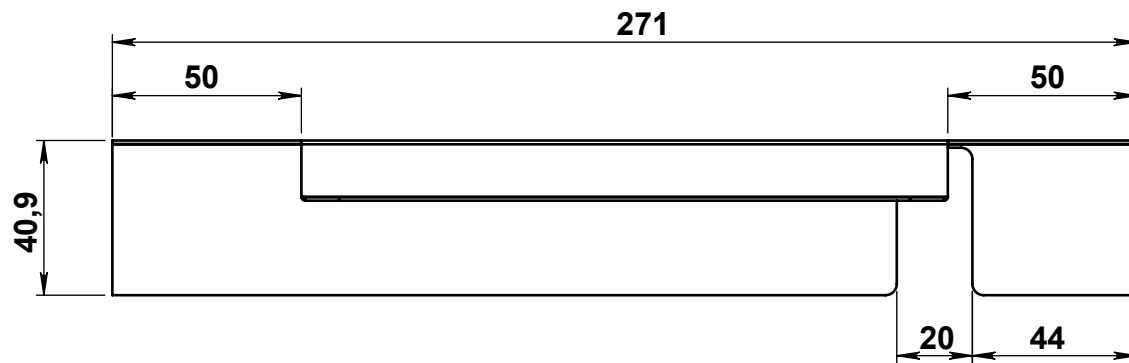
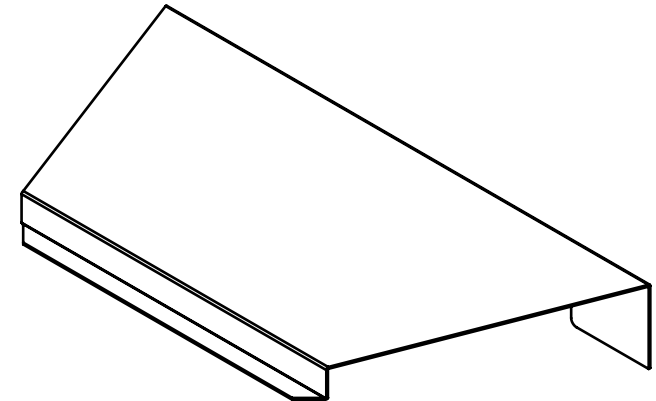
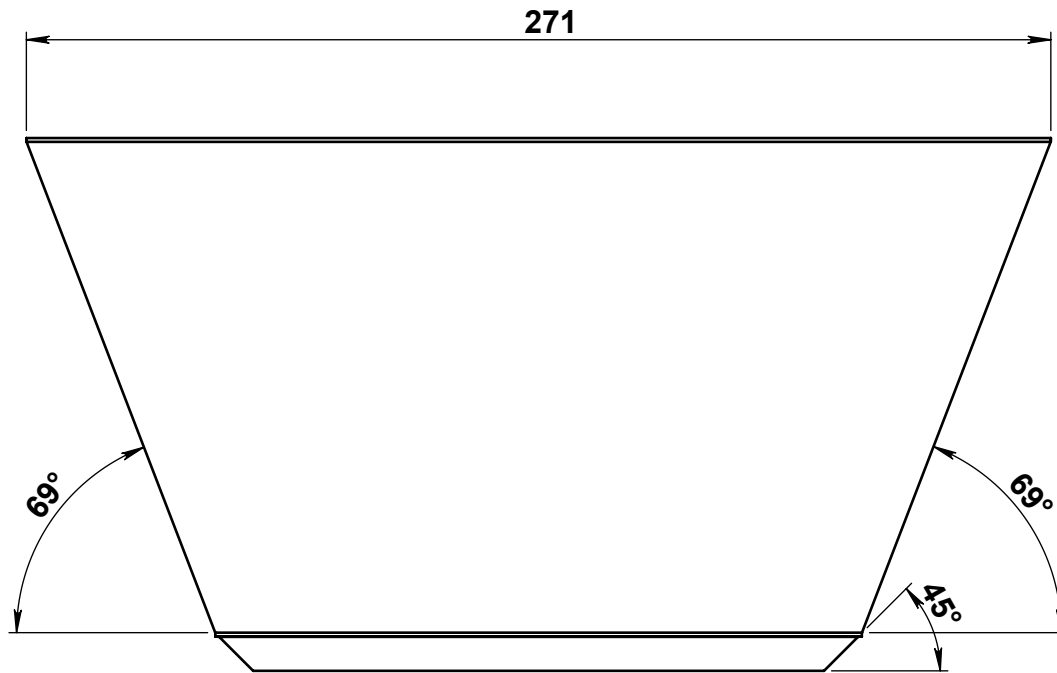
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander	
MATERIAL: Acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18 MEDIDAS: mm	PESO: 47.88 gr		
ARCH.: TAPA LATERAL TANQUE MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:3	PLANO 1 DE 1





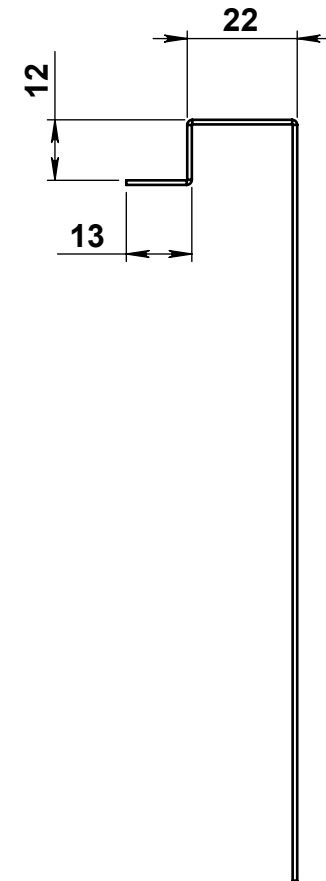
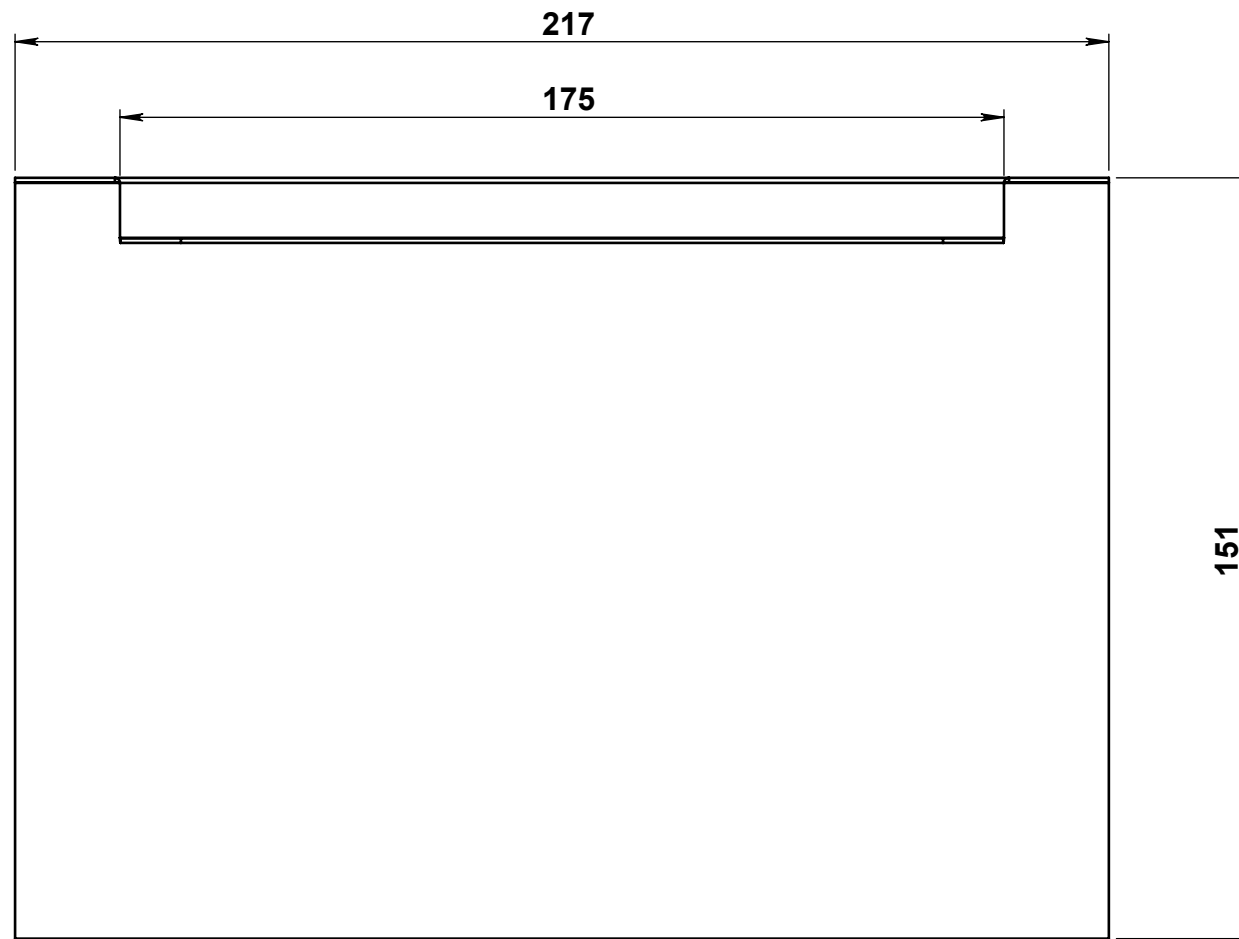
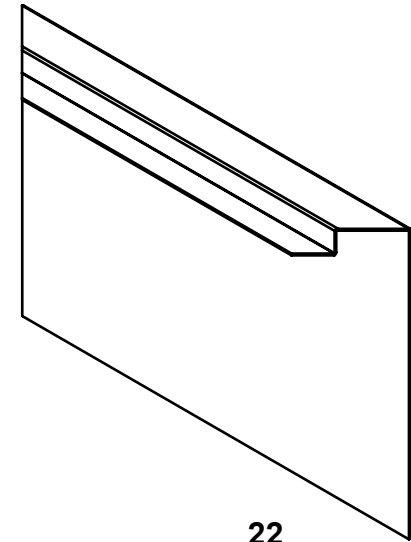
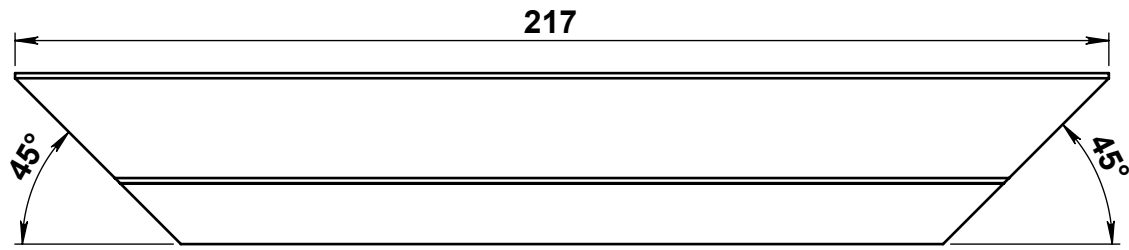
