

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

"Diseño de una Unidad Contenerizada Móvil Productora
de Hielo"

TRABAJO FINAL DE GRADUACION
Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Oscar Omar Calero Mieles

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

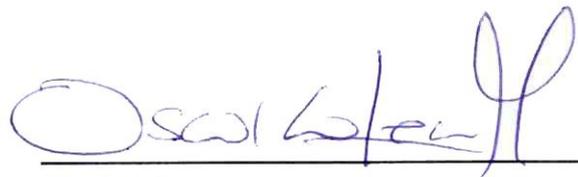
Agradezco a Dios nuestro Padre Celestial por poner en mi camino a quienes me apoyaron incondicionalmente para llegar a esta meta personal: a mis padres, a mis hermanos, a mi esposa y a mis hijos. También a la ESPOL que con el aporte de sus profesores, sembraron en mí el conocimiento para lograrlo. Gracias a todos ustedes

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Oscar Omar Calero Mieles
Freddy Xavier Jervis Calle PhD.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Oscar Omar Calero Mieles



PhD Freddy Xavier Jervis Calle
Director

RESUMEN

Strenua S.A es una pequeña empresa camaronera en constante búsqueda de alcanzar los más bajos costos de producción. Para ello identificó que produciendo en su planta todo el hielo que compra en desfavorables condiciones comerciales, obtendrá importantes ahorros que se verán reflejados en su costo final de manufactura.

La instalación clásica para producir de hielo es onerosa en términos de la obra civil y refrigeración, por eso se solicitó una solución de poco espacio y que en el evento de fallar el concepto de la inversión, pueda ser utilizado como una fábrica móvil para proveer hielo en lugares requeridos como las fincas camaroneras, con lo cual se obtiene ahorros de transporte, de hielo y la merma del mismo por el deshielo durante el trayecto.

La solución fue diseñada en base a un chasis y un contenedor naviero seco de 40 pies en desuso, y considerando que este diseño podría trabajar incluso en el mar utilizando agua de todo nivel de salinidad, ya sea como materia prima para el hielo o como refrigerante secundario del sistema. Los elementos de refrigeración fueron seleccionados en base a los estudios realizados en este documento, aplicando la normativa de ingeniería vigente publicada por ASHRAE.

El diseño cumplió ampliamente las expectativas del cliente en términos de:

1. Bajo coste de inversión inicial
2. Aprovechamiento de activos en desuso
3. Requerimiento de poco espacio
4. Costo de producción bajo
5. Permite cambiar el tipo de inversión, sin pérdidas de infraestructura instalada.
6. Producción en sitio requerido

Este proyecto que inicialmente sólo involucra la producción de hielo, se puede adaptar para muchas aplicaciones frigoríficas en la industria no solo del camarón, sino donde se requiera soluciones industriales tipo paquete de corto tiempo de montaje y poco espacio disponible.

ABSTRACT

Strenua S.A is a small shrimp Company always looking reduce its production costs. After studies, it was identified, that producing its own ice, which now it is bought to third parties under bad commercial conditions, interesting savings can be made.

The common ice production facility requires expensive investment regarding civil and refrigeration terms. This solution requires small area and if the initial purpose doesn't work, it would be turned into a movable ice Factory, producing directly in the shrimp farms and so get the savings in shipping and wastes during the journey.

The solution was designed around a 40ft chassis and dry container, considering that it could work including over sea, using any kind of water as a raw material or as secondary refrigerant for the system. All the piping regarding refrigerants, fluids and electricity were mounted inside the container according the ASHRAE Normative.

The design fully accomplished the client expectation as:

- 1. Low cost for initial investment*
- 2. Reusage of unused assets*
- 3. Smaller area than traditional facility*
- 4. Lower production cost*
- 5. Multipurpose design without construction losses*
- 6. On site production available*
- 7.*

This Project initially consider just the ice production, but it can be adapted to any refrigerated application in all kind of industries, where it is required small area solution, low montage time and cost.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	i
ABSTRACT	ii
INDICE GENERAL	iii
ABREVIATURAS	vi
SIMBOLOGÍA	vii
INDICE DE FIGURAS	viii
INDICE DE TABLAS	ix
INDICE DE PLANOS	xi

CAPITULO 1

1	INTRODUCCION	1
1.1	Descripción del Problema	1
1.2	Objetivos	3
1.2.1	Objetivo General	3
1.2.2	Objetivos Específicos	3
1.3.	Marco Teórico	3
1.3.1	Ciclo de Refrigeración	3
1.3.2	Refrigerantes	4
1.3.3	Compresor	6
1.3.4	Condensador	9
1.3.5	Tipos de Hielo	10

CAPITULO 2

2	METODOLOGIA DE DISEÑO	14
2.1	Premisas y Restricciones de Diseño	15
2.1.1	Definición Capacidad de Fábrica de Hielo	15
2.1.2	Definición de Inversión y Retorno de Inversión	16
2.1.3	Restricciones de Infraestructura Eléctrica	16
2.1.4	Restricciones Volúmenes y Tipo de Agua	17
2.1.5	Restricciones de Área	18
2.1.6	Restricciones de Uso de Hielo	18
2.1.7	Incertidumbre de Inversión	19
2.2	Selección Tipos de Hielo	19
2.2.1	Comparación Tipos de Hielo	19
2.2.2	Comparación Productoras de Hielo	21
2.2.3	Selección de Evaporador	22
2.3	Selección Refrigerante	22

2.3.1	Comparación Refrigerantes	22
2.3.2	Consideraciones Legales	24
2.3.3	Selección Final de Refrigerante	26
2.4	Selección del Compresor	26
2.4.1	Comparación Energética	29
2.4.2	Costo Total de Propiedad (TCO)	31
2.4.3	Selección Final Compresor	32
2.5	Selección de Condensador	33
2.5.1	Cálculo de Calor Total Rechazado THR	33
2.5.2	Selección Final Condensador	34
2.6	P&ID Preliminar de Diseño	36
2.7	Evaluación Energética Preliminar	36

CAPITULO 3

3	DISEÑO SISTEMA TERMICO	37
3.1	Principios Básicos de Diseño de Tubería	37
3.2	Línea de Líquido	38
3.3	Línea de Succión	38
3.4	Línea de Descarga	39
3.5	Análisis Teórico Dimensionamiento de Tubería	39
3.6	Dimensionamiento de Líneas de Refrigeración	41
3.7	Verificación Resultados Software Duprex 4.0	44
3.8	Verificación de Diámetro de Tuberías por Pérdida de Carga	47
3.9	Selección de Válvulas	48
3.9.1	Válvula de Expansión Termostática	48
3.9.2	Válvula de Alivio de Presión	49
3.9.3	Válvula de Cierre	49
3.10	Aislamiento Térmico	51
3.10.1	Cálculo de la Resistencia Térmica de la Tubería	52
3.10.2	Cálculo de la Resistencia Térmica del Aislante	53

CAPITULO 4

4	DISEÑO SISTEMA MECANICO	55
4.1	Diseño Transportador Dosificador de Hielo	55
4.1.1	Selección de Banda	56
4.2	Sistema de Tracción	60
4.3	Cálculo Potencia del Motor	62

CAPITULO 5

5	RESULTADOS	74
5.1	Resultado Técnico	74
5.2	Resultado Presupuestal	78
5.3	Resultado Costo de Producción	81
5.4	Cálculo de Rentabilidad	82

CAPITULO 6

6	DISCUSION Y CONCLUSIONES	83
6.1	Discusión	83
6.1.1	Dificultades de Diseño	84
6.1.2	Alternativas de Diseño	85
6.1.3	Fallas Técnicas	85
6.1.4	Desabastecimiento de Insumos y Materias Primas	86
6.1.5	Cierre de Operaciones	87
6.1.6	Otras Aplicaciones del Equipo	88
6.2	Conclusiones	88
6.3	Trabajo Futuro	89

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

PLANOS

ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASTM	American Society for Testing Materials
CFC	Clorofluorocarbono
CFR	Cost and Freight
CONSEP	Consejo Nacional de Control de Sustancias Estupefacientes y Psicotrópicas
COP	Coefficient of Performance
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hidroclorofluorocarbono
HDPE	High Density PolyEthilene
HFC	Hidrofluorocarbono
HFO	Hidrofluorolefina
M60SS	Model 60 Stainless Steel
ODS	Ozone Depleting Substances
P&ID	Piping and Instrumentation Diagram
SENAGUA	Secretaria Nacional del Agua
SHE	Safety Health and Enviroment
SS	Stainless Steel
TCO	Total Cost of Ownership
THR	Total Heat of Rejection
UHMW	Ultra High Molecular Weight
USD	United States Dollar
VET	Válvula de Expansión Termostática

SIMBOLOGÍA

°Baumé	Grados Baume
°C	Grados Centígrados
°F	Grados Fahrenheit
°K	Grados Kelvin
cal	Caloría
ft	Pie
ft ²	Pie cuadrado
gpm	Galones por minuto
HP	Horse Power (Caballo de Potencia)
hr	Hora
inch	Pulgada
KVA	Kilo voltio amperio
KW	Kilowatt
KWR	Kilowatt de Refrigeración
lb	Libra
lpm	Litros por minuto
m	Metro
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cubico
m ³ /min	Metro cubico por minuto
min	Minuto
mm	Milímetro
NH ₃	Amoniaco
Ø	Diámetro
ph	Potencial de Hidrogeno
ppm	Partes por millón
psi	Libra por pulgada cuadrada
psia	Libra por pulgada cuadrada absoluta
Ton	Tonelada Métrica
TR	Tonelada de Refrigeración

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Volumen y Costos Hielo Durante Aguaje Promedio	2
Figura 1.2	Ciclo Refrigeración Ideal Teórico Simple	4
Figura 1.3	Diagrama Básico Pistón Reciprocante	7
Figura 1.4	Corte de Compresor de Tornillo	8
Figura 1.5	Secuencia de Proceso de Compresión Compresor Tornillo	8
Figura 1.6	Ciclo de Producción Hielo Placa	11
Figura 1.7	Ciclo de Cosecha Hielo Placa	11
Figura 1.8	Máquina de Hielo Marqueta	12
Figura 1.9	Productor de Hielo Escarcha	13
Figura 2.1	Diagrama de Flujo Metodología de Diseño	14
Figura 2.2	Extracto de Diagrama Unifilar Actual Eléctrico de Planta	17
Figura 2.3	Tipos de Hielo	21
Figura 2.4	Pantalla de Cálculo de Demanda Frigorífica Compresor	27
Figura 2.5	Guía de Capacidad Frigorífica de Productora de Hielo	28
Figura 2.6	Condición Energética Compresor Tornillo Mycom Modelo F160VSD-H	30
Figura 2.7	Condición Energética Compresor Pistón Mycom Modelo F6M	30
Figura 2.8	Balance Calor Sistema de Refrigeración	34
Figura 2.9	Condensador Casco y Tubo	35
Figura 3.1	Representación Líneas de Refrigeración	38
Figura 3.2	Página de Ingreso de Datos Duprex 4.0	44
Figura 3.3	Cálculo de Línea de Succión	45
Figura 3.4	Cálculo de Línea de Descarga	45
Figura 3.5	Cálculo de la Línea de Líquido	46
Figura 3.6	Cálculo de Línea de Descarga de 65mm	47
Figura 3.7	Nomenclatura de Válvulas Proyecto	48
Figura 3.8	Tasa de Transferencia de Calor	52
Figura 4.1	Transportador de Banda Intralox	55
Figura 4.2	Esquema del Transportador Dosificador de Hielo	56
Figura 4.3	Banda Flat Top Serie 1000	59
Figura 4.4	Factor Temperatura Polietileno	67
Figura 4.5	Factor de Resistencia	68
Figura 4.6	Par de Torsión Máximo Recomendado al Eje Motriz	72
Figura 5.1	Diseño General	75
Figura 5.2	Compresor Modelo F6M	76
Figura 5.3	Condensador Tubular Titanio	77
Figura 5.4	Planta Productora de Hielo	78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Entalpía Refrigerantes Comunes	5
Tabla 2.1	Definición Capacidad Hielo Requerido	16
Tabla 2.2	Definición Retorno de Inversión	16
Tabla 2.3	Caracterización Aguas de Diferentes Fuentes Naturales Ecuador	18
Tabla 2.4	Comparación Productoras de Hielo	20
Tabla 2.5	Matriz de Diseño de Selección Productora de Hielo	20
Tabla 2.6	Diferencias Dimensionales y Operacionales Fábricas Hielo	21
Tabla 2.7	Matriz Diseño Selección Dimensionales y Operacionales Fábricas ...	22
Tabla 2.8	Comparación Frigorífica de Refrigerantes	23
Tabla 2.9	Matriz de Diseño Selección Comparación Frigorífica Refrigerantes ..	23
Tabla 2.10	Comparación SHE Refrigerantes	24
Tabla 2.11	Matriz Diseño y Selección Ambiental	24
Tabla 2.12	Comparación Comercial y Logística de Refrigerantes	25
Tabla 2.13	Matriz Diseño y Selección Comercial y Logística de Refrigerantes	26
Tabla 2.14	Costo Total Propiedad (TCO) Compresor Pistón	31
Tabla 2.15	Costo Total Propiedad (TCO) Compresor Tornillo	32
Tabla 2.16	Comparación Compresor Pistón versus Tornillo	32
Tabla 2.17	Matriz Diseño y Selección Compresor	33
Tabla 2.18	Comparación Condensador de Aire versus Agua	35
Tabla 2.19	Matriz de Diseño y Selección de Condensador	35
Tabla 2.20	Evaluación Energética Preliminar	36
Tabla 3.1	Elementos Ecuación Darcy Weisbach	40
Tabla 3.2	Velocidad en Línea de Gas Recomendado	40
Tabla 3.3	Elementos Ecuación Pérdida Presión ASHRAE	41
Tabla 3.4	Datos de Diseño Térmico	42
Tabla 3.5	Procedimiento Selección Diámetros Tubería Succión y Descarga	42
Tabla 3.6	Procedimiento Selección Diámetro Tubería de Líquido	42
Tabla 3.7	Dimensionamiento Líneas de Succión Descarga Líquido	43
Tabla 3.8	Resultados Selección Tubería ASHRAE	43
Tabla 3.9	Resultados Selección Tubería Duprex 4.0	46
Tabla 3.10	Cálculo de Carga Real Equivalente	47
Tabla 3.11	Aplicación de Válvulas Proyecto del Plano 5	50
Tabla 3.12	Espesor Aislamiento Térmico Poliuretano	51
Tabla 3.13	Elementos de Ecuación Resistencia Térmica	52
Tabla 3.14	Datos Cálculo Resistencia Tubería Acero R1	53
Tabla 3.15	Datos Cálculo Resistencia Aislamiento R2	53
Tabla 4.1	Características Materiales de Banda	57

Tabla 4.2	Resumen Selección Banda Transportadora	59
Tabla 4.3	Material de Engranaje	62
Tabla 4.4	Elementos Ecuación Carga Tensión de Banda	62
Tabla 4.5	Datos de Banda Serie 1000 Flat Top Intralox	63
Tabla 4.6	Coefficientes de Fricción	64
Tabla 4.7	Valores de Factor de Servicio	65
Tabla 4.8	Elementos Ecuación Tracción Banda ajustada	65
Tabla 4.9	Elementos Ecuación Resistencia Permitida Banda	66
Tabla 4.10	Cantidad de Engranajes y Guías de Desgaste	69
Tabla 4.11	Elementos Ecuación Carga Total del Eje	70
Tabla 4.12	Características de Ejes Motrices	70
Tabla 4.13	Elementos Ecuación Deflexión del Eje	71
Tabla 4.14	Elementos Ecuación Par Torsión en el Eje	71
Tabla 4.15	Dimensiones Engranajes Serie 1000 Flat Top Intralox	72
Tabla 4.16	Elementos Ecuación Potencia del Motor	73
Tabla 5.1	Tabla Técnica Generalidades	74
Tabla 5.2	Tabla Técnica del Compresor	75
Tabla 5.3	Tabla Técnica del Condensador	76
Tabla 5.4	Tabla Técnica de Fábrica de Hielo	77
Tabla 5.5	Tabla Técnica de Banda Dosificadora de Hielo	78
Tabla 5.6	Costos Equipos de Importación	79
Tabla 5.7	Costo de Materiales - Accesorios Locales	80
Tabla 5.8	Costo de Servicios Contratados	81
Tabla 5.9	Presupuesto Total Proyecto	81
Tabla 5.10	Cálculo de Depreciación Mensual	81
Tabla 5.11	Costo de Producción	82
Tabla 5.12	Cálculo de Rentabilidad	82
Tabla 6.1	Revisión de Cumplimiento Premisas	84

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Diagrama Unifilar de Planta Strenua S.A
Plano 2	Plano de Contenedor Naval 40 ft
Plano 3	Diagrama de Tubería e Instrumentación
Plano 4	Plano de Transportador
Plano 5	Plano Isométrico Unidad Contenerizada
Plano 6	Plano Compresor
Plano 7	Plano Condensador
Plano 8	Plano Fábrica de Hielo

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del Problema

Strenua S.A es una pequeña compañía dedicada al cultivo y producción de camarón, que requiere aumentar su existente producción de hielo para pesca, y así evitar comprar el déficit de hielo a terceros. En la Figura 1.1 se aprecia la evolución del requerimiento de hielo y su fluctuación de precio de compra durante el periodo de aguaje, comprometiendo la operación de la empacadora, perdiendo calidad del camarón y pagando sobre costos de aproximadamente 16.000 USD mensuales por esta falta de capacidad de producción.

Por tratarse justamente de una compañía pequeña, las premisas técnicas de este diseño están definidas por la Dirección de Strenua S.A como sigue:

- 1) Área disponible para la solución completa no mayor a 30 m²
- 2) La producción de hielo mínima requerida es de 19Ton/ día
- 3) Carga eléctrica máxima disponible en la actual sub estación de transformación eléctrica es de 205 KVA.
- 4) Mínima o nula inversión en obra civil
- 5) Utilizar activos fijos en desuso
- 6) Costo de producción de hielo menor a compra de hielo, transporte y almacenamiento tradicional.

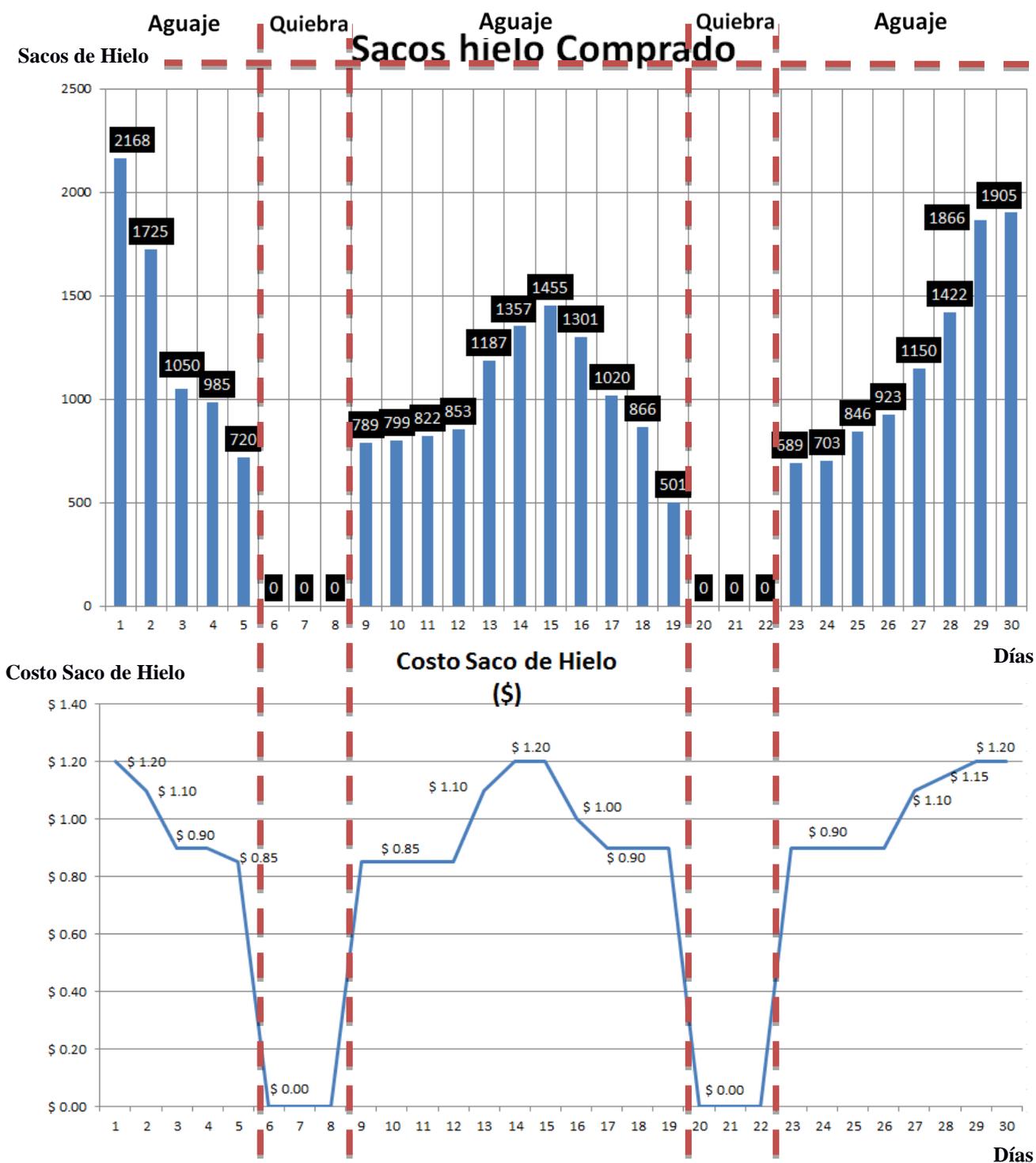


Figura 1.1 Volumen y Costos Hielo Durante un Aguaje Promedio

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un sistema frigorífico compacto para la fabricación de hielo, que pueda ser transportado y que utilice los recursos del medio, para así lograr un costo inferior al precio obtenido en el mercado de las hieleras

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar sistema de refrigeración de fabricación de hielo dentro de un contenedor naviero de 40 ft, utilizando agua de diferentes concentraciones de sal.
- Diseñar sistema frigorífico de producción de hielo.
- Diseñar transportador dosificador de hielo.
- Selección de equipos frigoríficos.
- Analizar los resultados del diseño.
- Determinar factibilidad económica del diseño.
- Analizar el costo de producción de hielo.

1.3 Marco Teórico

La teoría sobre la cual se sustenta el presente diseño se basa en los conocimientos de termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos, cuya aplicación se encuentra ampliamente estudiada por parte de organizaciones profesionales. En este caso en particular se utilizará la norma ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), como guía principal del proyecto.

1.3.1 Ciclo de Refrigeración

Refrigeración es el proceso de trasladar calor de una locación a otra por el uso de un refrigerante en un circuito cerrado, aprovechando el calor latente de este medio en sus cambios de estados, promovidos por los componentes y procesos mecánicos, siendo estos: compresión, condensación, expansión y evaporación. Las aplicaciones de este ciclo se utilizan en acondicionamiento de aire, refrigeración comercial y refrigeración industrial.

En un circuito simple de refrigeración, dependiendo de las aplicaciones, es el evaporador el utilitario final donde se concentra la expectativa del cliente, de donde se obtiene aire a 20° C para climatizar una sala o aire helado a – 20° C para almacenar producto congelado o producir hielo.

Las características de diseño de cada circuito de refrigeración dependen en gran medida del refrigerante seleccionado y éste, a su vez, de la aplicación del sistema y las restricciones, tanto de seguridad industrial y del medio ambiente. Los principios básicos son los mostrados en la Figura 1.2. (ASHRAE HANDBOOK, 2013)

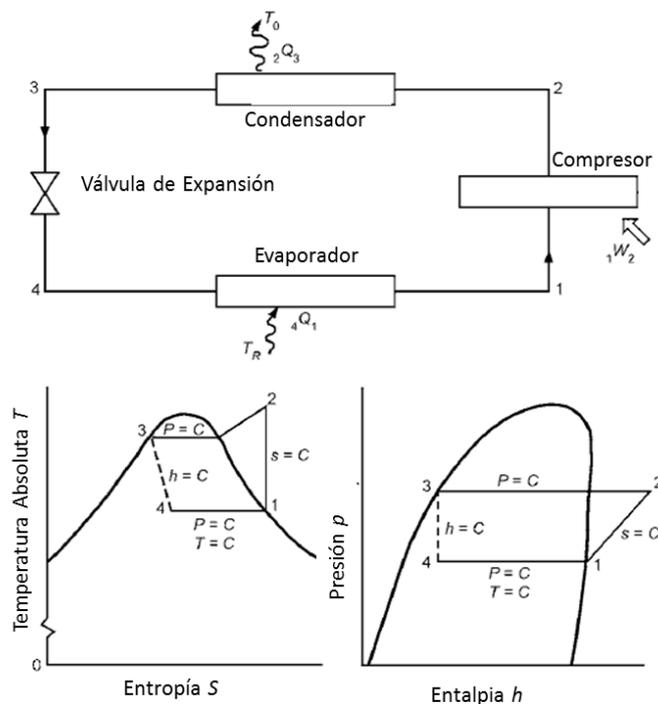


Figura 1.2 Ciclo de Refrigeración Ideal Teórico Simple (ASHRAE HANDBOOK, 2013)

1.3.2 Refrigerantes

Los refrigerantes son fluidos de trabajo en refrigeración, que absorben el calor de un lugar, como un área a climatizar por ejemplo y rechazándolo en otro como al medio ambiente, usualmente a través de la evaporación y la condensación, respectivamente. El diseño de los equipos de refrigeración depende de las características del refrigerante seleccionado, que involucra no solamente las propiedades termo físicas deseables (el calor latente de vaporización es

técnicamente la principal característica que se revisa) sino también de las normas de seguridad y medio ambiente vigentes. El amoníaco y la familia de los halocarbonos son los refrigerantes más utilizados. (ASHRAE HANDBOOK, 2013)

Amoníaco

El amoníaco (R-717, NH₃), con un calor latente de evaporación de 313.89 cal/g, casi 5 veces mayor al mejor de los halocarbonos más usados, lo convierte en el refrigerante de mejor características termo físicas existente. En la Tabla 1.1 se puede apreciar las principales características y diferencias con los refrigerantes conocidos.

Tabla 1.1 Entalpía Refrigerantes Comunes

Refrigerante No.	Entalpía a -15°C (kcal/kg)		
	Líquido <i>hf</i>	Latente <i>hfg</i>	Vapor <i>hg</i>
12	5.33	37.89	43.22
22	6.53	51.78	58.31
30	0.94	90.05	91.00
123	6.66	43.87	50.53
134a	7.55	49.06	56.61
170	56.39	84.44	140.83
500	6.56	46.66	53.22
502	6.06	37.40	43.46
717	26.83	313.89	340.72
718*	4.47	595.17	599.64

Fuente: (www.totaline.com.ar, 2010)

Sin embargo, su alta toxicidad y combustibilidad demanda otras estimaciones de seguridad y control, incluso de mano de obra calificada para la operación, por los riesgos en caso de fuga. La exposición al amoníaco durante un tiempo determinado a concentraciones mayores puede ocasionar la muerte. (Mayekawa Mexico, 1993)

Halocarbonos

Los halocarbonos se clasifican en 4 grupos:

- 1) Clorofluorocarbono (CFCs) Ej. R-12
- 2) Hidroclorofluorocarbono (HCFCs) Ej. R.22
- 3) Hidrofluorocarbono (HFCs) Ej. R-134A, R 404
- 4) Hidrofluorolefinas (HFOs)

Estas estructuras químicas presentan características termodinámicas menores que el amoníaco, pero son los comercialmente más utilizados por su bajo riesgo en términos de toxicidad y combustibilidad. Los halocarbonos, sin embargo, tienen efectos ecológicos nocivos que son medidos por dos indicadores: Potencial de Calentamiento Global (GWP por sus siglas en inglés) y Sustancias Nocivas para el Ozono (ODS por sus siglas en inglés), en donde los dos primeros grupos ya cuentan con fecha de erradicación acorde el último Acuerdo de Montreal. Con calores latentes de evaporación de entre 32 cal/gr y 57.86 cal/gr los halocarbonos, a pesar de sus deficiencias térmicas frente al amoníaco, son los más utilizados. (ASHRAE HANDBOOK, 2013)

1.3.3 Compresor

El compresor es uno de los 4 elementos esenciales en un sistema de refrigeración junto al condensador, dispositivo de expansión y el evaporador. El compresor hace circular el refrigerante a través del sistema e incrementa la presión de vapor del refrigerante para crear el diferencial de presión entre el condensador y el evaporador. El compresor succiona el refrigerante en estado gaseoso y eleva su presión isoentropicamente para depositarlo en el condensador.

Existen dos grandes grupos de compresores: los de desplazamiento positivo y los dinámicos. Dentro del grupo de los primeros, se encuentran los reciprocantes y los de tornillo, que son los más comerciales.

(ASHRAE HANDBOOK, 2012)

Compresores Recíprocantes

El compresor recíprocante, también denominado de pistón, funciona por el desplazamiento de un émbolo dentro de un cilindro (o de varios) movido por un cigüeñal para obtener gases a alta presión.

El refrigerante a comprimir entra por la válvula de admisión en el cilindro, aspirado por el movimiento descendente del pistón que tiene un movimiento alternativo mediante un cigüeñal y una biela, se comprime cuando el pistón asciende y se descarga, comprimido, por la válvula de descarga. En la Figura 1.3 se aprecia este movimiento sincronizado.

En estos compresores la capacidad se ve afectada por la presión de trabajo. Esto significa que una presión de succión baja implica un caudal menor y así mismo, para una presión de descarga mayor, también se tiene un caudal menor.

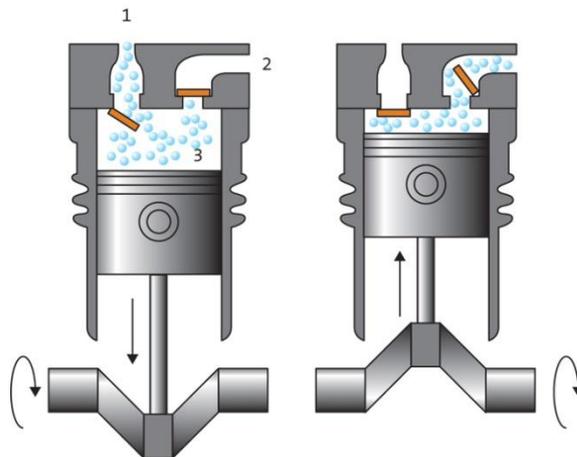


Figura 1.3 Diagrama Básico Pistón Recíprocante

Fuente: (ASHRAE HANDBOOK, 2012)

Compresores de Tornillo

Un compresor de tornillo, a diferencia de un recíprocante, no tiene pistones pero si tiene un puerto de succión y otro de descarga, con una sola cámara donde trabajan un par de rotores de tornillo mallados que definen el espacio de compresión entre los rotores del tornillo y las paredes internas de la cámara de trabajo. La rotación de los rotores cierra el espacio de compresión del puerto de succión al puerto de descarga. Debido a la disminución de volumen del espacio de compresión, los rotores transmiten el refrigerante al puerto de descarga a una

presión de descarga mayor que la del puerto de succión. En las Figuras 1.4 y 1.5 se puede apreciar el ciclo de compresión del compresor y sus principales partes constitutivas.

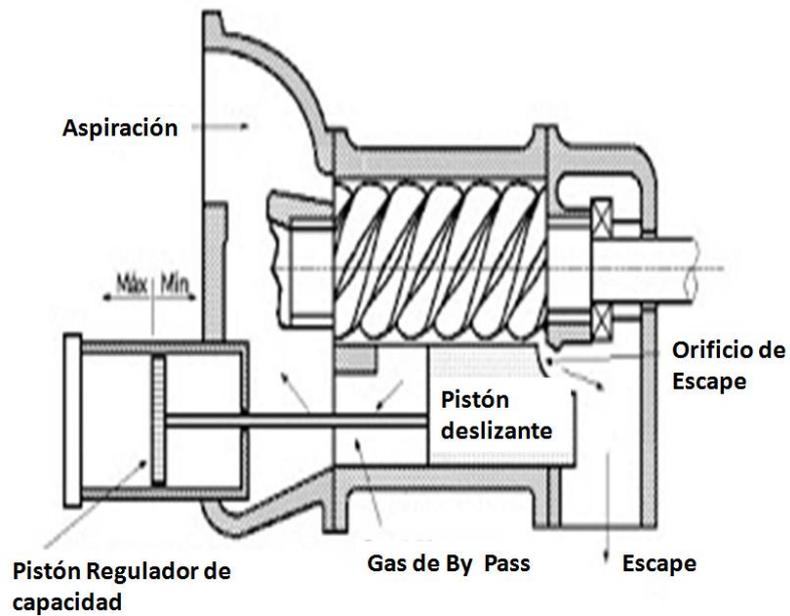


Figura 1.4 Corte de Compresor de Tornillo(ASHRAE HANDBOOK, 2012)

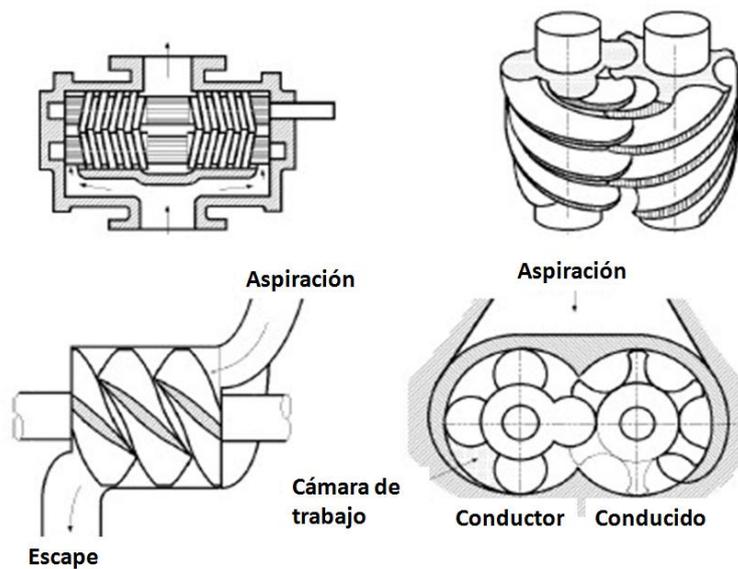


Figura 1.5 Secuencia de Proceso de Compresión de Compresor de Tornillo (ASHRAE HANDBOOK, 2012)

1.3.4 Condensador

El condensador, en el sistema de refrigeración, es el intercambiador de calor que rechaza todo el calor del sistema. Este calor consiste en el calor absorbido por el evaporador y el calor por la energía que introduce el compresor. El compresor descarga el refrigerante en estado gaseoso caliente y a alta presión al condensador, el cual rechaza el calor del gas a un medio más frío. El refrigerante enfriado se condensa de nuevo a estado líquido y drena del condensador a que continúe el ciclo de refrigeración.

Los condensadores se clasifican de acuerdo al medio de enfriamiento que utilicen, y pueden ser:

- 1) Enfriados por agua
- 2) Enfriador por aire
- 3) Evaporativos (aire- agua)
- 4) Enfriados por refrigerante (sistema de cascada)

Condensadores Enfriados por Agua

La condensación es el proceso dominante en aplicaciones de refrigeración, ya que rechaza aproximadamente el 83% del calor del sistema. En este caso el condensador utiliza al agua como medio para absorber el calor rechazado del refrigerante durante la condensación. Debido a que las paredes del tubo son de temperatura más baja que la temperatura de condensación del refrigerante, la condensación toma lugar a lo largo de los tubos del condensador, los cuáles se encuentran inundados exteriormente por agua.

Los condensadores de agua más conocidos son los de casco y tubo. El material de los tubos dependerá del refrigerante que se utilice así como del tipo de agua de enfriamiento que se aplique. (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

Condensadores Enfriados por Aire

Los condensadores enfriados por aire usan este fluido del medio ambiente para remover el calor de condensación del refrigerante en un ciclo de refrigeración.

Los condensadores de este tipo son de capacidades de entre 100 y 350 KW. Por su limitada capacidad son utilizados en unidades de climatización pequeñas en un solo paquete con el compresor conocido como “unidad condensadora”. Para aumentar su capacidad se suele añadir ventiladores para que ayude a la remoción de calor y así ganar capacidad adicional. (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

1.3.5 Tipos de Hielo

La mayoría de la producción de hielo comercial es hecha por productoras que elaboran tres tipos de este producto (escarcha, marqueta y de placa), los cuales varían según el tipo y medidas que son necesarias para cada aplicación como por ejemplo:

- Proceso de alimentos: pescados, carne, lácteos, panificación etc. (hielo escarcha)
- Cadena de frío y transporte: pescados, carne, lácteos.(hielo placa)
- Manufactura: químicos y farmacéuticas.(hielo marqueta)

Cada hielo tiene una aplicación y una bondad para cada tipo de requisitos del usuario. (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

Productora de Hielo Placa

Las productoras de hielo placa son generalmente definidas así por elaborar hielo en superficies planas verticales. El agua es aplicada sobre placas metálicas congeladas y corren por gravedad sobre éstas en el ciclo de congelación. El refrigerante líquido entre -21°C y -7°C es recirculado en el interior de la placa. La duración del ciclo de refrigeración determina el espesor de la placa de hielo producida siendo los más comunes entre 6 y 20 mm dependiendo de la aplicación, en ciclos de entre 12 y 45 minutos. Este sistema utiliza más agua de la que congela y en su parte inferior tiene un cubeto donde el agua helada que no se congela sirve como pre enfriamiento del agua de reposición. En la Figura1.6 se aprecia el ciclo de producción.

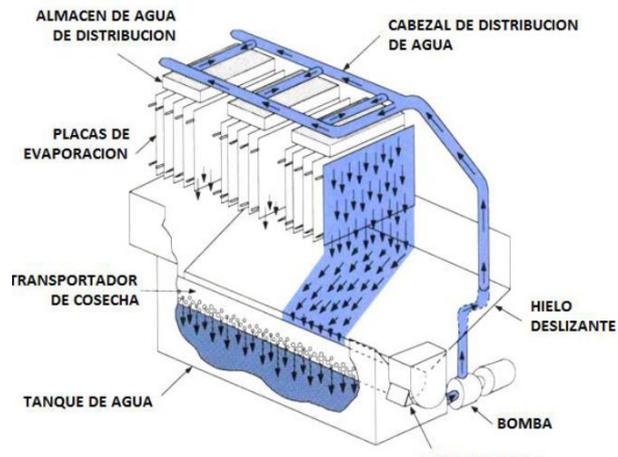


Figura 1.6 Ciclo Producción Hielo Placa (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

La cosecha de hielo puede ser de dos tipos, o bien por aplicar gas caliente del refrigerante en circuito calentando las placas hasta 4°C o 10 °C, haciendo que el hielo que toca la superficie de la placa alcance su punto de fusión, y así se desprende la placa de hielo de la superficie metálica, o bien por hacer fluir agua caliente por el lado inverso de la placa metálica, esto hace calentar el refrigerante en el interior de la placa y logra que el hielo en su superficie de contacto alcance su punto de fusión y se desprenda la placa de hielo. En la Figura 1.7 se aprecia el ciclo de cosecha de este equipo. (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

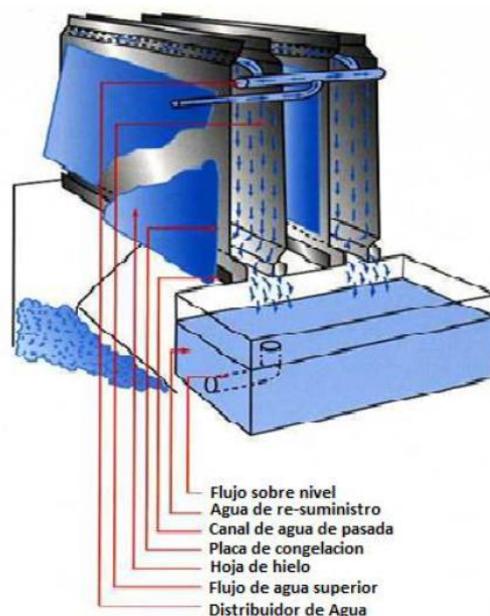


Figura 1.7 Ciclo Cosecha de Hielo Placa (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

Productora de Hielo Marqueta o Bloque

El hielo marqueta es conocido como hielo bloque por su forma de elaboración. La fabricación consiste en llenar moldes de metal con agua y sumergirlos en una piscina de salmuera refrigerada a una temperatura muy inferior a la de congelación del agua. Generalmente se utiliza para ello cloruro sódico o cálcico. Las dimensiones de los moldes y la temperatura de la salmuera se seleccionan para que el periodo de congelación dure entre 8 y 24 horas.

Dentro de una piscina de salmuera con temperatura de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 15° Baumé (escala usada en la medida de las concentraciones de ciertas soluciones), se colocan moldes con agua en su interior a congelarse y formarse los bloques. El evaporador es un serpentín inoxidable que enfría la solución de salmuera. Una vez congelado, el bloque es sacado por un puente grúa el molde y es vaciado y triturado para su posterior embalaje. La Figura 1.8 muestra una planta típica de hielo marqueta.

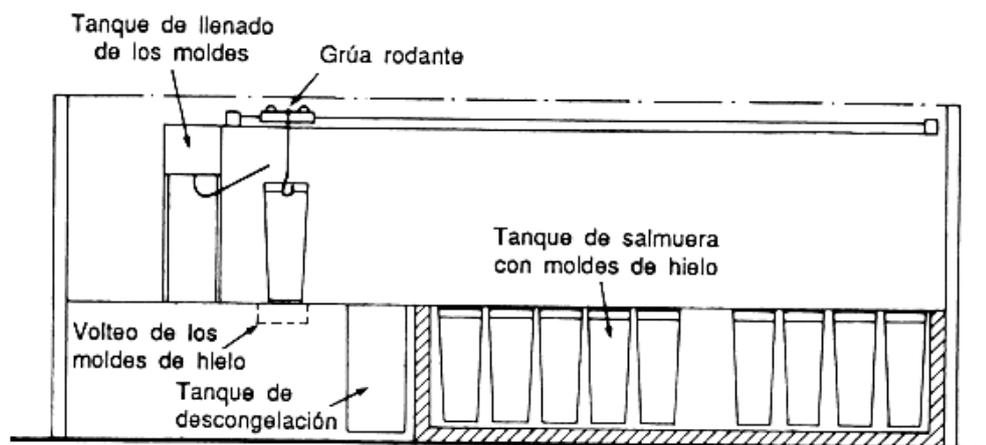


Figura 1.8 Máquina de Hielo Marqueta (www.fao.org, 1993)

De los sistemas de producción de hielo es el más ineficiente en términos de transferencia de calor y por ende en consumo energético. El refrigerante transfiere energía a la solución de salmuera, de la salmuera al molde metálico y de éste al agua para hacerse hielo. Es común que las demandas energéticas sean más elevadas comparadas con otras tecnologías de producción. (www.fao.org, 1993)

Productora de Hielo Tipo Escarcha

El hielo escarcha es producido aplicando agua ya sea en el interior o exterior de un tambor refrigerado. El tambor puede ser horizontal o vertical y podría ser estacionario o rotatorio. El dispositivo de remoción del hielo gira circunscrito al tambor fracturando la capa delgada de hielo producido sobre la superficie congelada del equipo, liberándola de la superficie inicial dejándola caer sobre un recipiente isoterma plástico de 1 m³ (bin isoterma) en la parte inferior de la productora. El espesor del producto se puede variar ajustando:

- 1) La velocidad del dispositivo de remoción dándole así mayor tiempo de formación de hielo por vuelta
- 2) Modificando la temperatura de evaporación
- 3) Variando el caudal de agua de entrada al equipo.

Es el único de los equipos que produce el hielo de forma continua y no en ciclos intermitentes y procesos de descongelamiento como los casos anteriores. Este último detalle hace que este sistema requiera menor capacidad de refrigeración que las anteriores por kilogramo de hielo producido. En la Figura 1.9 se muestra el interior del equipo.

Toda el agua utilizada es congelada y por ello no desperdicia energía como los tipos anteriores. Por su mecanismo de forzar el desprendimiento y no incurrir en el descongelamiento, el hielo es seco y es congelado a más bajas temperaturas, porque no necesita llegar su superficie a punto de fusión para ser cosechado. (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

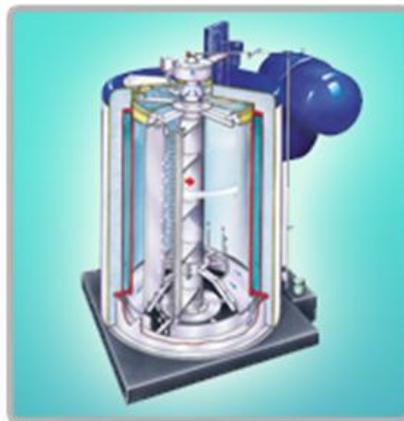


Figura 1.9 Productor de Hielo Escarcha (www.northstarice.com, 2010)

CAPITULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

La metodología de diseño a seguir se explica en el diagrama de flujo de la Figura 2.1 donde se relata cada paso del diseño y se realizan las verificaciones por parte de los inversionistas.

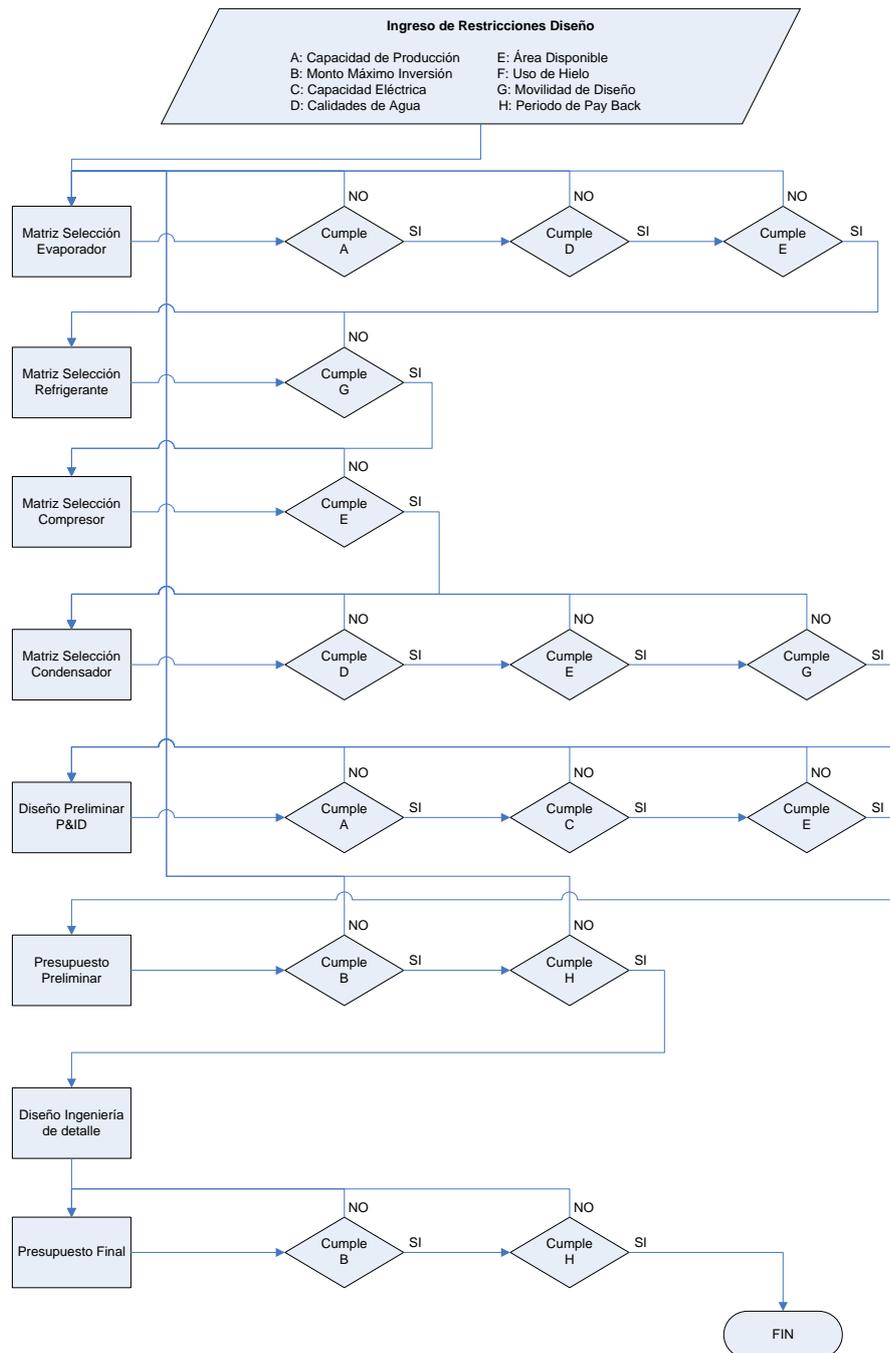


Figura 2.1 Diagrama de Flujo Metodología de Diseño

En el diagrama de flujo anterior, que se detalla en el Anexo A, se aprecia que la metodología de diseño incluye para cada paso una o más revisiones, comparando contra los parámetros ingresados originalmente por el inversor. El propósito final del proyecto es lograr que se cumplan las 6 premisas establecidas inicialmente y que se detallan a continuación.

2.1 Premisas y Restricciones de Diseño

Al tratarse de una posible inversión real se tiene una serie de premisas y restricciones tanto técnicas como económicas, las cuales fueron definidas desde el inicio, para así realizar la mejor selección de los equipos del sistema. Estas restricciones son dadas por la infraestructura actual donde se ubicaría inicialmente el equipo y sus posibles locaciones posteriores de no darse el éxito inicial esperado por la compañía.

2.1.1 Definición de Capacidad de Fábrica de Hielo

La definición de la capacidad de producción de la fábrica de hielo está dada por la cantidad de sacos de hielo, que hoy se compra a terceros y que se desea reemplazar por sacos de hielo producidos en sitio por la propia Strenua S.A.

En la Tabla 2.1 se calcula la capacidad requerida para reemplazar el volumen de hielo que hoy se compra. De esta tabla se define que la capacidad de producción trabajando 30 días al mes, 24 horas al día, es de 19,5 Ton/día. Para efectos de dimensionamiento, se definirá que se requiere una productora de hielo de 20 Ton/ Día.

Tabla 2.1 Definición Capacidad de Hielo Requerida

Descripción	Unidad	Cantidad
Volumen de Producción Camarón	Lb / mes	980.000
Peso Saco Hielo	Lb / saco	50
Volumen de Compra Terceros	Sacos	25.800
Valor Unitario de Compra Saco Hielo	USD	1
Costo Mensual Compra Terceros	USD/mes	25.800
Costo Anual Compra Terceros	USD/año	309.600
Índice de Uso Hielo Pesca	Lb Hielo / Lb camarón	1,3
Libras de Hielo Adicional Requeridas	Lb/mes	1.274.000
Producción Reemplazo Compra	Lb/mes	1.290.000,0
Producción Reemplazo Compra	Ton/mes	586,4
Producción Reemplazo Compra	Ton/día	19,5
Producción Reemplazo Compra	Sacos/día	860

2.1.2 Definición de Inversión y Retorno de Inversión

Strenua S.A definió el monto de la inversión máxima y que el tiempo de retorno del proyecto se deberá lograr por los ahorros generados al evitar comprar hielo en un periodo máximo definido por el banco. A continuación se resume lo establecido por la Dirección en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Definición Retorno de Inversión

Descripción	Unidad	Cantidad
Inversión	USD	≤ 300.000
Payback	Meses	≤ 18
Ahorro Mensual	USD/mes	16.667
Costo Operación Viabilidad	USD	9.133
Costo Saco Target	USD/saco	0,35

2.1.3 Restricciones de Infraestructura Eléctrica.

La planta actual cuenta con suministro eléctrico que se muestra en el extracto del diagrama unifilar de la planta en la Figura 2.2, donde se evidencia la utilización del sistema actual y la disponibilidad de potencia instalada. En el Plano 1 de los anexos se puede apreciar el diagrama completo.

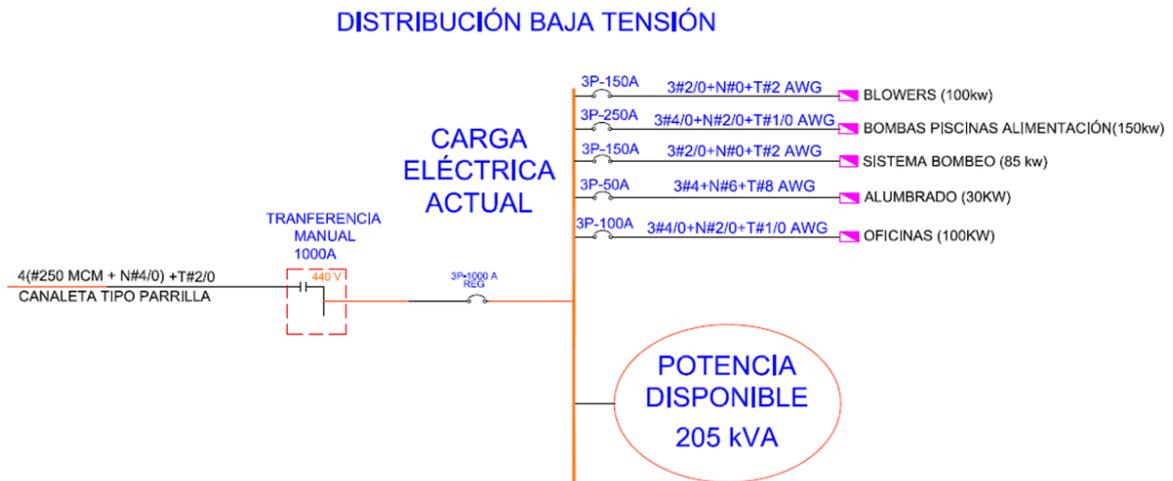


Figura 2.2 Extracto de Diagrama Unifilar Actual Eléctrico de la Planta

La restricción eléctrica radica en que la solución que se diseñe no debe exceder en 205 KVA a 440 V trifásico, que es la capacidad actual de la subestación eléctrica, a fin de evitar sobre costos en ampliar dicha instalación. Para el caso de falla de suministro eléctrico de la red nacional, la batería de generadores eléctricos existentes en Strenua S.A de 800 KVA a 440V trifásico puede suplir ese requerimiento.

2.1.4 Restricciones de Volúmenes y Tipos de Agua

La planta de Strenua S.A se alimenta de dos fuentes hídricas naturales, siendo estos 2 pozos de 150 metros de profundidad y agua superficial del río Babahoyo. Hoy, con los permisos de captación de fuentes hídricas otorgado por Senagua, no se tiene restricción alguna para captar dicho fluido, que cuenta con una estación de bombeo de 3000 gpm.

Para el diseño, la restricción a considerar será la solicitud del inversor de que la planta productora de hielo pueda trabajar con cualquier tipo de agua sea esta de mar, de río, potable, cruda sin tratar, etc. Para esto se adjunta la Tabla 2.3 de las diferentes características de agua dependiendo de su fuente natural

Tabla 2.3 Caracterización Agua de Diferentes Fuentes Naturales Ecuador

Parámetros	Caracterización Aguas Superficiales y Subterráneas			
	Agua de Río Verano	Agua de Río Invierno	Agua de Mar	Agua de Pozo
Dureza Total(ppm de CaCO ₃)	1557	103,8	2076	3114
Dureza Cálcica(ppm de CaCO ₃)	934,2	62,28	525	1868,4
Dureza Magnésica(ppm de CaCO ₃)	622,8	41,52	1431	1245,6
Alcalinidad Total(ppm de CaCO ₃)	200	80	NA	350
Alcalinidad P(ppm de CaCO ₃)	0	0	NA	0
Alcalinidad M (ppm de CaCO ₃)	200	80	NA	350
Hierro(ppm de Fe ⁺⁺)	0,05	0,08	<0,01	0,5
Cloruros(ppm de Cl ⁻)	3500	120	21000	3960
pH	7,1	7,2	7,1	5,9
STD (ppm)	5397	319,8	29874	7494
Salinidad (ppm de NaCl)	5775	198	34650	6534
Conductividad (mS/cm)	6227	425	58321	11258

Fuente: Estudios Estadísticos Proveedor Labintef S.A

Como se puede apreciar en la Tabla 2.3 de los diferentes parámetros expuestos, el valor que se requiere para diseñar es la salinidad de los diferentes tipos de agua. El agua de mar con alta salinidad define que los materiales de los tubos que utilicen este fluido, deberán ser de acero inoxidable o titanio, únicos que industrialmente podrían ser aplicados.

2.1.5 Restricciones de Área

Esta es una de las restricciones más severas del proyecto. De no caber en el espacio asignado por el contenedor de 40 ft, la viabilidad del proyecto corre riesgo. El tráfico ya es bastante congestionado, y el área disponible es donde hoy el contenedor fuera de uso descansa sobre su propio chasis. La solución no puede ocupar un área mayor a los 30 m² que un contenedor sobre un chasis ocupa. En el Plano 2 de los anexos se puede apreciar el área disponible.

2.1.6 Restricciones de Uso de Hielo

Actualmente, la empacadora cuenta con su propia batería de productoras de hielo, pero sólo para el proceso de recepción, descabezado, clasificado y pelado del camarón. El hielo utilizado para la pesca es el adquirido a hieleras y es por lo tanto el objeto de este diseño. Por tal motivo, las características sanitarias de

este hielo son diferentes a las de uso en la empacadora, pues dentro de ella el camarón ya ha sido desinfectado y el tratamiento de potabilización del agua para producir hielo es más procedimentado. Esto es común ver en las aplicaciones marinas, donde el agua de mar es utilizada para producir hielo durante la faena de pesca.

2.1.7 Incertidumbre de Inversión

Toda inversión tiene una incertidumbre del real beneficio de un proyecto de ahorro propuesto. El inversor de este proyecto no desea hacer una inversión “fija” en términos de infraestructura, sino que si fracasa en esta aplicación, poder ubicar el proyecto en otro sitio donde pueda rendirle los capitales que espera recibir. Por esto el proyecto debe ser fácilmente transportable y fácil de conectar a sus dos utilitarios mayores (agua y electricidad). La movilidad del diseño es un requerimiento no negociable, para así poder hacerlo funcionar en zonas de camaroneras donde el hielo es escaso y los índices de consumo son altos por las mermas durante el transporte.

2.2 Selección Tipos de Hielo

2.2.1 Comparación Tipos de Hielo

No existe una respuesta específica de cual tipo de hielo es mejor, pero si existe una comparación entre los mismos de acuerdo a su aplicación. El análisis a continuación se centra en la percepción del consumidor y estudios ingenieriles desarrollados por los fabricantes de los equipos de producción de hielo. En este estudio se ha ponderado las principales características deseables en un bien perecedero como el camarón, objeto de nuestro alcance. En la Tabla 2.4 en base a los catálogos de los fabricantes North Star, Turbo y Corbol se ha resumido como sigue:

Tabla 2.4 Comparación Productoras de Hielo

Productora Hielo	Superficie Contacto con Camarón [ft ² /ton hielo]	Tiempo Enfriar Camarón [min]	Maltrato Camarón [Percepción]	Facilidad Manipulación [Percepción]	Preferencia Hieleras [Percepción]	Preferencia Empacadoras [Percepción]
Placa	1.700	69	Medio	Medio	Bajo	Medio
Bloque	6.800	25	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo
Escarcha	13.500	15	Bajo	Alto	Alto	Alto

Fuente: Catálogos North Star, Turbo, Corbol, y fuentes propias encuesta

En la Tabla 2.4 se aprecia los atributos deseables por los usuarios basados en una encuesta, sin embargo en la matriz de diseño de selección de la Tabla 2.5 se ha ponderado objetivamente cada característica.

Tabla 2.5 Matriz de Diseño de Selección Productora de Hielo

Productora Hielo	Superficie Contacto con Camarón [ft ² /ton hielo]	Tiempo Enfriar Camarón [min]	Maltrato Camarón [Percepción]	Facilidad Manipulación [Percepción]	Preferencia Hieleras [Percepción]	Preferencia Empacadoras [Percepción]	Total
Ponderación	20%	30%	20%	10%	10%	10%	100%
Valor Ideal	Mas Alto	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Alto	Mas Alto	Mas Alto	Mas Alto
Placa	10%	8%	15%	5%	5%	7%	50%
Bloque	14%	17%	20%	7%	5%	5%	68%
Escarcha	18%	24%	20%	10%	10%	10%	92%

De acuerdo a la matriz de la Tabla 2.5, se aprecia que el valor más alto alcanzado es por el hielo escarcha con una puntuación de 92%. Sin embargo en el próximo capítulo se analiza otras variables propias de este diseño, que se requiere tomar en consideración.

En la Figura 2.3 se aprecia los tres tipos de hielo, a fin que el lector se pueda familiarizar con las definiciones enlistadas previamente.



Hielo Escarcha



Hielo Bloque



Hielo Placa



Figura 2.3 Tipos de Hielo

2.2.2 Comparación Productoras de Hielo

Las ventajas de un tipo de hielo, no necesariamente representan ventajas en su forma de elaboración, es por este motivo que se realiza la comparación de diferentes productoras de hielo en términos de su tecnología, operatividad y consumo energético por libras de hielo producido como se evidencia en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6 Diferencias Dimensionales y Operacionales Fábricas Hielo

Productora de Hielo	Capacidad [ton/24 h]	Área [m ²]	Altura [m]	Relación [TR/1 Ton Hielo]	Peso Operando [Kg]
Placa	20	14.3	2.8	1.4	18.500
Bloque	20	190	5	1.9	40.000
Escarcha	20	5.3	2.7	1.3	3.500

Fuente: Catálogos North Star, Turbo y Corbol

Basado en esta información técnica, se ponderará el área ocupada, ya que la solución debe ser implementada dentro de un contenedor de 40 ft. La siguiente matriz de diseño de la Tabla 2.7 confirma o coincide con la matriz de diseño anterior con variables distintas.

Tabla 2.7 Matriz Diseño Selección Dimensionales y Operacionales Fábricas Hielo

Ponderación	Capacidad	Área	Altura	Relación	Peso Operando	Total
Valor Ideal	20%	15%	15%	20%	30%	100%
Productora de hielo	Mas Alto	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Alto
Placa	20%	10%	14%	16%	13%	73%
Bloque	20%	5%	9%	14%	5%	53%
Escarcha	20%	15%	14%	18%	25%	92%

Sin embargo, para efectos de cumplir las premisas originales de diseño, se tomó en consideración las dimensiones físicas requeridas, el consumo energético para una demanda eléctrica máxima permitida y el peso de la instalación para que sea móvil y transportable, por las restricciones propias del contenedor de 40 ft.

2.2.3 Selección de Evaporador (Productora de Hielo)

Una vez realizado las matrices de selección tanto del equipo como del producto (evaporador y hielo, respectivamente), se observa que ambas matrices coinciden que el hielo escarcha producido por tambores de producción continua, es el tipo de evaporador, con el cual se iniciará el proceso de diseño.

2.3 Selección Refrigerante

2.3.1 Comparación Refrigerantes

La selección del refrigerante de una aplicación específica se establece inicialmente, determinando cuáles son los refrigerantes que el mercado nacional ofrece sea importado o de producción local. Siendo estos R22 (HCFC), R134A (HFC), R404 (HFC) y R717 (Amoniac Natural).

Para evaluar estos refrigerantes se consideró tres matrices de diseño de selección. El primer análisis será de carácter técnico frigorífico, el segundo desde el punto de vista de Seguridad, Salud y Medio Ambiente (SHE por sus siglas en inglés) y el tercero un análisis desde el punto de vista logístico.

La matriz de la Tabla 2.9 se deriva de los valores obtenidos de la Tabla 2.8, considerando los datos de un evaporador a -30°C , tal como lo recomienda el fabricante de hielo escarcha North Star, a fin de poder fabricar hielo de óptima calidad más frío y más seco.

Tabla 2.8 Comparación Frigorífica de Refrigerantes

Refrigerante	Presión de Evaporador [psia]	Presión Condensador [psia]	Índice Compresión	Efecto Frigorífico Neto [BTU/LB]	Desplazamiento Compresor [FT ³ /min]	Consumo Eléctrico [HP]	Coficiente Desempeño
R 22	22.1	172.9	7.81	66.81	6.95	1.589	2.967
R 134A			A esta condición trabajaría en vacío				
R 404	27.6	206.1	7.46	45.1	7.13	1.817	2.595
R 717	16.0	169.3	10.61	463.9	7.19	1.569	3.007

Fuente: (ASHRAE HANDBOOK, 2013)

En la Tabla 2.9 se califica los atributos con ponderaciones aplicadas a este diseño.

Tabla 2.9 Matriz de Diseño Selección Comparación Frigorífica Refrigerantes

Ponderación	Presión de Evaporador	Presión Condensador	Índice Compresión	Efecto Frigorífico Neto	Desplazamiento Compresor	Consumo Eléctrico	Coficiente Desempeño	TOTAL
Valor Ideal	10%	10%	10%	20%	15%	15%	20%	100%
Refrigerante	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Alto	Mas Alto	Mas Alto	Mas Bajo	Mas Alto	
R 22	8%	8%	8%	12%	12%	14%	18%	80%
R 134A	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
R 404	6%	6%	8%	8%	14%	12%	15%	69%
R 717	10%	10%	10%	20%	15%	15%	20%	100%

Como se puede apreciar, en esta matriz de decisión y como anticipado en el capítulo anterior, el amoniaco obtiene puntuación perfecta en términos de rendimiento frigorífico, sin contar el calor latente de vaporización más alto, que no se enlista en la Tabla 2.9.

De la matriz técnica se observa además que el refrigerante R 134 A se descarta, porque al tener evaporadores a -30°C , este refrigerante trabajaría en presiones de vacío, lo que haría que en caso de fugas en vez de escaparse el refrigerante introduciría aire al sistema y no es una condición deseable en un diseño frigorífico. Es por ese motivo que este gas no es utilizado para aplicaciones industriales de temperaturas de evaporación menores de -15°C .

En la Tabla 2.10 se aprecian las principales características ambientales y en la Tabla 2.11 la matriz de diseño en base a estas ponderaciones

Tabla 2.10 Comparación SHE Refrigerantes

Refrigerante	Tiempo de Vida Atmósfera [Año]	ODS	GWP	Toxicidad	Combustible
R 22	11.9	0.040	1.790	NO	NO
R 134A	13.4	0	1.370	NO	NO
R 404	40.36	0	3.700	NO	NO
R 717	≤0.02	0	≤ 1	SI	SI

Fuente: (ASHRAE HANDBOOK, 2013)

Luego de analizar la siguiente matriz de la tabla 2.10 se puede establecer que el amoníaco visto desde el punto de vista SHE no es el más apropiado. No son condiciones inmanejables en sitio, pero se dará una explicación específica más adelante, cómo se complica la elección del amoníaco como refrigerante de este proyecto.

Tabla 2.11 Matriz de Diseño Selección Ambiental

Ponderación Valor Ideal Refrigerante	Tiempo de Vida Atmósfera 10%	ODS 20%	GWP 20%	Toxicidad 25%	Combustible 25%	TOTAL 100%
	0	0	0	No	No	
R 22	5%	0%	15%	25%	25%	70%
R 134A	5%	20%	15%	25%	25%	90%
R 404	0%	20%	10%	25%	25%	80%
R 717	10%	20%	20%	0%	0%	50%

De estas dos matrices de diseño, se decide eliminar el R 134 A y el R 717 en base a las puntuaciones anteriores.

2.3.2 Consideraciones Legales

Pese a que la selección del refrigerante amoníaco, parecería lo apropiado en términos frigoríficos, hay que tomar una consideración adicional al ser una sustancia controlada por el CONSEP (Consejo Nacional de Control de Sustancias Estupefacientes y Psicotrópicas).

El amoníaco es una materia prima en la producción de sustancias estupefacientes, toda vez que al hacerse burbujear en agua, forma una sustancia alcalina que se emplea para producir cocaína básica y pasta de coca. Es por este motivo se requiere de un permiso emitido por este ente gubernamental, para cada paso que involucre su manipulación, su compra, transporte, almacenamiento, cambio de ubicación, etc. El almacenamiento en cilindros y en los sistemas de refrigeración es objeto de auditorías por parte del CONSEP y se debe comprobar, acorde las leyes, cuál fue su uso final.

Por este motivo, ya que se desea que la unidad sea móvil y pueda trasladarse a diferentes lugares, se descarta en este capítulo el uso del amoníaco.

Finalmente, es importante analizar en el caso de los refrigerantes el aspecto comercial y de logística vital para este particular diseño, pues necesita ser fácilmente transportable

En la Tabla 2.12 se establece una relación adicional comercial y logística y en la Tabla 2.13 se puede establecer la ponderación en base a los requerimientos del proyecto en estos mismos términos.

Tabla 2.12 Comparación Comercial y Logística de Refrigerantes

Refrigerante	Disponibilidad Mercado Actual	Disponibilidad 10 Años Plazo	Precio Actual [USD/KG]	Restricciones Transporte
R 22	Intermitente	Erradicado	7,33	No
R 134A	Constante	Vigente	0,1	No
R 404	Constante	Vigente	0,08	No
R 717	Constante	Vigente	1,85	SI

De la Tabla 2.12 se aprecia principalmente el alto costo de compra del refrigerante R-22. Las ponderaciones de estas características en la matriz de diseño de la Tabla 2.13 se exponen.

Tabla 2.13 Matriz de Diseño Selección Logística y Comercial Refrigerantes

Ponderación Valor Ideal Refrigerante	Disponibilidad Mercado Actual 20% Constante	Disponibilidad 10 Años Plazo 20% Vigente	Precio Actual 20% Mas Bajo	Restricciones Transporte 40% No	TOTAL 100%
R 22	10%	0%	9%	40%	59%
R 134A	20%	20%	20%	40%	100%
R 404	20%	20%	20%	40%	100%
R 717	20%	20%	15%	15%	70%

Como se aprecia en la matriz de diseño pesando consideraciones logísticas y comerciales, se elimina de elección el R 22, puesto que acorde con el Acuerdo de Montreal, su extinción en Sudamérica está muy próxima y su precio por la escasez lo ha hecho muy caro y de difícil localización. Los equipos nuevos acorde Protocolo de Montreal no deberían ser fabricados para usar este refrigerante.

El mercado actual presenta incluso problemas frecuente de desabastecimiento y su precio ha venido incrementándose. En un futuro cercano podría ser sujeto incluso de especulación y contrabando, por lo que en 10 años la inversión podría arruinarse. Procesos de retrofiting serán necesarios y siempre significarán algún costo, como cambio de sellos y re calibración de válvulas de seguridad.

2.3.3 Selección Final de Refrigerante

Pese a que las tablas térmicas demuestran que el refrigerante apropiado debería ser el amoniaco, se toma la decisión de utilizar un halocarbono del tipo hidrofluorocarbono, que sería el R404 que pese a tener un GWP incluso mayor que el R 22 no es considerado un ODS y se lo consigue fácilmente en el mercado Local.

2.4 Selección del Compresor

Una vez seleccionado tanto el evaporador del sistema y el refrigerante a utilizar, se puede iniciar la selección del compresor. La capacidad inicial se va a considerar acorde el propio programa del fabricante (Ice Calculator) de la

productora de hielo dado en la Figura 2.4, donde establece los requerimientos energéticos y de refrigeración.

EMAIL NORTH STAR
MAP TO NORTH STAR

Calculation Type	<input type="radio"/> US Standard <input checked="" type="radio"/> Metric.	HELP
Freezing Surface:	SS	HELP
Ice making capacity required per 24 hour	20.0 metric tons	HELP
Evaporator Temperature:	-30.0 °C	HELP
Ice thickness:	1.5 mm	HELP
Refrigerant Type:	Halocarbon	HELP
Water Supply Temperature:	27.0 °C	HELP

FIND RECOMMENDED MODEL

Best choice:

Model:	Model 60 SS
Production Capacity:	21.4 metric tons of ice per 24 hours.
Refrigeration Required:	5.92 kW of refrigeration per metric ton of ice.
Total Refrigeration Load:	126.91 kW of refrigeration at -30.0 evap. temp.

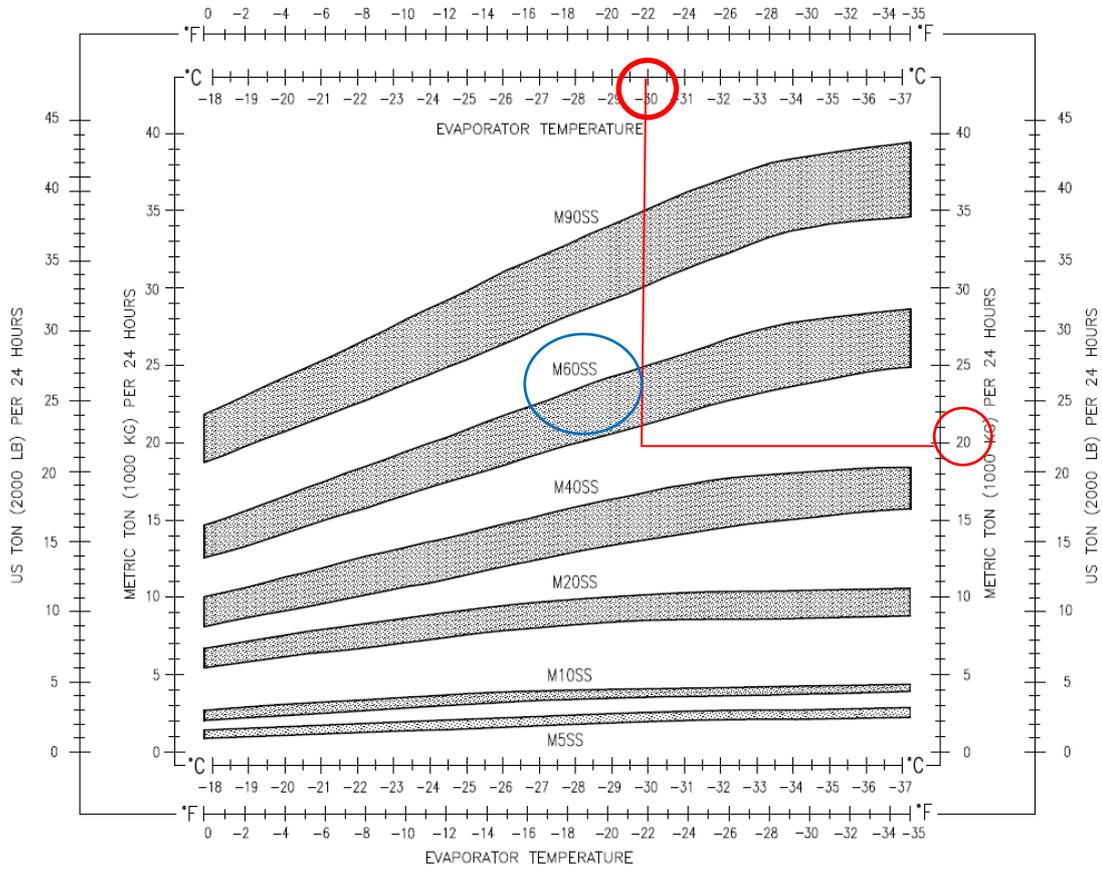
Figura 2.4 Pantalla de Cálculo de Demanda Frigorífica del Compresor

Fuente: (www.northice.com/calculator/php, 2013)

Para poder corroborar la demanda frigorífica y selección del evaporador adecuado se observa la Figura 2.5, que en base a condiciones de funcionamiento y temperaturas tanto de agua como de evaporación, se selecciona el modelo y la capacidad frigorífica demandada de KWR (Kilowatts de Refrigeración) por el evaporador.

Al ingresar al primer recuadro de curvas, por la temperatura de evaporación de -30 ° C y la capacidad esperada de 20 Ton/día, el grafico señala que el modelo a seleccionar es el M60SS del catálogo de productos de North Star, como se sobrescribe en rojo en la Figura 2.5 y se aprecia mejor en el Anexo C.

STAINLESS STEEL ICEMAKER CAPACITY GUIDANCE CURVES



CAPACITY CURVES BASED ON FOLLOWING:

1. REASONABLY OIL-FREE AMMONIA.
2. FOR HALOCARBON REFRIGERANTS, CAPACITY IS REDUCED BY 5% IN AVERAGE
3. 60°F (15.6°C) MAKE-UP WATER WITH LESS THAN 100 PPM TOTAL HARDNESS.
4. INCREASE OR DECREASE CAPACITY 6% PER 10°F (5.6°C) FOR MAKE-UP WATER BELOW OR ABOVE 60°F (15.6°C) RESPECTIVELY.
5. ICE THICKNESS OF 1.5 mm IS TOP OF SHADED AREA AND 2.0 mm IS BOTTOM OF SHADED AREA.
6. CAPACITIES REDUCED FOR THICKER AND LOWER TEMPERATURE ICE. (CONSULT FACTORY)
7. AVERAGE ICE TEMPERATURE 25°F (-4°C).
8. CAPACITY REDUCTION FOR FLOODED AND FC ICEMAKERS CAN BE A RESULT OF INCORRECT PIPING OR FAILURE TO FOLLOW NSI RECOMMENDATIONS FOR REFRIGERATION PIPING

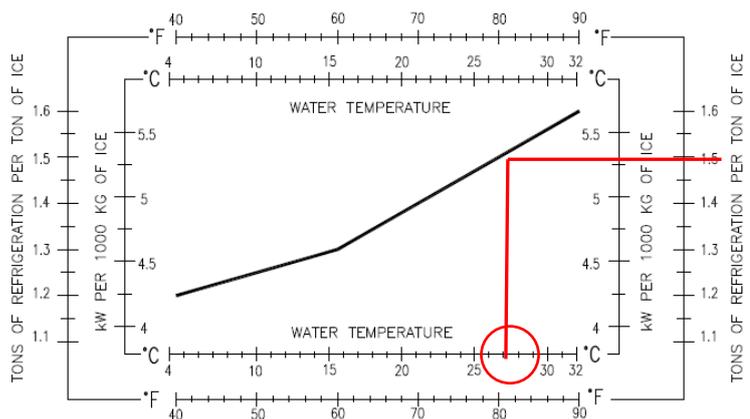
CORRECTIONS

WATER TEMPERATURE (NOTE 4) $\frac{60 \text{ (or 15.6)}}{10 \text{ (or 5.6)}} \times 6\% =$ _____

REFRIGERANT (NOTE 2) _____ = _____

TOTAL = _____

REFRIGERATION LOAD REQUIREMENTS



ICE EQUIPMENT CORPORATION

PO Box 80227 8151 Occidental Ave. S. Seattle, WA 98108
 Phone 206-763-7300 Fax 206-763-7323

COPYRIGHT - 2009
 NORTH STAR ICE EQUIPMENT CORP.

THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DOCUMENT IS THE SOLE PROPERTY OF NORTH STAR ICE EQUIPMENT CO. REPRODUCTION IN PART OR IN WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF NORTH STAR ICE EQUIPMENT CORPORATION IS PROHIBITED.

Figura 2.5 Guía de Capacidad Frigorífica Productora de Hielo Escarcha

Posterior a ello, y en el segundo recuadro de curvas, se ingresa por el dato de la temperatura del agua de alimentación en 27 °C, al intersectar con la curva de rendimiento se indica que la demanda de refrigeración es de 5.3 KW por tonelada de hielo esto quiere decir 106 KW.

El mismo gráfico indica que para sistema halocarbono se debe incrementar un 5% del valor, esto es 111.3 KW. Una vez establecido que la demanda frigorífica es de 126.91 KW acorde el programa, se procede a buscar los modelos tanto reciprocantes como de tornillo que se ajusten a esta demanda y cumplan las restricciones de diseño en términos energéticos y de costos. Los modelos en ambos casos para el estudio serán los siguientes sugeridos por el fabricante MYCOM

- Compresor de tornillo: Marca Mycom Modelo F160VSD-H
- Compresor de pistón: Marca Mycom Modelo F6M

2.4.1 Comparación Energética

La comparación energética se lo hace entre los modelos de pistón y tornillo, relacionando la demanda eléctrica de cada uno de los compresores versus la capacidad frigorífica suministrada respectivamente (COP). En las figuras 2.6 y 2.7, obtenidas del programa del fabricante de compresores Mycom se aprecian los valores de cada uno de ellos.

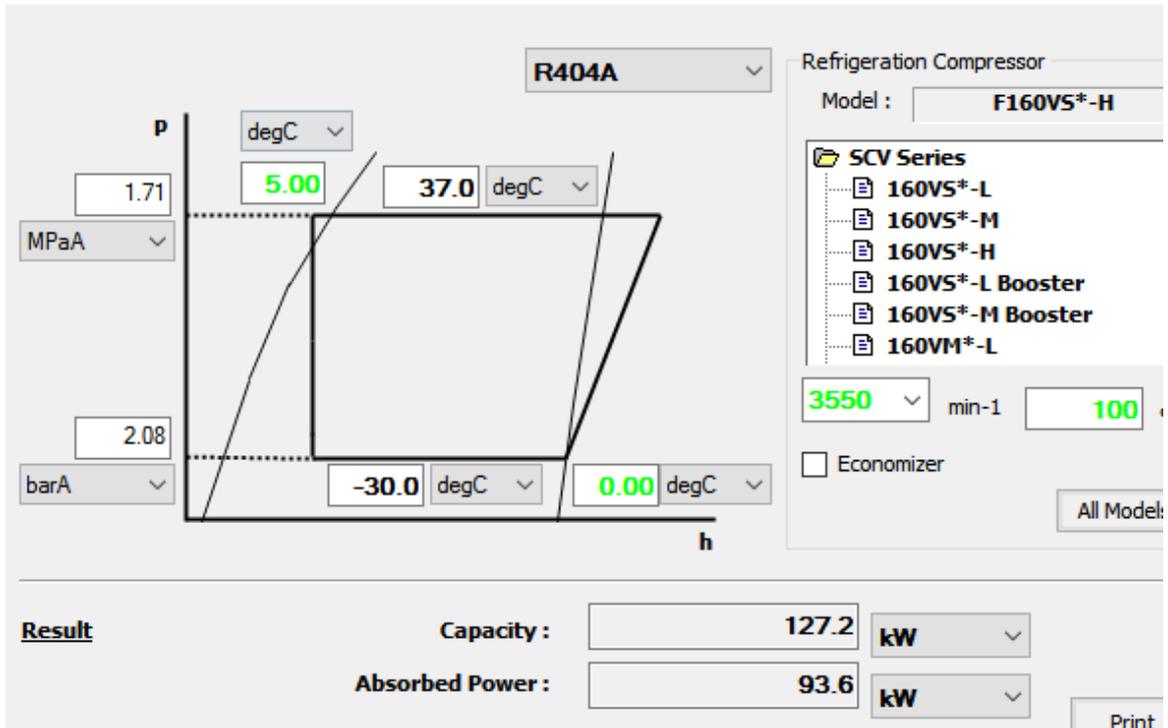


Figura 2.6 Condición Energética Compresor Tornillo Mycom Modelo F160VSD-H

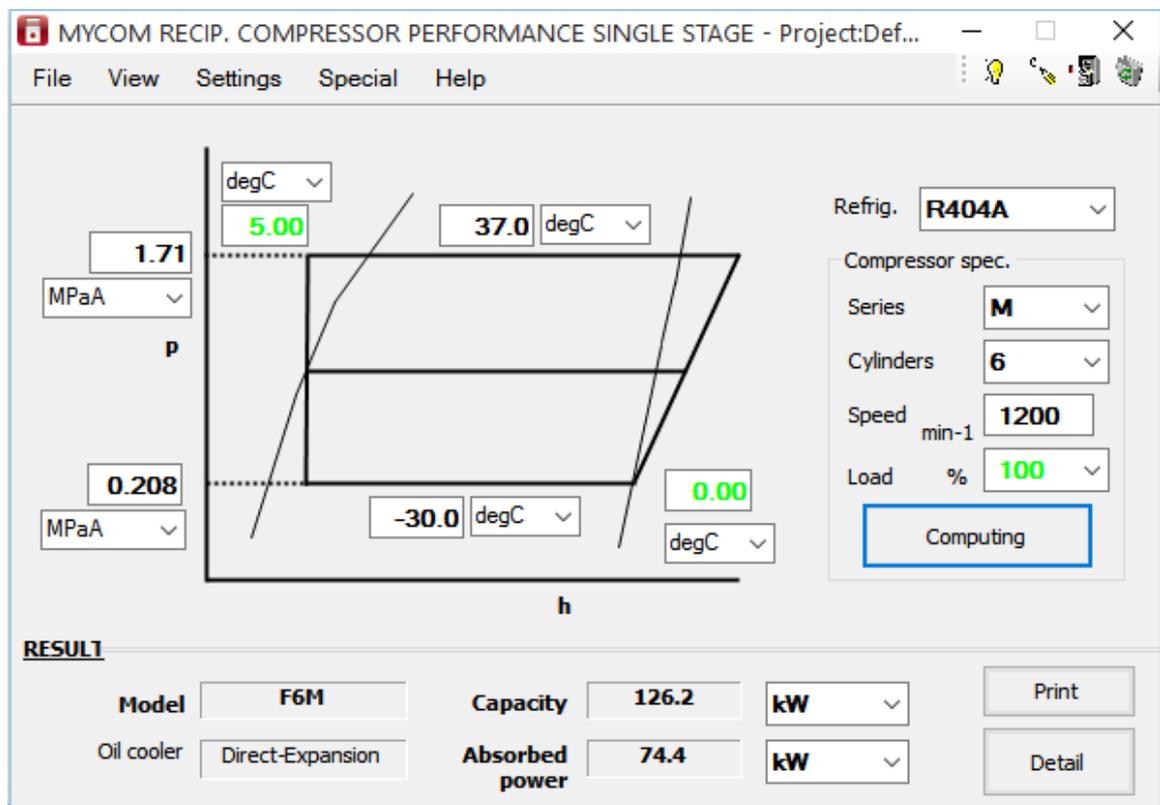


Figura 2.7 Condición Energética Compresor Pistón Mycom Modelo F6M

Fuente Mycom Software

En los gráficos de desempeño del mismo fabricante, se puede apreciar que el compresor de pistón consume 19,2 KW menos que el de tornillo, que significa un ahorro energético mensual de 967.68 USD en pago de servicio eléctrico.

2.4.2 Costo Total de Propiedad (TCO)

El coste total de propiedad o costo total de propiedad (Total Cost of Ownership o TCO), es un método de cálculo diseñado para ayudar a los usuarios y a los gestores empresariales a determinar los costos directos e indirectos, así como los beneficios, relacionados con la compra de equipos o programas informáticos. EL TCO ofrece un resumen final que refleja no solo el costo de la compra sino aspectos del uso y mantenimiento. Esto incluye formación para el personal de soporte y para usuarios, el costo de operación, etc.

La Tabla 2.14 desglosa los diferentes costos de operación de los equipos y sus mantenimientos de acuerdo a lo recomendado por el fabricante del compresor de pistón.

Tabla 2.14 Costo Total de Propiedad (TCO) Compresor Pistón

ítem	Descripción	Recurrencia [meses]	Valor Unitario [USD]	Valor total [USD]
1	Consumo Eléctrico 10 Años 365 días/año	n/a	\$ 780,267	\$ 780,267
2	Mantenimiento # 1, cada 15,000 hrs	22	\$ 10,200	\$ 10,200
3	Mantenimiento # 2	44	\$ 10,200	\$ 10,200
4	Mantenimiento # 3	66	\$ 10,200	\$ 10,200
5	Mantenimiento # 4	88	\$ 10,200	\$ 10,200
6	Mantenimiento # 5	110	\$ 10,200	\$ 10,200
7	Mantenimiento # 6	132	\$ 10,200	\$ 10,200
7	Cambios de aceite Capacidad de Carter= 44 litros = 11 Gal,		\$ 5,500	\$ 5,500
8	Mantenimientos rutinarios cada semestre = 20 semestres		\$ 13,237	\$ 13,237
			TCO a 10 años	\$ 860,203

De igual forma se aprecia en la Tabla 2.15 el análisis sugerido por el mismo fabricante para el equipo compresor de tornillo.

Tabla 2.15 Costo Total de Propiedad (TCO) Compresor Tornillo

Ítem	Descripción	Recurrencia [meses]	Valor Unitario [USD]	Valor total [USD]
1	Consumo Eléctrico 10 Años 365 días/año	n/a	\$ 962,905	\$ 962,905
2	Mantenimiento # 1, cada 25,000 hrs	35	\$ 13,500	\$ 13,500
3	Mantenimiento # 2	70	\$ 13,500	\$ 13,500
4	Mantenimiento # 3	105	\$ 13,500	\$ 13,500
7	Cambios de aceite, costo Galón aceite = USD\$ 25/gal, 10 años		\$ 5,500	\$ 5,500
8	Mantenimientos rutinarios cada semestre = 20 semestres		\$ 9,000	\$ 9,000
TCO a 10 años				\$ 1,017,905

2.4.3 Selección Final de Compresor

Luego de revisar los TCO en las Figuras 2.14 y 2.15, de ambos modelos de tecnología, se puede apreciar que el compresor de pistón, presenta mejores prestaciones que el de tornillo y que se verán reflejados en la planilla de energía eléctrica y costos de mantenimiento. En el costo total del equipo considerando los mantenimientos mayores recomendados por el fabricante, sigue siendo este modelo más atractivo que del tornillo.

En la tabla 2.16 se aprecia un resumen adicional de otras características importantes.

Tabla 2.16 Comparación Compresor Pistón versus Tornillo

Tipo de Compresor	Relación KWR/KW COP	Valor Inversión [USD]	Espacio Requerido [m ²]	Corriente Arranque Requerida [AMP]
Pistón	1,67	47.830	2.75	390 Amp @ 125 HP
Tornillo	1,22	69.990	6.29	540 Amp @ 175HP

Fuente: Catálogos y Cotizaciones Mycom

En la Tabla 2.17 basado en la información anterior se pondera los valores en la matriz de diseño, arrojando la siguiente evaluación:

Tabla 2.17 Matriz Diseño Selección Compresor

Ponderación Valor Ideal	Relación KWR/KW 30% Mas Bajo	Valor Inversión 20% Mas Bajo	Espacio Requerido 20% Mas Bajo	Corriente Arranque Requerida 20% Mas Bajo	TOTAL 100%
Tipo de Compresor					
Pistón	30%	20%	20%	20%	100%
Tornillo	20%	15%	15%	15%	70%

En la tabla 2.17 se puede apreciar la ponderación en la cual se relaciona la inversión inicial y su rendimiento, donde se confirma la selección del modelo de pistón.

2.5 Selección de Condensador

Como se podrá apreciar en este análisis, los principales argumentos para evaluar la selección del condensador será sobre: dimensiones físicas, demanda eléctrica y demanda de agua de ser el caso. Se debe establecer el calor total de rechazo (THR por sus siglas en inglés) para el diseño del sistema frigorífico y así seleccionar el método de condensación para la instalación, que podría ser:

- Enfriado Por Aire
- Enfriado por Agua no renovable
- Enfriado por Agua y Aire

2.5.1 Cálculo de Calor Total Rechazado (THR)

Para diseñar o seleccionar un sistema de condensación es necesario primero establecer el valor de calor rechazado del sistema. El Calor de Rechazo de un condensador se define como toda la energía que se libera del sistema de refrigeración. Al condensador llega la energía que se debe absorber del evaporador que en este caso es la máquina de hielo, y además el trabajo que realiza el compresor, como se muestra en la gráfica de balance de energía de la Figura 2.8.

Convirtiendo las toneladas de refrigeración de la máquina de hielo a kW y los BHP del compresor a kW, se suman estas dos cantidades y esto es lo que se

conoce como THR (Total Heat Rejection). Suele ser expresado en kW, estilo europeo normalizado, los americanos en BTU/h y los japoneses en kcal/h.

Basado en la información del fabricante de la Figura 2.4 se determina que la capacidad frigorífica es de 126.2 kW y la potencia absorbida es de 74.4 kW, el calor total en este caso de 200,6 kW (THR).

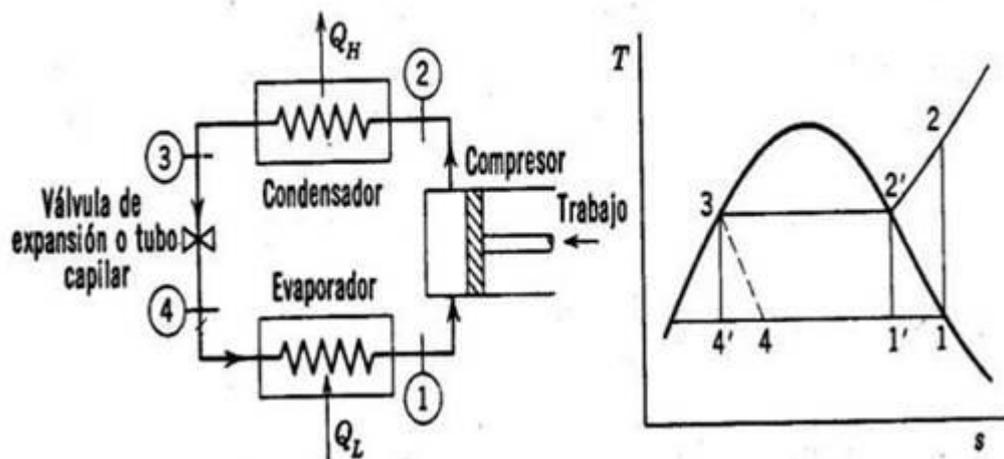


Figura 2.8 Balance Calor Sistema de Refrigeración. Fuente www.monografias.com

Para efectos de diseño, se añade un 10 % adicional por posibles incrementos de temperatura ambiental o incrustación leve que se pueda dar en la superficie de intercambio de calor, además que lo establece ASHRAE. De esta forma el condensador debe ser solicitado con THR de 220 KW.

2.5.2 Selección Final Condensador

Para condiciones similares de valor de calor rechazado, la matriz de selección se hará, basado en su consumo energético, costos de operación y de inversión inicial, para la selección del condensador. En la Tabla 2.18 se aprecia los atributos considerados tanto geométricos como operacionales.

Tabla 2.18 Comparación Condensadores Aire versus Agua

Tipo Condensador	Área Utilizado [m ²]	Potencia Requerida [HP]	Demanda Agua Adicional [m ³ / día]	Tratamiento Químico [USD]	Inversión [USD]
Por Aire	8,47	25	0	0	\$ 22.000
Por Agua no Recirculada	1,4	20	0	0	\$ 29.040

Fuente: Catálogos Mycom

De la Tabla 2.18 se puede apreciar que el espacio utilizado por el condensador de aire es de aproximadamente el 30% de todo el espacio disponible. En la siguiente Tabla 2.19 se apreciará las ponderaciones de cada uno de los atributos.

Tabla 2.19 Matriz de Diseño Selección de Condensador

Ponderación	Área Utilizado	Potencia Requerida	Demanda Agua Adicional	Tratamiento Químico	Inversión	Total
Valor Ideal	30%	30%	10%	10%	20%	100%
Tipo Condensador	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Bajo	Mas Bajo	
Por Aire	15%	20%	10%	10%	20%	75%
Por Agua no Recirculada	30%	25%	10%	10%	17%	92%

De la matriz de selección de la Tabla 2.19, se evidencia que el espacio que ocupa el condensador casco y tubo es inferior al condensador enfriado por aire. Es por este motivo, que se selecciona este modelo y así cumplir con las restricciones de espacio dentro del contenedor de 40ft. En la Figura 2.9 se muestra un esquema de un condensador de casco y tubo.

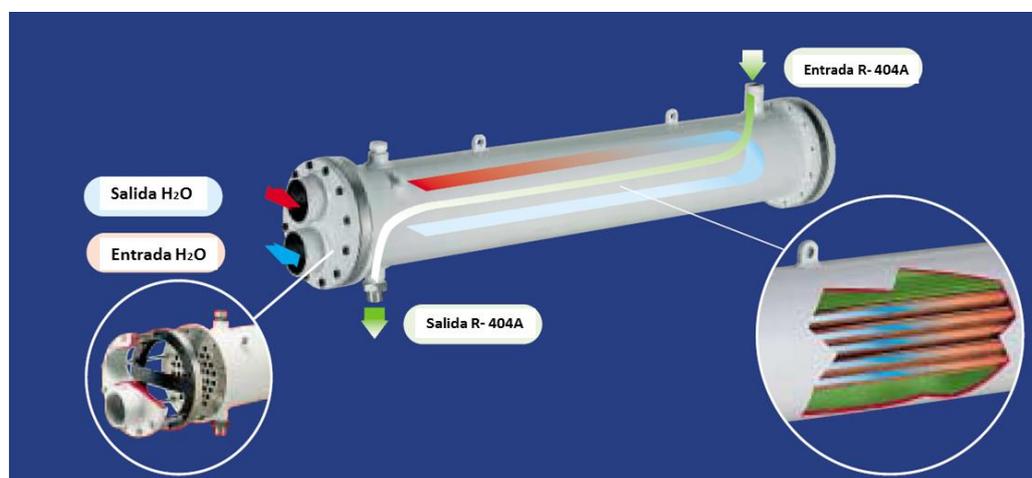


Figura 2.9 Condensador Casco y Tubo (ALFA LAVAL, 2014)

2.6 P&ID Preliminar de Diseño

Una vez seleccionado los principales elementos del circuito de refrigeración, se inicia con el Diagrama de Tubería e Instrumentación Básico (P&ID básico por sus siglas en inglés), que a diferencia de uno formal ya incluye las dimensiones, diámetros de los elementos, etc. En este caso se diagramará primero el circuito ideal y luego su implantación en el interior del contenedor. El detalle de este diagrama se encuentra en el Plano 3.

2.7 Evaluación Energética Preliminar

Habiendo seleccionado todos los elementos consumidores de energía, se revisa la suma de todos los componentes y se verifica que la capacidad de la solución propuesta está dentro del valor límite de 205 KVA que se definió en las premisas de diseño. En la Tabla 2.20 se puede apreciar que se cumple dicha restricción.

Tabla 2.20 Evaluación Energética Preliminar

Carga Eléctrica	Cantidad	Voltaje [Volt]	Amperaje [Amp]	Potencia Unitaria [KW]	Potencia Total [KW]
Compresor Pistón	1	440	112	85	85
Productora de Hielo	1	440	7	5	5
Tablero de Control	1	440	3	2	5
Bomba Suministro Agua	2	440	53	20	40
				TOTAL	132

CAPITULO 3

3. DISEÑO SISTEMA TÉRMICO

3.1 Principios Básicos de Diseño de Tubería

El diseño y operación de la tubería que lleva el refrigerante en el circuito de refrigeración debe:

- Asegurar la apropiada alimentación del refrigerante al evaporador
- Proveer del dimensionamiento de la tubería evitando caídas de presión
- Prevenir excesivo atrapamiento de aceite en el sistema
- Proteger al compresor en todo momento de pérdidas de aceite
- Prevenir entrada de refrigerante líquido al compresor
- Mantener limpio y seco el sistema

La tubería de refrigeración se dimensiona seleccionando el menor diámetro posible, que no encarezca la obra y que evite pérdidas de presión del fluido en la misma. Las caídas de presión en las líneas de succión y descarga del compresor, causan pérdidas en el compresor, incrementando el uso de energía en el mismo. Excesiva caída de presión en la línea de líquido, puede causar en el refrigerante líquido su vaporización súbita (conocido como efecto flash), que resulta en una errónea operación de la válvula de expansión. Los sistemas de refrigeración son diseñados de tal forma que las caídas de presión por fricción no excedan la presión diferencial equivalente al correspondiente cambio en la temperatura de saturación de evaporización en una unidad. La principal medida para determinar la caída de presión en el sistema es el cambio de temperatura de saturación.

En la Figura 3.1 se expone las diferentes líneas de un sistema de refrigeración típico. Las líneas de succión, descarga y líquido, representadas por los colores verde, rojo y azul respectivamente.

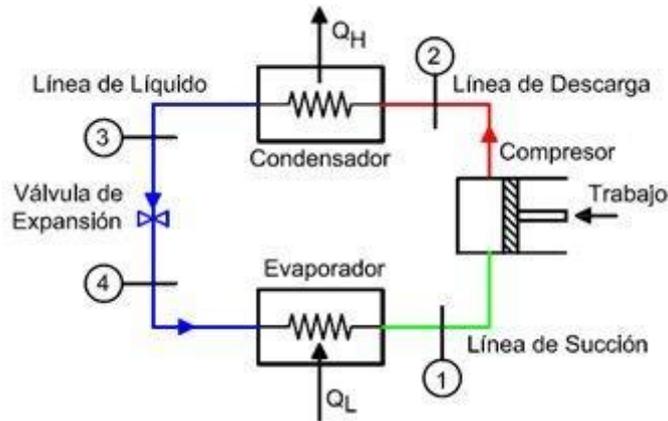


Figura 3.1 Representación Líneas de Refrigeración

3.2 Línea de Líquido

Es la tubería que conecta el condensador al tanque de alta presión, y del tanque de alta presión a la válvula de expansión previo al evaporador. Las caídas de presión del refrigerante no deben ser tan grandes que pueda causar la formación de gas, caída de presión de líquido, o las dos cosas. Los sistemas son diseñados normalmente para que la caída de presión por fricción no exceda al equivalente en 1°K en la variación de la temperatura de saturación.

El líquido subenfriado en el intercooler es el único método de garantizar que sólo ingrese líquido a la válvula de expansión, eliminando el posible gas formado en la línea. Si el subenfriamiento es insuficiente, se producirá el efecto flash mermando la eficiencia y por tanto la capacidad del sistema.

3.3 Línea de Succión

La tubería de succión es la línea que conecta la salida del evaporador a la entrada del compresor. La línea de succión es más crítica que la de líquido y descarga desde el punto de vista de diseño y construcción. Las líneas de refrigeración son dimensionadas para:

- Prevenir al mínimo la caída de presión a plena carga
- Retorno de aceite del evaporador al compresor a mínima carga

Una caída de presión en la línea de succión reduce la capacidad de todo el sistema, porque fuerza al compresor a operar a una presión de succión más baja, para lograr la temperatura de evaporación deseada en el evaporador. La línea de

succión es normalmente diseñada para no tener caídas de presión más grande que 1° K en cambio de temperatura de saturación.

3.4 Línea de Descarga

La línea de descarga es la tubería que conecta la salida del compresor con la entrada del condensador. Las pérdidas de presión en la línea de gas caliente incrementan la energía requerida por el compresor por unidad de refrigeración y reduce la capacidad del compresor.

3.5 Análisis Teórico de Dimensionamiento de Tuberías

En la práctica, los diseñadores recurren a las tablas emitidas por entidades especializadas en refrigeración, donde se ha estudiado y calculado las diferentes variables de cada uno de los refrigerantes. La aparición de programas computacionales (softwares) que simplifican la selección, incluso omiten el uso de tablas.

En este caso se lo realizará con las tablas de ASHRAE y el software Duprex 4.0, propiedad de Dupont, pero primeramente se explicará la ingeniería sobre la cual se basa todas estas simplificaciones.

Las tablas de ASHRAE basan sus cálculos en las caídas de presión y velocidades recomendadas para tener una eficiencia mayor al 95%, de ahí que sugieran sobredimensionar el sistema en un 10%.

La caída de presión por unidad de longitud ($\Delta p/L$) y el diferencial de presión equivalente en temperatura (Δt) son las variables que las tablas asumen e incorporan los valores deseados a fin de obtener un sistema seguro.

La caída de presión por unidad de longitud, o en el caso de las tablas de ASHRAE incluso en decenas de unidad de longitud, para efectos prácticos, no es más que el desarrollo de la ecuación de Darcy–Weisbach.

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h_f$$

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Dónde en la tabla 3.1 se aprecian las variables de la ecuación de Darcy:

Tabla 3.1 Elementos Ecuación Darcy - Weisbach

Abreviatura	Nombre	Unidad
h_f	Pérdida de Carga debido a la Fricción	m
f	Factor de Fricción de Darcy	adimensional
L	Longitud de Tubería	m
D	Diámetro de Tubería	m
V	Velocidad Media del Fluido	m/s
g	Aceleración de la Gravedad	9,8 m/s ²
ρ	Densidad del Fluido	kg/m ³

La ecuación de Darcy–Weisbach puede también ser escrita en términos de pérdida de presión por unidad de longitud:

$$\frac{\Delta p}{L} = f * \frac{1}{D} * \frac{V^2}{2} \quad (1)$$

Las tablas de ASHRAE basan sus cálculos en esta presentación de la fórmula de Darcy aplicadas al refrigerante R 404 A. Las velocidades en cada una de las líneas sean de succión, descarga o líquido se establecen en la siguiente Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Velocidad en Línea de Gas Recomendado (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

Línea	Velocidad
Línea de Succión	4.5 a 20 m/s
Línea de Descarga	10 a 18 m/s

Del análisis previo sobre la fórmula de Darcy se observa que la caída de presión es inversamente proporcional al diámetro de la tubería, de donde a mayor diámetro menor serán las pérdidas, pero mayor será el costo de inversión. Por lo tanto es importante seleccionar correctamente la tubería para optimizar el costo

de inversión y al mismo tiempo obtener un proceso eficiente sin pérdidas mayores.

Para la determinación de la caída de presión se utilizará la ecuación de ASHRAE:

$$\Delta T_{real} = \Delta T_{tabla} * \frac{L_{real}}{L_{tabla}} * \frac{Q_{real}}{Q_{tabla}}^{1.8} \quad (2)$$

Dónde en la tabla 3.3 se aprecian las variables de ecuación de pérdida de presión:

Tabla 3.3 Elementos Ecuación Pérdida Presión ASHRAE

Abreviatura	Nombre	Unidad
ΔT Real	Equivalente caída de presión del refrigerante por fricción	° K
ΔT Tabla	Caída equivalente de presión en temperatura en metro lineal	° K / m
ΔT Línea Succión		0,04 ° K/m
ΔT Línea Descarga		0,02 ° K/m
ΔT Línea Líquido		0,02 ° K/m
L Real	Largo total de cada tramo de tubería incluyendo accesorios	m
Q Real	Potencia refrigerante que fluye por tubería	KW
Q Tabla	Potencia refrigerante entregado por la tabla	KW

Las caídas de presión °K/m es un valor diferencial y no un valor absoluto, por ello se puede trabajar con un diferencial °C, ya que la diferencia entre ambos sigue siendo la unidad de temperatura °C.

3.6 Dimensionamiento Líneas de Refrigeración

El dimensionamiento de las líneas de refrigeración está sujeto a diferentes condiciones de proceso que cada diseñador demanda. En cada uno de estos diseños se debe estimar las pérdidas que está dispuesto a asumir. Sin embargo, ASHRAE y otras instituciones han elaborado tablas donde las pérdidas, en base a las recomendaciones típicas, se encuentran ya tabuladas, y se ingresa a ella por los parámetros más conocidos definidas al inicio del diseño. En el caso de este modelo se debe recordar las variables que se aprecian en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Datos de Diseño Térmico

Condiciones Originales de Diseño	Valor
Temperatura de Evaporación:	- 30°C
Temperatura de Condensación:	37 °C
Carga Térmica:	126.91 KW

Con estos datos se ingresa a la Tabla 3.7 propia del refrigerante R 404 A, y se siguen los siguientes pasos dependiendo de cada una de las líneas a dimensionar.

Líneas de Descarga y Succión:

Para el dimensionamiento de las líneas de descarga y succión se sigue el procedimiento de la Tabla 3.5 respectivamente.

Tabla 3.5 Procedimiento Selección de Diámetros Tuberías de Succión y Descarga

Paso	Línea de descarga	Línea de Succion
1	Se ingresa a tabla por eje vertical "Línea de Descarga"	Se ingresa a tabla por eje vertical "Línea de Succion"
2	Se selecciona Temperatura de Evaporación	Se selecciona Temperatura de Evaporación
3	Se desciende sobre dicha columna y se busca la capacidad frigorífica en el material deseado	Se desciende sobre dicha columna y se busca la capacidad frigorífica en el material deseado
4	Con la capacidad superior mas cercana se traza horizontal y se encuentra el diámetro buscado	Con la capacidad superior mas cercana se traza horizontal y se encuentra el diámetro buscado

Línea de Líquido

Para la selección del diámetro de la línea de líquido se sigue el procedimiento como descrito en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Procedimiento Selección de Diámetro Tuberías de Líquido

Paso	Línea de Líquido
1	Se ingresa a tabla por eje vertical "Línea de Líquido"
2	Se ingresa por pérdida $\Delta T=0,02K/m$ que es la caída de presión mas baja y segura
3	Se desciende sobre dicha columna y se busca la capacidad frigorífica en el material deseado
4	Con la capacidad superior mas cercana se traza horizontal y se encuentra el diámetro buscado

Los resultados obtenidos por medio de la tabla ASHRAE se sintetizan en la Tabla 3.8.

Tabla 3.7 Dimensionamiento Líneas de Succión-Descarga-Líquido

Table 6 Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Kilowatts for Refrigerant 404A (Single- or High-Stage Applications)

Line Size	Suction Lines ($\Delta t = 0.04 \text{ K/m}$)						Discharge Lines ($\Delta t = 0.02 \text{ K/m}, \Delta p = 74.90$)						Liquid Lines (40°C)			
	Saturated Suction Temperature, °C						Saturated Suction Temperature, °C						See note a			
Type L Copper, OD, mm	-50	-40	-30	-20	-5	5	-50	-40	-30	-20	-5	5	$\Delta t = 0.02 \text{ K/m}, \Delta p = 0.05 \text{ K/m}$			
	Corresponding Δp , Pa/m						Corresponding Δp , Pa/m						Velocity = 0.5 m/s	Drop	Drop	
	165.5	240.6	337.2	455.1	679.1	863.2	875.6	875.6	875.6	875.6	875.6	875.6	$\Delta p = 875.6$	$\Delta p = 2189.1$		
12	0.16	0.27	0.43	0.67	1.19	1.69	1.73	1.87	2.00	2.13	2.31	2.42	4.1	8.0	13.3	
15	0.30	0.52	0.83	1.28	2.27	3.22	3.29	3.55	3.81	4.05	4.40	4.61	6.7	15.3	25.2	
18	0.53	0.90	1.45	2.22	3.94	5.57	5.71	6.16	6.59	7.02	7.62	7.99	10.1	26.6	43.7	
22	0.94	1.59	2.55	3.91	6.93	9.79	10.00	10.79	11.56	12.30	13.36	14.01	15.5	46.8	76.7	
28	1.86	3.14	5.04	7.72	13.66	19.25	19.68	21.23	22.74	24.21	26.29	27.57	26.0	92.5	151.1	
35	3.43	5.78	9.26	14.15	25.00	35.17	35.96	38.78	41.54	44.23	48.03	50.37	41.1	169.3	276.3	
42	5.71	9.61	15.36	23.46	41.32	58.16	59.48	64.15	68.72	73.16	79.45	83.32	60.3	280.4	456.2	
54	11.37	19.12	30.50	46.57	81.90	114.98	117.62	126.86	135.89	144.67	157.11	164.76	101.4	556.9	903.2	
67	20.31	34.10	54.30	82.75	145.45	203.96	208.67	225.07	241.08	256.66	278.73	292.29	157.3	988.8	1601.8	
79	31.54	52.78	84.12	128.09	224.52	314.97	321.69	346.97	371.66	395.67	429.70	450.60	219.3	1529.9	2473.4	
105	67.66	113.08	179.89	273.26	478.70	670.69	685.09	738.92	791.51	842.65	915.11	959.63	391.5	3264.9	5265.6	
130	120.40	201.19	319.22	484.40	847.54	1188.02	1213.68	1309.04	1402.20	1492.80	1621.17	1700.03	607.3	5788.8	9335.2	
156	195.94	326.58	518.54	785.73	1372.94	1921.03	1962.62	2116.83	2267.48	2413.98	2621.57	2749.09	879.6	9382.5	15 109.7	
206	401.89	669.47	1059.73	1607.24	2805.00	3917.77	4003.19	4317.73	4625.02	4923.84	5347.26	5607.37	1522.1	19 177.4	30 811.3	
257	715.93	1189.91	1885.42	2851.68	4974.31	6949.80	7084.63	7641.29	8185.11	8713.94	9463.30	9923.61	2366.6	33 992.3	54 651.2	
Steel																
mm																
SCH																
10	80	0.16	0.26	0.40	0.61	1.05	1.46	1.49	1.61	1.72	1.83	1.99	2.09	4.6	7.2	11.5
15	80	0.31	0.51	0.80	1.20	2.07	2.88	2.94	3.17	3.39	3.61	3.92	4.12	7.6	14.3	22.7
20	80	0.70	1.15	1.80	2.70	4.66	6.48	6.61	7.13	7.64	8.14	8.84	9.27	14.1	32.1	51.1
25	80	1.37	2.25	3.53	5.30	9.13	12.68	12.95	13.97	14.96	15.93	17.30	18.14	23.4	63.6	100.0
32	80	2.95	4.83	7.57	11.35	19.57	27.20	27.72	29.90	32.03	34.10	37.03	38.83	41.8	134.9	214.0
40	80	4.49	7.38	11.55	17.29	29.81	41.42	42.22	45.54	48.78	51.94	56.40	59.14	57.5	205.7	326.5
50	40	10.47	17.16	26.81	40.20	69.20	96.18	98.04	105.75	113.25	120.59	130.96	137.33	109.2	477.6	758.2
65	40	16.68	27.33	42.72	63.93	110.18	152.96	155.95	168.20	180.17	191.81	208.31	218.44	155.7	761.1	1205.9
80	40	29.51	48.38	75.47	112.96	194.49	270.35	275.59	297.25	318.40	338.98	368.13	386.03	240.5	1344.9	2131.2
100	40	60.26	98.80	153.84	230.29	396.56	550.03	560.67	604.72	647.76	689.61	748.91	785.34	414.3	2735.7	4335.6
125	40	108.75	177.97	277.71	415.78	714.27	991.91	1012.44	1091.99	1169.71	1245.28	1352.37	1418.15	650.6	4939.2	7819.0
150	40	176.25	287.77	449.08	671.57	1155.17	1604.32	1635.36	1763.85	1889.38	2011.45	2184.43	2290.69	940.3	7988.0	12 629.7
200	40	360.41	589.35	918.60	1373.79	2363.28	3277.89	3341.30	3603.84	3860.32	4109.73	4463.15	4680.25	1628.2	16 342.0	25 838.1
250	40	652.69	1065.97	1661.62	2485.16	4275.41	5930.04	6044.77	6519.73	6983.73	7434.94	8074.30	8467.06	2566.4	29 521.7	46 743.9
300	40	1044.01	1705.26	2658.28	3970.05	6830.36	9488.03	9671.59	10431.52	11 173.92	11 895.85	12 918.83	13 547.24	3680.9	47 161.0	74 677.7
350	30	1351.59	2207.80	3436.53	5140.20	8843.83	12 266.49	12 503.79	13 486.26	14 446.06	15 379.40	16 701.95	17 514.38	4487.7	61 061.2	96 691.3
400	30	1947.52	3176.58	4959.92	7407.49	12 725.25	17 677.86	18 019.86	19 435.74	20 818.96	22 164.04	24 070.04	25 240.87	5944.7	87 994.9	139 346.8

(ASHRAE HANDBOOK, 2014)

Tabla 3.8 Resultados Selección Tubería ASHRAE

Línea	Φ Nominal [mm]	Φ Externo [mm]	Φ Interno [mm]	SCH	Material	Potencia Frigorífica [KW]
Línea de Succión	100	114,3	102,26	40	ASTM A53	153,84
Línea de Descarga	65	73	62,68	40	ASTM A53	180,17
Línea de Líquido	32	42,2	35,08	40	ASTM A53	134,9

3.7 Verificación Resultados Software Duprex 4.0

Realizado de manera manual la selección de la tubería del sistema, se procede a revisar dicha aproximación con el software disponible, en este caso con Duprex 4.0 propiedad de la empresa Dupont, reconocida marca en temas de refrigeración. Se ingresa con los mismos datos iniciales con que se inició la selección manual, como se aprecia en la Figura 3.2

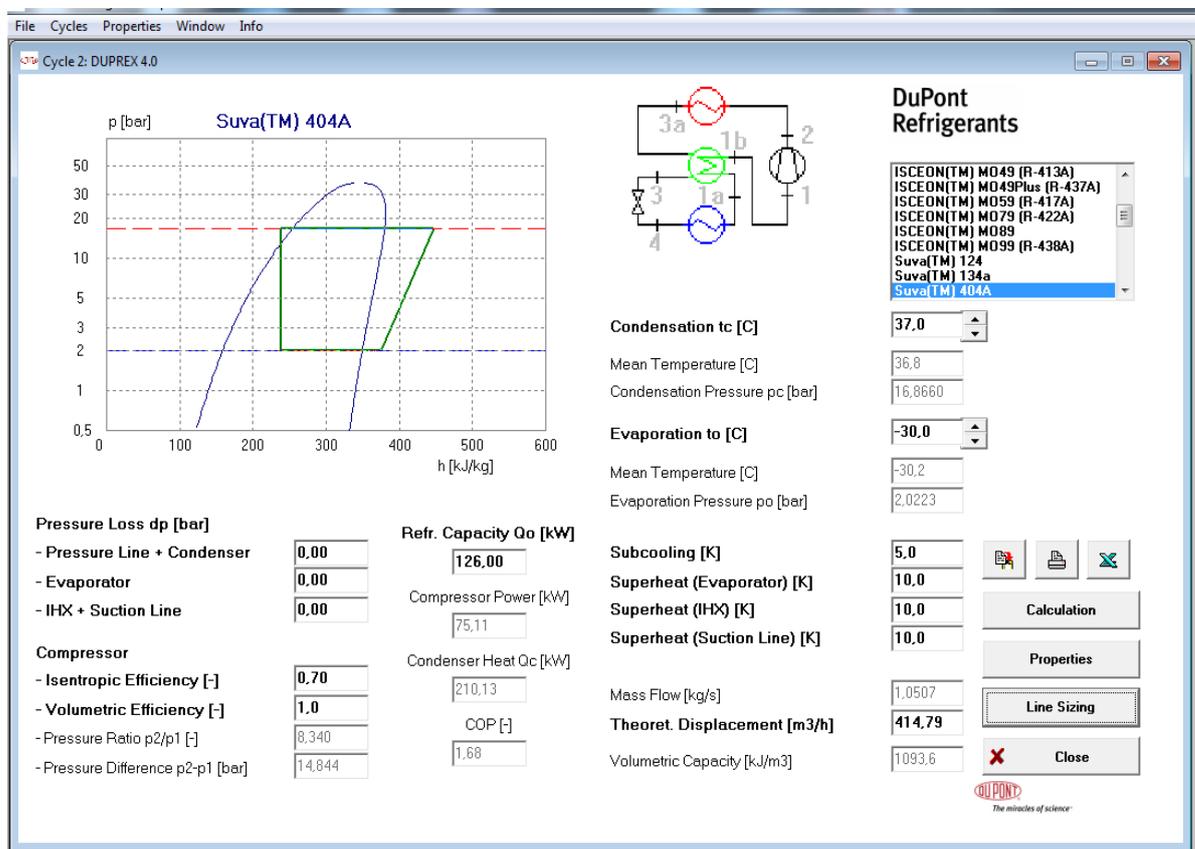


Figura 3.2 Página de Ingreso de Datos Duprex 4.0 (Dupont, 2015)

Una vez ingresado los datos, el programa procesa las dimensiones de las tuberías. La Figura 3.3 muestra el cálculo de la línea de succión.

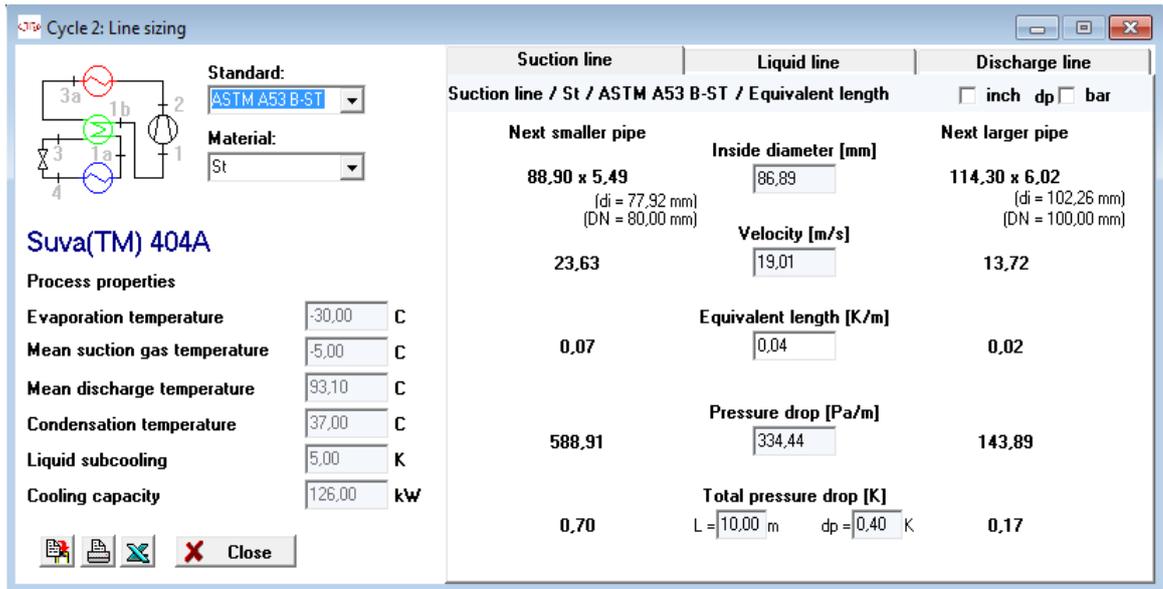


Figura 3.3 Cálculo de Línea de Succión (Dupont, 2015)

La selección inicial basada en las tablas de ASHRAE coincide con la selección calculada por el software, siendo ambos de 100 mm de diámetro de tubería. A continuación en la Figura 3.4 el cálculo de la línea de descarga.

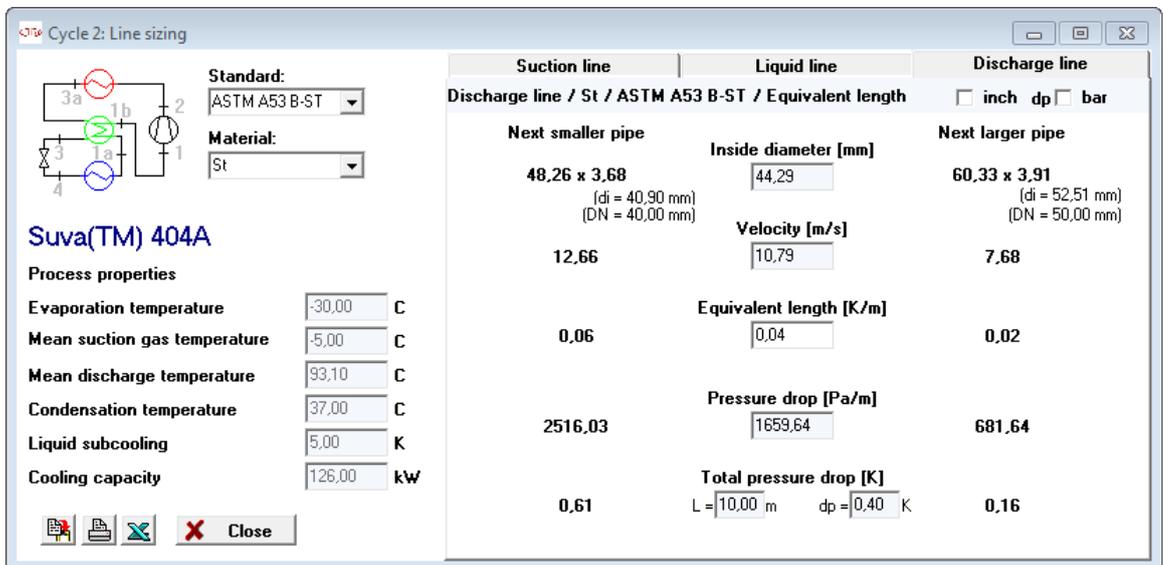


Figura 3.4 Cálculo de Línea de Descarga (Dupont, 2015)

Finalmente se calcula y compara la línea de líquido y en la Figura 3.5 se aprecia que se tiene resultados similares a la línea de descarga.

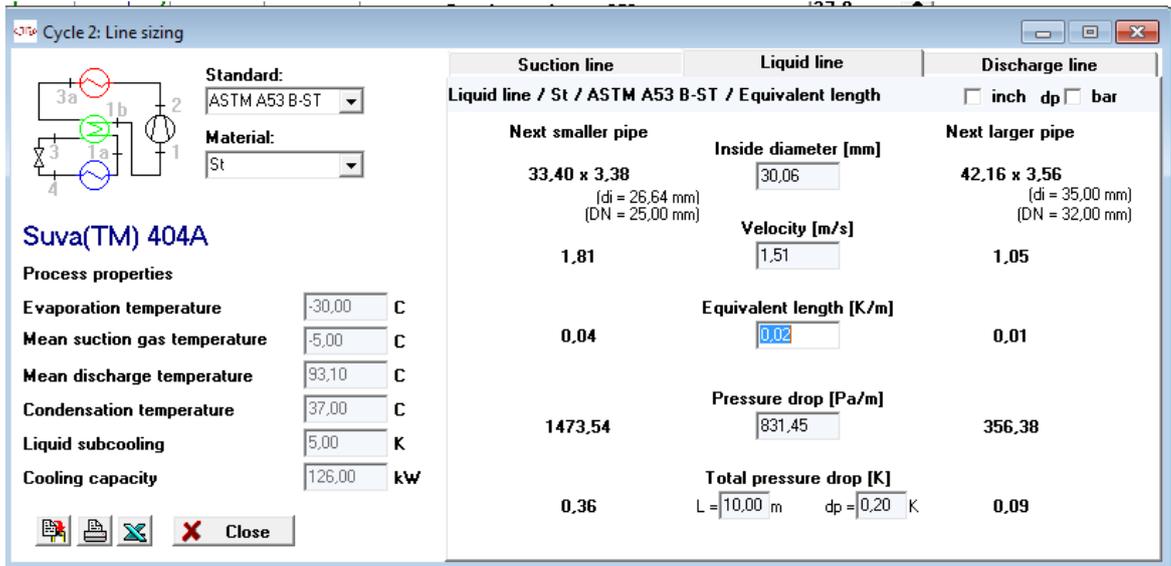


Figura 3.5 Cálculo de la Línea de Líquido (Dupont, 2015)

En la Tabla 3.9 se sintetiza los resultados obtenidos inicialmente por el programa Duprex 4.0

Tabla 3.9 Resultados Selección Tubería Duprex 4.0

Línea	Φ Nominal [mm]	Φ Externo [mm]	Φ Interno [mm]	SCH	Material	Potencia Frigorífica [KW]
Línea de Succión	100	114,3	102,26	40	ASTM A53	153,84
Línea de Descarga	50	60,3	52,48	40	ASTM A53	115,27
Línea de Líquido	32	42,2	35,08	40	ASTM A53	134,9

En la Tabla 3.9 se aprecia resaltado en rojo el único valor que no coincide con lo obtenido a través de las tablas ASHRAE, toda vez que la potencia frigorífica no alcanza el valor necesario solicitado por el fabricante del evaporador, por tanto es necesario re evaluar el valor sugerido por las tablas ASHRAE. Al reemplazar el valor del diámetro de la tubería sugerido por ASHRAE de 65 mm, se aprecia que la pérdida es aún menor y que la potencia frigorífica está cubierta en su totalidad. Por tal motivo, se decide que la Tabla 3.8 es la que regirá para el diseño del sistema de refrigeración. En la Figura 3.6 se muestra el cálculo bajo las condiciones de 65mm como siguen las tablas ASHRAE.

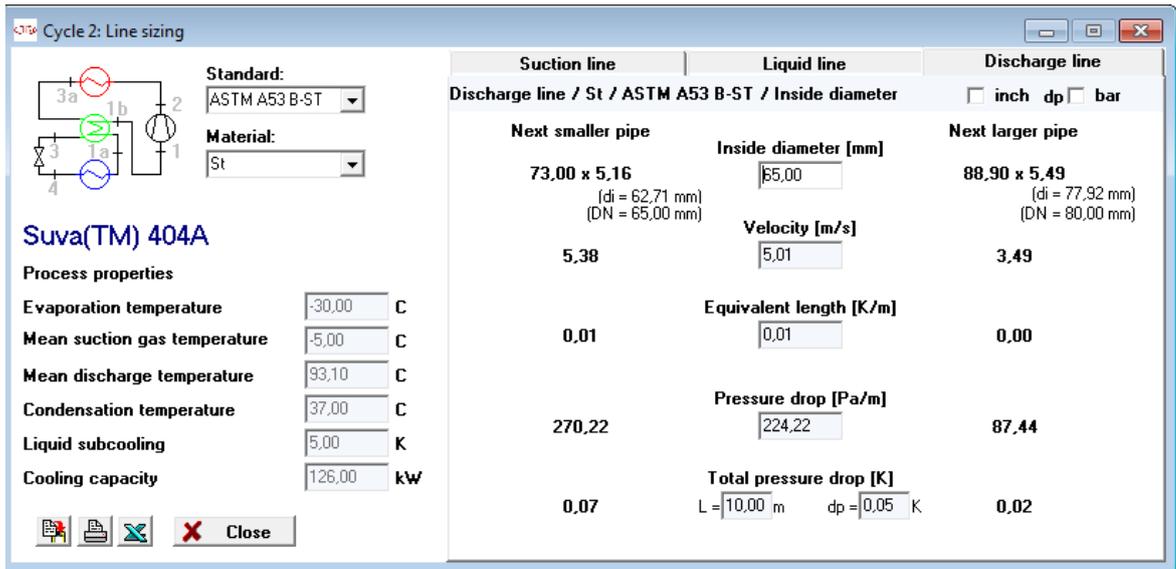


Figura 3.6 Cálculo de Línea de Descarga de 65mm (Dupont, 2015)

3.8 Verificación de Diámetro de Tuberías por Pérdida de Carga

Como expresado en el capítulo de dimensionamiento de tubería, ASHRAE sugiere revisar la pérdida de carga real en términos de unidad térmica por unidad de longitud. Aplicando la ecuación (2) y con los datos iniciales se obtiene la carga real y se contrasta contra la carga máxima deseada, como se muestra en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Cálculo de Carga Real Equivalente

Nombre	Línea Succión	Línea Descarga
Temperatura de Evaporación	- 30°C	- 30°C
Temperatura de Condensación	37 °C	38 °C
Carga Térmica	126.91 KW	126.91 KW
Pérdida de Carga Equivalente Aceptada	1 °C	2 °C
Longitud Real	5 m	6 m
Número de Codos y Accesorios	6 u	5 u
Diámetro Seleccionado de Tubería	100 mm	65 mm
Pérdida de Carga Equivalente Real	0,212°C	0,095°C

Como se puede apreciar, en ambos casos la pérdida de carga equivalente es menor de 1°C, por lo tanto el valor es aceptable y se toman estos diámetros como definitivos.

3.9 Selección de Válvulas

De acuerdo a la normativa ASHRAE, la disposición de válvulas a la entrada y salida de cada uno de los elementos está establecido directamente por los diámetros de las líneas de succión, descarga y líquido. El orden de ellos y su aplicación se lo revisará en este capítulo. En la Figura 3.7 se aprecia la distribución de válvulas y en la Tabla 3.11 se detallan la lista de los elementos utilizados, así como para mayor detalle se aprecia en el Plano 4.

