

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“Selección de Equipos Frigoríficos de
Amoníaco para Cámara de 3300 TM
de Atún Entero”**

Examen Complexivo

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Víctor Hugo Jácome Martínez

Guayaquil - Ecuador

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

A mi Madre y mi Padre que
hicieron posible mi educación
y me guiaron en cada
momento de mi vida.

DEDICATORIA

A MIS PADRES
A MIS HERMANAS
A MI FAMILIA
A MIS AMIGOS

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Ing. Gonzalo Almeida P.
Vocal

Ing. Gonzalo Zabala O.
Vocal

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de examen complejo me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Víctor Hugo Jácome Martínez

RESUMEN

El presente trabajo expone los pasos de diseño de un frigorífico de atunes enteros que fue construido en el año 2006 para la empresa *Frigodegfer S.A.* localizada en Manta, que hasta esa fecha no tenía la capacidad de almacenamiento, por lo que debía comercializarla su pesca de manera inmediata al arribo a puerto de sus barcos atuneros, o debía “alquilar frío” para la posterior venta de su captura. El objetivo principal de este trabajo es la selección de equipos necesarios para construir un frigorífico de aproximadamente 3300 toneladas métricas de atunes enteros. Se exponen los procesos de cálculo de cargas térmicas para el frigorífico, el COP del ciclo, el área de condensación del sistema, la selección de los equipos frigorífico para trabajar con Amoniaco como en marca Frick, válvulas criogénicas Danfoss, paneles térmicos Inema, fueron los principales productos de los que se consultó sus catálogos, se utilizó su software de selección, se tabularon los diámetros recomendados de tuberías para la planta frigorífica lo que deja dimensionado el proyecto para que pueda ser replicado en iguales condiciones, concluyendo con las observaciones para que los equipos se seleccionen tomando en cuenta la optimización energética de la planta frigorífica.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	II
INDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	V
SIGLAS	VI
INDICE DE FIGURAS	VII
INDICE DE TABLAS	VIII
INTRODUCCION	11
CAPÍTULO 1	12
1. LA PESCA DE ATÚN EN ECUADOR	12
1.1 Antecedentes	12
1.2 Especies túnidas	13
1.3 Flota pesquera atunera	14
CAPÍTULO 2	15
2. PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL	15
2.1 Formas de producción de frío	15
2.3 Ciclo frigorífico por compresión en una etapa	16
2.4 El Amoníaco	18

CAPÍTULO 3	19
3. DISEÑO DEL FRIGORIFICO	19
3.1 Distribución de las cámaras frigoríficas en el frigorífico	19
3.2 Cargas térmicas en las cámaras frigoríficas	21
3.3 Carga térmica a través de paredes y piso	21
3.4 Cálculo de carga térmica a través del piso del frigorífico	25
3.5 Carga térmica por ingreso de producto al frigorífico	27
3.6 Carga térmica de infiltración por apertura de puertas	28
3.7 Cargas térmicas secundarias	29
CAPÍTULO 4	30
4. EQUIPOS FRIGORÍFICOS	30
4.1 Selección de evaporadores de amoníaco	32
4.2 Selección del compresor de Amoníaco	35
4.3 Selección de estación de recirculación de amoníaco	35
4.4 Selección de bombas de recirculación de amoníaco	37
4.5 Selección del recipiente receptor de amoníaco	38
4.6 Selección del termosifón	39
4.7 El condensador evaporativo	42
4.8 Dimensiones de tuberías	44

4.9 Válvulas de control	46
CAPÍTULO 5	48
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	47
CONCLUSIONES	48
RECOMENDACIONES	49
BIBLIOGRAFÍA	51
ANEXOS 1	52
ANEXO 2	54
ANEXO 3	55
ANEXO 4	56
ANEXO 5	57

ABREVIATURAS

A	Área
c_p	Calor específico a presión constante
c_v	Calor específico a volumen constante
e	Espesor de pared o de aislamiento
h	Entalpia, hora
h_c	Coefficiente convectivo
K	Coefficiente de conductividad térmica
q	Calor, energía
L	Longitud en general
M	Masa
MLDT	Media logarítmica de Temperatura
P	Presión
Q	Flujo de calor
T	Temperatura, diferencial de temperatura
u	Energía interna por unidad de masa
U	Coefficiente global de transferencia de calor
v	Volumen específico
V	Volumen total
W	Trabajo
ρ	Densidad
μ	Resistividad al paso de vapor de agua

SIGLAS

COP : Coeficiente de Performance

IIAR : International Institute of Ammonia Refrigeration

ASME : American Society of Mechanical Engineers

TRD : Technische für Dampfkessel (Norma Alemana)

HR% : Humedad Relativa

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Variedades de Atunes de mayor captura por la flota pesquera ecuatoriana	13
Figura 2. Diagrama Presión vs. Entalpía de un ciclo de refrigeración simple	17
Figura 3. Distribución del Frigorífico	20
Figura 4. Esquema de resistencia térmica por convección y conducción en paredes del frigorífico	24
Figura 5. Esquema de conducción térmica por el piso del frigorífico	26
Figura 6. Diagrama P-H para ciclo de refrigeración	30
Figura 7. Esquema de recirculación de líquido en evaporadores inundados	31
Figura 8. HR vs. diferencial de temperatura entre la temperatura de succión y la temperatura de la cámara frigorífica	33
Figura 9. Válvulas para el descarchamiento por gas	34
Figura 10. Estación de recirculación horizontal marca Frick.....	36
Figura 11. Alternativas de bombas de recirculación	37
Figura 12. Recipiente receptor de amoníaco diseño de Frick	39
Figura 13. Esquema del efecto sifón por diferencial de presión en la línea de gases de descarga del compresor y el venteo del recipiente termosifón	40
Figura 14. Recipiente termosifón modelo Frick.....	41
Figura 15. Esquema de la MLDT en intercambiadores de tubos concéntricos con flujo cruzado y flujo paralelo.....	43

Figura 16. Esquema de transferencia de calor por conducción y convección en tuberías aisladas.....	45
Figura 17. Bomba de amoníaco Witt HRP 5040 con resultados de caudal y el cabezal.	54
Figura 18. Lámina del software CoolWare de Danfoss con los resultados del diámetro de la tubería de líquido a la descarga de la bomba de recirculación. Sombreado en verde: diámetro seleccionado. Sombreado en azul: diámetro sugerido.	55
Figura 19. Fotos de la instalación frigorífica en el área del cuarto de máquinas	56
Figura 20. Esquema del Circuito de tuberías y de la	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Dimensiones exteriores del frigorífico.....	20
Tabla 2. Volúmenes y áreas de cada cámara del Frigorífico.....	21
Tabla 3. Datos usados en los cálculos de transferencia de calor	23
Tabla 4. Comparación de cálculo de carta térmica con conducción y con conducción más convección.....	25
Tabla 5. Condiciones de succión y de descarga típicas para las condiciones de nuestro frigorífico	32
Tabla 6. Capacidad de los evaporadores en las cámaras frigoríficas ...	34
Tabla 7. Tabla Frick de selección de modelos de estaciones recirculadoras horizontales.....	36
Tabla 8. Medidas de las tuberías de líquido y succión para cada ramal de la planta frigorífica	45

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto expone las consideraciones y cálculos que se deben hacer para la construcción de un frigorífico para almacenar 3300 TM de atunes enteros congelados que fue desarrollado y construido entre los años 2005 a 2008 en la ciudad de Manta. Para comenzar se plantea la distribución óptima de las cámaras frigoríficas, el cálculo de carga térmica bajo condiciones de conducción y convección natural en la parte exterior e interior y se compara este resultado con los obtenidos despreciando la conducción. Luego se determinó el coeficiente de transferencia de calor global para luego dimensionar o exponer los parámetros a considerar para la selección de los equipos frigoríficos que se instalaron en esta planta. Los equipos que fueron dimensionados son la estación recirculadora, bombas de amoníaco líquido, condensador evaporativos, evaporadores y tuberías, entre otros. Para el cálculo de tuberías se utilizó el software Coolware de Danfoss el cual facilitó la selección de tuberías para sistemas frigoríficos, tomando en cuenta la caída de presión y por lo tanto la variación de temperatura del fluido refrigerante que se recircula en la planta. Finalmente se detallan las medidas instaladas de tuberías para cada etapa del circuito.