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR MOLDES	LAMINA DESPLEGADA	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	
ARCH.: TAPA SUPERIOR MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 1:2	PLANO 1 DE 2




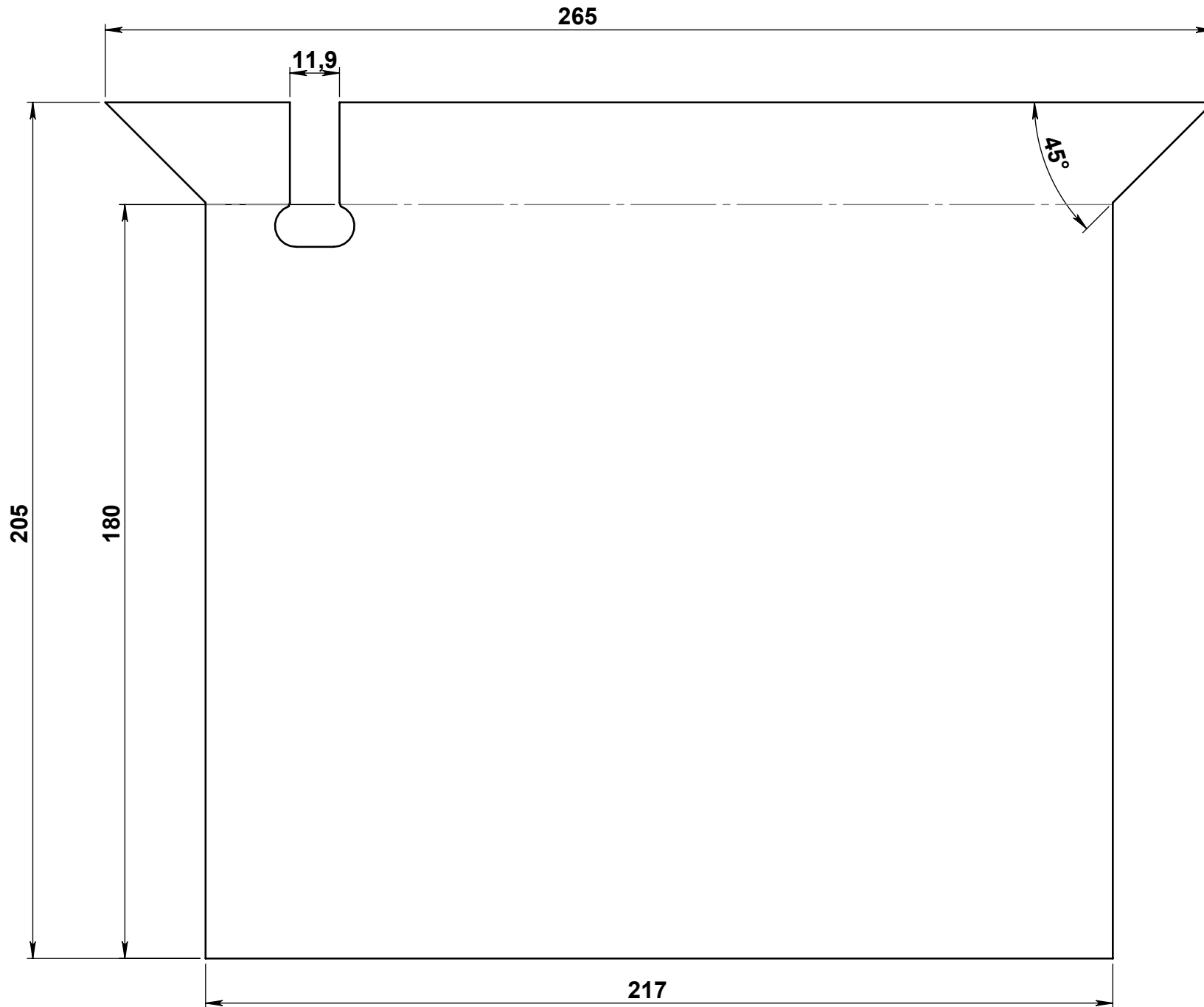
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR MOLDES	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA <small>Universidad Industrial de Santander</small> 
MATERIAL: Lamina de acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm	