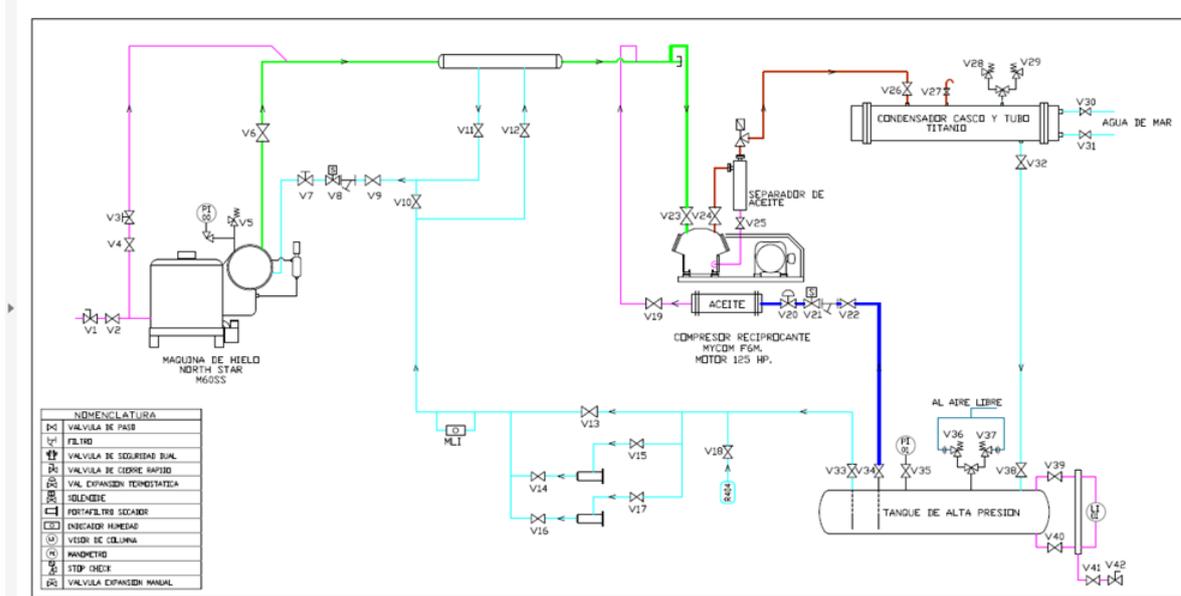


Figura 3.7 Nomenclatura de Válvulas Proyecto

3.9.1 Válvula de Expansión Termostática

La válvula de expansión termostática (a menudo abreviado como VET o válvula TX en inglés) es un dispositivo de expansión, el cual es un componente clave en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, que tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema. Básicamente, su misión en los equipos de expansión directa (o seca) se restringe a dos funciones: la de controlar el caudal de refrigerante en estado líquido que ingresa al evaporador y la de sostener un sobrecalentamiento constante a la salida de este. Para realizar este cometido dispone de un bulbo sensor de temperatura, que se encarga de cerrar o abrir la válvula, para así disminuir o aumentar el ingreso de refrigerante y su consecuente evaporación

dentro del evaporador, lo que implica una mayor o menor temperatura ambiente, respectivamente.

Este dispositivo permite mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado, ya que regula el flujo másico del refrigerante en función de la carga térmica. El refrigerante que ingresa al evaporador de expansión directa lo hace en estado de mezcla líquido/vapor, ya que al salir de la válvula se produce una brusca caída de presión, producida por la "expansión directa" del líquido refrigerante, lo que provoca un parcial cambio de estado del fluido a la entrada del evaporador. A este fenómeno producido en válvulas se le conoce como flash-gas

3.9.2 Válvula de Alivio de Presión

Las válvulas de alivio de presión, también llamadas válvulas de seguridad o válvulas de alivio, están diseñadas para aliviar la presión cuando un fluido supera un límite preestablecido (presión de tarado). Su misión es evitar la explosión del sistema protegido o el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión.

3.9.3 Válvula de Cierre

La válvula de cierre, para uso en equipos de refrigeración, debe tener suficiente capacidad en relación a la presión y la hermeticidad, así como una forma que genere poca resistencia. En particular, la diferencia con otras válvulas radica en el uso común del asiento invertido.

Esta válvula es conocida como válvula de servicio, ya que se pueden efectuar operaciones varias entre las cuales cabe mencionar la conexión del manómetro, el suministro de gas para la prueba de hermeticidad, suministro de refrigerante, purga de aire, corte de mantenimiento y demás actividades genéricas.

Tabla 3.11 Aplicación de Válvulas Proyecto del Plano 4

Válvula	Nombre Técnico	Diámetro	Propósito
V1	Válvula de Bola de Cierre Rápido	32 mm	Válvula de mantenimiento purga manual
V2	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte fábrica de hielo
V3	Válvula Expansión Manual	100 mm	Válvula de expansión evaporador
V4	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte purga de aceite manual
V5	Válvula de Seguridad Simple	100 mm	Válvula calibrada por sobrepresión
V6	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte Intercooler
V7	Válvula Expansión Manual	100 mm	Válvula de expansión evaporador
V8	Válvula Solenoide	100 mm	Válvula calibrada por presión
V9	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte de mantenimiento
V10	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte entrada a fábrica de hielo
V11	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte salida de intercooler
V12	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte entrada de intercooler
V13	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula corte bypass filtro secante
V14	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula corte bypass filtro secante
V15	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula corte bypass filtro secante
V16	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula corte bypass filtro secante
V17	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula corte bypass filtro secante
V18	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte carga refrigerante
V19	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte filtro de aceite
V20	Válvula de Expansión Termostática	32 mm	Válvula de expansión en filtro de aceite
V21	Válvula Solenoide	32 mm	Válvula de paso por presión de aceite
V22	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte entrada filtro aceite
V23	Válvula de Paso de Compuerta	100 mm	Válvula de corte Compresor
V24	Válvula de Paso de Compuerta	65 mm	Válvula de corte Compresor
V25	Válvula de Paso de Compuerta	65 mm	Válvula de corte separador de aceite
V26	Válvula de Paso de Compuerta	65 mm	Válvula de corte entrada refrigerante condensador
V27	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte salida de refrigerante
V28	Válvula de Seguridad Dual	50 mm	Válvula calibrada por sobrepresión
V29	Válvula de Seguridad Dual	50 mm	Válvula calibrada por sobrepresión
V30	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte entrada de agua
V31	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte salida de agua
V32	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte salida condensador
V33	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte futura ampliación
V34	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte retorno a filtro de aceite
V35	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte manómetro
V36	Válvula de Seguridad Dual	50 mm	Válvula calibrada por sobrepresión
V37	Válvula de Seguridad Dual	50 mm	Válvula calibrada por sobrepresión
V38	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte entrada tanque de alta
V39	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte visor de nivel
V40	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte visor de nivel
V41	Válvula de Paso de Compuerta	32 mm	Válvula de corte purga de aceite
V42	Válvula de Bola de Cierre Rápido	32 mm	Válvula de mantenimiento purga manual

3.10 Aislamiento Térmico

El aislamiento térmico necesario en este proyecto, se limita a la línea de succión, que conecta el evaporador y el compresor, y que en su interior circula el refrigerante R404A a -30°C , además es donde se puede producir condensación en la superficie del tubo de acero y pérdida de energía.

Por tratarse de apenas 6 metros en desarrollo de la tubería a aislar, la solución será hecha en poliuretano expandido cuya principal característica como aislante es su bajo coeficiente de conductividad térmica ($h_c = 0.024 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$) como lo sugiere ASHRAE para toda tubería expuesta a temperaturas inferiores a -18°C .

Por medio de la Tabla 3.12 se puede apreciar que conociéndose el diámetro exterior de la tubería y la temperatura del interior de la misma, se obtiene el grosor del aislamiento térmico en poliuretano. Para efectos de control, se demostrará las pérdidas alcanzadas con esta sugerencia, que deberá ser menor al 1% de la energía circulante del sistema.

Tabla 3.12 Espesor de Aislamiento Térmico Poliuretano (<http://www.inspection-for-industry.com/images/cold-thermal-insulation-specification.jpg>)

Tabla de Espesor Aislamiento (mm)

Diámetro Tubería		Temperatura de Operación $^{\circ}\text{C}$					
Nominal (NPS)	Externo (mm)	+16 to +5	+4 to +1	0 to -12	-13 to -18	-19 to -34	-35 to -45
1/4"	13.7	25	25	25	40	40	40
1/2"	21.3	25	25	25	40	40	40
3/4"	26.7	25	25	25	40	40	40
1"	33.4	25	25	25	40	40	40
1 1/2"	48.3	25	25	25	40	40	40
2"	60.3	25	40	40	40	50	50
3"	88.9	25	40	40	40	50	50
4"	114.3	25	40	40	40	50	50
6"	168.3	25	40	50	50	50	60
8"	219.1	25	40	50	50	60	60
10"	273.1	25	40	50	50	60	60
12"	323.9	25	40	50	50	60	60
14"	355.6	25	40	50	50	60	60
16"	406.4	25	40	50	50	60	60
18"	457.2	25	40	50	50	60	75
20"	508.0	25	40	50	50	60	75
24"	609.6	25	40	50	50	75	90
Flat Surfaces and Over 24" pipe		40	50	60	75	90	100

De esta tabla se desprende que el espesor del poliuretano deseado es de 50 mm. Para verificar que en efecto cumple con las exigencias de pérdidas de calor recomendadas, se realizará el cálculo en base a esta premisa.

$$q = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2} \quad (3)$$

$$q = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2} \quad (4)$$

Dónde en la Tabla 3.13 se indican los elementos constitutivos y en la Figura 3.8 la explicación gráfica de las ecuaciones predecesoras.

Tabla 3.13 Elementos de Ecuación Resistencia Térmica

Abreviatura	Nombre	Unidad
q	Tasa de Transferencia de Calor	W
To	Temperatura Externa	35°C
Ti	Temperatura Interna	-30°C
R1	Resistencia Térmica Material 1 (Acero ASTM A53)	°K/W
R2	Resistencia Térmica Material 2 (Poliuretano Expandido)	°K/W

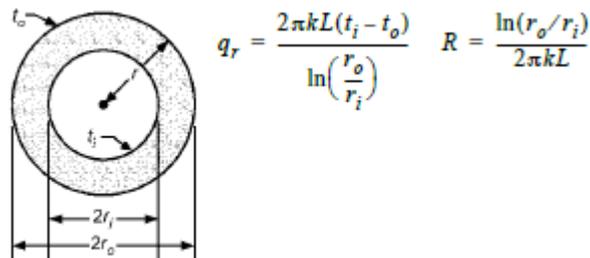


Figura 3.8 Tasa de Transferencia de Calor (ASHRAE HANDBOOK, 2014)

3.10.1 Cálculo de la Resistencia Térmica de la Tubería de Acero ASTM A53

En base a los datos de la Tabla 3.14 se sigue la ecuación y se determina el valor de la resistencia térmica de la tubería de acero R1.

Tabla 3.14 Datos Cálculo Resistencia Tubería Acero R1

Abreviatura	Nombre	Unidad
R1	Resistencia Térmica Tubería	°K/W
R _o	Radio Exterior de la Tubería de Acero	0,05715 m
R _i	Radio Interior de la Tubería de Acero	0,05113 m
Δr	Espesor de Tubería de Acero	0,00602 m
L	Longitud de Tubería	6 m
K	Coficiente de Conductividad Térmica	21,63 w/m°K

$$R1 = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi kL} \quad (5)$$

$$R1 = 0.0001362 \text{ K/W}$$

Una vez calculado la resistencia ofrecida por las paredes de la tubería al paso del calor, se calcula la resistencia ejercida por el aislante térmico

3.10.2 Cálculo de Resistencia Térmica del Aislante

Para el cálculo la resistencia térmica del poliuretano R2 se sigue el mismo procedimiento que en el caso anterior, pero con los siguientes datos de la Tabla 3.15 que se adjunta.

Tabla 3.15 Datos Cálculo Resistencia Asilamiento R2

Abreviatura	Nombre	Unidad
R2	Resistencia Térmica Aislante	°K/W
R _o	Radio Exterior de Aislante Térmico	0,10715 m
R _i	Radio Interior del Aislante Térmico	0,05715 m
Δr	Espesor de Aislante Térmico	0,05 m
L	Longitud de Tubería	6 m
k	Coficiente de Conductividad Térmica	0,024 w/m°K

$$R2 = 0.69 \text{ K/W}$$

El cálculo de la transferencia de calor en la tubería aislada resulta en:

$$q = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2}$$

$$q = 86.94 \text{ W}$$

Cuyo valor es inferior al 1% de pérdida respecto al valor total de la energía circulante que es 126KW, por lo que se aprueba el espesor del aislante en 50mm.

CAPITULO 4

4. DISEÑO SISTEMA MECÁNICO

En este capítulo se especifica los diseños mecánicos asociados con el dosificador de hielo.

4.1 Diseño Transportador Dosificador de Hielo

El sistema de dosificación de hielo, a los bins isoterms, consiste en un transportador de banda termoplástica, que se ubicará en la parte inferior de la fábrica de hielo y cubrirá todo su diámetro para que el producto se deposite encima de dicha banda.

Para propósitos de diseño, facilidad de mantenimiento y experiencia en uso la banda termoplástica seleccionada es de la marca Intralox, con la cual todos los transportadores en el interior de la empacadora están construidos. La metodología de diseño a seguir es la sugerida en el Manual de Ingeniería de Intralox, en el Anexo F, que la compañía avala por conocimiento específico de sus productos. En las Figuras 4.1 y 4.2 se pueden apreciar las bandas transportadoras a utilizarse en este proyecto.

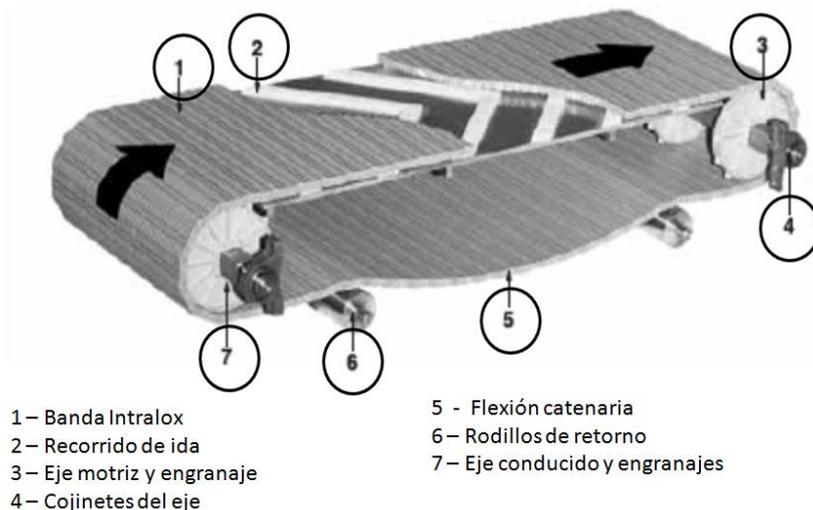


Figura 4.1 Transportador de Banda Intralox (INTRALOX, 2015)

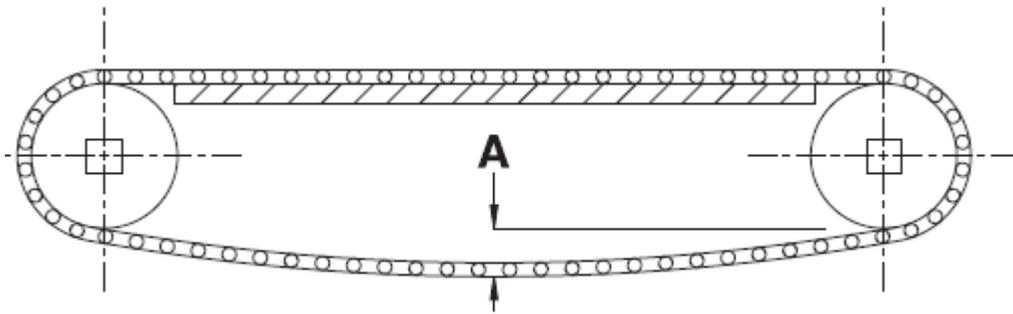


Figura 4.2 Esquema Transportador Dosificador de Hielo (INTRALOX, 2015)

4.1.1 Selección de Banda

La selección metódica de la banda permite no cometer errores, ni daños frecuentes en el futuro. A continuación se sigue los pasos recomendados por el fabricante.

Selección Tipo de Banda

Las bandas están clasificadas por series por el fabricante, dependiendo si trabaja en recorrido recto o en flexión lateral. El transportador dosificador será de tramo recto simple. Sus dimensiones son de 2300 mm (90.55 in o 7.55 ft) de ancho y 4000 mm (157.48 in o 13.12 ft) de largo. Las bandas que permiten flexión lateral son más costosas, por lo que se desecha esas series de banda.

Selección de Material de la Banda

Existen tres materiales con los cuales se elaboran las bandas, siendo estos: acetal, polietileno y polipropileno.

Luego de revisar las características de los tres materiales que se explican en la Tabla 4.1, se determina que el polipropileno no aplicaría para este proyecto, pues el hielo, al estar a temperaturas menores a 0°C, no aceptaría el rango de trabajo dado por la especificación.

Se elige polietileno porque cumple ampliamente el requerimiento y es menos costoso que el acetal. El acetal puede ser el mejor de los elementos, pero sería sobre especificar y encarecer el proyecto sin beneficio adicional.

Tabla 4.1 Características Materiales de Banda

Material	Características
Acetal	<p>Los termoplásticos de acetal son considerablemente más resistentes que el polipropileno y el polietileno, poseen un buen equilibrio entre características mecánicas y térmicas.</p> <p>Poseen buena elasticidad y resistencia a la fatiga.</p> <p>Tienen un bajo coeficiente de fricción, lo que los convierte en una buena opción para la manipulación y transporte de envases.</p> <p>Su rango de temperatura varía entre -50 °F (-46 °C) y 200 °F (93 °C).</p>
Polietileno	<p>El polietileno, otro termoplástico liviano, caracterizado por su resistencia a las condiciones de alto impacto y su flexibilidad.</p> <p>Flota en el agua con una gravedad específica de 0,95.</p> <p>Presenta excelentes características antiadherentes.</p> <p>Su desempeño es sobresaliente a temperaturas mucho más bajas.</p> <p>Su rango de temperatura varía entre -100 °F (-73 °C) y 150 °F (66 °C).</p>
Polipropileno	<p>El polipropileno es un material estándar que se usa en aplicaciones donde se requiere de resistencia química.</p> <p>Posee un buen balance al ser un material liviano y al mismo tiempo, de resistencia moderada</p> <p>Flota en el agua con una gravedad específica de 0,90.</p> <p>Su rango de temperatura varía entre 34 °F (1 °C) y 220 °F (104 °C). El polipropileno es un material relativamente resistente en uso normal y demuestra una condición ligeramente quebradiza a bajas temperaturas. No es recomendable para condiciones de alto impacto por debajo de los 45 °F (7 °C).</p> <p>Tiene buena resistencia química ante numerosos</p>

Selección de Superficie y Método de Accionamiento

El siguiente paso en el proceso de selección de la banda, necesaria para una aplicación concreta, es determinar la superficie que mejor se adapte al producto o material a transportar.

El paso de la banda es la siguiente característica diferenciadora. Las bandas Intralox están disponibles entre: 0,50 in (8,0 mm) y 3,00 in (76,2 mm). Cuanto menor sea el paso de la banda, menor será la acción poliédrica, y menor será también el espacio requerido para la transferencia de productos.

Debe considerarse también el método de accionamiento. Intralox utiliza dos métodos de accionamiento: por bisagra y central. El método de accionamiento desempeña un papel relevante cuando la tensión posterior cobra importancia.

Como la acción poliédrica es indiferente en la dosificación se elige el de paso mayor de 3,00 in (76,2 mm) y el mecanismo más común de accionamiento que es el de bisagra.

Análisis de Bandas de Recorrido Recto

Una vez realizada una selección provisional de las series y estilos, se debe determinar la tracción de la banda y la tracción ajustada por comparación con la resistencia permitida de la banda. Con objeto de realizar los cálculos necesarios, se debe recopilar esta información:

1. Peso del producto aplicado a la banda, en libras por pie cuadrado (o kilogramos por metro cuadrado)
2. Longitud del transportador propuesto, en pies (o metros)
3. Cambios de altura del transportador, en pies (o metros)
4. Velocidad de funcionamiento deseada, en pies por minuto (o metros por minuto)
5. Porcentaje de producto acumulado y parado sobre la banda
6. Temperatura máxima de funcionamiento que va a soportar la banda, en grados Fahrenheit (o Celsius)
7. Tipo de material sobre el que se va a deslizar la banda en la estructura del transportador; p. ej., acero inoxidable, acero al carbono, polietileno de peso molecular ultra elevado (UHMW), polietileno de alta densidad (HDPE), nylon, etc.
8. El rendimiento de servicio, es decir, arranques frecuentes bajo cargas pesadas, transportador elevador o “de empuje”, etc.

La selección preliminar de la banda es de la Serie 1000 Flat Top de Intralox. En la Figura 4.3 se aprecia las prestaciones de dicha banda, que es de las pocas series que no tiene agujeros en su tejido y que tiene superficie llena para no desperdiciar el hielo al granel que cae sobre ella.

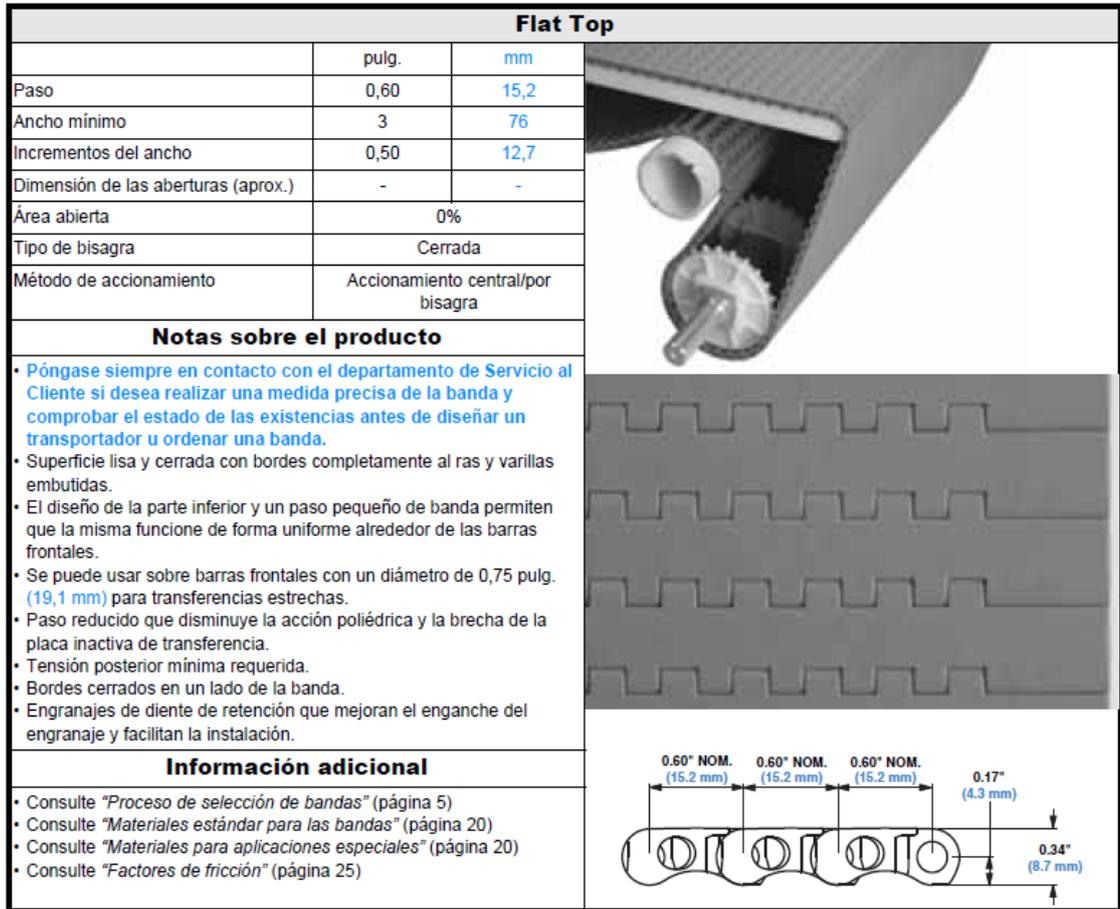


Figura 4.3 Banda Flat Top Serie 1000 Fuente (INTRALOX, 2015)

En la Tabla 4.2 se adjunta los primeros resultados de selección

Tabla 4.2 Resumen Banda Transportadora

Característica	Selección
Ancho	2300 mm
Largo	4000 mm
Material de la Banda	Polietileno Azul
Paso de Banda	76,2 mm
Sistema de Accionamiento	Bisagras
Modelo Seleccionado	Serie 100 Flat Top

4.2 Sistema de Tracción

Ejes

Los ejes cuadrados, operados según las especificaciones del diseñador, en tamaños estándar son de 5/8 inch., 1 in., 1,5 in., 2,5 in., 3,5 in., 40 mm y 60 mm. Los materiales disponibles son: acero al carbono (C-1018), acero inoxidable (303, 304 y 316) y aluminio (6061-T6). Los ejes cuadrados sólo necesitan la rotación de las chumaceras lisas y no requieren ranuras para los engranajes. Solo se debe fijar un engranaje por eje para evitar el movimiento lateral de la banda y proporcionar alineación directa. Esto se realiza colocando anillos de retención a ambos lados del engranaje central. Los anillos estándar se encajan en las ranuras mecanizadas en las cuatro aristas del eje. Existen también anillos de retención autoajustables y anillos redondos pequeños que no requieren el uso de ranuras para su fijación. La definición del eje saldrá de la definición posterior del engranaje a utilizar.

Resistencia del Eje

Los dos puntos más importantes relacionados con la resistencia de los ejes motores son:

- 1) La capacidad para tirar de la banda sin que se produzca una deflexión excesiva de los ejes
 - 2) La fuerza para transmitir el par de torsión al eje capaz de accionar la banda.
- En el primer caso, el eje actúa como soporte, apoyado en cojinetes, al que la banda mantiene en tensión por medio de los engranajes. En el segundo caso, el motor hace girar el eje. La resistencia originada por la tensión de la banda crea la fuerza de torsión (de giro). Estos dos tipos de tensión, deflexión máxima y par de torsión máximo permitido, se analizan por separado. Se proporcionan fórmulas sencillas para seleccionar los ejes adecuados. La deflexión máxima se controla por medio de la utilización de la banda adecuada y del correcto acople del diente del engranaje. Si el eje se comba más de 0,10 in. (2,5 mm) los engranajes pueden engancharse inadecuadamente, haciendo que éstos salten. En los transportadores bidireccionales con accionamiento central, el límite se eleva a

0,22 in. (5,6 mm) ya que la tensión de retorno es mayor y la carga se distribuyen más uniformemente entre los dientes de los engranajes.

Guías de Desgaste

Las guías de desgaste se colocan sobre la estructura del transportador para aumentar la vida útil, tanto de la estructura como de la banda y reducir la intensidad de la fricción originada por el deslizamiento de la banda. Una elección adecuada del tipo y material de las guías de desgaste, que proporcione el coeficiente de fricción más favorable, contribuye a una reducción del desgaste de la estructura y de la banda, así como a un menor requerimiento de potencia. Cualquier líquido limpio, como aceite o agua, actúa como factor refrigerante y como película separadora entre la banda y el recorrido de ida, reduciendo, normalmente, el coeficiente de fricción. Los abrasivos, como sal, vidrios rotos, suciedad o fibras vegetales, se incrustan en los materiales más blandos y desgastan los más duros. En este tipo de aplicaciones, las guías de desgaste más duras prolongan la vida útil de la banda.

Electricidad Estática

Las bandas de plástico pueden producir descargas estáticas o chispas en ambientes secos. Si en una aplicación determinada existe el riesgo de que se produzca electricidad estática, se recomienda la conexión eléctrica a tierra. También es recomendable lubricar o humedecer las superficies rodantes. Algunas de estas bandas se pueden obtener en acetal eléctricamente conductivo. En este caso no aplica dicha instrucción.

Engranajes

El material de los engranajes de tracción de la banda es seleccionado en función del material y la serie escogida. En la Tabla 4.3 se aprecia para la serie 1000 que el nylon es el más aconsejado en diferentes números de dientes.

Tabla 4.3 Material de Engranaje (INTRALOX, 2015)

Todos los engranajes Intralox se pueden clasificar como artículos en stock o fabricados por encargo especial. Algunos artículos fabricados por encargo pueden conllevar cargos adicionales. Para obtener información sobre precios, disponibilidad y tiempos de entrega, póngase en contacto con el Servicio de Atención al cliente.		MATERIALES DE OBJETIVOS GENERALES										
		MATERIALES PARA APLICACIONES ESPECIALES										
		Acetal	Polipropileno	Bipartido acero inoxidable	Acero inoxidable resistente	Nílon resistente a la abrasión	Poliuretano	Nílon reforzado con fibra de vidrio	Poliétileno	Poliuretano compuesto	Poliuretano ultrarresistente a la abrasión	Polipropileno compuesto
DIAMETRO DE PASO pulg. (mm)	Núm. de dientes											
8,1 (206)	25			*								
SERIES 10000												
9,9 (251)	10					*						
11,8 (300)	12					*						
13,7 (348)	14					*						
15,7 (399)	16					*						

4.3 Cálculo de Potencia del Motor

Para iniciar el cálculo se sigue la siguiente secuencia de pasos iniciando por la carga a la cual estará expuesto la banda.

Cálculo de la Carga de Tensión de la Banda

La tensión o tracción de la banda (BP) es la fuerza ejercida, lb/pie (kg/m)

$$BP = M + 2P Fw + Mp L + MH \quad (6)$$

Dónde por la Tabla 4.4 se explica los componentes de la ecuación 6:

Tabla 4.4 Elementos Ecuación Carga Tensión de Banda

Abreviatura	Nombre	Unidad
BP	Tensión de la Banda	lb/ft (kg/m)
M	Carga de Producto	lb/ft ² (kg/m ²)
P	Peso de la Banda	lb/ft ² (kg/m ²)
L	Longitud del Transportador	ft (m)
H	Cambio de Altura del Transportador	ft (m)
Fw	Coefficiente de Fricción entre la Guía de Desgaste y Banda	adimensional
Mp	Carga por Acumulación de Producto	lb/ft ² (kg/m ²)

Se obtiene los factores de fricción Fw y Fp de la Tabla 4.6

La capacidad de producción de la fábrica de Hielo es de 20 ton/día y en su equivalencia es de 30.55 lb/min, que es un valor bajo en peso por minuto y que se

diseñara asumiendo que la banda recorre los 13,12 ft en 1 minuto sin acumulación de producto alguno, puesto que el equipo es de producción continua y la banda será accionada el tiempo que el raspador esté prendido.

Peso de Hielo = 30,55 Lb/min

Área de Banda = Ancho x Largo = 7.55 ft x 13,12ft = 99ft²

$$M = \frac{\text{Peso de Hielo}}{\text{Area de Banda}} \quad (7)$$

$$M = 0.31 \text{ lb/ft}^2$$

El peso de la banda P se lo obtiene de la ficha técnica de la banda como se aprecia en la Tabla 4.5, donde se dan las características de la banda seleccionada.

Tabla 4.5 Datos de Banda Serie 1000 Flat Top Intralox (INTRALOX, 2015)

Datos de la banda														
Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,18 pulg. (4,6 mm)	BS	Resistencia de la banda		Rango de temperatura (continuo)		P	Peso de la banda		Homologación 1 = Blanco, 2 = Azul, 3 = Natural, 4 = Gris				
			lb/pie	kg/m	°F	°C		lb/pie ²	kg/m ²	FDA (EE. UU.)	USDA Lácteos ^a	A ^b	J ^c	Z ^d
Acetal	Polipropileno	1500	2232	34 a 200	1 a 93	1,55	7,57	•				•		•
Polipropileno	Polipropileno	1000	1490	34 a 220	1 a 104	1,07	5,22	•				•		•
Polietileno	Polietileno	600	893	-50 a 150	-46 a 66	1,11	5,42	•				•		•
Nilón HR	Nilón	1000	1490	-50 a 240	-46 a 116	1,31	6,43	•						•

De la tabla 4.5 se desprende que para la banda de polietileno seleccionada el peso es:

$$P = 1.1 \text{ lb/ft}^2 \text{ (5,42 kg/m}^2\text{)}$$

La longitud L de la banda fue definida previamente en 13.12 ft y el cambio de altura es de 0ft pues, no va a tener inclinación alguna.

$$L = 13.12 \text{ ft} \quad H = 0 \text{ ft}$$

El coeficiente de fricción F_w entre la banda de polietileno y las guías de nylon (nilatron) sobre la cual la banda se arrastra, se define de la siguiente Tabla 4.6 de donde:

Tabla 4.6 Coeficientes de Fricción (INTRALOX, 2015)

Factores de fricción ³	F_w Fricción entre la guía de desgaste y la banda Material de la guía de desgaste				F_p Fricción entre el producto y la banda Material del producto (en condiciones de acumulación) ³				
	UHMW HÚMEDO (SECO)	HDPE HÚMEDO (SECO)	NYLATRON HÚMEDO (SECO)	ACERO (S/YS)	VERRO HÚMEDO (SECO)	ACERO HÚMEDO (SECO)	PLÁSTICO HÚMEDO (SECO)	CARTÓN HÚMEDO (SECO)	ALUMINO HÚMEDO (SECO)
Polipropileno (S)	0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
Polipropileno (A)	NR	NR	0,29 (0,30)	0,31 (0,31)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
PP compuesto (S)	0,30 (0,35)	—	—	0,31 (0,37)	0,24 (0,25)	0,36 (0,32)	0,17 (0,21)	—	0,55 (0,45)
Polietileno ² (S)	0,24 (0,32)	NR	0,14 (0,13)	0,14 (0,15)	0,08 (0,09)	0,10 (0,13)	0,08 (0,08)	— (0,15)	0,20 (0,24)
PP detectable	0,24 (0,27)	NR	0,26 (0,26)	0,26 (0,30)	0,18 (0,20)	0,26 (0,30)	0,26 (0,29)	— (0,37)	0,40 (0,40)
Nílon detectable Máx. temp.	(S)	— (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	— (0,22)	— (0,31)
	(A)	— (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	— (0,22)	— (0,31)
Acetal (S)	0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,13 (0,13)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
Acetal EC (S)	0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,19 (0,20)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
FR-TPES (S)	— (0,13)	—	—	—	—	— (0,18)	—	—	— (0,30)
Nílon HR 72 °F (22 °C)	(S)	— (0,18)	— (0,13)	— (0,17)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)
	(A)	— (0,30)	— (0,25)	— (0,26)	— (0,28)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)
Nílon HR Máx. temp.	(S)	NR	NR	— (0,18)	— (0,27)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)
	(A)	NR	NR	— (0,32)	— (0,36)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)
Nílon AR Máx. temp.	(S)	— (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	— (0,22)	— (0,31)
	(A)	— (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	— (0,22)	— (0,31)
PP resistente a rayos UV	0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
PVDF	-	-	-	0,20 (0,20)	-	0,20 (0,20)	-	-	0,15 (0,15)
Alto impacto	0,23 (0,21)	-	-	0,31 (0,33)	-	— (0,64)	-	-	-
Easy Release PLUS	(S)	0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	—	—	—	—
(SELM)	(S)	— (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	— (0,22)	— (0,31)
	(A)	— (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	— (0,22)	— (0,31)

(S) = en superficies lisas y limpias. (A) = condiciones abrasivas y sucias. NR = no se recomienda.

Intersectando el material de la banda con el de las guías de desgaste se obtiene el valor deseado de fricción.

$$F_w = 0.14$$

$M_p = 0$ (no se presenta acumulación en este aplicación en su trabajo continuo.

Aplicando la ecuación 6 se obtiene como sigue:

$$BP = M + 2P F_w + M_p L + MH$$

$$BP = 4.6 \text{ lb/ft}$$

Este valor teórico debe ser ajustado por el factor de servicio S_F que basa su penalidad en el tipo y frecuencia de arranque y paro del transportador. En la Tabla 4.7 se puede apreciar los diferentes valores.

Tabla 4.7 Valores de Factor de Servicio (INTRALOX, 2015)

(SF) FACTOR DE SERVICIO	
Arranques sin carga, con carga aplicada gradualmente.	1,0
Arranques frecuentes bajo carga (más de una vez por hora)	AGREGAR 0,2
A velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min)	AGREGAR 0,2
Transportadores ascendentes	AGREGAR 0,4
Transportadores por empuje	AGREGAR 0,2
	TOTAL
Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.	

$S_F = 1,0$, puesto que el arranque es sin carga y no supera lo otros índices de velocidad ni arranques con carga. La tracción ajustada de la banda, ABP, se determina mediante la ecuación 8:

$$ABP = BP \times SF \quad (8)$$

Dónde por la Tabla 4.8 se sabe los componentes de la ecuación 8

Tabla 4.8 Elementos Ecuación Tracción

Abreviatura	Nombre	Unidad
ABP	Fuerza de Tracción Ajustada	lb/ft (kg/m)
BP	Tensión de la Banda	lb/ft (kg/m)
S _F	Factor de Servicio	adimensional

$$ABP = 4.6 \text{ lb/ft}$$

Una vez que se ha determinado la carga a la cual va a estar expuesta la banda, se debe verificar el valor máximo de tracción que soporta la banda seleccionada en las condiciones a la cual va a trabajar.

La Resistencia Permitida de la Banda (ABS por sus siglas en inglés) puede, debido a las condiciones específicas de funcionamiento, ser menor que la resistencia nominal de la banda. Por lo tanto, ABS debe ser calculado mediante la ecuación 9, cuyos elementos se enlistan en la Tabla 4.9:

$$ABS = BS \times T \times S \quad (9)$$

Tabla 4.9 Elementos Ecuación Resistencia Banda

Abreviatura	Nombre	Unidad
BS	Resistencia de la Banda	lb/ft (kg/m)
T	Factor de Temperatura	adimensional
S	Factor de Resistencia	adimensional

S se encuentra en la intersección de la relación velocidad longitud y la línea del engranaje apropiada. Para obtener la Relación velocidad longitud, se divide la velocidad de la banda (pies/min) por la CL (distancia entre ejes, (pies)). El factor de resistencia ajusta el índice de la banda para compensar el desgaste causado por la combinación de alta velocidad, transportadores cortos y engranajes pequeños.

De la Tabla 4.5 también se obtiene el valor de Bs

$$Bs = 600 \text{ lb/ft}$$

El factor de temperatura T se lo obtiene de la Figura 4.4, en donde para el material polietileno, a una temperatura determinada, en el corte de ambos valores se obtiene el factor.

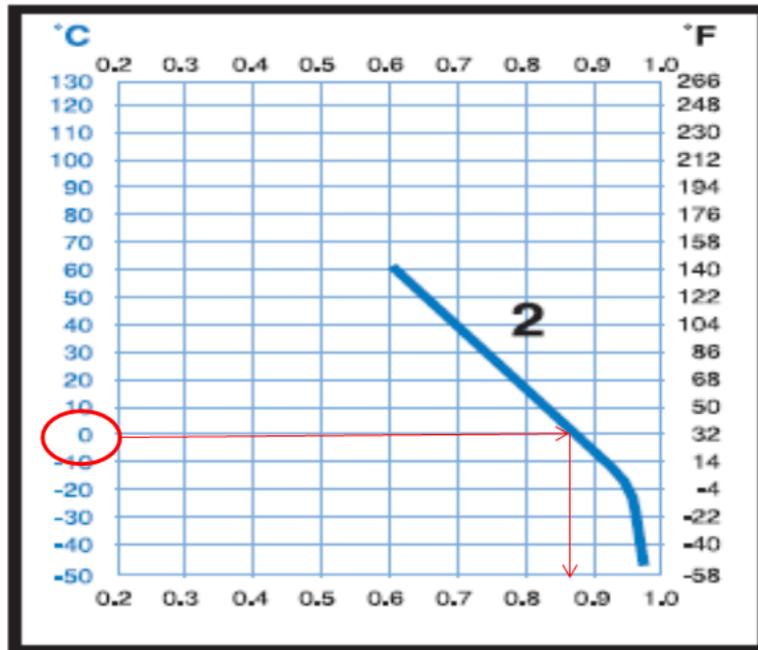


Figura 4.4 Factor Temperatura Polietileno (INTRALOX, 2015)

De la tabla observamos que a 0 °C obtenemos que el valor de T es
 $T = 0,87$

El factor de resistencia S, en este caso, se lo determina por la relación velocidad longitud de eje

Velocidad = 13 ft / min

Longitud CI = 7 ft

Relación Velocidad Longitud = 1.87

En la Figura 4.5 del factor de resistencia se observa que es mayor a 1

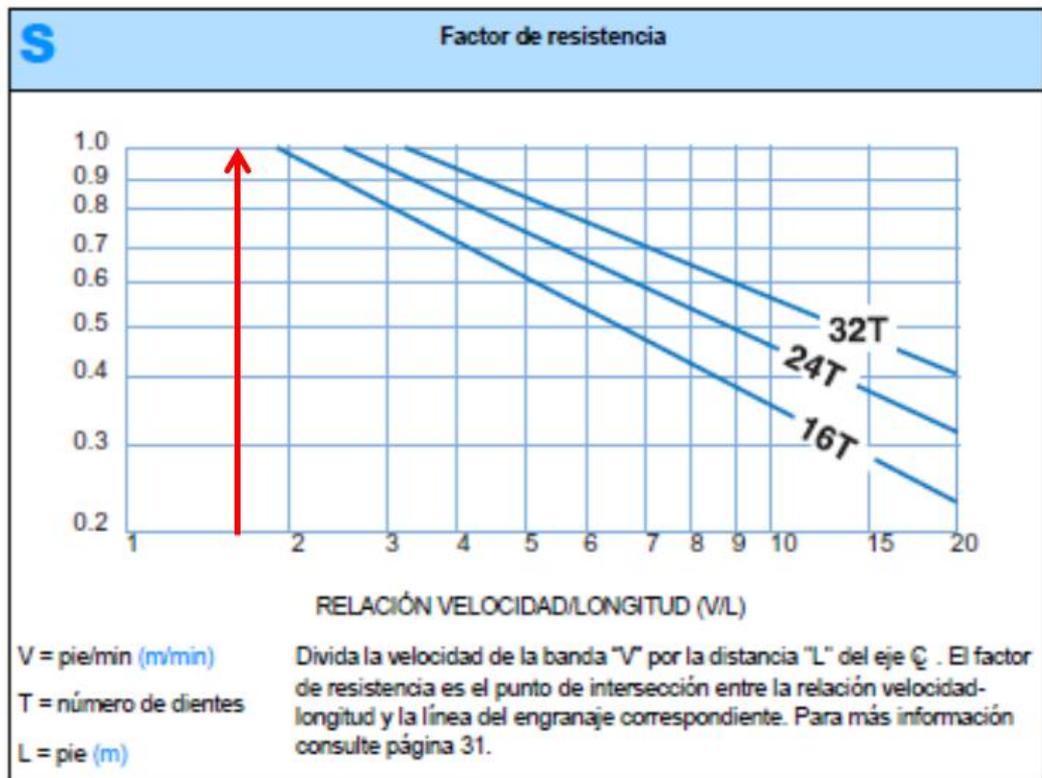


Figura 4.5 Factor de Resistencia (INTRALOX, 2015)

Al introducir en la ecuación 9 se obtiene:

$$\text{ABS} = 522 \text{ lb/ft}$$

Se puede apreciar que el ABS de la banda nominal es mayor que la tracción de esfuerzo real ABP, lo cual quiere decir que la banda si soportará la carga.

De la Tabla 4.10 se puede apreciar el número de engranajes por eje y la cantidad de guías de desgaste sobre el transportador. A la tabla se ingresa por el ancho de la banda en pulgadas.

Tabla 4.10 Cantidad de Engranajes y Guías de Desgaste (INTRALOX, 2015)

Referencia de cantidad de engranajes y soportes				
Ancho de la banda ^a		Número mínimo de engranajes por eje ^b	Guías de desgaste	
pulg.	mm		Recorrido de ida	Retorno
3	76	2	2	2
4	102	2	2	2
6	152	2	2	2
7	178	2	3	2
8	203	2	3	2
10	254	2	3	2
12	305	3	3	2
14	356	3	4	3
15	381	3	4	3
18	457	3	4	3
24	610	5	5	3
30	762	5	6	4
36	914	7	7	4
42	1067	7	8	5
48	1219	9	9	5
54	1372	9	10	6
60	1524	11	11	6
72	1829	13	13	7
84	2134	15	15	8
96	2438	17	17	9
120	3048	21	21	11
144	3658	25	25	13
Para otros anchos, use un número impar de engranajes ^c con un espaciado máximo de 6 pulg. (152 mm) de CL			Espaciado máximo de 6 pulg. (152 mm) de CL	Espaciado máximo de 12 pulg. (305 mm) de CL

El ancho de la banda es de 84 pulgadas por lo que se requiere 15 engranajes por eje, además se necesita 15 guías de desgaste superior y 8 inferiores en el retorno.

Los ejes motrices deben ser lo suficientemente rígidos para resistir la flexión o deflexión excesivas, originadas por la tracción de la banda, y suficientemente fuertes para transmitir el par de torsión requerido. Por lo tanto, se deben determinar la deflexión del eje motriz y el par de torsión para asegurar la selección apropiada del eje.

El eje se flexiona bajo las cargas combinadas de la tracción ajustada de la banda y su propio peso. La carga total del eje, w , se obtiene de:

$$w = ABP + Q \times B \quad (10)$$

En la Tabla 4.11 se aprecian los elementos que constituyen la ecuación 10

Tabla 4.11 Elementos Ecuación Carga Total del Eje

Abreviatura	Nombre	Unidad
w	Carga Total del Eje	lb (kg)
Q	Peso del Eje	lb/ft (kg/m)
B	Ancho de Banda	ft (m)

El peso de eje, Q, se lo obtiene de la Tabla 4.12, se ingresa por la sección del eje. En este caso particular, 1.5 in², y el material es acero inoxidable por tratarse de hielo salado.

Tabla 4.12 Características de Ejes Motrices (INTRALOX, 2015)

EJE B DATOS TAMAÑO	(Q) PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m)			I MOMENTO DE INERCIA pulg. ⁴ (mm ⁴)
	ALUMINIO	ACERO AL CARBONO	Los engranajes bipartidos de ACERO INOXIDABLE	
5/8 PULG. CUADRADAS	0,46	1,33 ^a	1,33 ^a	0,013
1 PULG. CUADRADA	1,17 ^a	3,40 ^a	3,40 ^a	0,083
1,5 PULG. CUADRADAS	2,64 ^a	7,65 ^a	7,65 ^a	0,42
2,5 PULG. CUADRADAS	7,34	21,25 ^a	21,25 ^a	3,25
3,5 PULG. CUADRADAS	14,39	41,60 ^a	41,60	12,50
25 mm CUADRADOS	(1,699)	(4,920) ^b	(4,920) ^b	(32,550)
40 mm CUADRADOS	(4,335)	(12,55) ^b	(12,55) ^b	(213,300)
60 mm CUADRADOS	(10,05)	(29,11) ^b	(29,11) ^b	(1,080,000)
65 mm CUADRADOS	(11,79)	(34,16) ^b	(34,16) ^b	(1,487,600)
E MÓDULO DE ELASTICIDAD libras/pulg. ² (kg/mm ²)	10,000,000 (7000)	30,000,000 (21,100)	28,000,000 (19,700)	

De la Tabla 4.12 se obtienen los siguientes valores:

$$Q = 7,65 \text{ lb/ft}$$

$$I = 0,42 \text{ inch}^4$$

$$E = 28.000.000 \text{ lb/ft}^2$$

De la ecuación 10 se obtiene la carga sobre el eje:

$$w = 80,36 \text{ lb}$$

Una vez hallada la carga sobre el eje, se procede a determinar la deflexión del mismo a través de la ecuación 11:

$$D = \frac{5}{384} * \frac{w * L_s^3}{E * I} \quad (11)$$

Dónde de la Tabla 4.13 se indican los elementos de la ecuación

Tabla 4.13 Elementos Ecuación Deflexión del Eje

Abreviatura	Nombre	Unidad
Ls	Largo del Eje entre Cojinetes	inch (mm)
E	Módulo de Elasticidad	lb/ft ²
I	Momento de Inercia	inch ⁴
D	Deflexión	inch (mm)

$$D = 0.05 \text{ inch}$$

Si la deflexión calculada es menor que el máximo recomendado de 0,10 in (2,5 mm) para transportadores estándar, o 0,22 in (5,6 mm) para unidades bidireccionales, se calcula el par de torsión requerido, de lo contrario se usa un eje más grande, un material más fuerte o una separación más corta entre cojinetes y se calcula de nuevo la deflexión.

En este caso se puede continuar con el cálculo del par de torsión T_0 con la siguiente ecuación:

$$T_0 = ABP * B * \frac{PD}{2} \quad (12)$$

Donde en la Tabla 4.14 se aprecian los elementos de la ecuación:

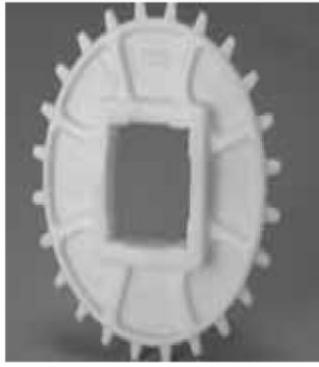
Tabla 4.14 Elementos Ecuación Par Torsión en el Eje

Abreviatura	Nombre	Unidad
T_0	Par Torsión	lb-inch (kg-m)
ABP	Fuerza de Tracción Ajustada	lb/ft (kg/m)
B	Ancho de Banda	ft (m)
PD	Diámetro de Paso de Engranaje	inch (m)

El diámetro de paso se lo obtiene en la Tabla 4.15 una vez seleccionado el engranaje de acuerdo a la banda.

Tabla 4.15 Dimensiones Engranjes Serie 1000 Flat Top (INTRALOX, 2015)

Datos de engranajes moldeados ^a										
Núm. de dientes (Acción poliédrica)	Diám. nom. de paso pulg.	Diám. nom. de paso mm	Diám. nom. externo pulg.	Diám. nom. externo mm	Ancho nom. del cubo pulg.	Ancho nom. del cubo mm	Dimensiones disponibles de agujeros			
							Unidades anglosajonas		Unidades métricas	
							pulg. redondas ^b	pulg. cuadradas	mm redondos ^b	mm cuadrados
16 (1,92%)	3,1 ^c	79 ^c	3,2	81	0,5	13		1,5		40
					1,0	25	1,0			
24 (0,86%)	4,6	117	4,8	121	1,0	25		1,5 2,5	30 40 60	
32 (0,48%)	6,1	155	6,5	164	1,0	25		1,5	40	



De donde PD = 3.1 pulgadas, para el engranaje de 16 dientes. Por la ecuación 12 se obtiene:

$$T_o = 93,44 \text{ lb-inch}$$

Comparando los valores en la Figura 4.6 podemos apreciar que está dentro de los parámetros de la curva C, correspondiente al acero inoxidable.

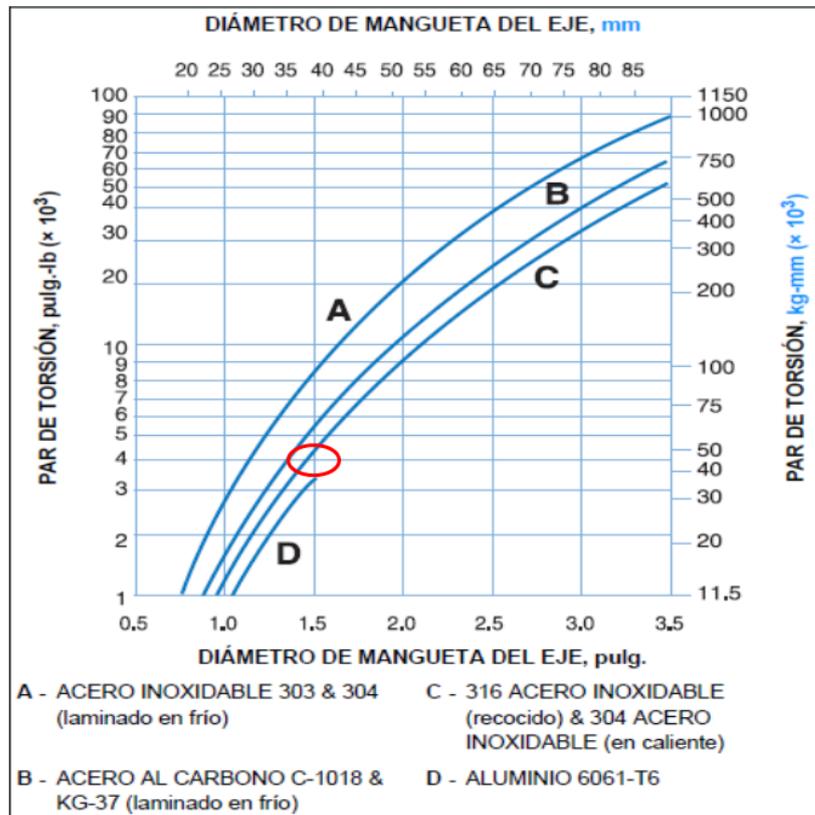


Figura 4.6 Par Torsión Máximo al Eje Motriz (INTRALOX, 2015)

Ahora se puede calcular la potencia del motor necesaria para esta aplicación con la siguiente ecuación:

$$HP = \frac{ABP * B * V}{33000} \quad (13)$$

Donde en la Tabla 4.16 se citan los elementos de la ecuación.

Tabla 4.16 Elementos Ecuación Potencia del Motor

Abreviatura	Nombre	Unidad
HP	Potencia Requerida	HP
ABP	Fuerza de Tracción Ajustada	lb/ft (kg/m)
B	Ancho de Banda	ft (m)
V	Velocidad de la Banda	ft/min (m/min)

De donde se obtiene:

$$HP = 0,01 \text{ HP}$$

Como esa potencia es muy baja comercialmente , el motorreductor seleccionado será de 1/3 HP , que es el más pequeño que se obtiene en el mercado local.

CAPITULO 5

5. RESULTADOS

De los resultados de los tres capítulos predecesores, se puede verificar finalmente el cumplimiento de las premisas iniciales de diseño, señaladas en el Capítulo 2. Para mejor explicación de los resultados obtenidos, se tratarán los mismos desde el punto de vista técnico y desde el punto de vista económico.

En el análisis técnico se referirá solamente a los aspectos de ingeniería que soportan este diseño, y que garantizan su instalación y puesta en servicio. El análisis económico hará especial énfasis en el cumplimiento del presupuesto total y el retorno del capital esperado por el inversor, en base a una operación de producción de hielo al menor costo posible.

5.1 Resultado Técnico

Al concluir los estudios de ingeniería de la unidad contenerizada móvil productora de hielo, se consolidará la información de la solución completa integrando cada uno de los elementos constitutivos. En la Tabla 5.1 se aprecia las generalidades del proyecto.

Tabla 5.1 Tabla Técnica Generalidades

Descripción	Valor
Dimensiones del Contenedor (L x W x H)	12,19 x 2,44 x 2,59 m
Peso Bruto de Contenedor Equipado	8.970 kg
Peso en Operación del Contenedor	9.305 kg
Voltaje de Fuerza	440 V
Voltaje de Control	220 V
Frecuencia Eléctrica	60 Hz
Temperatura Bulbo Húmedo	27 °C
Temperatura de Condensación	37 °C
Temperatura de Acometida de Agua	27 °C
Presión de Succión Compresor	1.13 bar
Presión de Descarga Compresor	16.1 bar
Tipo de Sistema Refrigeración	Inundado

Estas características se reflejan en la Figura 5.1, donde se aprecia el diseño total del equipo. Para mayor detalle referirse al Plano 5

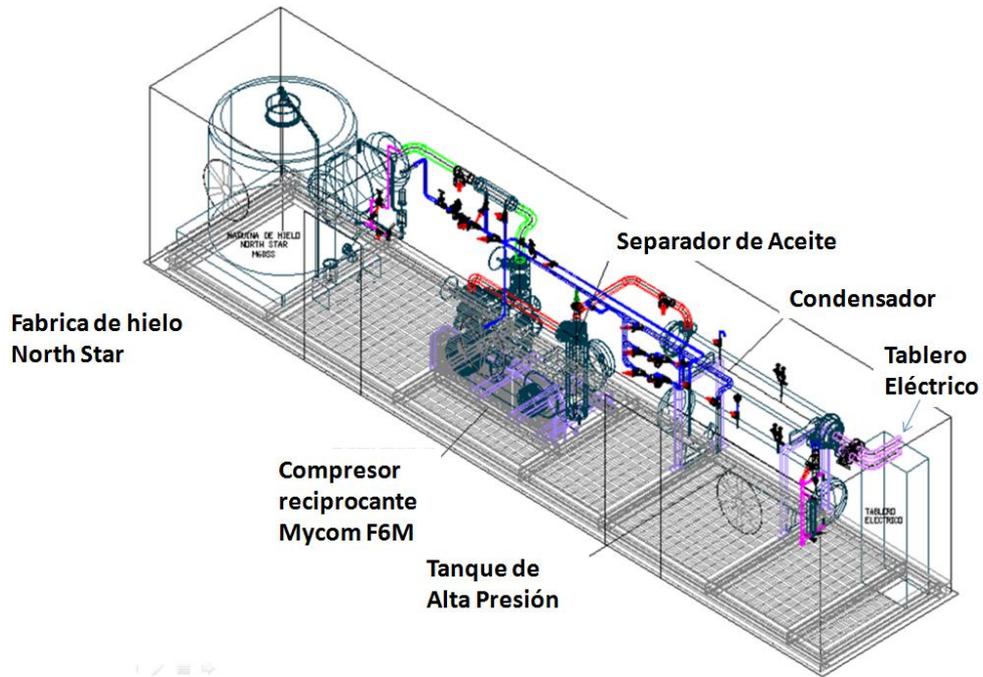


Figura 5.1 Diseño General

En la Tabla 5.2 se enlista las características del sistema de compresión, así como en la Figura 5.2 se aprecia un esquema del equipo.

Tabla 5.2 Tabla Técnica del Compresor

Descripción	Valor
Marca	Mycom
Modelo	F6M
Tipo	Recíprocante
Nr de Compresores	1
Refrigerante	R 404 A
Accionamiento	Indirecto por Poleas
Velocidad	3550 rpm
Capacidad Frigorífica	127 KW
Marca Motor	WEG
Tipo de Motor	Cerrado
Potencia Motor	125 HP
Potencia al Freno	102 HP
IP Motor	IP-55
COP	1.67
Trabajo del Compresor	74.4 KW

Mayores detalles se pueden apreciar en el Plano 6 al final de este documento.



Figura 5.2 Compresor Modelo F6M (Mayekawa Mexico, 1993)

En la Tabla 5.3 se enlista las características del sistema de condensación, así como en la Figura 5.3 se aprecia un esquema de dicho equipo.

Tabla 5.3 Tabla Técnica del Condensador

Descripción	Valor
Tipo	Casco y Tubo
Marca	Alfa Laval
Modelo	CDEW 240
Material de Tubos	Titanio
Fluido Secundario	Agua
Flujo de Masa Refrigerante	4.813 kg/hr
Flujo de Masa Fluido Secundario	65.990 kg/hr
Temperatura de Entrada Refrigerante	65 °C
Temperatura de Salida Refrigerante	34 °C
Temperatura de Entrada Agua	27 °C
Temperatura de Salida Agua	30 °C
Longitud del Casco	1,94 m
Diámetro del Casco	0,194 m
Pasos del Condensador	2
Calor total de Rechazo(THR)	250 KW

La Figura 5.3 permite apreciar la geometría que en el Plano 7 se detalla.

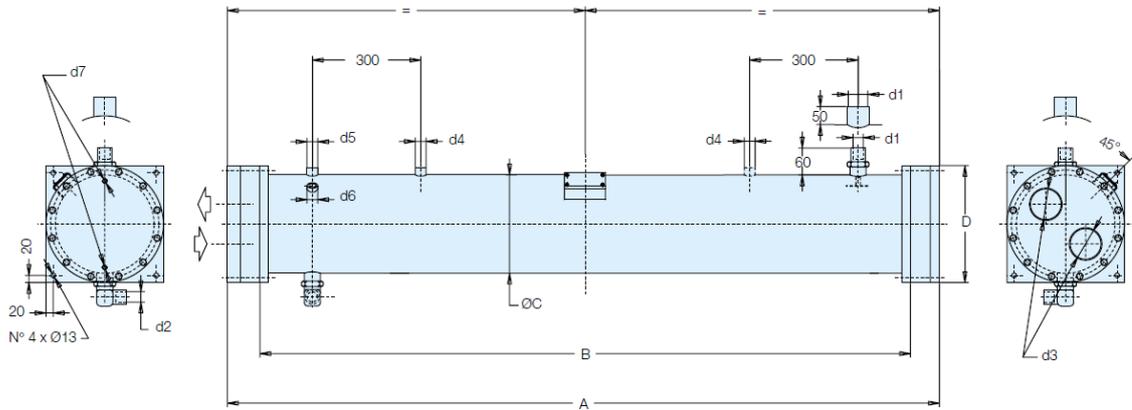


Figura 5.3 Condensador Tubular Titanio (ALFA LAVAL, 2014)

Finalmente, en la Tabla 5.4 se aprecia los datos técnicos del evaporador, en este caso de la fábrica de hielo, así como la Figura 5.4 se aprecia un bosquejo de dicho equipo.

Tabla 5.4 Tabla Técnica de Fábrica de Hielo

Descripción	Valor
Marca	North Star
Modelo	MSS60
Material	Inoxidable A 304
Capacidad de Producción	20.000 kg/día
Tipo de Hielo	Escarcha
Carga de Refrigerante	685 kg
Peso Neto	3.175 kg
Motor de Raspador	1 HP
Motor de Bomba	0,5 HP
Energía Frigorífica Requerida	126.91 KW

La Figura 5.4 se expone un bosquejo de la productora de hielo que se detalla en el Plano 8.

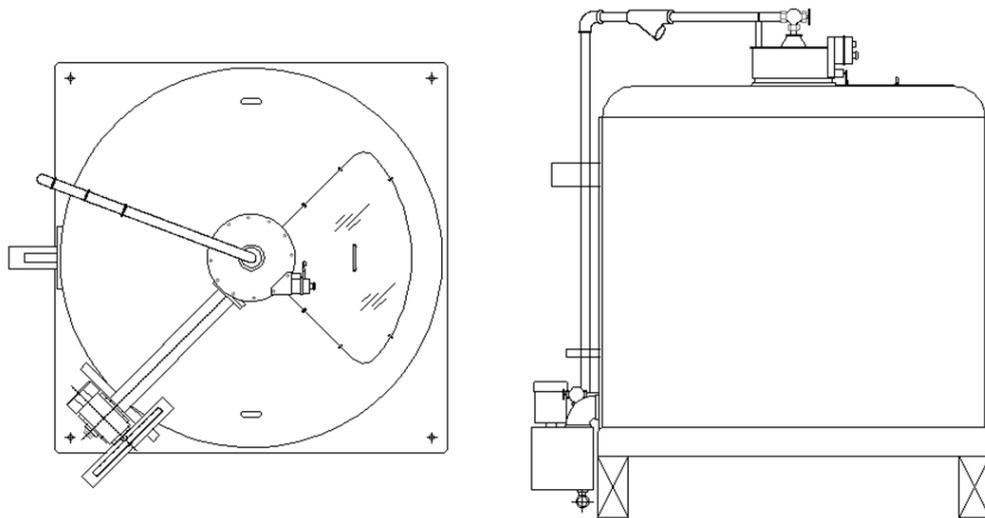


Figura 5.4 Planta Productora de Hielo (www.northstarice.com, 2010)

En la Tabla 5.5 se explican las características técnicas del sistema de dosificación de hielo a los bins isoterms.

Tabla 5.5 Tabla Técnica Banda Dosificadora de Hielo

Descripción	Valor
Dimensiones Transportador L x W	4.00 x 2.1 m
Motor de Transportador	1/3 HP
Marca Motor	Ironman
Velocidad Motor	1750 rpm
Relación Reductor	30 a 1
Material Carcasa Motor Reductor	Inoxidable
Material de la Banda	Polietileno
Marca de la Banda	Intralox
Modelo de la Banda	Serie 1000 Flat Top
Paso de la Banda	76,2 mm
Sistema de Accionamiento	Bisagras

5.2 Resultado Presupuestal

Terminado el proceso de diseño, se procede a cotizar los equipos constitutivos de la Unidad Contenerizada Móvil Productora de Hielo. Cada uno de ellos, dependiendo de su origen y la partida arancelaria en que esté clasificada, pagará los impuestos vigentes a la fecha de inicio de este trabajo de graduación.

En la Tabla 5.6 se puede apreciar la lista de todos los equipos del proyecto que serán adquiridos con sus respectivos valores CFR (Cost and Freight), término en

comercio internacional, que significa el valor del equipo y su flete a puerto de destino, incluido el seguro. El valor de los impuestos se adiciona en la columna final.

Tabla 5.6 Costos Equipos de Importación

Descripción Equipos	Marca	Modelo	Valor CFR [USD]	Valor Planta [USD]
Compresor Reciprocante 125 HP	Mayekawa	F6M	47.830	55.483
Arrancador Suave 125HP	WEG		4.410	5.116
Condensador Casco y Tubo Titanio	Philipps		29.040	33.686
Fabrica de Hielo Escarcha Continuo	North Star	NS MS60SS	93.900	108.924
Válvulas R 404A	Danfoss	Varios	6.120	7.099
Tanque Alta	Philipps		3.470	4.025
Super Heater Succion	LLG		3.540	4.106
Visor Nivel	LLG		600	696
Tablero Eléctrico	Schneider	CCM	6.220	7.215
Banda Polietileno	Intralox	Serie 1000	6.505	7.546
Total Equipos			201.635	233.897

En la Tabla 5.6 no se incluyen los valores del contenedor de 40 ft ni el chasis, ya que ambos elementos ya eran propiedad de la empacadora y no se paga por ellos.

Adicional a los equipos constitutivos, en la Tabla 5.7 se enlista los elementos menores de compra local, necesarios para el montaje e interconexión de los equipos mayores, como por ejemplo: tuberías, válvulas, fungibles etc.

Tabla 5.7 Costo de Materiales – Accesorios Locales

Descripción de Ítems	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Tubería 100 mm ASTM A53	m	6,0	15,4	92,6
Tubería 65 mm ASTM A53	m	6,0	8,9	53,4
Tubería 32 mm ASTM A53	m	6,0	3,9	23,3
Codos 100 mm ASTM A53	u	5,0	10,0	50,0
Codos 65 mm ASTM A53	u	4,0	4,3	17,2
Codos 32 mm ASTM A53	u	4,0	3,2	12,8
Tee 100 mm ASTM A53	u	2,0	12,6	25,2
Tee 65 mm ASTM A53	u	2,0	5,6	11,2
Tee 32 mm ASTM A53	u	1,0	5,1	5,1
Tubería PVC 4 inch	m	12,0	5,0	60,0
Accesorios PVC 4 inch	u	4,0	6,4	25,6
Tubería PVC 2 inch	u	6,0	4,0	24,0
Accesorios PVC 2 inch	u	6,0	4,6	27,6
Filtro Secante	u	2,0	350,0	700,0
Argón	m ³	20,0	13,2	264,6
Soldadura Argón	kg	5,0	15,6	78,0
Cable 18 AWG	m	36,0	0,9	31,0
Cable 12 AWG	m	12,0	2,1	25,6
Cable 2/0 AWG	m	7,0	9,8	68,6
Moto reductor 1/3 HP	u	1,0	1.550,0	1.550,0
Fungibles Varios	gbl	1,0	1.400,0	1.400,0
Total				4.545,72

En la Tabla 5.8 se detalla los costos relacionados con los servicios de mano de obra de las diferentes especialidades, siendo estas: los montajes mecánicos, eléctricos, aislamiento térmico y transporte. De igual manera, se ha incluido en dicho presupuesto un valor referencial del costo de ingeniería, producto de este trabajo de titulación.

Tabla 5.8 Costo de Servicios Contratados

Nombre de Servicio	Valor
Servicio de Montaje Mecánico	8.900,0
Servicio de Montaje Eléctrico	4.300,0
Servicio de Aislamiento Térmico	2.300,0
Servicio de Transporte Varios	450,0
Diseño y Dirección Técnica 8%	20.350,0
Total	36.300,0

Tabla 5.9 Presupuesto Total Proyecto

Rubros	Valores
Costo Equipos Importados	233.896,60 USD
Costo Equipos Locales	4545,72 USD
Costo Servicio Contratados	36.300,0 USD
Total Inversión	\$274.742 USD

Una vez determinado el valor total de proyecto, es posible realizar el cálculo de depreciación mensual, como se detalla en la Tabla 5.10

Tabla 5.10 Cálculo de Depreciación Mensual

Rubros	Valores
Total Inversión	\$274.742 USD
Tiempo de Depreciación	10 años
Tiempo de Depreciación	120 meses
Depreciación Mensual	\$2.289,51 USD/mes

5.3 Resultado Costo de Producción

Se necesita calcular el costo de producción para verificar que el periodo de retorno establecido de 18 meses se cumple. El cálculo será realizado incluyendo y excluyendo el costo de depreciación. En la Tabla 5.11 se detalla ambos casos.

Tabla 5.11 Costo de Producción

Rubros	Valor Mensual
Costo Electricidad	\$7.209
Costo Mantenimiento	\$583
Costo Depreciación	\$2.290
Costo Mes	\$10.082
Costo Mes sin Depreciación	\$7.792

En esta tabla no se agrega el valor de mano de obra adicional, ya que el mismo operador de la fábrica de hielo actual se hará cargo de ésta labor. Así mismo, no se agrega el valor del agua debido a que no recibe tratamiento alguno, ya que esta aplicación no lo demanda.

Se ha realizado esta diferenciación de costos mensual por la depreciación, pues en términos de flujo de dinero, la depreciación no implica un pago que afecte el retorno de la inversión.

5.4 Cálculo de Rentabilidad

Finalmente, al tener las variables del cálculo de rentabilidad, en la Tabla 5.12 se incorporan todos los valores con que se calcula el retorno de la inversión.

Tabla 5.12 Cálculo de Rentabilidad

Rubro	Valor
Volumen de Sacos a Producir	26.000 sacos / mes
Costo Producción con Depreciación	\$10.192 USD
Costo Saco Producido	\$0,3920 USD/saco
Valor de Compra Sacos Terceros	26.000 USD/mes
Ahorro	15.918 USD/mes
Retorno Inversión	18,1 meses
Retorno Inversión sin Depreciación	15,8 meses

Se puede apreciar en esta tabla, que habiéndose cumplido económicamente con el valor referencial del presupuesto y el costo de producción del saco de hielo, se logra en ambos casos el retorno de la inversión en 18 meses.

CAPITULO 6

6. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

6.1 Discusión

Primeramente se revisará el cumplimiento de los objetivos específicos y generales establecidos desde el capítulo 1. En la Tabla 6.1 se enlista todas las premisas establecidas.

Tabla 6.1 Revisión de Cumplimiento Premisas

Enunciado de Premisa	Valor Esperado	Valor de proyecto	Aprueba
Capacidad de Producción	20 Ton/día	20,6 Ton/día	OK
Valor de Inversión	≤ 300.000 USD	287.967 USD	OK
Tiempo de Retorno de inversión	≤ 18 meses	16 - 18 meses	OK
Potencia Instalada	≤ 205 KVA	132 KVA	OK
Área de Uso	≤ 30 m ²	30 m ²	OK
Salinidad de Agua de Uso	≤ 34000 ppm Na Cl	34000 ppm Na Cl	OK
Transportable	Si	Si	OK

De la Tabla 6.1 se puede concluir que, tras revisar el alcance de cada una de las premisas, el diseño ha cumplido los requerimientos técnicos y económicos. Sin embargo, a continuación se discute posibles debilidades del diseño y posibles problemas de operación, una vez puesto en marcha este equipo.

6.1.1 Dificultades de Diseño

El refrigerante fue lo más complejo de seleccionar durante el proceso de diseño, a tal punto que fue necesario elaborar tres matrices de decisión para garantizar un total estudio de las variables. En este particular caso, no son las características técnicas o frigoríficas las que hacen al diseñador decantarse o no por un refrigerante, sino su impacto en la salud ocupacional, medio ambiente, logística y suministro del mismo.

El amoníaco pese a ser el mejor de los refrigerantes, por las premisas de operación no puede ser considerado como refrigerante. Pese a que algunas premisas son supuestas en caso de fallo de la inversión, en su concepción original, son estas restricciones las que determinaron que se escoja el R 404.

6.1.2 Alternativas de Diseño

El diseño de este proyecto parte de unas premisas muy concretas y restrictivas, que limitan el campo de acción de las posibilidades de diseño a explorar.

Sin embargo, en la selección de materiales había otras opciones que pudieron ser tomadas en cuenta, como por ejemplo el condensador de casco y tubo. Pudo ser seleccionado de tubos en acero inoxidable en vez de titanio. La diferencia en precio es de 2.000 USD a contra del titanio, que equivale al 1% del presupuesto total. Sin embargo, se seleccionó el titanio, como una mejora de calidad al diseño.

Otra de las opciones que se pudo elegir para la tubería de refrigeración, era hacerlo en acero inoxidable en vez de ASTM A53. Si el equipo llegara a funcionar en un barco con ambiente salino permanente, es posible que se oxide la tubería prematuramente. Pero, al tratarse de una situación de opción menos posible, se decidió hacerlo en ASTM A 53.

La selección de las marcas de fabricantes de los equipos de este proyecto, incluyó las más reconocidas por su calidad y representación en nuestro medio. Si el presupuesto total hubiera sido un problema, una de las primeras alternativas podría ser, reducir la especificación de las prestaciones técnicas, para así reducir su costo. Un trabajo más en detalle, sería explorar otras marcas y otros modelos, pero en el mercado local no se encuentran los repuestos asociados y es en este punto donde por falta de representación de otras posibles marcas, se decidió buscar marcas reconocidas por su calidad.

6.1.3 Fallas Técnicas

Para poder analizar el escenario de una falla técnica, se debe estudiar cuáles podrían ser los motivos bajo el cual el equipo podría presentar desperfectos, además de los tiempos de reparación que pudieran tomar.

Todos los equipos son importados, pero pese a ello, los repuestos específicos son de stock regular de las compañías que representan a dichas marcas en el mercado nacional. Los repuestos genéricos de piezas o partes como

rodamientos, cojinetes, sellos etc. se los consigue sin mayor problema en el mercado ecuatoriano. Por lo que, la posibilidad de una parada técnica dilatada por falta de repuestos es baja.

La alternativa de maquinar algún repuesto, siempre es válida y el mercado local cuenta con artesanos metalmecánicos capacitados.

El sistema eléctrico pese a tener todas las protecciones necesarias, puede tener algún corto circuito mayor que podría quemar el devanado del motor y deberá rebobinarse, en cuyo caso para un motor de 125 hp podría tomar aproximadamente dos días.

Visto de esta forma, se puede considerar que una parada técnica podría durar máximo tres días en condiciones normales y que, durante este tiempo, se deberá adquirir hielo a los productores terceros.

Las condiciones de compra de hielo serán diferentes, y es posible que los precios de venta sean menos atractivos, comparado con la venta de hielo actual.

6.1.4 Desabastecimiento de Insumos y Materias Primas

Las materias primas e insumos identificados en esta operación de producción de hielo son el agua y la energía eléctrica, respectivamente.

Las fuentes de suministro de agua de la empacadora son dos pozos profundos, ubicados dentro de sus predios, y agua superficial del río Babahoyo. Entre estas dos fuentes está cubierta el 250% de la capacidad requerida de la empacadora, incluido la nueva fábrica de hielo.

La única forma de no poder captar agua podría ser por contaminación de hidrocarburos u otra sustancia, en cuyo caso no solo pararía la planta de hielo sino toda la empacadora de camarón.

En el caso de un corte eléctrico mayor externo, se cuenta, como evidenciado en el cuadro unifilar de la planta (Plano 1), con respaldo de unidades generadoras de energía eléctrica con capacidad disponible.

6.1.5 Cierre de Operaciones

Otro de los posibles escenarios, que se consideró inicialmente por parte de los inversores, es un eventual cierre de la empacadora. En tal caso, el proyecto se deberá terminar de autofinanciar con su propia operación, ya sea produciendo hielo para la venta, o montado en un barco elaborando hielo para la faena en mar.

Son dos escenarios posibles, pero tienen sus limitaciones económicas, que a continuación se discutirá sobre este par de posibilidades.

Si se produjera hielo para su venta, se debe considerar que la instalación actual se hizo para dosificar directamente el hielo en bins isoterms de 1 m³. La unidad de venta de las hieleras es el saco de yute de 50 libras. De ser ese el caso, se deberá conseguir clientes que compren hielo en bins (y los hay), o modificar la instalación para cargar directamente a sacos.

Como se puede apreciar, el cálculo de rentabilidad, aún incluso trabajando todos los días del mes, se verá mermado por un aumento de inversión en modificaciones y costo de energía para temperar el cuarto de almacenamiento.

Por otro lado, la opción de ponerlo en un barco pesquero, propiedad del grupo, hará el retorno de inversión aún más lento, pues las faenas de pesca son más dilatadas y los consumos son menores.

Ambos casos son posibilidades para no dejar fuera de funcionamiento la unidad contenerizada móvil, pero en ningún momento superará el retorno esperado en el tiempo que fue propuesto en las premisas del proyecto.

6.1.6 Otras Aplicaciones del Equipo

Este equipo contenerizado puede ser utilizado en otras aplicaciones frigoríficas, como por ejemplo: climatización de salas de procesos, climatización de cámaras de frío o suministro de refrigeración para equipos de congelación.

Como propuesta de estudio para otros proyectos, es la posibilidad de producir unidades contenerizadas a diferentes capacidades, para diferentes aplicaciones, como enlistada al inicio de este trabajo.

6.2 Conclusiones

Al revisar el cumplimiento de las premisas, se observa que se han realizado todos los pasos que la técnica ingenieril, demanda para la obtención de los resultados técnicos y económicos apropiados.

El impacto en la operación de la empacadora, solo se verá reflejado en la tarifa de energía eléctrica. La nómina de la empresa no se verá afectada, pues con el mismo personal con que hoy cuenta, se operará la nueva instalación de hielo.

El ahorro neto de 16.000 USD mensuales, permite pagar en un tiempo de 18 meses esta inversión, lo cual es una ventaja del proyecto, ya que es el tiempo máximo de pago al que un banco financiaría este tipo de inversión.

Finalmente, la ubicación de esta planta a riberas del río y con pozos de agua profundas, hace que la principal materia prima de esta operación (agua) se obtenga a costo inferior de lo que sería una operación con suministro de alguna empresa de agua potable. El diseño del condensador, aprovechando la abundancia de este recurso, significó poder operar a bajos costos tanto del agua como insumo de preparación de hielo, así como medio refrigerante secundario en el condensador tubular.

La principal desventaja de este diseño es, que pese a considerar posibles aplicaciones en caso de fallar el concepto original en la empacadora, el retorno de la inversión no será igual de atractivo en los otros escenarios. Los volúmenes de

producción de hielo, tanto en las camaroneras o en el barco no serán igual, por cuanto la demanda de este producto no será alta y no se aprovechará al 100% su capacidad instalada.

6.3 Trabajo Futuro

En esta sección se revisará las posibles modificaciones o actualizaciones al diseño inicial de este proyecto.

De requerirse en un futuro aumentar la capacidad de producción de hielo de la empacadora, dentro de este contenedor de 40 ft no se podrá realizar. Sin embargo, si es viable técnicamente repetir este diseño en un nuevo contenedor y montarlo sobre éste primer prototipo. El diseño de carga del hielo al bin no podrá ser el mismo, pero si habría soluciones no costosas de embalar este nuevo producto.

Otro posible cambio de concepto podría ser que se busque almacenar hielo para agujajes de baja pescas. En este caso, se podría pensar en colocar un contenedor vacío al piso, y sobre este colocar el prototipo contenerizado. De esta forma el hielo caería al interior del contenedor y se almacenaría hasta un equivalente a 1500 sacos.

BIBLIOGRAFIA

ALFA LAVAL. (2014). Water Cooled Condensers.

ASHRAE HANDBOOK. (2012). HVAC Systems and Equipment. En A. HANDBOOK, *HAVC Systems and Equipment* (pág. 38.1). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2012). HVAC Systems and Equipment. En A. HANDBOOK, *HAVC Systems and Equipment* (pág. 38.7). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2012). HVAC Systems and Equipment. En A. HANDBOOK, *HAVC Systems and Equipment* (pág. 38.7). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2012). HVAC Systems and Equipment. En A. HANDBOOK, *HAVC Systems and Equipment* (pág. 38.7 figura 7). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2012). HVAC Systems and Equipment. En A. HANDBOOK, *HVAC Systems and Equipment* (pág. 38.14 figura 14). Atlanta : ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2012). HVAC Systems and Equipment. En A. HANDBOOK, *HVAC Systems and Equipment* (pág. 38.14 figura 15). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2013). Fundamentals. En A. HANDBOOK, *Fundamentals* (pág. 2.8). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2013). Fundamentals. En A. HANDBOOK, *Fundamentals* (pág. 29.6). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2013). Fundamentals. En A. HANDBOOK, *Fundamentals* (pág. 29.8 Tabla 8). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2013). Fundamentals. En A. HANDBOOK, *Fundamentals* (pág. 29.5 tabla 3 y tabla 4). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2014). Refrigeration. En A. HANDBOOK, *Refrigeration* (pág. 43.1). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2014). Refrigeration. En A. HANDBOOK, *Refrigeration* (págs. 43.2 - 43.3). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2014). Refrigeration. En A. HANDBOOK, *Refrigeration* (pág. 43.3 figura 4). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2014). Refrigeration. En A. HANDBOOK, *Refrigeration* (pág. 43.3 figura 4). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2014). Refrigeration. En A. HANDBOOK, *Refrigeration* (págs. 43.1 - 43.2). Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK. (2014). Refrigeration. En A. HANDBOOK, *Refrigeration* (pág. 1.6). Atlanta: ASHRAE.

Dupont. (2015). Duprex 4.0. En Dupont, *Duprex 4.0*.
(s.f.). <http://www.inspection-for-industry.com/images/cold-thermal-insulation-specification.jpg>.

INTRALOX. (2015). *Manual de Ingenieria de las Bandas Transportadoras*. Atlanta: Intralox.

Mayekawa Mexico. (1993). Refrigeracion Industrial Principio Diseño y Aplicaciones. En M. Mexico, *Refrigeracion Industrial Principio Diseño y Aplicaciones* (pág. 47). Mexico: Ildimp Publicidad.

www.es.wikipedia.org. (2015). *Wikipedia*.

www.fao.org. (1993). El hielo en las pesquerias. En J. G. Johnsnton, *El hielo en las pequerias* (pág. 5). Roma: Organizacion de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentacion.

www.northice.com/calculator/php. (2013). Calculator. En www.northice.com/calculator/php, *calculator*. Seattle.

www.northstarice.com. (2010). Stainless Steel Flake Ice Makers. En www.northstarice.com, *Stainless Steel Flake Ice Makers*. Seattle.

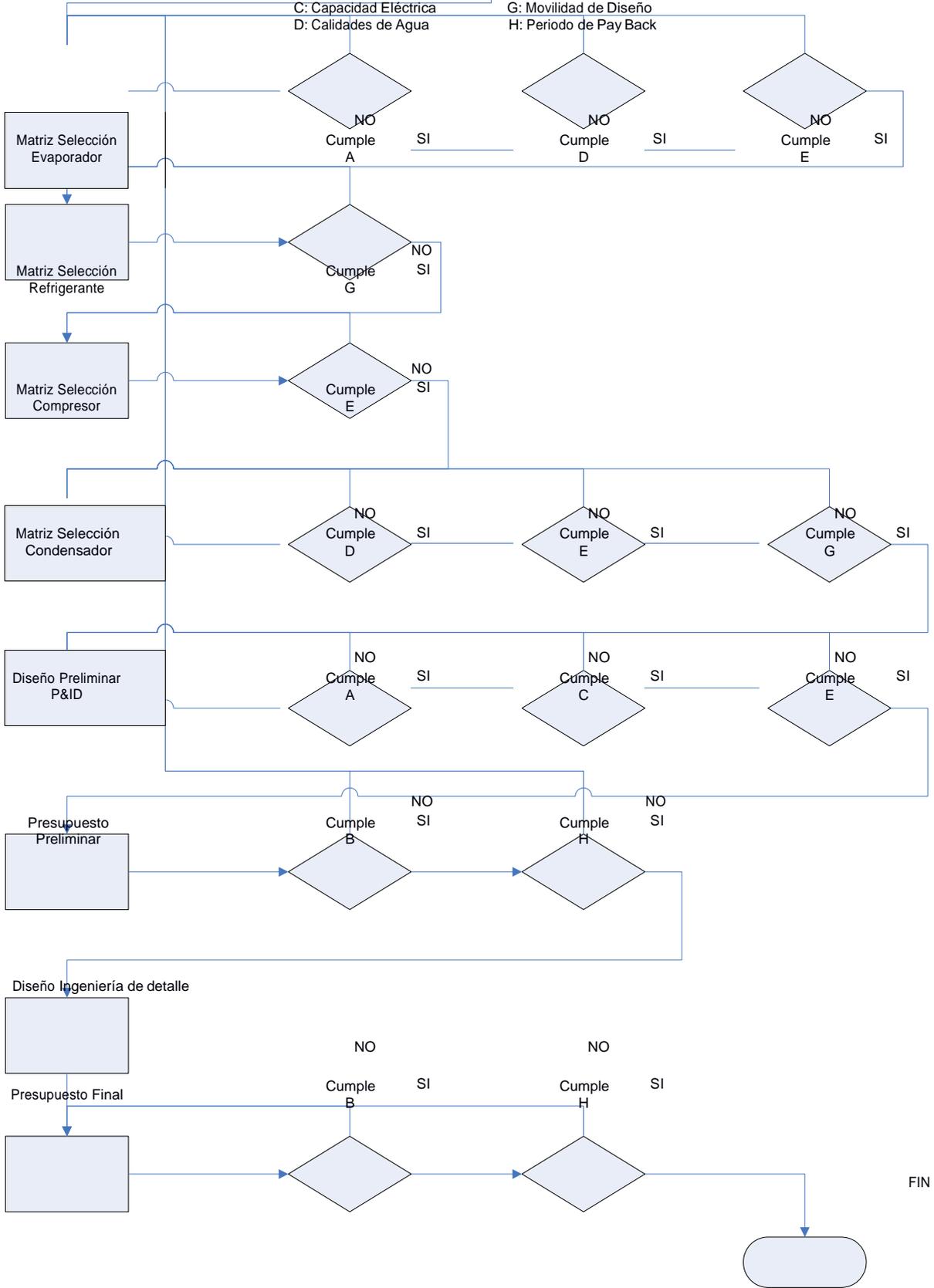
www.totaline.com.ar. (2010). Refrigerantes. En [w. .ar](http://www.totaline.com.ar), *Refrigerantes* (pág. tabla 12.11). Buenos Aires: na.

ANEXO A

DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGIA DEL DISEÑO

Ingreso de Restricciones Diseño

- A: Capacidad de Producción
- B: Monto Máximo Inversión
- C: Capacidad Eléctrica
- D: Calidades de Agua
- E: Área Disponible
- F: Uso de Hielo
- G: Movilidad de Diseño
- H: Periodo de Pay Back



ANEXO B

FICHA TECNICA FABRICA DE HIELO NORTH STAR

Model 60 Flake Ice Maker

Built for industrial use with high quality, heavy-duty parts, all North Star flake ice makers are constructed to be dependable and durable. The Model 60 ice maker is available in three stainless steel configurations – the *Elite*, *Plus* and *Standard* – for use in all types of food processing, or carbon steel, used in non-food related industries such as concrete cooling. All of these configurations produce superior, sub-cooled flake ice for industrial applications.

Feature	Benefit
<i>North Star's lifetime evaporator warranty</i>	<ul style="list-style-type: none"> • The best warranty in the business.
<i>Makes sub-cooled flake ice</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Superior ice for most industrial applications – the greatest surface area coverage for faster, more efficient cooling.
<i>Stainless steel components incorporated in the design (varies depending on model)</i>	<ul style="list-style-type: none"> • The smart choice for food safety and sanitation, will not corrode, low maintenance requirements.
<i>Makes ice from fresh water or salt water</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Used worldwide in seafood processing, meat and poultry processing, concrete cooling and other industries
<i>Solid stainless steel freezing surface – Elite, Plus & Standard models</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Long-lasting, durable and easy to clean. Will not chip, flake, pit or corrode like chrome-plated freezing surfaces.
<i>Solid carbon steel freezing surface</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Also will not chip, flake or pit and corrosion-resistant while kept below freezing, or with minimal care.
<i>Double-walled, stationary evaporator design</i>	<ul style="list-style-type: none"> • No refrigerant seals to leak.
<i>Constructed to ASME and PED codes</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Meets international safety requirements for pressure vessels.
<i>Operates continuously with no defrost cycle</i>	<ul style="list-style-type: none"> • All energy goes to making ice.
<i>High R-Value polyurethane insulation and reinforced fiberglass exterior</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Energy efficient and durable.
<i>North Star designed drip shield</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Complete separation of water and ice. No water is wasted.
<i>Simple installation and operation</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Easy to use with minimal maintenance requirements.



Model 60 Flake Ice Maker

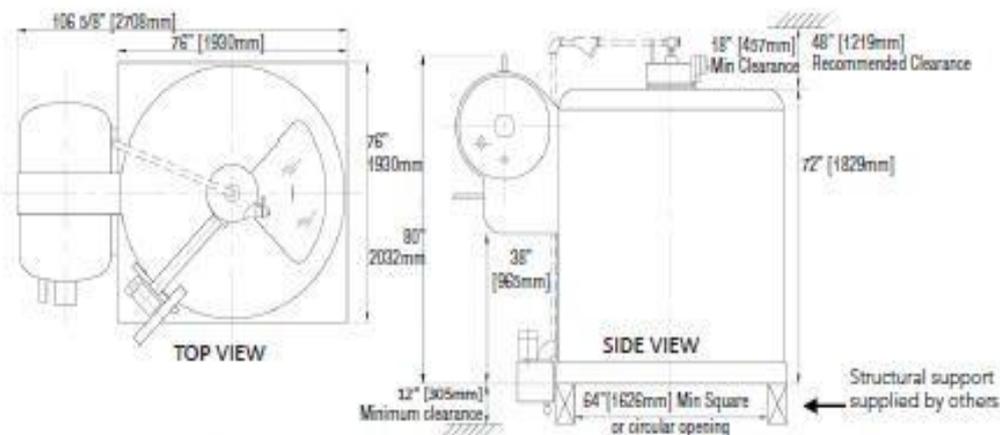
Ice Maker Specifications

High Capacity with a Small Footprint

Refrigerant Control: RFS (Refrigerant Float Switch) (Preferred) or Sporlan Levelmaster. Forced recirculation models also available

Net Weight: 7,000 lbs (3175 kg)
 Volume: 510 ft³ (14.4 m³)
 Drive Motor: 1 HP
 Pump Motor: 1/2 HP
 Suction Line: 4" Sch 40
 Liquid Line: 1 1/2" Sch 80

Oil Drain Line: 1/2" MPT
 Water Line:
 Tank Inlet: 1/2" FPT
 Tank Drain: 1 1/4" FPT
 Pump Outlet: 1 1/4" FPT
 Flow Control Valve Inlet: 1 1/4" FPT



Refrigerant Capacity at 70°F (21°C) Volume 8.68 Cubic Feet (.25 Cubic Meters)

Refrigeration Requirement Tons of Refrigeration Per Ton of Ice

Freon R-134a	710 lbs (322 kg)	Freon R-404a	685 lbs (311 kg)	Water Temp. °F	40	50	60	70	80
				Tons of Ref (UST)	1.20	1.25	1.30	1.40	1.50
Freon R-22	660 lbs (300 kg)	Ammonia R-717	330 lbs (150 kg)	Water Temp. °C	5.0	10	15.5	21	27
				kW of Ref (MT)	4.67	4.84	5.02	5.44	5.91

Flake Ice Capacities in US Tons (Metric Tons)

Evap. Temp. - F - C	0 -18	-5 -21	-10 -23.5	-15 -26	-20 -29	-25 -32	-30 -34.5	-35 -37
Stainless Steel Models								
1.5mm Ice Thickness	16.2 (14.8)	18.8 (17.4)	21.4 (19.6)	24.1 (21.7)	26.7 (24.3)	28.9 (26.5)	30.8 (27.9)	31.6 (28.6)
2.0mm Ice Thickness	13.8 (12.7)	16.0 (14.9)	18.3 (16.8)	20.5 (18.5)	22.6 (20.6)	24.6 (22.6)	26.3 (23.9)	27.5 (24.8)
Carbon Steel Models								
1.5mm Ice Thickness	20.2 (18.6)	23.9 (22.2)	27.5 (25.1)	31.2 (28.2)	34.7 (31.6)	38.0 (34.7)	39.9 (36.2)	40.9 (37.0)
2.0mm Ice Thickness	17.5 (16.1)	20.6 (19.2)	23.9 (21.8)	27.1 (24.4)	30.2 (27.5)	32.6 (29.8)	34.1 (30.9)	35.0 (31.7)

Above capacities based on 60°F (15.5°C) make-up water and oil-free ammonia refrigerant. For different operating conditions including halocarbon refrigeration, please visit the North Star Website and use our Ice Maker Selector Tool at: www.northstarice.com.

North Star Ice Equipment Corporation

8151 Occidental Avenue South
 P.O. Box 80227
 Seattle, WA 98108 USA
 Tel: 206-763-7300

Toll-free In USA: 1-800-321-1381
 Fax: 206-763-7323
 Email: Info@northstarice.com

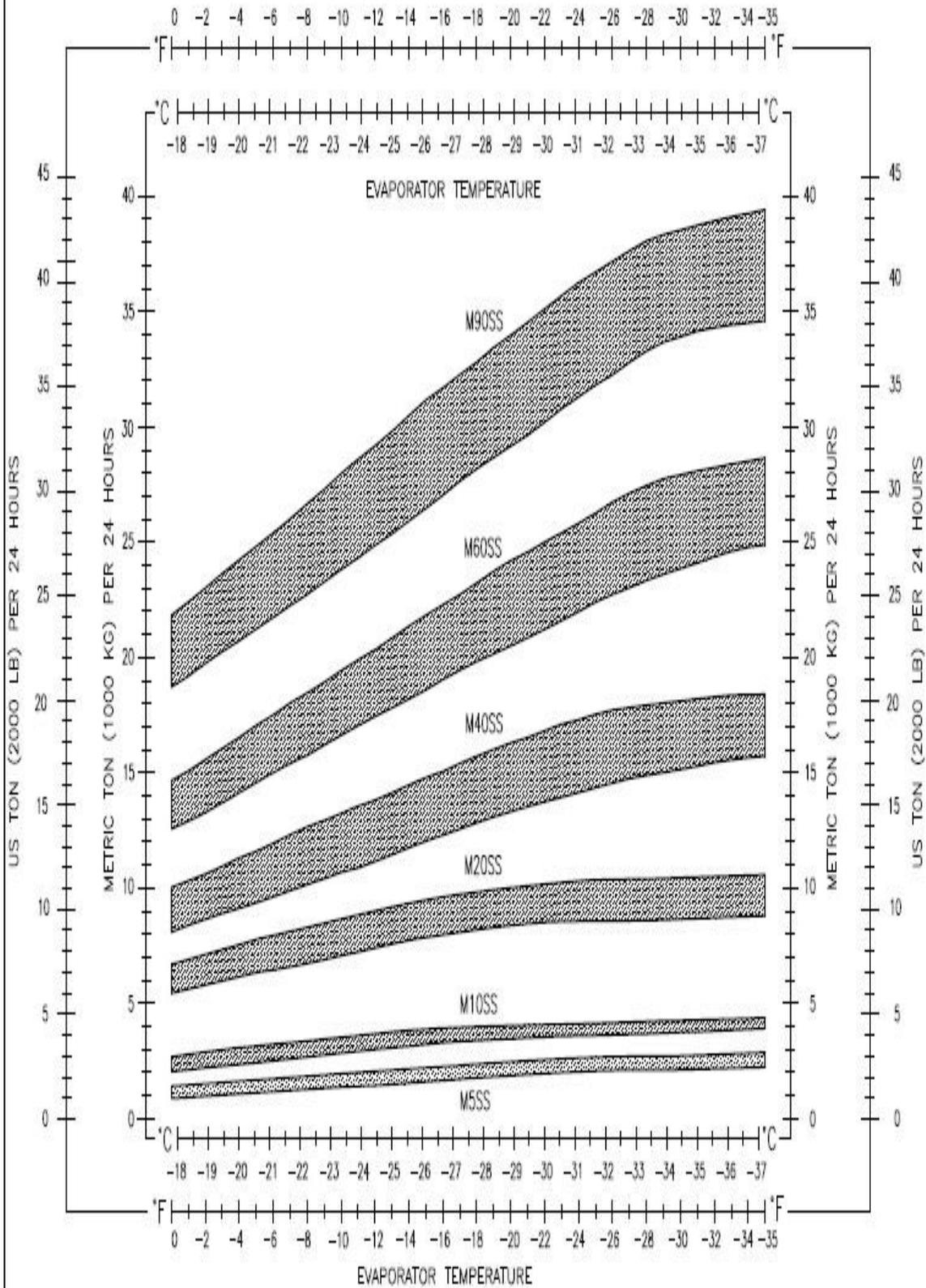
North Star

www.northstarice.com

ANEXO C

**CURVA DE SELECCIÓN MODELO
FABRICA DE HIELO NORTH STAR**

STAINLESS STEEL ICEMAKER CAPACITY GUIDANCE CURVES



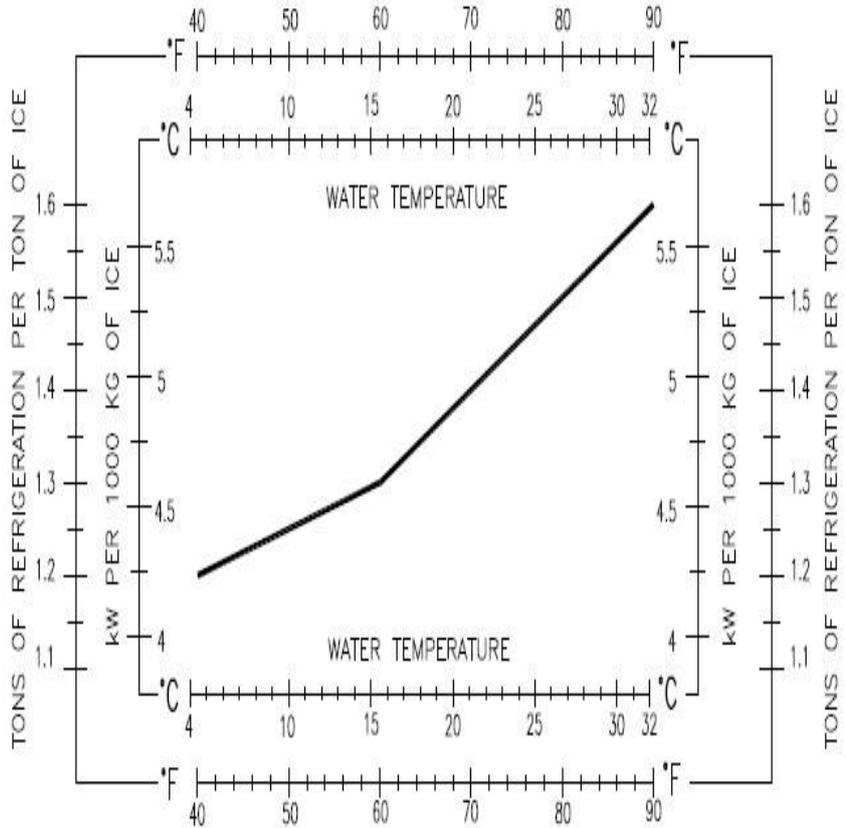
ANEXO D

CURVA DE CAPACIDAD NORTH STAR

CAPACITY CURVES BASED ON FOLLOWING:

REFRIGERATION LOAD REQUIRMENTS

1. REASONABLY OIL-FREE AMMONIA.
2. FOR HALOCARBON REFRIGERANTS, CAPACITY IS REDUCED BY 5% IN AVERAGE
3. 60°F (15.6°C) MAKE-UP WATER WITH LESS THAN 100 PPM TOTAL HARDNESS.
4. INCREASE OR DECREASE CAPACITY 6% PER 10°F (5.6°C) FOR MAKE-UP WATER BELOW OR ABOVE 60°F (15.6°C) RESPECTIVELY.
5. ICE THICKNESS OF 1.5 mm IS TOP OF SHADED AREA AND 2.0 mm IS BOTTOM OF SHADED AREA.
6. CAPACITIES REDUCED FOR THICKER AND LOWER TEMPERATURE ICE. (CONSULT FACTORY)
7. AVERAGE ICE TEMPERATURE 25°F (-4°C).
8. CAPACITY REDUCTION FOR FLOODED AND FC ICEMAKERS CAN BE A RESULT OF INCORRECT PIPING OR FAILURE TO FOLLOW NSI RECOMMENDATIONS FOR REFRIGERATION PIPING



CORRECTIONS

WATER TEMPERATURE (NOTE 4) $\frac{60 \text{ (or 15.6)} - \quad}{10 \text{ (or 5.6)}} \times 6\% =$

REFRIGERANT (NOTE 2) $=$ _____

TOTAL = _____



ICE EQUIPMENT CORPORATION

PO Box 80227 8151 Occidental Ave. S. Seattle, WA 98108
 Phone 206-763-7300 Fax 206-763-7323

COPYRIGHT - 2009
 NORTH STAR ICE EQUIPMENT CORP.

THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DOCUMENT IS THE SOLE PROPERTY OF NORTH STAR ICE EQUIPMENT CO. REPRODUCTION IN PART OR IN WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF NORTH STAR ICE EQUIPMENT CORPORATION IS PROHIBITED

ANEXO E

**CAPACIDAD EN KILOWATTS
PARA REFRIGERANTE R404A EN
LÍNEAS DE SUCCIÓN, DESCARGA
Y LÍQUIDO**

Table 6 Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Kilowatts for Refrigerant 404A (Single- or High-Stage Applications)

Line Size		Suction Lines ($\Delta t = 0.04$ K/m)						Discharge Lines ($\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 74.90$)						Liquid Lines (40°C)		
Type L Copper, OD, mm	Saturated Suction Temperature, °C						Saturated Suction Temperature, °C						See note a			
	-50	-40	-30	-20	-5	5	-50	-40	-30	-20	-5	5	$\Delta t = 0.02$ K/m $\Delta t = 0.05$ K/m			
	Corresponding Δp , Pa/m						Corresponding Δp , Pa/m						Velocity =	Drop	Drop	
	165.5	240.6	337.2	455.1	679.1	863.2	875.6	875.6	875.6	875.6	875.6	875.6	0.5 m/s	$\Delta p = 875.6$	$\Delta p = 2189.1$	
12		0.16	0.27	0.43	0.67	1.19	1.69	1.73	1.87	2.00	2.13	2.31	2.42	4.1	8.0	13.3
15		0.30	0.52	0.83	1.28	2.27	3.22	3.29	3.55	3.81	4.05	4.40	4.61	6.7	15.3	25.2
18		0.53	0.90	1.45	2.22	3.94	5.57	5.71	6.16	6.59	7.02	7.62	7.99	10.1	26.6	43.7
22		0.94	1.59	2.55	3.91	6.93	9.79	10.00	10.79	11.56	12.30	13.36	14.01	15.5	46.8	76.7
28		1.86	3.14	5.04	7.72	13.66	19.25	19.68	21.23	22.74	24.21	26.29	27.57	26.0	92.5	151.1
35		3.43	5.78	9.26	14.15	25.00	35.17	35.96	38.78	41.54	44.23	48.03	50.37	41.1	169.3	276.3
42		5.71	9.61	15.36	23.46	41.32	58.16	59.48	64.15	68.72	73.16	79.45	83.32	60.3	280.4	456.2
54		11.37	19.12	30.50	46.57	81.90	114.98	117.62	126.86	135.89	144.67	157.11	164.76	101.4	556.9	903.2
67		20.31	34.10	54.30	82.75	145.45	203.96	208.67	225.07	241.08	256.66	278.73	292.29	157.3	989.8	1601.8
79		31.54	52.78	84.12	128.09	224.52	314.97	321.69	346.97	371.66	395.67	429.70	450.60	219.3	1529.9	2473.4
105		67.66	113.08	179.89	273.26	478.70	670.69	685.09	738.92	791.51	842.65	915.11	959.63	391.5	3264.9	5265.6
130		120.40	201.19	319.22	484.40	847.54	1188.02	1213.68	1309.04	1402.20	1492.80	1621.17	1700.03	607.3	5788.8	9335.2
156		195.94	326.58	518.54	785.73	1372.94	1921.03	1962.62	2116.83	2267.48	2413.98	2621.57	2749.09	879.6	9382.5	15109.7
206		401.89	669.47	1059.73	1607.24	2805.00	3917.77	4003.19	4317.73	4625.02	4923.84	5347.26	5607.37	1522.1	19177.4	30811.3
257		715.93	1189.91	1885.42	2851.68	4974.31	6949.80	7084.63	7641.29	8185.11	8713.94	9463.30	9923.61	2366.5	33992.3	54651.2
Steel																
mm	SCH															
10	80	0.16	0.26	0.40	0.61	1.05	1.46	1.49	1.61	1.72	1.83	1.99	2.09	4.5	7.2	11.5
15	80	0.31	0.51	0.80	1.20	2.07	2.88	2.94	3.17	3.39	3.61	3.92	4.12	7.5	14.3	22.7
20	80	0.70	1.15	1.80	2.70	4.66	6.48	6.61	7.13	7.64	8.14	8.84	9.27	14.1	32.1	51.1
25	80	1.37	2.25	3.53	5.30	9.13	12.68	12.95	13.97	14.96	15.93	17.30	18.14	23.4	63.0	100.0
32	80	2.95	4.83	7.57	11.35	19.57	27.20	27.72	29.90	32.03	34.10	37.03	38.83	41.3	134.9	214.0
40	80	4.49	7.38	11.55	17.29	29.81	41.42	42.22	45.54	48.78	51.94	56.40	59.14	57.5	205.7	326.5
50	40	10.47	17.16	26.81	40.20	69.20	96.18	98.04	105.75	113.27	120.59	130.96	137.33	109.2	477.6	758.2
65	40	16.68	27.33	42.72	63.93	110.18	152.98	155.95	168.20	180.17	191.81	208.31	218.44	155.7	761.1	1205.9
80	40	29.51	48.38	75.47	112.96	194.49	270.35	275.59	297.25	318.40	338.98	368.13	386.03	240.5	1344.9	2131.2
100	40	60.26	98.60	153.84	230.29	396.56	550.03	560.67	604.72	647.76	689.61	748.91	785.34	414.3	2735.7	4335.6
125	40	108.75	177.97	277.71	415.78	714.27	991.91	1012.44	1091.99	1169.71	1245.28	1352.37	1418.15	650.6	4939.2	7819.0
150	40	176.25	287.77	449.08	671.57	1155.17	1604.32	1635.36	1763.85	1889.38	2011.45	2184.43	2290.69	940.3	7988.0	12629.7
200	40	360.41	589.35	918.60	1373.79	2363.28	3277.89	3341.30	3603.84	3860.32	4109.73	4463.15	4680.25	1628.2	16342.0	25838.1
250	40	652.69	1065.97	1661.62	2485.16	4275.41	5930.04	6044.77	6519.73	6983.73	7434.94	8074.30	8467.06	2566.4	29521.7	46743.9
300	ID ^b	1044.01	1705.26	2658.28	3970.05	6830.36	9488.03	9671.59	10431.52	11173.92	11895.85	12918.83	13547.24	3680.3	47161.0	74677.7
350	30	1351.59	2207.80	3436.53	5140.20	8843.83	12266.49	12503.79	13486.26	14446.06	15379.40	16701.95	17514.38	4487.7	61061.2	96691.3
400	30	1947.52	3176.58	4959.92	7407.49	12725.25	17677.86	18019.86	19435.74	20818.96	22164.04	24070.04	25240.87	5944.7	87994.9	139346.8

^aSizing shown is recommended where any gas generated in receiver must return up condensate line to condenser without restricting condensate flow. Water-cooled condensers, where receiver ambient temperature may be higher than refrigerant condensing temperature, fall into this category.

^bPipe inside diameter is same as nominal pipe size.

Notes:

1. Table capacities are in kilowatts of refrigeration.

Δp = pressure drop per unit equivalent length of line, Pa/m

Δt = corresponding change in saturation temperature K/m

2. Line capacity for other saturation temperatures Δt and equivalent lengths L_e

$$\text{Line capacity} = \text{Table capacity} \left(\frac{\text{Table } L_e}{\text{Actual } L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta t}{\text{Table } \Delta t} \right)^{0.55}$$

3. Saturation temperature Δt for other capacities and equivalent lengths L_e

$$\Delta t = \text{Table } \Delta t \left(\frac{\text{Actual } L_e}{\text{Table } L_e} \right) \left(\frac{\text{Actual capacity}}{\text{Table capacity}} \right)^{1.8}$$

4. Capacity (kW) based on standard refrigerant cycle of 4°C liquid and saturated evaporator outlet temperature. Liquid capacity (kW) based on -5°C evaporator temperature.

5. Thermophysical properties and viscosity data based on calculations from NIST REFPROP program Version 6.01.

6. For brazed Type L copper tubing larger than 28 mm OD for discharge or liquid service, see Safety Requirements section.

7. Values are based on 40°C condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures.

Cond. Temp., °C	Suction Line	Discharge Line
20	1.344	0.812
30	1.177	0.906
40	1.000	1.000
50	0.809	1.035

ANEXO F

INSTRUCCIONES PARA SELECCIÓN DE BANDAS

INSTRUCCIONES PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS

Para determinar si esta banda es adecuada para su aplicación, se debe conocer su carga en funcionamiento en comparación con su resistencia en dicho funcionamiento. Los siguientes pasos le ayudarán a hacer los cálculos necesarios para esta comparación:

PASO 1: CALCULE LA CARGA DE TENSIÓN DE LA BANDA O LA TRACCIÓN DE LA BANDA, BP, lb/pie (kg/m)

$$BP = [(M + 2W) \times F_w + M_p] \times L + (M \times H)$$

donde:

- M** = Carga de producto, lb/pie² (kg/m²)
- W** = Peso de la banda, lb/pie² (kg/m²) (consultar la página DATOS DE LA BANDA)
- L** = Longitud del transportador, pies (m), C a C
- H** = Cambio de altura del transportador, pies (m)
- F_w** = Coeficiente de fricción entre la guía de desgaste y la banda
- M_p** = M × (F_p × % acumulación en la banda), carga debida a la acumulación del producto

Obtenga **F_w** y **F_p** de la página DATOS DE LA BANDA para el estilo de banda que elija. Si no se presenta acumulación de producto sobre la banda, ignore **M_p**.

PASO 2: AJUSTE EL BP CALCULADO A LAS CONDICIONES ESPECÍFICAS DE SERVICIO.

Ya que la banda puede experimentar diversas condiciones, el BP debe ser ajustado aplicando un **FACTOR DE SERVICIO, SF**, apropiado.

Determine el **SF**:

(SF) FACTOR DE SERVICIO	
Arranques sin carga, con carga aplicada gradualmente.	1,0
Arranques frecuentes bajo carga (más de una vez por hora)	AGREGAR 0,2
A velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min)	AGREGAR 0,2
Transportadores ascendentes	AGREGAR 0,4
Transportadores por empuje	AGREGAR 0,2
	TOTAL

Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.

La **TRACCIÓN AJUSTADA DE LA BANDA, ABP**, se determina mediante la fórmula:

$$ABP = BP \times SF$$

Para transportadores bidireccionales o por empuje:

$$ABP = BP \times SF \times 2,2$$

donde:

ABP= FUERZA DE TRACCIÓN AJUSTADA, lb/pie (kg/m) de ancho de la banda

PASO 3: CALCULE LA RESISTENCIA PERMITIDA DE LA BANDA, ABS lb/pie (kg/m) de ancho de la banda

La **RESISTENCIA PERMITIDA DE LA BANDA** puede, debido las condiciones específicas de funcionamiento, ser menor que la **RESISTENCIA NOMINAL DE LA BANDA** mostrada en la página **DATOS DE LA BANDA**. Por lo tanto, **ABS** debe ser calculado mediante la fórmula:

$$ABS = BS \times T \times S$$

donde:

BS = **RESISTENCIA DE LA BANDA** de la página **DATOS DE LA BANDA**.

T = **FACTOR DE TEMPERATURA** en página 29.

S = **FACTOR DE RESISTENCIA** de la página **DATOS DE LA BANDA**.

El **FACTOR DE RESISTENCIA** se encuentra en la intersección de la **RELACIÓN VELOCIDAD-LONGITUD** y la línea del engranaje apropiada. Para obtener la **RELACIÓN VELOCIDAD-LONGITUD**, divida la velocidad de la banda (pies/min) por la C distancia entre ejes (pies). El **FACTOR DE RESISTENCIA** ajusta el índice de la banda para compensar el desgaste causado por la combinación de alta velocidad, transportadores cortos y engranajes pequeños.

PASO 4: COMPARE ABP CON ABS

Si **ABS** excede a **ABP**, la banda es suficientemente fuerte para la aplicación. Continúe con los pasos siguientes para determinar la **SEPARACIÓN ENTRE LOS ENGRANAJES MOTRICES**, la **RESISTENCIA DEL EJE** y la **POTENCIA REQUERIDA**.

Si **ABS** es inferior a **ABP** y se pueden cambiar algunos parámetros de la aplicación (por ejemplo, la distribución de la carga de producto o la velocidad de la banda), la **ABP** recalculada puede ser aceptable.

PASO 5: DETERMINE LA SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE LOS ENGRANAJES DEL EJE MOTRIZ

El porcentaje de **RESISTENCIA PERMITIDA DE LA BANDA UTILIZADA, ABSU**, se determina mediante la fórmula:

$$ABSU = (ABP \div ABS) \times 100\%$$

Usando la ABSU, obtenga la separación máxima entre los engranajes en la gráfica de la página **DATOS DE ENGRANAJE** de la serie elegida. La separación entre los engranajes en ejes de conducción puede ser, a veces, mayor que el de los ejes motrices, pero nunca debe exceder las 6,0 pulg. (152 mm) en ninguna serie (excepto la **Serie 200**, donde la separación máxima nunca debe exceder las 7,5 pulg. [191 mm]).

Si el valor de ABSU calculado está por encima del 75%, póngase en contacto con el departamento de Soporte Técnico de Intralox para ejecutar el programa de Ingeniería Intralox y verificar los resultados.

PASO 6: CONFIRME LA RESISTENCIA DEL EJE MOTRIZ

Los ejes motrices deben ser lo suficientemente rígidos para resistir la flexión o deflexión excesivas, originadas por la tracción de la banda y suficientemente fuertes para transmitir el par de torsión requerido. Por lo tanto, se deben determinar la **DEFLEXIÓN DEL EJE MOTRIZ** y el **PAR DE TORSIÓN** para asegurar la selección apropiada del eje.

Seleccione un tamaño de eje adecuado para el engranaje elegido, usando la página de **DATOS DE ENGRANAJES**.

Nota: La mayoría de los engranajes ofrecen más de una medida de agujero central.

El eje se flexiona bajo las cargas combinadas de la **TRACCIÓN AJUSTADA DE LA BANDA** y su propio **PESO**. La **CARGA TOTAL DEL EJE, w**, se obtiene de:

$$w = (ABP + Q) \times B$$

donde:

Q = PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m), de la tabla **DATOS DEL EJE**

B = ANCHO DE LA BANDA, pies (m)

En ejes soportados por dos cojinetes, la **DEFLEXIÓN, D**, se calcula con:

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{w \times L_s^3}{E \times I}$$

donde:

L_s = LARGO DEL EJE entre cojinetes, pulg. (mm)

E = MÓDULO DE ELASTICIDAD en "Tabla 8 **DATOS DEL EJE**" (página 442).

I = MOMENTO DE INERCIA en "Tabla 8 **DATOS DEL EJE**" (página 442).

Nota: Para ejes soportados por tres cojinetes, consulte "DEFLEXIONES CON COJINETES INTERMEDIOS"

Si la deflexión calculada es menor que el máximo recomendado de 0,10 pulg. (2,5 mm) para transportadores estándar o 0,22 pulg. (5,6 mm) para unidades bidireccionales, calcule el **PAR DE TORSIÓN** requerido. De lo contrario, use un eje más grande, un material más fuerte o una separación más corta entre cojinetes y calcule de nuevo la deflexión.

El **PAR DE TORSIÓN, T_o**, a transmitirse se determina con:

$$T_o = ABP \times B \times \frac{PD}{2}$$

donde:

PD = DIÁMETRO DE PASO DEL ENGRANAJE según la **PÁGINA DATOS DEL ENGRANAJE**

Ahora compare **T_o** con el "Tabla 9 **PAR DE TORSIÓN MÁXIMO RECOMENDADO EN EL EJE MOTRIZ**" (página 442), para las dimensiones de manguetas de los ejes mostrados. Usando un diámetro de mangueta que permita que ésta pueda ser torneada sobre el eje seleccionado, determine su par de torsión máximo recomendado. Este valor debe exceder **T_o**. De lo contrario, pruebe con un material más fuerte o un eje más grande.

PASO 7: DETERMINE LA POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR LA BANDA

La **POTENCIA MOTRIZ, HP**, se obtiene con:

$$HP = \frac{ABP \times B \times V}{33000}$$

donde:

ABP= FUERZA DE TRACCIÓN AJUSTADA, lb/pie de ancho de la banda

B = ANCHO DE LA BANDA, pies

V = VELOCIDAD DE LA BANDA, pies/min.

La **POTENCIA** en **vatios** se calcula con:

$$VATIOS = \frac{ABP \times B \times V}{6,12}$$

1 HP = 745,7 VATIOS

donde:

ABP= FUERZA DE TRACCIÓN AJUSTADA, lb/pie de ancho de la banda

B = ANCHO DE LA BANDA, pies

V = VELOCIDAD DE LA BANDA, pies/min.

Para obtener la potencia requerida por el **motor** debe añadir a la **POTENCIA** calculada, las pérdidas de potencia previstas en el tren motriz entre el eje motriz y el motor. Para recomendaciones, consulte "Sección tres: *Directrices de diseño*" (página 403).

Una vez determinada la conveniencia de esta banda, el espaciado entre los engranajes, el tamaño del eje motriz y los requerimientos de potencia, puede seleccionar los **ACCESORIOS** y diseñar el transportador.

ANEXO G

FACTORES DE FRICCIÓN DE RESISTENCIA

FACTORES DE FRICCIÓN

Factores de fricción ^a		F_w Fricción entre la guía de desgaste y la banda Material de la guía de desgaste				F_p Fricción entre el producto y la banda Material del producto (utilizado en condiciones de acumulación) ^b				
Material de la banda		UHMW HÚMEDO (SECO)	HDPE HÚMEDO (SECO)	Nitrón HÚMEDO (SECO)	ACERO (CS Y SS) HÚMEDO (SECO)	VIDRIO HÚMEDO (SECO)	ACERO HÚMEDO (SECO)	PLÁSTICO HÚMEDO (SECO)	CARTÓN HÚMEDO (SECO)	ALUMINIO HÚMEDO (SECO)
Polipropileno (S)		0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
Polipropileno (A)		NR	NR	0,29 (0,30)	0,31 (0,31)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
PP compuesto (S)		0,11 (0,16)	—	—	0,31 (0,37)	0,24 (0,23)	0,36 (0,32)	0,17 (0,21)	—	0,55 (0,45)
Poliétileno ^c (S)		0,24 (0,32)	NR	0,14 (0,13)	0,14 (0,15)	0,08 (0,09)	0,10 (0,13)	0,08 (0,08)	— (0,15)	0,20 (0,24)
PP detectable		0,24 (0,27)	NR	0,28 (0,29)	0,26 (0,30)	0,18 (0,20)	0,26 (0,30)	0,26 (0,29)	— (0,37)	0,40 (0,40)
Acetal (S)		0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,13 (0,13)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
Acetal EC (S)		0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,19 (0,20)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
FR-TPES (S)		— (0,13)	—	—	—	—	— (0,18)	—	—	— (0,30)
Nitrón HR 72 °F (22 °C)	(S)	— (0,18)	— (0,13)	— (0,17)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
	(A)	— (0,30)	— (0,25)	— (0,26)	— (0,26)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
Nitrón HR Dimensión de abertura máx. Temp	(S)	NR	NR	— (0,18)	— (0,27)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
	(A)	NR	NR	— (0,32)	— (0,39)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
Nitrón AR Dimensión de abertura máx. Temp	(S)	— (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
	(A)	— (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
PP resistente a rayos UV		0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)

(S) = en superficies lisas y limpias. (A) = condiciones abrasivas y sucias. NR = no se recomienda.

- Los valores de los factores de fricción dependen en gran medida de las condiciones ambientales. Un valor bajo en el intervalo de factores de fricción es un factor de fricción derivado experimentalmente para nuevas bandas en guías de desgaste nuevas. Sólo se debe utilizar este valor en los entornos más limpios o en lugares donde haya agua u otro agente lubricante. La mayoría de las aplicaciones tendrían que ajustarse basándose en las condiciones ambientales que rodean al transportador.
- Los factores de fricción para la fricción entre el producto y la banda sólo son válidos para las bandas Flat Top, Perforated Flat Top, Mesh Top, Flush Grid y Raised Rib.
- El polietileno no está recomendado para la manipulación de contenedores.

ANEXO H

PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LA BANDA

PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LA BANDA

La GRAVEDAD ESPEC

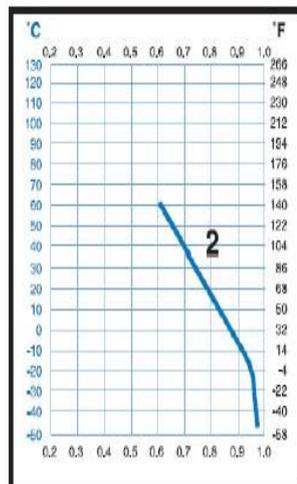
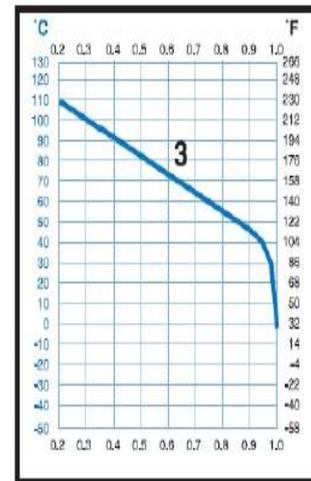
La densidad de los materiales y la densidad del agua a presiones y temperaturas normales. Una gravedad específica mayor a 1,0 indica que el material es más pesado que el agua; una gravedad específica menor que 1,0 indica que el material flotará en el agua.

MATERIAL	La GRAVEDAD ESPECÍFICA
Polipropileno	0,90
Polipropileno compuesto	1,12
Polietileno	0,95
Acetal	1,40
Acetal EC	1,40
FR-TPES	1,45
Nilón	1,13
Nilón HR (ambos grados)	1,13

Los **FACTORES DE FRICCIÓN** determinan la cantidad de arrastre resultante del desplazamiento de la banda en la estructura del transportador o por el deslizamiento de la banda bajo el producto transportado. Los factores de fricción más bajos dan como resultado una menor presión en las líneas y por lo tanto se produce menos daño en el producto, una menor tracción de banda y menores requerimientos de potencia. A veces se requiere más fricción para las inclinaciones ascendentes y descendentes graduales o para una mayor presión en las líneas para alimentar otros equipos. Los factores de fricción generalmente se basan en sistemas "limpios", con poco desgaste o poca presencia de material abrasivo. Al analizar la resistencia de una banda transportadora (usando el Programa de Ingeniería Intralox o realizando los cálculos a mano especificados en la página "Instrucciones para la selección de bandas" (página 36)), por lo general se debería usar un factor de fricción más alto de lo normal, en caso de que hayan elementos abrasivos presentes, tales como harina, arena, polvo de cartón, etc. En malas condiciones de higiene, los factores de fricción podrían ser dos o tres veces mayores que en buenas condiciones de higiene.

La **TEMPERATURA** afecta a las cualidades físicas de los materiales termoplásticos. Por lo general, a medida que la temperatura de funcionamiento aumenta, la resistencia de la banda se debilita, pero su superficie se endurece y se hace más resistente a los impactos. Por el contrario, en aplicaciones más frías, la banda se torna más rígida y en algunos casos, más quebradiza. La curva del factor de temperatura muestra la forma en que la temperatura afecta a la resistencia de la banda. Con este gráfico se puede hacer manualmente, el análisis de la banda transportadora. El Programa de Ingeniería Intralox calcula automáticamente el factor de temperatura, basándose en la temperatura de funcionamiento de la aplicación. Para obtener una lista completa de los factores de temperatura (T), consulte "Tabla 7 (T) FACTOR DE TEMPERATURA" (página 328).

ESTANDAR



- Acetal y Acetal EC
- Polietileno
- Polipropileno

PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LA BANDA

La **GRAVEDAD ESPECÍFICA** es la relación existente entre la densidad de los materiales y la densidad del agua a presiones y temperaturas normales. Una gravedad específica mayor a 1,0 indica que el material es más pesado que el agua; una gravedad específica menor que 1,0 indica que el material flotará en el agua.

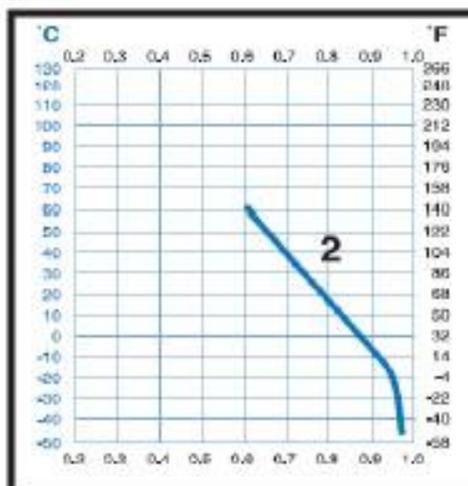
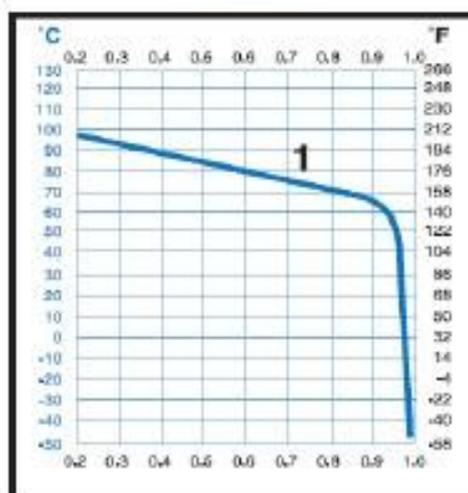
MATERIAL	La GRAVEDAD ESPECÍFICA
Polipropileno	0,90
Polipropileno compuesto	1,12
Polietileno	0,95
Acetal	1,40
Acetal EC	1,40
FR-TPES	1,45
Nílon	1,13
Nílon HR (ambos grados)	1,13

Los **FACTORES DE FRICCIÓN** determinan la cantidad de arrastre resultante del desplazamiento de la banda en la estructura del transportador o por el deslizamiento de la banda bajo el producto transportado. Los factores de fricción más bajos dan como resultado una menor presión en las líneas y por lo tanto se produce menos daño en el producto, una menor tracción de banda y menores requerimientos de potencia. A veces se requiere más fricción para las inclinaciones ascendentes y descendentes graduales o para una mayor presión en las líneas para alimentar otros equipos. Los factores de fricción generalmente se basan en sistemas "limpios", con poco desgaste o poca presencia de material abrasivo. Al analizar la resistencia de una banda transportadora (usando el Programa de Ingeniería Intralox o realizando los cálculos a mano especificados en la página "Instrucciones para la selección de bandas" (página 36)), por lo general se debería usar un factor de fricción más alto de lo normal, en caso de que hayan elementos abrasivos presentes, tales como harina, arena, polvo de cartón, etc. En malas condiciones de higiene, los factores de fricción podrían ser dos o tres veces mayores que en buenas condiciones de higiene.

La **TEMPERATURA** afecta a las cualidades físicas de los materiales termoplásticos. Por lo general, a medida que la temperatura de funcionamiento aumenta, la resistencia de la banda se debilita, pero su superficie se endurece y se hace más resistente a los impactos. Por el contrario, en aplicaciones más frías, la banda se torna más rígida y en algunos casos, más quebradiza. La curva del factor de temperatura muestra la forma en que la temperatura afecta a la resistencia de la banda. Con este gráfico se puede hacer manualmente, el análisis de la banda transportadora. El Programa de Ingeniería Intralox calcula automáticamente el factor de temperatura, basándose en la temperatura de funcionamiento de la aplicación. Para obtener una lista completa de los factores de temperatura (T), consulte "Tabla 7 (T) FACTOR DE TEMPERATURA" (página 328).

T

TABLAS DEL FACTOR DE TEMPERATURA, MATERIALES ESTÁNDAR



1 -Acetal y Acetal EC

2 -Polietileno

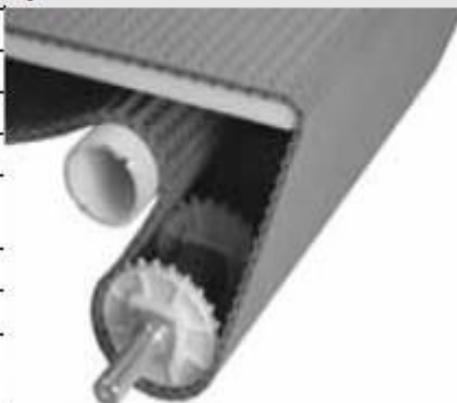
3 -Polipropileno

ANEXO I

FICHA TÉCNICA BANDA FLAT TOP SERIE 1000

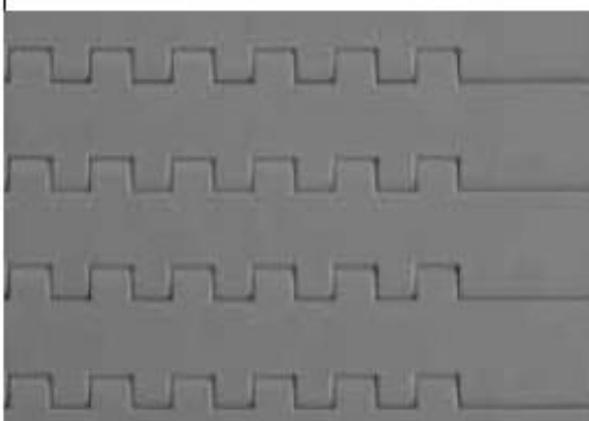
Flat Top

	pulg.	mm
Paso	0,60	15,2
Ancho mínimo	3	76
Incrementos del ancho	0,50	12,7
Dimensión de las aberturas (aprox.)	-	-
Área abierta	0%	
Tipo de bisagra	Cerrada	
Método de accionamiento	Accionamiento central/por bisagra	



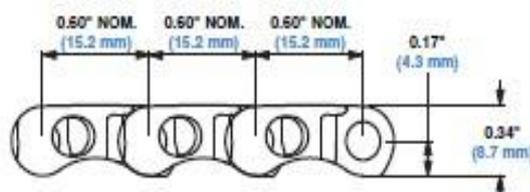
Notas sobre el producto

- Póngase siempre en contacto con el departamento de Servicio al Cliente si desea realizar una medida precisa de la banda y comprobar el estado de las existencias antes de diseñar un transportador u ordenar una banda.
- Superficie lisa y cerrada con bordes completamente al ras y varillas embutidas.
- El diseño de la parte inferior y un paso pequeño de banda permiten que la misma funcione de forma uniforme alrededor de las barras frontales.
- Se puede usar sobre barras frontales con un diámetro de 0,75 pulg. (19,1 mm) para transferencias estrechas.
- Paso reducido que disminuye la acción poliédrica y la brecha de la placa inactiva de transferencia.
- Tensión posterior mínima requerida.
- Bordes cerrados en un lado de la banda.
- Engranajes de diente de retención que mejoran el enganche del engranaje y facilitan la instalación.



Información adicional

- Consulte "Proceso de selección de bandas" (página 8)
- Consulte "Materiales estándar para las bandas" (página 24)
- Consulte "Materiales para aplicaciones especiales" (página 25)
- Consulte "Factores de fricción" (página 30)



Datos de la banda

Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,18 pulg. (4,6 mm)	BS	Resistencia de la banda	Rango de temperatura (continuo)		W	Peso de la banda	Homologación 1 = Blanco, 2 = Azul, 3 = Natural, 4 = Gris					
				lb/pie	kg/m			°F	°C	lb/pie ²	kg/m ²	FDA (EE. UU.)	Lácteos Lácteos ^a
Acetal	Polipropileno	1500	2232	34 a 200	1 a 93	1,55	7,57	•			•		•
Polipropileno	Polipropileno	1000	1490	34 a 220	1 a 104	1,07	5,22	•			•		•
Poliétileno	Poliétileno	600	893	-50 a 150	-46 a 66	1,11	5,42	•			•		•
Nilón HR	Nilón	1000	1490	-50 a 240	-46 a 116	1,31	6,43	•					•

- Lácteos: para ser aprobados por el USDA se requiere el uso de un sistema de limpieza incorporado.
- Servicio australiano de inspecciones por cuarentena
- Ministerio de Sanidad, Trabajo y Bienestar Social de Japón
- MAF: Ministerio de Agricultura y Silvicultura de Nueva Zelanda. La aprobación del MAF requiere el uso de un sistema de limpieza incorporado.
- Certificado de migración europeo que autoriza el contacto con alimentos en cumplimiento del Reglamento de la UE 10/2011.

PLANOS