CAPÍTULO 1

LA PESCA DE ATÚN EN ECUADOR

1.1 Antecedentes

La pesca e industrialización del Atún en el Ecuador involucra directa e indirectamente a cerca de 200 mil personas y representa actualmente alrededor del 7% del PIB Ecuatoriano(1). La actividad pesquera de Atún está regulada por el Ministerio Agricultura, Ganadería, Acuicultura y Pesca y a través de éste, adscrita a los convenios internacionales de control de los cuales el de mayor injerencia es la CIAT (Comisión Internacional del Atún Tropical) con sede en Panamá y de la cual Ecuador forma parte desde 1997. El año 2008 fue un buen año para la pesca de atún obteniéndose un volumen total de captura anual el cual bordeó las 550.000 toneladas, lo que representó un 26 % más que el año precedente en que se construyó el frigorífico presentado en este proyecto. Actualmente el Instituto Nacional de Pesca (INP), registra aproximadamente 150 barcos atuneros cerqueros de categoría industrial. En números redondos, el atún es el producto estrella del sector pesquero a nivel nacional; concentra cerca del 85% de toda la actividad pesquera, mientras que el 15% restante corresponde a la denominada “pesca fresca” de la que un 8% se exporta y el restante 7% se consume localmente. De 2004 – 2007, el atún tenía como

destino principal los Estados Unidos. Desde el 2008 España y Venezuela, son los principales mercados a donde llega nuestro atún procesado, y a renglón seguido están ahora EE.UU. Holanda, Alemania y Colombia(2).

1.2 Especies túnicas

Las especies que se capturan para fines de industrialización son principalmente tres; su estadística de captura por barcos atuneros cerqueros industriales de bandera ecuatoriana en aguas nacionales e internacionales, según estadística de la CNP (Cámara nacional de pesquería) , se distribuyó, desde el 2000 al 2013 el 17% Aleta Amarilla, 67% Atún Barrilete y 16% Bigeye o Patudo(3).

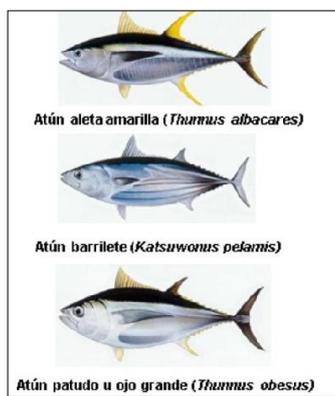


Figura 1. Variedades de Atunes de mayor captura por la flota pesquera ecuatoriana

FUENTE [Ref. 1]

1.3 Flota pesquera atunera

La flota de barcos atunero cerqueros industriales en el Ecuador para el año 2007, año en el que se construyó este frigorífico, era del orden de 100 unidades con capacidades que van de las 300 TM a 1200 TM. En la ciudad de Manta se concentra del 85% al 90% de la actividad atunera del país, por lo que la demanda de frigoríficos tuvo y sigue teniendo mucho auge especialmente en los años en que la pesca es abundante o cuando el precio del mercado del atún entero no es tan favorable y conviene almacenar para ir vendiéndolo o procesándolo parcialmente. La flota ecuatoriana de pesca de atún en promedio captura de 150 a 200 mil toneladas al año, pero la industria procesadora instalada tiene capacidad para procesar alrededor de 450 mil toneladas anuales. Los principales países que más capturan en el Océano Pacífico Sur son: Ecuador, México, Panamá y Colombia.

CAPÍTULO 2

PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

2.1 Formas de producción de frío

A pesar de existir en la práctica principalmente tres formas de producir frío: Mezclas de refrigerantes, Expansión de un gas comprimido y Evaporación de un líquido puro, en la práctica el más utilizado industrialmente en refrigeración es el tercero. Dentro de la forma de producción de frío mediante evaporación de un líquido puro se identifican tres tipos de máquinas frigoríficas (4):

- 1) Máquinas de evaporación y compresión de un gas licuable
- 2) Máquinas de absorción
- 3) Máquinas evaporativas de agua

En este proyecto se utilizó el primer tipo de maquinaria.

2.2 Fluidos refrigerantes

La búsqueda del refrigerante ideal lleva a describir las características que debe presentar un refrigerante ideal. En orden de importancia estas propiedades son:

- 1) Calor latente de evaporación muy alto
- 2) Punto de ebullición, a presión atmosférica, suficientemente bajo respecto a la condición de refrigeración deseada
- 3) Baja relación de compresión

- 4) Pequeño volumen específico de su vapor saturado
- 5) Temperatura crítica muy elevada
- 6) Inocuo al lubricante que se emplee
- 7) Químicamente estable
- 8) No corrosivo con los materiales del circuito
- 9) No inflamable ni explosivo en combinación con el aire
- 10) No tóxico
- 11) No contaminante de productos a conservar
- 12) Inodoro o de olor leve
- 13) Fácilmente detectable en caso de fuga
- 14) Ser económico i/o de fácil obtención

2.3 Ciclo frigorífico por compresión en una etapa

El ciclo termodinámico de refrigeración por evaporación y compresión de una sustancia se muestra en la Figura 2. En cada proceso las energías entregadas o recibidas son las siguientes:

- Cambio energético en la compresión – Energía entregada al sistema
- Cambio energético en la condensación – Interacción con un sumidero térmico
- Cambio energético en la expansión

- Cambio energético en la evaporación – Energía absorbida del medio

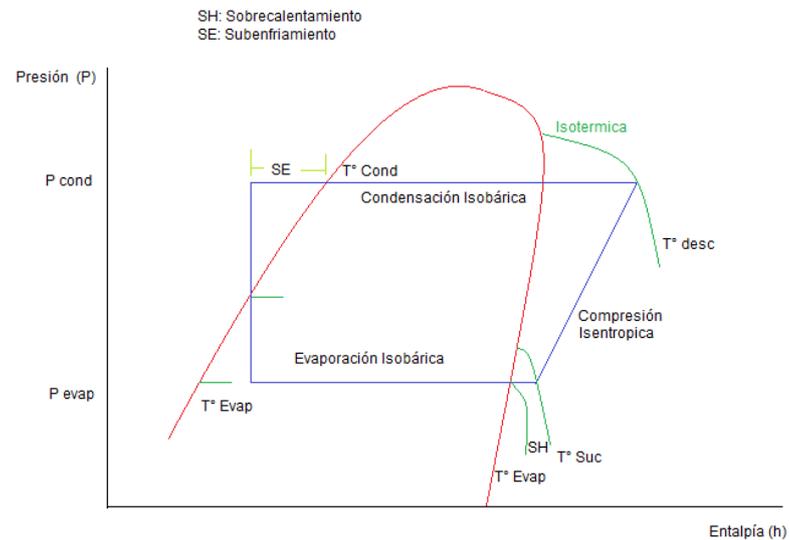


Figura 2. Diagrama Presión vs. Entalpía de un ciclo de refrigeración simple

FUENTE [Ref. 7]

Se define para un ciclo de refrigeración el Coeficiente de Performance, COP por sus siglas en inglés, la cual se representa como la ecuación (2.1)

$$COP : \frac{\text{Energía absorbida}}{\text{Energía entregada}} \quad (2.1)$$

2.4 El Amoníaco

El amoníaco, cuya fórmula química es NH_3 , identificado como refrigerante R-717, cumple una gran parte de las propiedades antes mencionadas. El calor latente de evaporación a $-33,34^\circ\text{C}$ es de $1369 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ ($327 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$); el calor específico (*energía necesaria para cambiar la temperatura de la sustancia sin cambio de fase*) a -8°C , es de $4,65 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}^\circ\text{C}$. El cálculo teórico del COP para un ciclo frigorífico con amoníaco entre $+30 / -15^\circ\text{C}$, es de 3,37 que, por ejemplo, comparado con el valor de 3,18 del R-22 (refrigerante sintético-halocarbonado), equivale a un 6% más de eficiencia energética respecto a este último refrigerante. Siguiendo la comparación con el R-22, la tasa de flujo másico necesaria para una cierta cantidad de refrigeración es de 1 a 7 entre el amoníaco y el R-22; es decir, en un circuito de refrigeración (compresión, condensación, expansión, evaporación) se necesita circular siete veces menos refrigerante con amoníaco que con R-22; esto implica menos tamaño de equipos, menor potencia de motores, tuberías más pequeñas, etc. Todas estas propiedades hacen una excelente alternativa para éste tipo de proyectos de refrigeración a gran escala.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL FRIGORIFICO

3.1 Distribución de las cámaras frigoríficas en el frigorífico.

En las cámaras frigoríficas la estiba de los atunes enteros se realiza tradicionalmente en tanque de metal galvanizado. Las medidas habituales de estos tanques son 1,250 m de ancho por 1,580 m de fondo por 1,080 m de alto. La capacidad de cada tanque, dependiendo del tamaño del pescado, es aproximadamente 600 Kg de atunes enteros. Los frigoríficos atuneros se diseñan permitiendo habitualmente estibar estos tanques hasta en 5 niveles y dejando áreas de tránsito de montacargas. Los tanques apilados alcanzan los 5,75 m. Sobre esta altura se debe dejar un espacio que permita la circulación del aire por convección forzada que producen los ventiladores de los evaporadores para mantener la temperatura de la cámara frigorífica.

La distribución más apropiada en función de los requerimientos de este cliente, que buscaba construir cámaras para almacenar su propia captura y para alquilar frío a terceros, lleva a la propuesta de distribución de las cámaras y la pre-cámara mostrada en la Figura 3.

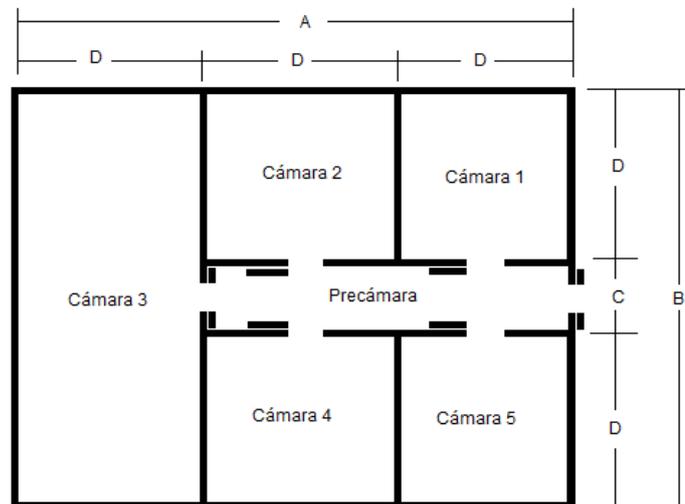


Figura 3. Distribución del Frigorífico. Esquema de propia autoría.

La Tabla 1 muestra las dimensiones exteriores del frigorífico en función de la capacidad de almacenamiento requerida.

Tabla 1. Dimensiones exteriores del frigorífico

A	51	M
B	42	M
C	4	M
D	17	M

Con estas dimensiones, se calculan las áreas y volúmenes de las cámaras frigoríficas, mostradas en la Tabla 2.

Tabla 2. Volúmenes y áreas de cada cámara del Frigorífico

Cámara	Área m ²	Área efectiva de almacenamiento m ²	Tanques por nivel aprox	Tanques en total	Ton por cámara aprox.	Volumen cada cámara m ³
Cámara 1	289	246	186	930	540	2312
Cámara 2	289	246	186	930	540	2312
Cámara 3	646	549	416	2080	1206	5168
Cámara 4	289	246	186	930	540	2312
Cámara 5	289	246	186	930	540	2312
Total Cámaras	1802	1532	1160	5802	3365	14416
Precámara	136	m ²				

3.2 Cargas térmicas en las cámaras frigoríficas

La carga térmica se identifica en:

- 1 Pérdidas de calor por paredes y techos
- 2 Pérdidas de calor por piso
- 3 Carga térmica de producto
- 4 Pérdida de calor por puertas
- 5 Cargas térmicas secundarias (lámparas, motores de ventiladores, montacargas, etc).

3.3 Carga térmica a través de paredes y piso

Se utilizó el modelo de conducción térmica análogo al sistema de resistencias eléctricas en serie, modelado matemáticamente en las ecuaciones (3.1), (3.2), y (3.3). Para reducir la carga térmica por

paredes se utilizan paneles de 6" de espesor (150 mm) de poliuretano.(5)

$$R_{conducción} = \frac{e}{kA} \quad (3.1)$$

$$R_{convección} = \frac{1}{hA} \quad (3.2)$$

$$Q_{Total} = \frac{\Delta T}{\sum R_{resistencia}} \quad (3.3)$$

Donde:

k: Conductividad Térmica

h: Coeficiente convectivo

A: Área de la sección transversal

R: Resistencia

Se consideró 3 valores de resistencia, por conducción y dos por convección, en el interior y el exterior del frigorífico. Se asume convección natural para el exterior y convección forzada para el interior.

Tabla 3. Datos usados en los cálculos de transferencia de calor

Nomenclatura	Valor	Unidad
Exterior del frigorífico		
h_o	10	$\frac{W}{m^2K}$
T_∞	30	°C
e_{chapas}	0,4	mm
K_{acero}	50,2	$\frac{W}{mK}$
e_{panel}	150	mm
$K_{poliuretano}$	0,023	$\frac{W}{mK}$
Interior del Frigorífico		
h_{in}	50	$\frac{W}{m^2K}$
T_{in}	-25	°C
$A_{in} = A_{out}$	136	m^2

FUENTE [Ref. 6]

Para analizar la pérdida de calor total se utilizó el modelo de resistencias térmico el cual se muestra en la Figura 4

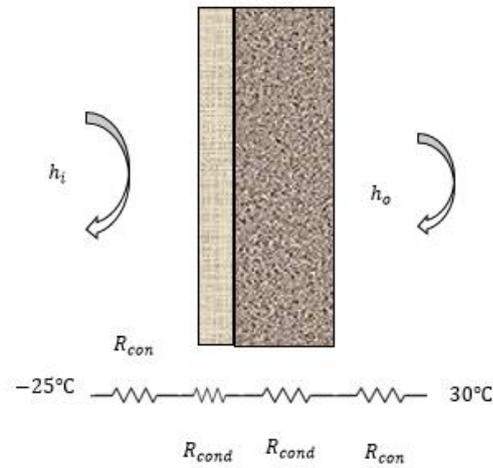


Figura 4. Esquema de resistencia térmica por convección y conducción en paredes del frigorífico

$$R_o = \left(\frac{1}{136}\right)\left(\frac{1}{10}\right) = 7.35 \times 10^{-4} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{recubrimiento} = \frac{0,4 \times 10^{-3}}{(50,2)(136)} = 5,86 \times 10^{-8} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{panel} = \frac{(150 \times 10^{-3})}{(136) * (0,023)} = 4,79 \times 10^{-2} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{in} = \frac{1}{(136) * (50)} = 1,47 \times 10^{-4} \left[\frac{K}{W}\right]$$

La resistencia total:

$$\sum R_{resistencia} = 0,0487 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$\Delta T = 30^{\circ}\text{C} - (-25^{\circ}\text{C}) = 55^{\circ}\text{C}$$

La transferencia de calor por esta pared:

$$Q_{Total} = \frac{\Delta T}{\sum R_{resistencia}} = \frac{55}{0,0487} = 1,13kW$$

Comparando el cálculo sin convección se puede observar que la variación de los cálculos no es mayor al 1% de la carga térmica total. La tabla 4 muestra los resultados del cálculo térmico donde se ve que la diferencia de carga térmica haciendo el cálculo con y sin convección es de 0.2%

Tabla 4. Comparación de cálculo de carga térmica con conducción y con *conducción más convección*

		m	T e aire	T i aire	DT	sin considerar convección	considerando convección	
			°C	°C	°C	kw	kw	
Cámara 1 Ó 5	Area de paredes externas	272	m2	30	-25	55	2,29	2,25
	Paredes internas colindantes con otra camara	136	m2	15	-25	40	0,83	0,82
	Paredes colindantes con la precámara	136	m2	10	-25	35	0,73	0,72
	Techo	289	m2	30	-25	55	2,44	2,39
	Piso	289	m2	34	-25	59	2,22	2,21
0,47	Carga térmica de recepcion de producto	540	tm	-5	-25	20	61,48	61,48
1	Puerta (Servicio Normal: 15% carga paredes)						0,94	0,93
	Subtotal						70,94	70,80
	Cargas térmicas secundarias (5% adicional)						3,55	3,54
	Total (Kw)						74,49	74,34
	Considerando funcionamiento de 14 h/día						127,69	127,44
	Carga tota (TR)						36,48	36,41
							Diferencia:	0,2%

3.4 Cálculo de la carga térmica a través del piso del frigorífico

Se utiliza nuevamente el modelo de resistencias eléctricas en serie para aislamientos en capas mostrada a través de la ecuación (3.3):

$$Q_{Total} = \frac{\Delta T}{\sum R_{resistencia}}$$

$$\sum R_{resistencia} = R_{hormigon} + R_{poliuretano} + R_{conveccion}$$

Donde:

$$R_{hormigon} = \left(\frac{1}{289}\right) \left(\frac{0,15}{0,128}\right) = 4,05 \times 10^{-3} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{poliuretano} = \left(\frac{1}{289}\right) \left(\frac{0,15}{0,023}\right) = 2,26 \times 10^{-2} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{conve} = \left(\frac{1}{289}\right) \left(\frac{1}{50}\right) = 6,92 \times 10^{-5} \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$\sum R_{resistencia} = 0,0267 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$\Delta T = 34^{\circ}C - (-25^{\circ}C) = 60^{\circ}C$$

La transferencia de calor por esta pared:

$$Q_{Total} = \frac{\Delta T}{\sum R_{resistencia}} = \frac{60}{0,0267} = 2,2kW$$

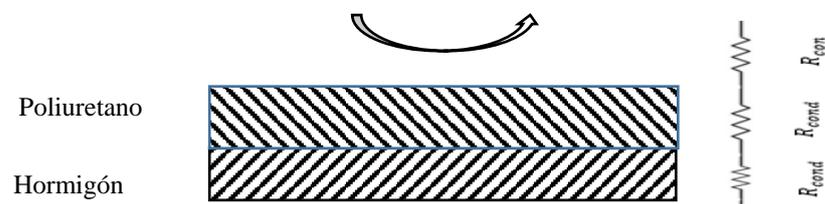


Figura 5. Esquema de conducción térmica por el piso del frigorífico

Con esta carga se pudo estimar la temperatura de contacto entre el hormigón y el poliuretano.

$$\Delta T = Q \times R_{\text{poliuretano}}$$

$$34^{\circ}\text{C} - T_{\text{contacto}} = (2,21 \times 10^3) * \left(\frac{1}{289}\right) \left(\frac{0,15}{0,023}\right)$$

De donde:

$$T_{\text{contacto}} \frac{\text{hormigón}}{\text{poliuretano}} = -15,87^{\circ}\text{C}$$

El gradiente de temperatura en el aislamiento de poliuretano en el suelo es de casi 50°C , lo que nos permite estimar la temperatura en la superficie de hormigón en el interior del frigorífico:

$$\Delta T = Q \times R_{\text{hormigón}}$$

$$-15,87 - T_{\text{suelo del frigorifico}} = (2,21 \times 10^3) * \left(\frac{1}{289}\right) \left(\frac{0,15}{0,023}\right)$$

De donde:

$$T_{\text{suelo del frigorifico}} = -24,83^{\circ}\text{C}$$

Es decir, el gradiente de temperatura en el suelo de hormigón de la cámara es de $8,96^{\circ}\text{C}$ y la diferencia de temperatura del suelo con el interior es menor a 1°C .

3.5 Carga térmica por ingreso de producto al frigorífico

Se estima una capacidad frigorífica para una cuarta en peso de producto que entra “caliente” en cada cámara frigorífica, y debe abatirse su temperatura en 24 horas. El calor específico para atún

congelado: $0,47 \frac{Kcal}{kg^{\circ}C}$. Se asume una temperatura de recepción del producto de $-5^{\circ}C$. El calor removido se expresa mediante la ecuación (3.4)

$$Q = m C_p \Delta T \quad (3.4)$$

Donde :

m : masa [Kg]

C_p : Calor específico a presión constante $[\frac{kJ}{kg K}]$

ΔT : Variación de temperatura [K]

Ejemplo de cálculo de carga térmica:

Cámara 1: Capacidad total 540 TM

Carga de producto caliente = $540/4 = 135 TM = 135000 kg$

$$\Delta T = -25^{\circ}C - (-5^{\circ}C) = -20^{\circ}C$$

$$1 kW = 860 Kcal/h$$

Tiempo de enfriamiento: 24 horas

$$Q = \frac{(135000)(0,47)(-20)}{(24 * 860)} = -61,48 kW$$

$$Q = -61,48 kW$$

3.6 Carga térmica de infiltración por apertura de puertas

Por regla general se estima esta carga con un factor multiplicador.

Para servicio intensivo: Se calcula un incremento equivalente al 25% de la carga térmica por paredes (y techo) del frigorífico.

Para servicio normal: se calcula un incremento de carga del 15% de la carga térmica de las paredes (y techo) del frigorífico. [1]

3.7 Cargas térmicas secundarias

Montacargas, luces internas, ventiladores de los evaporadores, ciclos de descarga, entre otros, son los principales a considerar. Se adiciona un 5% de las pérdidas térmicas totales.

CAPÍTULO 4

EQUIPOS FRIGORÍFICOS

A continuación se muestra los pasos de selección de los equipos que componen la planta frigorífica. La figura 6 se muestra el ciclo termodinámico para el que se van a seleccionar los equipos. El diagrama Presión – Entalpía es una herramienta gráfica para identificar las etapas en un ciclo termodinámico donde se pueden identificar las condiciones que va a tener la sustancia frigorífica en este caso.



**Figura 6. Diagrama P-H para ciclo de refrigeración
con recirculación de líquido**

FUENTE [Ref. 7]

Parte del ciclo frigorífico arriba descrito se bosqueja en la Figura 7, donde se observa la estación de recirculación del líquido a baja presión bombeándose a tres evaporadores antes de retornar a la estación

recirculadora, donde los vapores son absorbidos por la succión del banco de compresores.

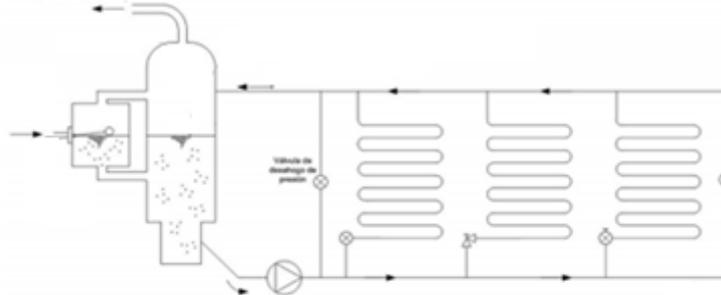


Figura 7. Esquema de recirculación de líquido en evaporadores inundados

FUENTE [Ref. 7]

De las condiciones termodinámicas del ciclo mostrado en la Figura 6 se obtienen los datos para determinar el COP del sistema frigorífico con amoníaco como refrigerante. Se asume que la succión debe estar 5°C debajo de la temperatura de la cámara frigorífica, es decir, la condición de succión es de -30°C . La descarga de gases del compresor es un dato medible, que en las condiciones de nuestra aplicación, está alrededor de los 80°C . Con estas condiciones, las condiciones termodinámicas del amoníaco se muestran a continuación, con las que se obtuvo gráficamente el COP de operación del sistema:

Tabla 5. Condiciones de succión y de descarga típicas para las condiciones de nuestro frigorífico

	Temperatura	Presion	Entalpia	Densidad	Volumen Vapor
	°C	Mpa	hfg KJ/Kg	Kg/m3	m3/kg
Q absorbido	-30	0,11915	1359,77	677,49	0,96625
Q Compresion	80	1,3086	750	589,14	0,09874
COP			1,81		

4.1 Selección de evaporadores de amoníaco

Para seleccionar los evaporadores, las consideraciones más relevantes son:

- Diferencial de temperatura requerido
- Tipo de descarchamiento a utilizar
- Material del evaporador

Se debe mantener la HR en rangos del 80% al 90% para minimizar la pérdida de peso del producto durante su almacenamiento durante meses. Los manuales de selección de evaporadores tabulan la capacidad nominal a los que se llega con factores de corrección dados por el fabricante a partir de la capacidad requerida o mediante gráficos similares a la figura 8. Los factores de corrección son:

- Por diferencial de temperatura (para una HR% dada)
- Por número de descarches diarios
- Por tipo de refrigerante

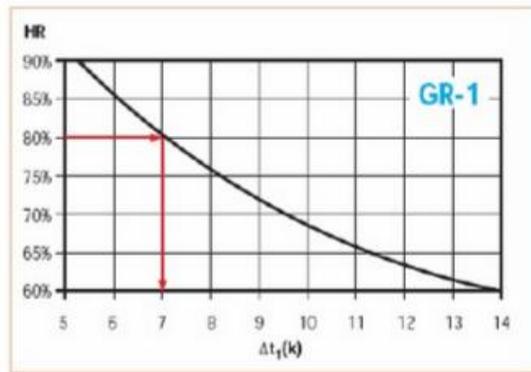


Figura 8. HR vs. diferencial de temperatura entre la temperatura de succión y la temperatura de la cámara frigorífica

Fuente [Ref. 9]

Según el tipo de descarchado, se deben hacer las previsiones para seleccionar las válvulas y las conexiones que debe traer instalado el evaporador. Para el caso del descarchamiento por gas caliente, las válvulas involucradas se muestran en la figura 9. El evaporador debe traer una válvula check o anti retorno entre el serpentín de la bandeja inferior del evaporador y la toma de succión del evaporador, esto para permitir el descarche de la bandeja del evaporador en el ciclo de descarchado por gas caliente.

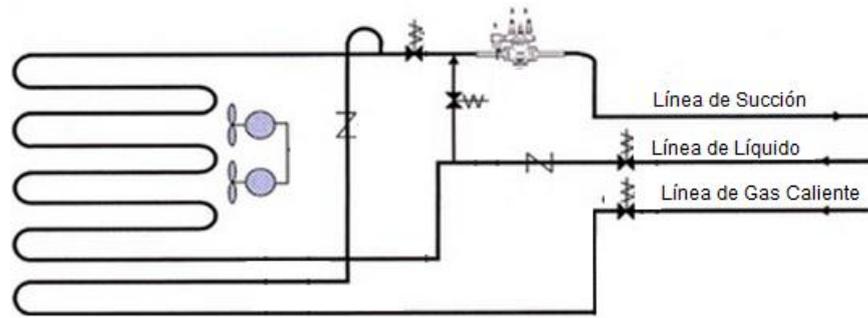


Figura 9. Válvulas para el descarchamiento por gas caliente en los evaporadores. Fuente [Ref. 9]

Luego de determinar la carga térmica para cada cámara, hacemos la selección de los evaporadores (Tabla 6) que se instalaron en el frigorífico.

Tabla 6. Capacidad calculada para los evaporadores en las cámaras frigoríficas

Cámara	Evaporadores	TR		Temp (°C)	TR/ evaporador
Camara 1	2	36,5		-30	18,24
Camara 2	2	32,1		-30	16,04
Camara 3	3	79,9		-30	26,64
Camara 4	2	32,1		-30	16,04
Camara 5	2	36,5		-30	18,24
Precámara	1	1,5		10	1,49
Total Cámaras	12	218,5		Total	

4.2 Selección del compresor de Amoníaco

Para la selección del compresor se utilizó software del fabricante donde los principales parámetros a ingresar son:

- Temperatura a la succión
- Sobrecalentamiento
- Sub enfriamiento
- Sistema de enfriamiento de aceite
- Economizador

De aquí obtenemos la potencia requerida, el calor de compresión y el calor que debe extraerse del aceite del compresor. En general los programas de selección de compresores requieren licencias del fabricante.

4.3 Selección de estación de recirculación de amoníaco

Los fabricantes de recipientes facilitan la selección mediante tablas.

En el caso de la estación recirculadora, se seleccionó una de tipo horizontal, como la mostrada en la figura 10. Requerimos 220 TR a -30 °C (-22°F) en un sistema de una sola etapa.



Figura 10. Estación de recirculación horizontal marca Frick

Fuente [Ref. 12]

Las capacidades de recipientes de recirculadora Frick en función de la capacidad requerida y la temperatura de evaporación del sistema se muestra en la Tabla 8.

Tabla 7. Tabla del fabricante Frick de selección de modelos de estaciones recirculadoras horizontales

HORIZONTAL RECIRCULATOR CAPACITIES R-717 ⁽¹⁾

Model No.	Operating Temperature										
	Two Stage ⁽²⁾					Single Stage ⁽³⁾					
	-50°F	-40°F	-30°F	-20°F	-20°F	-10°F	0°F	10°F	20°F	30°F	40°F
HRC-24-134	49.7	61.6	74.6	88.2	76.7	88.8	100	114	128	141	151
HRC-30-137	80.6	99.8	120	142	124	143	162	186	208	229	245
HRC-36-140	115	143	173	205	179	207	234	267	300	330	354
HRC-42-143	159	197	239	283	246	284	321	368	413	453	486
HRC-48-146	206	255	309	366	318	368	416	476	534	586	629
HRC-54-149	263	325	394	466	406	470	530	607	681	748	802
HRC-60-152	327	404	490	580	504	583	659	754	845	929	997
HRC-72-158	470	581	704	833	724	838	947	1084	1216	1336	1432
HRC-84-164	632	782	947	1121	974	1128	1274	1459	1636	1797	1927
HRC-96-170	825	1022	1237	1464	1273	1473	1664	1905	2137	2347	2517
Separation Velocity ⁽⁴⁾	227.5	210	192.5	175	175	157.5	140	127.5	115	102.5	90

1. Capacities are given in tons of refrigeration (R-717).
 2. Two stage capacities based on +35°F liquid feed temperature.
 3. Single stage capacities based on +95°F liquid feed temperature.

Fuente [Ref. 12]

4.4 Selección de bombas de recirculación de amoníaco

En las estaciones de recirculación de amoníaco se instalan siempre dos bombas para asegurar la plena operación del frigorífico aún cuando se requiera hacer el mantenimiento a una de las bombas. Los inputs en el software del fabricante son:

- Temperatura de evaporación: -30°C
- Capacidad frigorífica: 780 KW (223 TR)
- Cabezal de altura requerido: 6 m
- Factor de recirculación: 2

La figura 11 muestra las alternativas de bombas de recirculación utilizando el software Witt Pumps

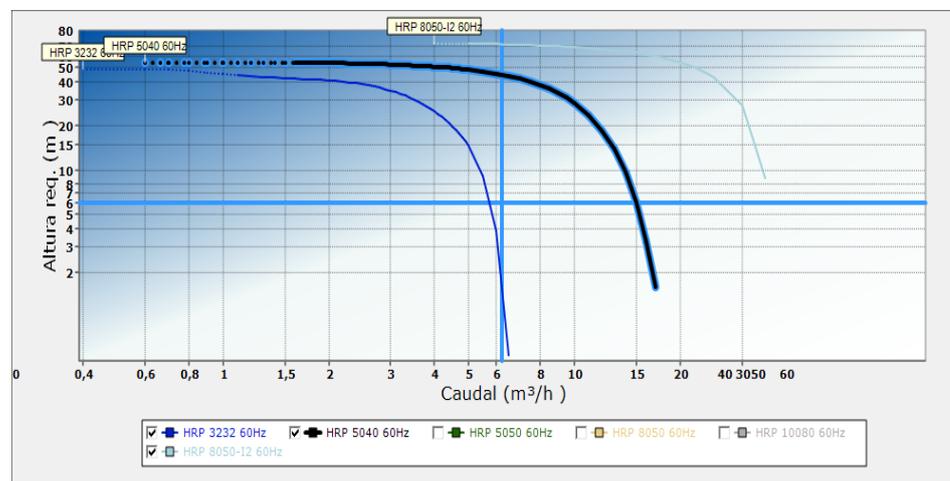


Figura 11. Alternativas de bombas de recirculación de amoníaco. Bomba modelo HRP 5040 seleccionada

Fuente [Ref. 9]

El cálculo de la potencia de bombas requerida del sistema de refrigeración es el siguiente:

Para dimensionar nuestra bomba, se necesitó determinar el flujo el calor el cual fue calculado a partir del calor removido tal como se muestra a continuación

El calor a remover por él amoníaco líquido recirculando es:

$$Q = m' \times hfg \quad (4.1)$$

De la ecuación (4.1) se obtiene el flujo másico de refrigerante

$$m' = \frac{780 \text{ kW}}{1359,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$m' = 0,575 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El flujo másico para un factor de recirculación de 2 es $1,15 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

La potencia de la bomba está dada por la ecuación (4.2):

$$W_p = m' \times g \times h \quad (4.2)$$

$$W_p = 1,15 \times 9,8 \times 6 = 67,62 \text{ kW}$$

4.5 Selección del recipiente receptor de amoníaco

El receptor de amoníaco es un recipiente de alta presión con certificación del fabricante (ASME, TRD, etc.) similar al mostrado en la

figura 12. Este recipiente debe ser capaz de acopiar todo el refrigerante de la planta. Los elementos que se instalan en el recipiente son:

- Válvulas de seguridad
- Purga
- Visor de nivel con válvulas
- Cierre para líneas de líquido (entrada y salida)
- Cierre para línea de ecualización

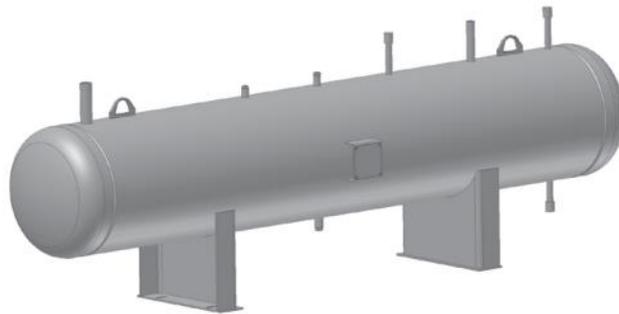


Figura 12. Recipiente receptor de amoníaco diseño de Frick

Fuente [Ref. 12]

4.6 Selección del termosifón

Uno de los métodos de extracción del calor transferido al aceite por la compresión del refrigerante, que es una pérdida termodinámica inevitable, es el uso de un recipiente llamado termosifón (figura 14). Para dimensionarlo se requiere conocer el calor de compresión total del grupo compresor. Esta información se la obtiene del software de

selección del compresor donde se especifica que el sistema de enfriamiento de aceite que se instalará en la planta será por termosifón y este calor que debe liberarse a la atmósfera debe considerarse en la selección del condensador evaporativo.

El efecto termosifón (Figura 13) se consigue conectando la descarga del amoníaco condensado que sale del condensador evaporativo a un recipiente intermedio lleno hasta la mitad, el termosifón, antes de acumular el líquido condensado en el acumulador de líquido. A este termosifón se le produce un vacío parcial en su parte superior, venteando mediante un efecto Venturi que se consigue aprovechando la velocidad de los gases de descarga de los compresores que se dirigen al condensador evaporativo.

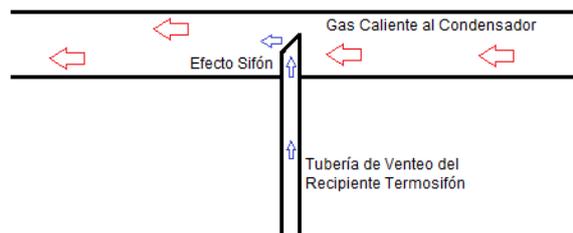


Figura 13. Esquema del efecto sifón por diferencial de presión en la línea de gases de descarga del compresor y el venteo del recipiente termosifón

Debe tenerse en cuenta que para instalar un termosifón se requiere un diferencial de altura o cabezal hidrostático mínimo de 3 metros entre el

nivel del enfriador de aceite de los compresores y el nivel de descarga del líquido del recipiente termosifón, por cuanto la recirculación del amoníaco líquido entre el recipiente y los intercambiadores de calor de los compresores se produce por diferencial térmico entre el líquido que entra en el enfriador de aceite y la mezcla líquido-gas que sale del enfriador de aceite y retorna la recipiente termosifón para allí separarse el líquido al recibidor y el gas retornar al condensador evaporativo por la línea de venteo.

En general se calcula el volumen del termosifón de 3 a 4 veces la cantidad de refrigerante que se requiere enfriar el aceite del grupo compresor.

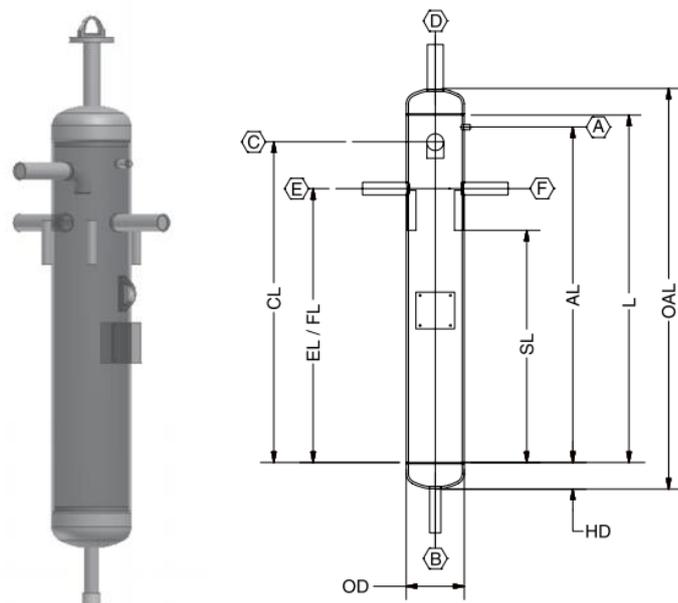


Figura 14. Recipiente termosifón modelo Frick

Fuente [Ref. 12]

Conexión en el recipiente:

A: Alivio

B: Línea de líquido (del recibidor)

C: Línea de retorno de Gas

D: Venteo, a la entrada del condensador evaporativo

E: Líquido del condensador

F: Líquido al recibidor

4.7 El condensador evaporativo

La selección del condensador evaporativo depende de las condiciones sicométricas imperantes en el sector donde se instalará el frigorífico. En Manta, la humedad relativa máxima es 77% y la temperatura de bulbo seco es de 26°C [11].

El método más simple y bastante aceptable para estimar el área de un condensador es el de la temperatura media logarítmica (MLDT por sus siglas en inglés) esquematizado en la figura 15 y modelado en la ecuación (4.3):

$$Q = U \times A \times MLDT \quad (4.3)$$

Donde:

MLDT: (Media logarítmica de temperatura) del condensador

U: Coeficiente global de transferencia de calor

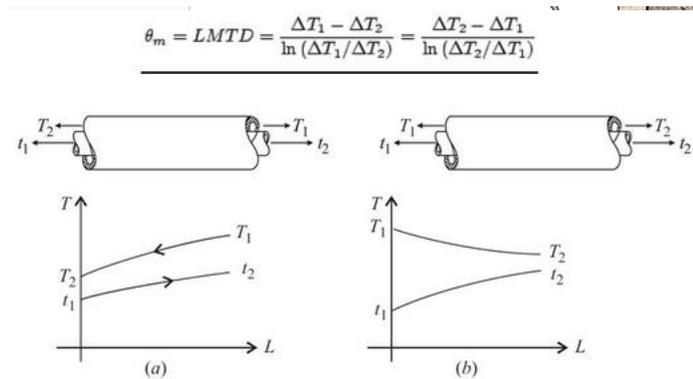


Figura 15. Esquema de la MLDT en intercambiadores de tubos concéntricos con flujo cruzado y flujo paralelo

La Media logarítmica de temperatura del condensador se evalúa mediante la ecuación (4.4)

$$MLDT = \frac{[(T_1 - T_2) - (t_1 - t_2)]}{\ln \left[\frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} \right]} \quad (4.4)$$

Conocemos:

Para condensadores evaporativos: $U: 800 \text{ a } 1400 \frac{W}{m^2C}$
 Calor extraído $Q = 220 TR$

Asumimos:

$$U = 1000 \frac{W}{m^2C}$$

Para el Amoníaco: $T_1 = 80^\circ C$ $t_1 = 35^\circ C$

Para el Agua: $T_2 = 25^\circ C$ $t_2 = 30^\circ C$

Así: $MLDT = \frac{[(80-25)-(35-30)]}{\ln [(80-25)/(35-30)]} = 21,71^\circ C$

$$A = \frac{Q}{U * MLDT} = 35,46 \text{ m}^2$$

4.8 Dimensiones de tuberías

Las tres líneas que deben llegar a los evaporadores son:

- Línea de líquido: aislada con 4" de poliuretano
- Línea de succión: Aislada con 4" de poliuretano
- Línea de gas caliente: sin aislamiento

Mediante la utilización del software CoolWare de Danfoss se seleccionaron las dimensiones de las tuberías correspondientes.

Las dimensiones de las tuberías como regla general deben buscar conseguir velocidades del flujo en los siguientes rangos:

- Para líneas de líquido de amoníaco: de 0,5 a 1,5 m/s
- Para líneas de gas caliente de 15 a 25 m/s.

Para el gas caliente de descarche, la líneas deben ser una o dos medidas superiores en diámetro a la línea de líquido que llega al evaporador. En nuestro caso la línea de gas caliente fue de 1" para todos los evaporadores. La Tabla 9 muestra el resumen de selección de tuberías.

Tabla 8. Medidas de las tuberías de líquido y succión para cada ramal de la planta frigorífica

Ramal	Camara	Equipo	TR	Líquido		Succión	
				Distancia aprox (m)	Diametro	Distancia aprox (m)	Diametro
Tramo 1	Camara 1	Evaporador 1	18,81	2	1/2"	8	3"
		Evaporador 2	18,81	2	1/2"		
		Sub total	37,62	8	3/4"		
Tramo 2	Camara 1	Evaporador 1	18,81	2	1/2"	35	5"
		Evaporador 2	18,81	2	1/2"		
	Camara 2	Evaporador 1	16,04	2	1/2"		
		Evaporador 2	16,04	2	1/2"		
		Subtotal	69,70	35	1"		
Tramo 3	Camara 1	Evaporador 1	18,81	2	1/2"	20	8"
		Evaporador 2	18,81	2	1/2"		
	Camara 2	Evaporador 1	16,04	2	1/2"		
		Evaporador 2	16,04	2	1/2"		
	Camara 3	Evaporador 1	27,49	2	1/2"		
		Evaporador 2	27,49	2	1/2"		
		Evaporador 3	27,49	2	1/2"		
	Subtotal	152,18	20	1 1/2"			

Fuente [Ref. 11]

Se puede calcular la pérdida térmica en las líneas aisladas mediante el modelado de resistencias eléctricas que se muestra en la figura 16

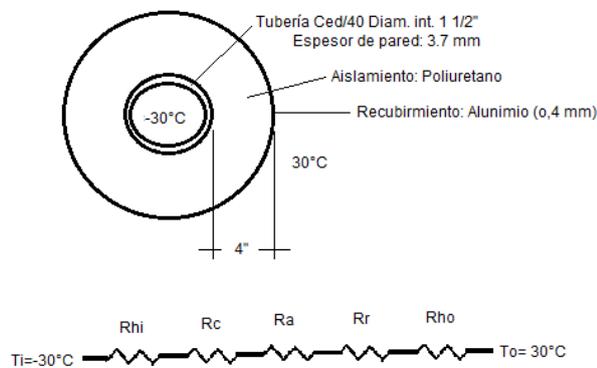


Figura 16. Esquema de transferencia de calor por conducción y convección en tuberías aisladas. Esquema de propia autoría.

Utilizando la ecuación (4.5) se calculó la resistencia térmica de las tuberías para luego determinar la pérdida total de calor de la tubería

$$R_{conducción} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{(2 \pi k L)} \quad (4.5)$$

$$R_{conveccion} = \frac{1}{\pi DLh}$$

Para la línea de líquido principal que sale de las bombas, la pérdida de calor se puede estimar de la siguiente forma:

Asumiendo:

Amoníaco líquido bombeado a -30°C: $h_i = 100 \frac{W}{m^2K}$

Tubería de Acero Ced.40 de 1 ½": $K_c = 50,2 \frac{W}{mK}$

Aislamiento de Poliuretano: $K_a = 0,128 \frac{W}{mk}$

Revestimiento de Al de 0,4 mm: $K_r = 205 \frac{W}{mk}$

Convección libre de aire a 30°C $h_o = 10 \frac{W}{m^2}$

Obtenemos para ésta línea de líquido:

$$Q = \frac{60}{2,4144} = 24,84 \frac{W}{m}$$

4.9 Válvulas de control

Las válvulas (Danfoss) que se utilizaron para los evaporadores fueron los siguientes:

- Línea de líquido: Filtro: FIA, Válvula Solenoide: EVRA; válvulas de paso: SVA, Válvulas de aguja: REG-SA,
- Línea de succión: Válvulas de apertura PMLX, Válvulas de paso SVA
- Línea de gas caliente: Válvula Solenoide: EVRA, Válvula Check NRVA

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- La convección para los cálculos de carga térmica en frigoríficos se obvio ya que no afecta significativamente los resultados.
- La refrigeración industrial con amoníaco es rentables al ofrecer un COP mayor que otros refrigerantes.
- Los sistemas de refrigeración por recirculación de líquido a baja presión son más versátiles cuando se proyecta incrementar la capacidad frigorífica, que ocurre en la mayoría de los casos.
- La demanda de almacenamiento frigorífico para atunes enteros en el Ecuador, ha ido incrementándose año a año lo que da buenas expectativas para este mercado que requiere conocimiento técnico y experiencia para diseñar e implementar correctamente los nuevos frigoríficos.
- El software Coolware de Danfoss, nos brinda la ventaja de, considerando los parámetros más importantes como son la caída de presión y la velocidad del flujo, poder seleccionar rápidamente la mejor combinación en cuanto a diámetros del recorrido del tendido de tuberías además de dar la opción de seleccionar la norma dimensional del material de las mismas, ej. DIN o ANSI

Recomendaciones

- Utilizar soldaduras TIG en vez de soldadura por arco eléctrico durante la instalación de las líneas de tuberías para evitar poros que pueda dar problemas de fugas prematuras de amoníaco.
- Seleccionar capacidad del condensador evaporativo considerando siempre la carga térmica de enfriamiento de aceite de compresores y las condiciones sicrométricas imperantes en la zona además de las condiciones de corrosión y dureza del agua que se va a utilizar en el equipo, por cuanto todos estos factores afectan prematuramente la capacidad de condensación del equipo y afectar el COP del sistema frigorífico y el consumo energético de la planta.
- Contratar personal calificado que pueda dar un correcto mantenimiento a la planta frigorífica, que conozca lo que puede pasar si opera una válvula, que pueda interpretar las lecturas del tablero del compresor, que tenga destreza para limpiar un filtro, que esté consciente de los riesgos de operar una planta de este tipo, etc. Todo esto asegura un óptimo funcionamiento y una mayor vida útil del sistema.
- Los evaporadores deben seleccionarse de materiales resistentes a la corrosión, es decir, galvanizados o de aluminio, esto para asegurar la durabilidad de los equipos. Además la distancia entre aletas es importante que sea la apropiada para maximizar la transferencia de

calor y a la vez que no se bloquen de hielo rápidamente para permitir ciclos de descarche de 4 o 6 horas.

- Los compresores idealmente debería ser de tornillo por cuanto permiten un ajuste infinitesimal de la capacidad frigorífica porque cuentan con un sistema de control que regula las condiciones de descarga del gas comprimido mediante una válvula moduladora de capacidad controlada eléctricamente por la computadora del compresor que mide las condiciones de descarga, succión, presión etc. de la planta frigorífica.

BIBLIOGRAFÍA

1. Revista El Agro. [online]. [Accessed 22 November 2015]. Available from: <http://www.revistaelagro.com/2014/07/31/el-atun-ecuatoriano-se-afianza-en-el-mundo/>
2. Instituto Nacional de Pesca » Atún. *Instituto Nacional de Pesca*. <http://www.institutopesca.gob.ec/programas-y-servicios/atun/>
3. Instituto Nacional de Pesca » Estadística Pesqueras. Instituto Nacional de Pesca [http://www.institutopesca.gob.ec/programas-y-servicios/estadisticas/DESEMBARQUES_PECES_PELÁGICOS_PEQUEÑOS_2010-2013_Estadisticas_de_desembarques_1982_-_2013_Desembarques_Históricos_2000-2009_ESTADISTICAS_PECES_PELÁGICOS ...](http://www.institutopesca.gob.ec/programas-y-servicios/estadisticas/DESEMBARQUES_PECES_PELÁGICOS_PEQUEÑOS_2010-2013_Estadisticas_de_desembarques_1982_-_2013_Desembarques_Históricos_2000-2009_ESTADISTICAS_PECES_PELÁGICOS...)
4. DOSSAT, Roy J. Principles of Refrigeration. Prentice Hall, 1997. ISBN 978-0-13-233371-9.
5. KREITH, Frank. Principios de transferencia de calor. Cengage Learning Editores, 2012. ISBN 978-607-481-615-0.
6. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [online]. [Accessed 22 November 2015]. <https://www.ashrae.org/resources--publications/bookstore/handbook-online>
7. https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_Ph
8. “Descarhe por gas caliente”; Félix Sanz del Castillo; Danfoss S.A.
9. Sistemas de Refrigeración por Compresión. PDF generado usando el kit de herramientas de fuente abierta mwlib. UTC.
10. Software de selección de bombas para Amoníaco marca Witt Pumps
11. Software Coolware de Danfoss para selección de tuberías
12. <http://www.johnsoncontrols.com/content/us/en/products>

Tabla 10. Resultados del cálculo de las cargas térmicas en la cámara 3 y la Precámara

Cámara 3	Area de paredes externas	576 m ²	30	-25	55	0,15	4,86	potencia disipada por paredes externas
	Paredes internas	272 m ²	15	-25	40	0,15	1,67	potencia disipada por paredes internas
	Paredes colindantes con la precámara	32 m ²	10	-25	35	0,15	0,17	potencia disipada por paredes colindantes con precámara
	Techo	646 m ²	30	-25	55	0,15	5,45	potencia disipada por el techo
	Piso	646 m ²	34	-25	59		4,95	potencia disipada por el piso
0,47	Carga térmica de recepción de producto	1206 tm	-5	-25	20		137,31	potencia requerida para enfriar 1/4 de la capacidad en 24 horas
	1 Puerta (Servicio Normal: 15% carga paredes)						1,00	potencia disipada por apertura de puertas
	Subtotal						155,42	potencia total en kw requerida
	Cargas térmicas secundarias (5% adicional)						7,77	Cargas térmicas secundarias
	Total						163,19	Kw en 24 horas de funcionamiento de equipos
							279,75	Kw en 14 horas de funcionamiento de equipos
							79,93	TR

		m	Te °C	Ti °C	DT °C	espesor asilante m	Poliuretano 0,40 Kg/m ³ w/mK	Q w/m ²	Q x A kw
Precámara	Area de paredes externas	32 m ²	24	10	14	0,10	0,023	3,22	0,10 potencia disipada por paredes externas
	Paredes internas colindantes con otra cámara	576 m ²	15	10	5	0,15	0,023	0,77	0,44 potencia disipada por paredes internas
	Techo	136 m ²	30	10	20	0,075	0,023	6,13	0,83 potencia disipada por el techo
	Piso	136 m ²	34	10	24			15,34	2,09 potencia disipada por el piso
	1 Puerta (Servicio Severo: 25% carga paredes)							0,34	potencia disipada por apertura de puertas
	subtotal							3,81	potencia total en kw requerida
	Cargas térmicas secundarias (10% adicional)							0,38	Cargas térmicas secundarias
	Total							4,19	Kw en 24 horas de funcionamiento de equipos
								7,18	Kw en 14 horas de funcionamiento de equipos
								2,05	TR

ANEXO 2

WITT

Principal Internet Ayuda

Proyecto Imprimir Lenguaje

Francés SI Usuario Caudal

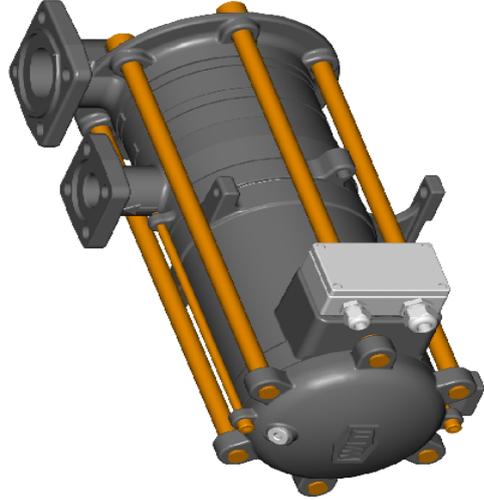
Alemán Español Inglés Personalizar

Ruso Americanas Altura manométrica

Calculando

Datos técnicos Accesorios Diagrama Catálogo

Bid Zeichnung



Resultados y ajustes

Modelo

Revoluciones por minuto 3500 1/min

Altura de bombeo real 44.9 m

Volumen actual 6.2 m³/h

General

Peso 55.00 kg

Caja terminal de aislamiento IP 54

Corriente máxima 6.2 A

Potencia activa 4000.0 W

Diámetro de bomba requerido DN100

Pump protection

Válve sobre caudal DN120

Presión Válve sobre caudal 361835.61 Pa

Modelo

Bomba hermética

Bomba de refrigeración abierta

Refrigerante Ammoniak/Ammonia (NH3)

Temperatura de evaporación 243.0 K

Capacidad Frig. 798198.2 W

Caudal 6.2 m³/h

Nivel de bombeo deseado 6.0 m

Pérdida carga 39908.34 Pa

Factor recirculation 2.0

Frecuencia 60 Hz

Ausgewählte Geräte

Tipo	Altura req. [m]	Caudal [m ³ /h]
✓ HRP 5040	44.9	6.2
✓ HRP 5050	65.0	6.2
✓ HRP 8050	72.1	6.2
✓ HRP 10080	67.7	6.2

Figura 17. Bomba de amoníaco Witt HRP 5040 con resultados de caudal y el cabezal.

ANEXO 3

Coolselector2



Información del proyecto	
Nombre del proyecto:	
Comentarios:	
Creado por:	
Coolselector2 versión:	1.0.0.20. Base de datos: AC15/05/29
Imprimido:	Domingo, 16 de Agosto de 2015
Preferencias utilizadas:	Todos los componentes

Tuberías: Tuberías 1 - Copiar - Copiar

Condiciones de funcionamiento			
Refrigerante:	R717	Capacidad de refrigeración:	783,0 kW
Flujo másico en la línea:	2582 kg/h	Capacidad de calefacción:	1036 kW
Temperatura de evaporación:	-30,0 °C	Temperatura de condensación:	30,0 °C
Presión de evaporación:	1,198 bar	Presión de condensación:	11,68 bar
Recalentamiento antes del compresor:	3,0 K	Subenfriamiento:	2,0 K
Tasa de circulación:	2,00 -	Subenfriamiento adicional:	0 K
DP de la bomba:	2,000 bar	Temperatura de descarga:	140,0 °C
Sistema y línea:	<i>Evaporador inundado, circulación por bomba. Línea de líquido con o sin cambio de fase</i>		
Criterios de selección:	<i>Velocidad: 1,00 m/s. Longitud: 10,00 m</i>		

Selección: Tubería de acero ANSI 2

Tipo	ANSI 1 1/4	ANSI 1 1/2	ANSI 2	ANSI 2 1/2	ANSI 3
NS	32	40	50	65	80
DP [bar]	0,043	0,019	0,004	0,002	0,001
DT_sat [K]	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0
DP [K/m]	0,012	0,005	0,001	0,000	0,000
Velocidad, ent. [m/s]	1,45	1,05	0,55	0,39	0,25
Velocidad, sal. [m/s]	1,45	1,05	0,55	0,39	0,25

Figura 18. Lámina del software CoolWare de Danfoss con los resultados del diámetro de la tubería de líquido a la descarga de la bomba de recirculación. Sombreado en verde: diámetro seleccionado. Sombreado en azul: diámetro sugerido.

ANEXO 4



Figura 19. Fotos de la instalación frigorífica en el área del cuarto de máquinas

ANEXO 5

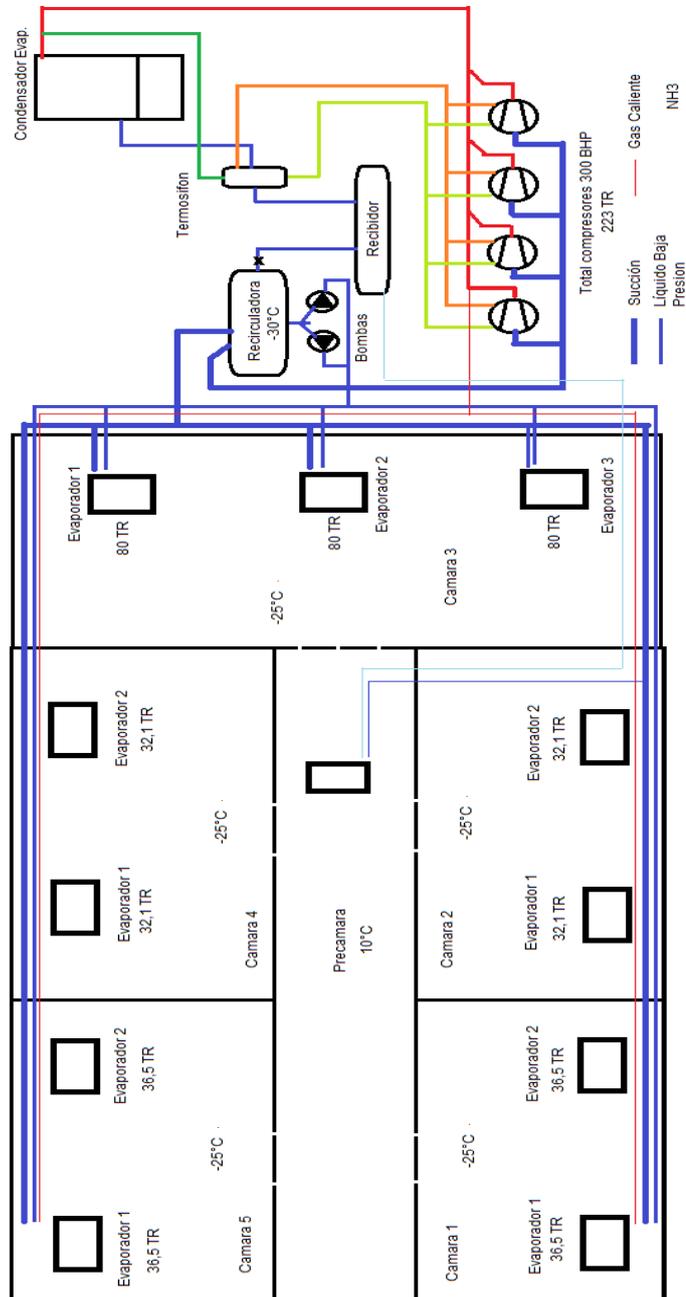


Figura 20. Esquema del Circuito de tuberías y de la sala de máquinas del proyecto final.