ARCH.: TAPA SUPERIOR MOLDES	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 18/04/2008	ESCALA 1:2 PLANO 2 DE 2 



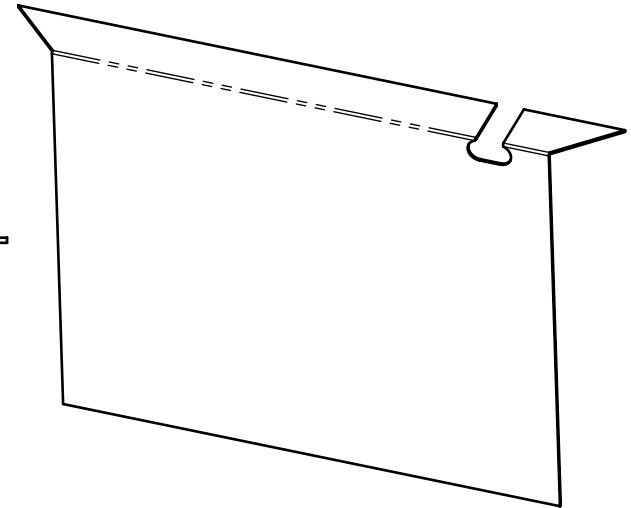
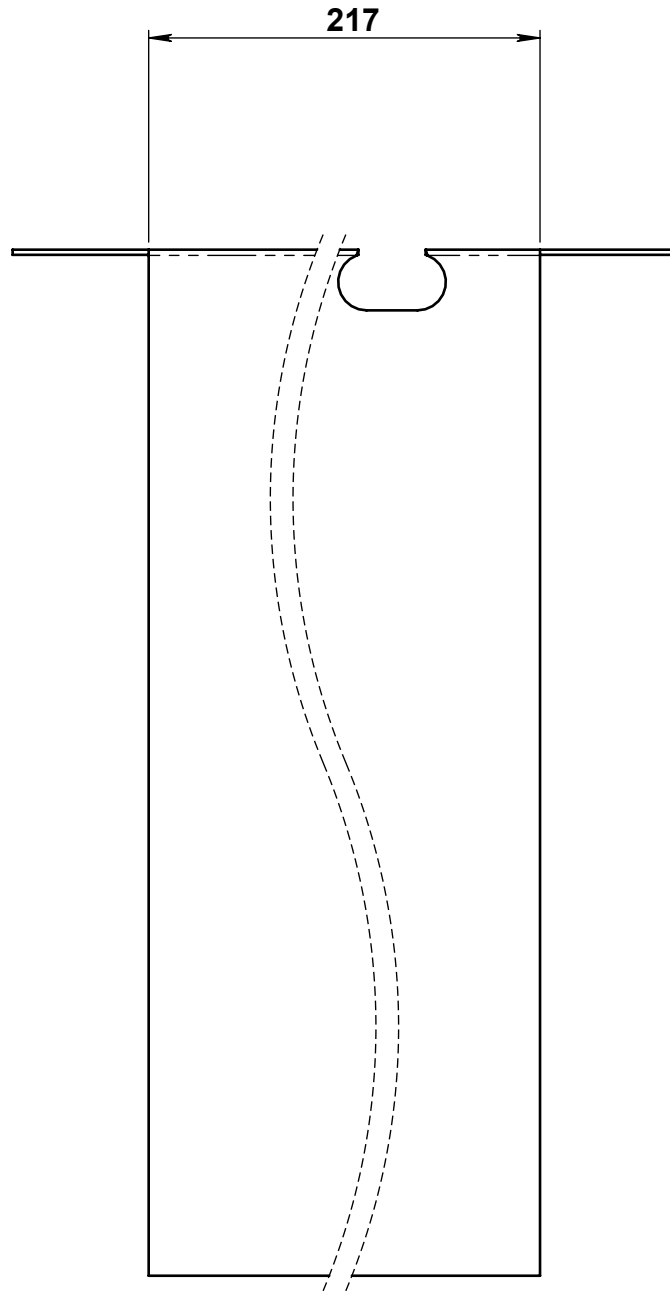
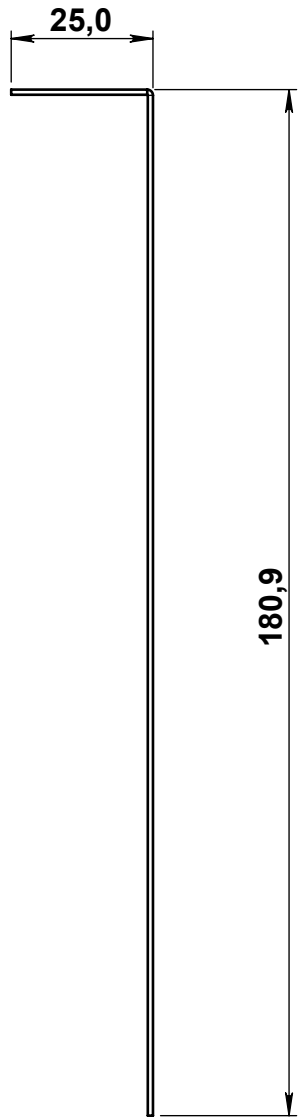
CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA SUPERIOR TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	
MATERIAL: Acero Inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18 MEDIDAS: mm	PESO: 39.19 gr	
ARCH.: TANQUE SOLUCION ANTICONGELANTE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:2
		PLANO 1 DE 1	





CANT: 2	DESCRIPCION: TAPA PARA TANQUE DE DESCARCHE	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander	
MATERIAL: Lamina de Acero inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18 MEDIDAS:mm	PESO:296.98 gr		
ARCH.: TAPA TANQUE DESCARCHE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	ESCALA 1:1.5	PLANO 1 DE 1



CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA TANQUE INTERNO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA Universidad Industrial de Santander	
MATERIAL: LAMINA ACERO INOXIDABLE	Dimensiones: Calibre 18	MEDIDAS: mm		
ARCH: TANQUE INTERNO SOLUCION ANTICONGELANTE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008		
		PESO: 324.31 gr	DIBUJÓ: ING. NELSON FLOREZ	



CANT: 1	DESCRIPCION: TAPA TANQUE INTERNO	REVISÓ: ING. OMAR GELVEZ	
MATERIAL: Lamina acero Inoxidable 304	Dimensiones: Calibre 18 MEDIDAS: mm	PESO: 324.31 gr	
ARCH: TANQUE INTERNO SOLUCION ANTICONGELANTE	MAQUINA PRODUCTORA DE HIELO	FECHA: 17/04/2008	
ESCALA 3:4	PLANO 2 DE 2		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA