

Pontificia Universidad Católica del Perú  
FACULTAD DE CIENCIAS E Ingeniería



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

“Diseño de un Congelador continuo individual IQF con una Capacidad de 200 Kg/hr  
de Espárragos”

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller

Geancarlo Enzo Ramos Gómez

ASESOR: Enrique José Barrantes Peña

Lima, Marzo del 2013

## Resumen

La presente la tesis tuvo como objetivo diseñar un túnel de enfriamiento continuo IQF de 200 kg/hr de espárragos. La longitud del IQF fué determinada por el tiempo de congelamiento del espárrago hasta la temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$ . La temperatura del aire forzado dentro del túnel IQF fue de  $-30^{\circ}\text{C}$ , generado por un sistema de refrigeración por compresión de 2 etapas de amoniaco con refrigeración intermedia. Una estructura metálica de acero AISI 316 soportó el peso distribuido de los espárragos, faja y evaporador. El diseño se dividió en dos partes principales: el cálculo de la carga térmica y la parte estructural. Para el primero, la carga térmica se desdobló principalmente en el calor producido por el espárrago, entre ellos se encuentra el calor latente, sensible y de respiración, luego el calor infiltrado por las paredes y por el área de ingreso y salida de los espárragos al IQF, y el producido por los ventiladores del evaporador que generan el flujo de aire frío. Para el diseño de la parte estructural, se utilizó el programa de simulación "ANSYS", donde se analizaron los esfuerzos generados por los pesos de los componentes del IQF sobre el bastidor. Luego, se calculó el diámetro de las líneas de tubería del sistema de refrigeración. Para el diseño se tomó en cuenta los aspectos de velocidad máxima permitida, según el estado en el que se encuentre el refrigerante (Vapor/Líquido), presión de trabajo máxima y caída de presión de 0,01 bar por cada 20 m. Adicionalmente, se calculó la potencia eléctrica necesaria para el funcionamiento del IQF y se realizó el diagrama unifilar de los equipos y conectores que lo componen.

**INDICE GENERAL**

Capítulo 1: Características del Proyecto .....	2
1.1. Definición de Congelador IQF .....	2
1.1.1 Congelación por Ráfaga de Aire .....	3
1.1.2 Congelación por Contacto Directo .....	5
1.1.3 Congelación Criogénica .....	6
1.1.4 Congelación por Inmersión .....	7
1.2 Cinética del Proceso de Congelación.....	8
1.3 Consideraciones en el diseño de un IQF .....	11
1.4 Selección del Refrigerante .....	12
1.5 Equipos y componentes .....	12
1.5.1 Compresores: .....	13
1.5.2 Condensador Evaporativo:.....	14
1.5.3 Evaporador:.....	14
1.5.4 Tanques: .....	15
1.5.5 Bombas: .....	17
1.5.6 Tuberías. ....	18
1.5.7 Válvulas:.....	19
1.5.8 Controles:.....	23
1.6 Esqueleto del congelador IQF .....	26
Referencias del Capítulo 1 .....	27
<b>CAPÍTULO 2: Diseño del Congelador IQF .....</b>	<b>30</b>
2.1 Tiempo de congelamiento del Espárrago .....	30
2.1.1 Cálculo de la conductividad térmica del espárrago .....	31
2.1.2 Cálculo de la densidad del espárrago .....	32
2.1.3 Cálculo de las entalpías del espárrago .....	33
2.2 Cálculo de la entalpía volumétrica .....	34
2.3 Cálculo del coeficiente convectivo de transmisión de calor superficial .....	35
2.4 Determinación de los parámetros P y R .....	36
2.5 Dimensionamiento del Túnel de Congelamiento: .....	37
2.6 Cálculo de la carga térmica del túnel continuo .....	38
2.6.1 Calor sensible del espárrago.....	38
2.6.2 Calor latente del espárrago .....	39
2.6.3 Carga térmica de respiración del espárrago .....	39

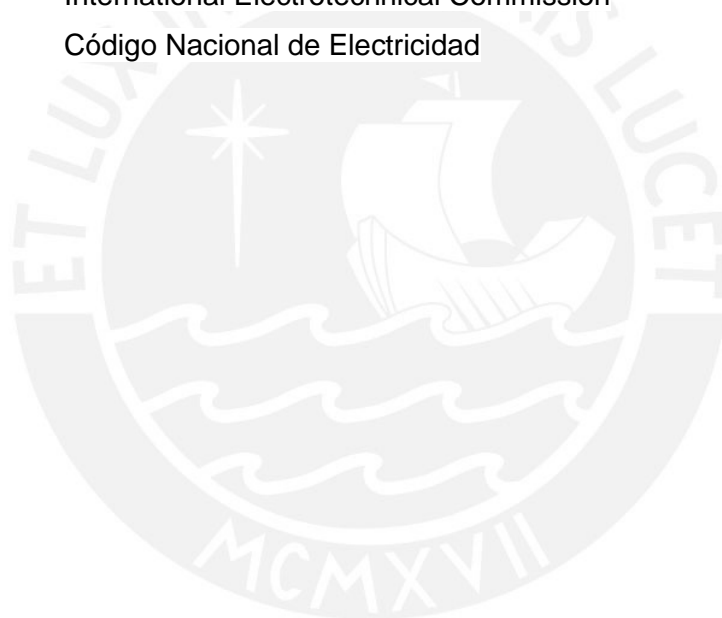
2.6.4 Carga térmica producida por los ventiladores .....	39
2.6.5 Carga térmica por conducción de las paredes del congelador.....	40
2.6.5.1 Cálculo del área exterior del túnel.....	40
2.6.6 Carga térmica por infiltración de aire.....	41
2.7 Selección del ciclo de refrigeración y refrigerante a utilizar .....	42
2.8 Balance de Masas y Energía en el Sistema de Refrigeración .....	44
2.8.1 Cálculo del flujo másico de aire.....	48
2.9 Equipos para el sistema de refrigeración.....	48
2.10 Tuberías, válvulas y bombas .....	55
2.11.- Cálculo de Fajas .....	57
2.11.1.- Análisis de tensiones .....	58
2.12 Cálculo de la Potencia del motor eléctrico .....	59
2.12.1 Cálculo del Torque de arranque del motor eléctrico.....	59
2.12.2 Cálculo de longitud de cadena para la transmisión de potencia .....	61
2.13.- Análisis Estructural .....	62
2.13.1.- Datos Iniciales.....	63
2.13.2 Malla de la estructura discretizada.....	63
2.13.3 Cargas Aplicadas a la Estructura .....	64
2.13.4 Secciones Críticas y Esfuerzos Máximos.....	66
2.13.5 Deformaciones Máximas en la Estructura.....	68
2.14 Carga Eléctrica del Congelador I.Q.F .....	69
2.14.1 Determinación de la carga de diseño.....	69
2.14.2 Potencia Necesaria .....	69
2.14.3 Bases del cálculo .....	70
2.14.4 Selección de conductores .....	70
2.14.5 Consideraciones para el sistema de seguridad de los motores eléctricos .....	73
Referencias del Capítulo 2 .....	74
<b>CAPÍTULO 3 .....</b>	<b>75</b>
3.1 Costo del Equipo.....	75
3.1.1 Costo de equipos principales del sistema de refrigeración .....	75
3.1.2 Costo de válvulas del sistema de refrigeración .....	76
3.1.3 Costo de válvulas de seguridad y sensores .....	77
3.4 Costo de tuberías.....	78
3.5 Costo del aislamiento.....	78

3.2 Costo del sistema de transmisión.....	80
3.3 Costo de la estructura .....	80
Conclusiones .....	81
BIBLIOGRAFÍA .....	83
ANEXOS .....	85



### Abreviaturas

AC	Corriente Alterna
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
Co.	Correctivo
CNE	Código Nacional de Electricidad
DC	Corriente Directa
FP	Factor de Potencia
I.Q.F.	Individually Quick Frozen (Congelado Rápido Individual)
Mtto.	Mantenimiento
R717	Amoniaco
VDE	Verband der Elektrotechnik Elektronik (Association for Electrical, Electronic and Information Technologies)
IEC	International Electrotechnical Commission
CNE	Código Nacional de Electricidad



## Unidades

A	Amperios
°C	Grados Centígrados
cm.	Centímetros
°F	Grados Fahrenheit
Gal.	Galones
h.	Horas
HP	Horse Power (Caballos de Fuerza)
Hz	Hertz (ciclos/segundo)
In Hg	Pulgadas de Mercurio
J	Joule
kg	Kilogramos masa
K	Grados Kelvin
KVA	Kilovoltio Amperio
kW	Kilowatios
Lb	Libras masa
m	Metro Lineal
m <sup>2</sup>	Metro Cuadrado
m <sup>3</sup>	Metro Cúbico
min.	Minutos
mm.	Milímetros
N	Newton
PSI	Pound Square Inch (Libras/Pulgadas Cuadradas)
Pa	Pascal
RPM	Revoluciones por Minuto
seg	Segundos
Tn	Toneladas
V	Voltios

## Introducción

Los alimentos se ven afectados por la acción de microorganismos, tales como las bacterias, agentes que los deterioran. Para fines de la industria alimentaria significa una pérdida económica. El congelamiento convencional retrasa el deterioro de los alimentos al impedir que los microorganismos que realizan esta acción, no logren concluir la actividad enzimática que fomenta que los alimentos se pudran. Al congelar el agua interna en los alimentos, ésta se transforma en cristales de hielo provocando que los microorganismos no puedan desarrollarse. Lo negativo de este proceso es que genera cristales de hielo demasiado grandes, causando una destrucción en los tejidos celulares de los alimentos, ocasionando que estos pierdan su textura e incluso, los alimentos con alto porcentaje de humedad relativa tienden a resquebrajarse.

Por ello, el proceso IQF, es un proceso de refrigeración que busca la conservación de las propiedades organolépticas y las características nutritivas de los alimentos. Su particularidad radica en que, dada la rapidez de congelación, los cristales de hielo son pequeños, evitando la destrucción en los tejidos celulares de los alimentos, manteniendo su sabor y sus características nutritivas. El diseño del congelador considerará, en este caso específico, las propiedades fisicoquímicas y organolépticas del espárrago, con la finalidad de obtener un producto de alta calidad, de buen sabor y aspecto. Por lo tanto, el objetivo general de este proyecto es: dimensionar un congelador continuo individual IQF, con una capacidad de 200 kg/hr de espárragos. Se obtendrá las dimensiones del túnel de enfriamiento, la capacidad frigorífica de los evaporadores, el refrigerante a utilizar, y el flujo de aire frío necesario, que será originado por los ventiladores del evaporador. A continuación, se presenta los objetivos específicos:

- Diseño, selección y especificaciones técnicas de componentes y accesorios
- Obtener planos de ensamblaje, diagrama unifilar y P&ID del congelador IQF  
Diseñar el plano de tuberías del congelador IQF (P&ID) detalles
- Realizar el cálculo térmico, eléctrico y estructural de los componentes del congelador

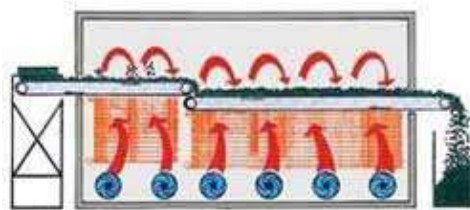


## Capítulo 1: Características del Proyecto

Para determinar el tipo de IQF a utilizar se evalúa la factibilidad y compatibilidad del producto a congelar con el tipo de sistema de refrigeración a utilizar. Por ello, es importante conocer las diferentes opciones que se tienen disponibles en cuanto a tecnología de congelación, a fin de seleccionar la más viable tanto técnica como económicamente. Para el diseño de este túnel de frío continuo se considerará una temperatura ambiente de 20°C, y se enfriará el producto, desde dicha temperatura hasta -10°C. A continuación, se presentará una breve definición del congelamiento rápido IQF y se analizarán las diversas tecnologías desarrolladas en la actualidad para estos sistemas.

### 1.1. Definición de Congelador IQF

La congelación individual rápida, consiste en congelar rápidamente un producto para que los cristales de hielo sean de pequeño tamaño, evitando la destrucción en los tejidos celulares de los alimentos, manteniendo su sabor y sus características nutritivas. Para congelar un alimento es necesario extraer a éste sus calores latente y sensible, para ello se lleva el producto a una baja temperatura, lo cual genera un cambio de fase del agua, solidificándola.



**Figura 1.1** Congelador IQF de Túnel con Aire Frío [1]

Por ejemplo, el sistema de la **figura 1.1** consiste en colocar el producto en una cinta transportadora que está dentro de un túnel de congelamiento. El túnel contiene moto ventiladores axiales de alta eficiencia que circulan el aire frío, el cual extrae calor del

producto mediante convección forzada, además de evaporadores que se diseñan, específicamente, para optimizar el descongelamiento. El sistema cuenta con dispositivos de control, comando y descongelamiento. El calor específico y la entalpia son instancias a tener en cuenta a la hora de realizar los cálculos que deben efectuarse para proceder al diseño del túnel de congelación.

En el primer tramo de la cinta transportadora se realiza el lecho fluido, que consiste en congelar la parte exterior de cada producto por separado, obteniendo que cada uno se congele separado de los otros.

En el segundo tramo el producto finaliza su congelamiento hasta el interior del mismo. La cinta posee un variador de frecuencia para controlar la velocidad de la cinta de acuerdo a la cantidad y al producto que se esté congelando. En un Túnel de Congelado Continuo IQF se puede congelar todo tipo de frutas (arándanos, frutillas, uvas, guindas, paltas en trozos, etc.), verduras (arvejas, vainitas, coliflor, espárragos, etc.), papas en trozos, mariscos, hamburguesas, etc.

### 1.1.1 Congelación por Ráfaga de Aire

El gas utilizado para este método es aire o nitrógeno. Es una técnica muy utilizada para alimentos irregulares. La contaminación del alimento es escasa pero hay que evitar transferencia de materia desde el alimento al gas refrigerado, que suele consistir en la evaporación de agua del alimento para los productos sin envasar. El mayor inconveniente de éstos congelados es que se suministran coeficientes de transmisión de calor relativamente bajos tales como [2]:

- Convección natural  $5.8 \text{ w/m}^2\text{C}$ .
- Velocidad del aire de  $2,5 \text{ m/s}$ ,  $17.4 \text{ w/m}^2\text{C}$ .
- Velocidad del aire de  $5 \text{ m/s}$ ,  $29 \text{ w/m}^2\text{C}$ .

Los congeladores de aire frío pueden operar continuamente o discontinuamente, suelen utilizar una velocidad elevada de aire ( $5\text{-}15 \text{ m/s}$ ) a temperaturas comprendidas entre  $-25^\circ\text{C}$  y  $-45^\circ\text{C}$ . Por esta razón, se llaman congeladores de ráfaga.

El orden de magnitud del coeficiente de transmisión de calor “h” varía con la velocidad del aire en la forma “h” proporcional a  $(v)^{0.8}$ , siendo “v” la velocidad del gas [3]. Un congelador de ráfaga de aire está formado por:

- Ventiladores para provocar el movimiento del aire.
- Serpentines de refrigeración para el enfriamiento del mismo.
- Una cámara o zona de contacto entre el alimento y el aire frío.



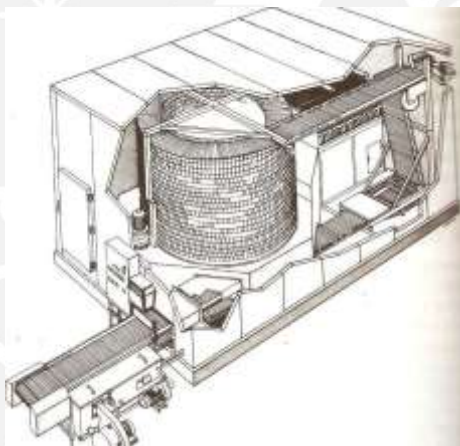
**Figura 1.2.** Congelador Industrial para Buques Pesqueros [4]

La cámara suele ser un túnel a través del cual se transporta el alimento en vagonetas, cinta sinfín o en caso de la carne en ganchos suspendidos. El aire puede fluir en paralelo o perpendicular a la dirección del movimiento del producto (flujo cruzado). Una variante de los túneles de congelación por ráfaga de aire son los congeladores de lecho fluidificado. Aquí, el alimento en capa de 2-13 cm está sobre una bandeja o cinta sinfín perforada, y es sometido a un chorro de aire a  $-25^{\circ}\text{C}$  y  $-35^{\circ}\text{C}$  a una velocidad de 2-5 m/s [5]. Algunas instalaciones son de doble etapa como se muestra en la **Figura 1.1**. En la primera, la superficie del alimento se congela con rapidez y en la segunda su congelación se completa circulando sobre una cinta en capa de 10-15 cm. Esta rápida congelación superficial resulta de gran utilidad en frutas troceadas y otros productos con tendencia a la agregación (fuerzas de unión de las partículas).

El grosor de la capa fluidificada y la velocidad de aire necesaria para la fluidificación vienen determinadas por la forma y el tamaño de las piezas de alimento en cuestión. Los congeladores en lecho fluidificado permiten obtener coeficientes de transmisión de calor

más elevados, tiempos de congelación más cortos y capacidades de producción mayores, que se caracterizan porque la cinta sinfín es de malla, fluyendo el aire perpendicularmente. Es muy útil para productos de pequeño y uniforme tamaño.

Además, se tienen los congeladores de cinta sinfín (congeladores en espiral). Estos congeladores son en realidad túneles de congelación por chorro de aire modificados, en los que la cinta sinfín discurre en el interior de los mismos de abajo hacia arriba en una trayectoria en espiral. En algunos sistemas, la cinta se auto enrolla sobre sí misma, lo que permite eliminar soportes y con ello aumentar la capacidad de la instalación en un 50%. Los congeladores en espiral ocupan poco espacio y son de gran capacidad. Por ejemplo, una cinta apilada en 32 capas de 50 x 75 cm es capaz de congelar hasta 3000 kg/h [6]. Otra ventaja de este tipo de instalaciones es que en ellas la carga y descarga es automática, requieren escaso mantenimiento y son de utilización muy flexible. Se emplean para alimentos diversos como: pizzas, pasteles, tartas, helados, pescado entero y pollo en porciones.



**Figura 1.3** Congelador en espiral de cintas sinfín auto apilables. [7]

### 1.1.2 Congelación por Contacto Directo

Se caracteriza porque el calor se transmite desde el alimento hasta el refrigerante a través de una pared sólida metálica. Destacan los congeladores de placas, generalmente de aluminio o cualquier otro metal de elevada conductividad térmica.

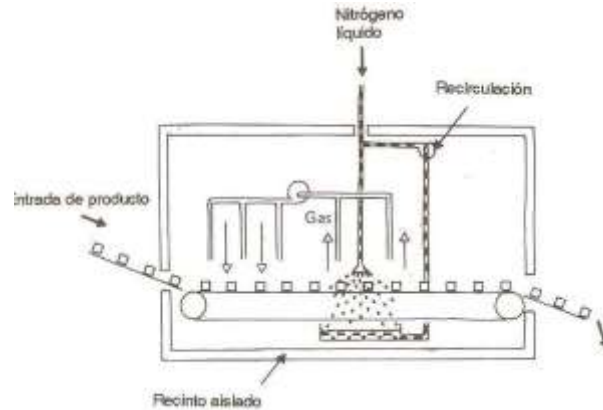


**Figura 1.4** Congelador de Placas. [8]

Las placas se montan en paralelo en sentido vertical u horizontal. Los espacios entre las placas son variables abriéndose para ser cargadas de alimentos envasados o sin envasar y cerrándose antes de proceder a la congelación. De forma que la superficie de las placas estén en íntimo contacto con el alimento envasado o sin envasar.

### 1.1.3 Congelación Criogénica

Los líquidos más utilizados son el  $N_2$  y los hidrocarburos halogenados, aunque también se utilizan sistemas sólidos como el  $CO_2$ . El efecto refrigerante está proporcionado por el cambio de fase y por el calor sensible que adsorbe el agente refrigerante, calor que emplea en pre enfriar el alimento. Así por ejemplo el  $N_2$  líquido tiene un Calor Latente de 200 kJ/kg a  $-196^\circ C$  (punto de ebullición 1 atm) y absorbe otros 209 kJ/kg para elevar su temperatura a  $-18^\circ C$  [9]. El agente refrigerante se pulveriza sobre el alimento a una velocidad controlada para regular la velocidad de congelación y después es evacuado a la atmósfera.



**Figura 1.5** Congelador de Nitrógeno Líquido. [10]

Las ventajas de este tipo de congelamiento son las siguientes:

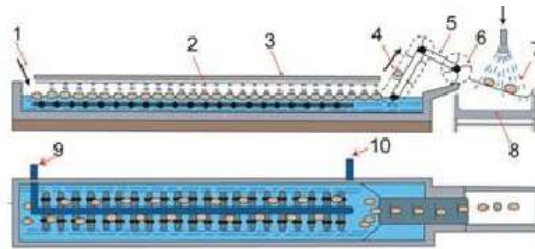
- Gran cantidad de producto.
- La productividad del equipo es alta.
- Se necesita una menor mano de obra.
- La congelación es instantánea.

Las desventajas de este tipo de congelamiento son las siguientes:

- La inversión inicial es alta debido a que se necesitan equipos capaces de comprimir el nitrógeno hasta su fase líquida, lo cual se logra con tecnología de precio elevado.
- Se pueden sufrir quemaduras debido a la bajísima temperatura dentro del túnel de frío.
- No se justifica el uso para producciones bajas.

#### 1.1.4 Congelación por Inmersión

Se consiguen mayores coeficientes de transmisión de calor del orden de  $580 \text{ w/h.m}^2$  (para el freón) [11]. Se obtienen mayores velocidades de congelación. La congelación se realiza sumergiendo el alimento en un líquido refrigerado que debe de ser no tóxico. Las piezas de alimento se congelan separadas aunque su forma sea irregular, es decir, se obtienen productos IQF.



#### Partes

1. Entrada de canales frescos de producto
2. Dispositivo rociador
3. Tapa aislada de pila
4. Cinta de extracción
5. Cinta de escurrido
6. Tambor de descarga
7. Rociado de la capa superficial congeladora con ducha de agua
8. Pila recogida
9. Regreso del líquido refrigerante
10. Aporte del líquido frío

**Figura 1.6** Congelación de aves por inmersión en líquido refrigerante [12]

En contraste con la congelación criogénica, en estas instalaciones el líquido no cambia de fase (no pasa a vapor). Se emplean industrialmente para congelar zumo de naranja concentrado y envasado en envases de cartón laminado y para pre congelar canales de pollo envasados en películas plásticas, antes de su congelación definitiva en el túnel [13].

### 1.2 Cinética del Proceso de Congelación

En un punto dado del interior de un alimento sometido a una temperatura externa por debajo de su punto de congelación, primero se produce un descenso de temperatura al perderse calor sensible. Una vez alcanzada la temperatura del punto de congelación, se pierde calor latente mientras se solidifica el agua que ocurre sin cambio de temperatura. Finalmente, una vez congelado el alimento, se sigue perdiendo calor hasta que la temperatura interna se iguala a la externa. Por tanto, el proceso de congelación puede describirse mediante tres etapas ideales:

El preenfriamiento es la etapa que va desde la temperatura inicial ( $T_i$ ) hasta la temperatura de congelación ( $T_c$ ) siendo  $t_p$  el tiempo que se demora el alimento en pasar de  $T_i$  a  $T_c$ . La congelación propiamente dicha, el alimento permanece a  $T_c$  constante en su centro térmico. Las propiedades físicas del alimento varían durante el transcurso del proceso. El enfriamiento o atemperado por debajo de su punto de congelamiento.

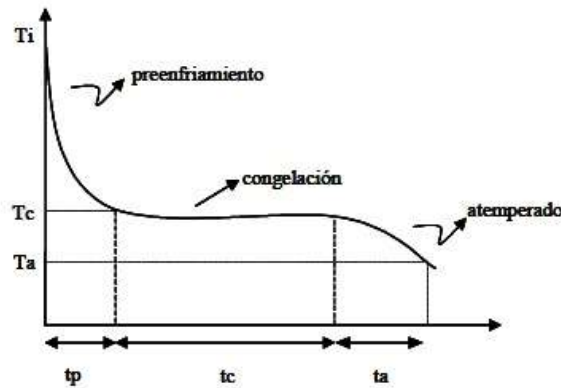


Figura 1.7. Evolución de la temperatura durante la congelación [14]

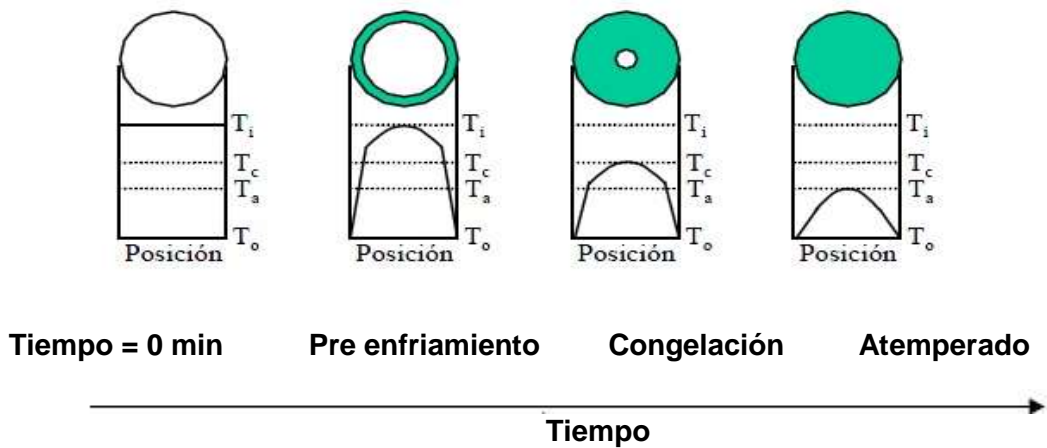


Figure 1.8. La zona sombreada indica las partes ya congeladas. [15]



### Proceso de Congelación Real

Diseñar un proceso de congelación consiste en determinar el tiempo que hay que exponer un determinado alimento a una temperatura dada para que transcurran las tres etapas descritas. Este proceso es muy complejo porque las tres etapas normalmente coexisten en el tiempo. Por ejemplo, el centro puede no haber empezado a congelarse cuando la superficie puede estar ya no solo congelada sino muy cerca de la temperatura de atemperado.



Figura 1.9 Etapas combinadas coexistiendo en el tiempo. [16]

### Proceso de Congelación Simplificado

Como el fenómeno es muy complejo, se usará una descripción simplificada suponiendo que lo que ocurre en el centro es lo que está ocurriendo en todo el alimento. La simplificación se muestra en el siguiente esquema

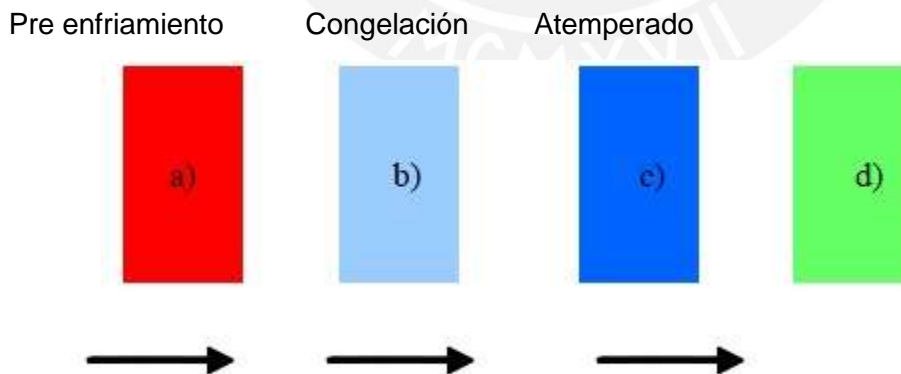
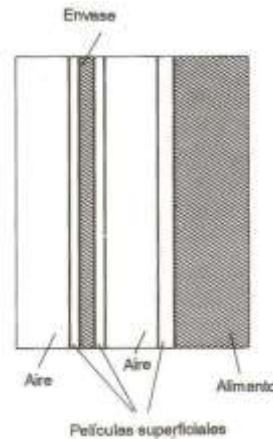


Figura 1.10 Etapas definidas por la Temperatura del Centro del Alimento. [17]

Los factores que determinan la velocidad de transferencia de calor son:

- La conductividad térmica del alimento.

- El área del alimento expuesta la intercambio.
- La distancia que el calor deberá atravesar.
- La diferencia de temperatura entre el alimento y el medio de congelación.
- El efecto aislante de la capa superficial de aire que rodea el alimento.
- El envase impone una barrera al flujo calórico.



**Figura 1.11** Barreras al flujo calórico [18]

Aceptando la simplificación, el tiempo total de congelación está dado por la suma de los tiempos invertidos en cada etapa.

$$T_t = T_p + T_c + T_a \quad (1.1)$$

### 1.3 Consideraciones en el Diseño de un IQF

Al elegir la tecnología de congelación IQF hay muchos aspectos a tener en cuenta para hacer la inversión rentable con un corto tiempo de retorno. Cómo funcionan las diferentes tecnologías para satisfacer los estándares internacionales sobre:

- Calidad del producto: color, forma, aspecto, olor, textura.
- Grado IQF: separación de productos con cero o mínima formación de bloques.
- Deshidratación en el proceso de congelación (pérdida de humedad).
- Continuidad: horas de funcionamiento necesarias antes de una descongelación.
- Flexibilidad al congelar diferentes productos en el mínimo tiempo para limpieza.
- Consumo total de energía.
- Mantenimiento durante los próximos años.

## 1.4 Selección del Refrigerante

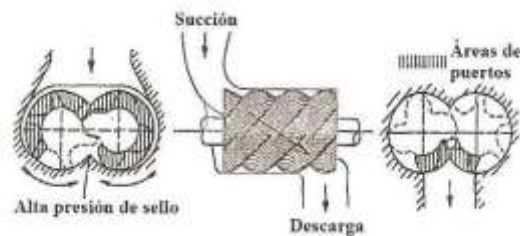
Haremos un análisis comparativo entre el refrigerante R-134a y el Amoniaco  $\text{NH}_3$  (R-717) para elegir el más conveniente. El refrigerante R134a no contienen átomos de cloro, por lo tanto, no produce ningún daño a la capa de ozono, además es seguro de usar ya que es ignífugo, no explosivo, no tóxico, no irritante y no corrosivo. En comparación con R12, R134a tiene una mejor conductividad de calor. Esto reduce considerablemente el consumo de refrigerante. Además, ambos tienen una conductividad térmica similar, así que la modificación de su sistema de refrigeración es mucho más fácil. El refrigerante R134a no tiene ningún olor extraño, su humedad es menor al 0.001%, por lo que el sistema de refrigeración está libre de corrosión. El contenido de ácido del refrigerante R134a es menor al 0.00001%, y el residuo de la evaporación es menor al 0.01%.

Como refrigerante, el amoniaco ofrece cuatro claras ventajas económicas sobre otros refrigerantes comúnmente utilizados. El amoniaco es compatible con el medio ambiente, no destruye la capa de ozono y no contribuye al calentamiento global de la tierra. Tiene propiedades termodinámicas superiores, por lo que los sistemas de refrigeración con amoniaco consumen menos energía eléctrica. El olor característico del amoniaco es su mayor cualidad de seguridad. A diferencia de otros refrigerantes industriales que no tienen olor, porque las fugas son detectadas fácil y rápidamente. El olor punzante del amoniaco motiva a los individuos a abandonar el área donde se presente una fuga antes de que se acumule una concentración peligrosa. El costo del amoniaco es mucho menor que cualquier refrigerante sintético, de manera general cuesta de un 10 a un 20% menos en instalación y al ser una sustancia natural, no tiene una fecha límite en que se pueda producir o usar, a diferencia de otros refrigerantes sintéticos cuyo uso o producción está limitada a una cierta cantidad de años.

## 1.5 Equipos y Componentes

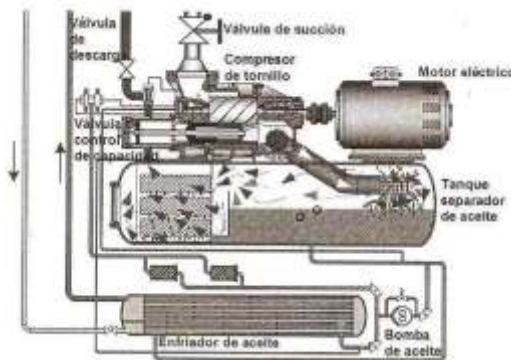
A continuación se hará una breve descripción de los componentes principales para garantizar el funcionamiento del IQF.

**1.5.1 Compresores:** El uso continuo del sistema de refrigeración y la carga térmica de los productos determinaron la elección de compresores de tipo doble tornillo. Este tipo de compresores son de desplazamiento positivo, rotativo de rodillo, tipo helicoidal de doble tornillo (macho/hembra), donde la compresión del gas se obtiene por el movimiento rotativo de los tornillos o rotores macho y hembra dentro de una cámara cilíndrica. La descarga del gas es controlada por una válvula de corredera, que regula la capacidad del equipo usando una válvula de cuatro vías. El equipo tiene una respuesta más rápida a las variaciones de carga del sistema comparada con los compresores de pistón. Tienen altas relaciones de volúmenes que van de 2 a 5,5.



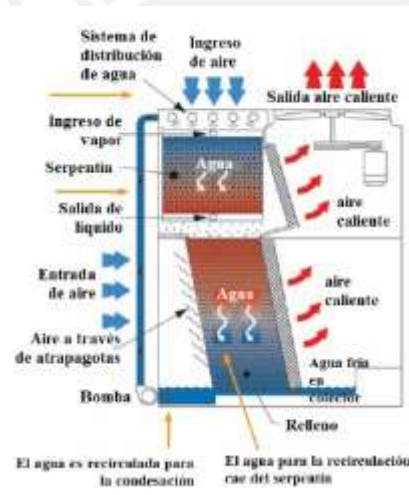
**Figura 1.12** Geometría básica de un compresor de doble tornillo [19]

El compresor es accionado por un motor eléctrico. Los accesorios necesarios para el correcto funcionamiento del compresor son los siguientes: tanque separador de aceite, enfriador de aceite, bomba de aceite y válvulas de carga y descarga. Para el enfriamiento del aceite se usa un sistema de termosifón con un intercambiador de tipo casco y tubos, una parte del amoníaco es dirigido a este sistema para enfriar el aceite. La bomba permite la circulación del aceite. La unidad cuenta con un tanque separador de aceite para separar el amoníaco del aceite luego de la descarga, ya que el amoníaco está en contacto permanente con el aceite y es altamente miscible.



**Figura 1.13** Esquema de funcionamiento de una unidad paquete [20]

**1.5.2 Condensador Evaporativo:** Es de tipo compacto y provee temperaturas de condensación más bajas que el condensador enfriado por aire y el enfriado por agua. Estas bajas temperaturas de condensación ayudan a economizar energía. Estos equipos usan ventiladores axiales o centrífugos, pero el primero es preferido sobre el segundo. Placa atrapa-gotas son utilizadas para evitar el goteo innecesario fuera del equipo. Posee un sistema de reposición de agua y un sumidero que ayuda a la eliminación de minerales en el agua. Una bomba recircula el agua al os dispositivos de aspersion. Tres variables afectan el rendimiento de un condensador evaporativo: el flujo del aire, el flujo del agua y la temperatura del bulbo húmedo. La última variable que depende de las condiciones ambientales de lugar de trabajo.



**Figura 1.14** Esquema de funcionamiento de un condensador evaporativo [21]

**1.5.3 Evaporador:** El evaporador a utilizar en el congelador I.Q.F es del tipo que enfría el aire, en estos equipos es importante la presencia de ventiladores que hacen circular el aire y los controles que regulan el ingreso del refrigerante. El ciclo de refrigeración será alimentado con amoníaco. Los serpentines de todos los evaporadores serán de tubos aleteados de acero inoxidable AISI 304L con espesor de pared mínima de un milímetro y aletas de aluminio. Estos equipos tienen la distribución de las tuberías, el número de aletas, el ventilador, el material de sus componentes y dimensiones, en función de la temperatura de evaporación y la carga térmica. Estos dos parámetros son las variables que consideran los fabricantes para su selección [22]. El evaporador estará sujetado por

una estructura metálica que a su vez soporta el peso del sistema motriz de la máquina (fajas transportadoras, motor eléctrico, sprokets, etc.).

**1.5.4 Tanques:** Cumplen, al mismo tiempo o de forma individual, las funciones de almacenar refrigerante como líquido sub-enfriado y separar el refrigerante líquido del vapor, en estados bifásicos. Los tanques que se usan son los siguientes:

- Recibidores de alta presión
- Tanques de baja presión para recirculación (separadores de líquido)
- Recibidores termosifones

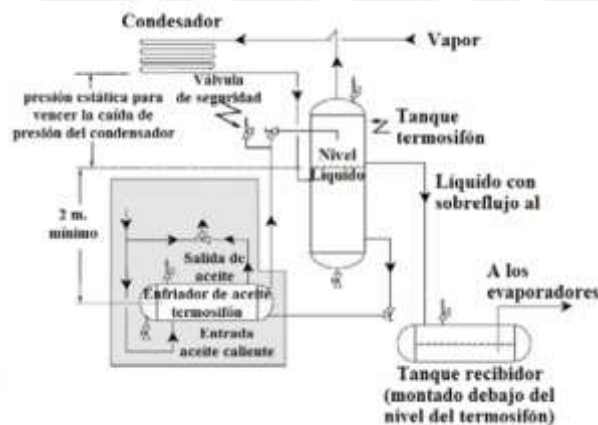
En el presente proyecto se emplean tanques receptores manufacturados bajo la última versión de Código ASME para Calderos y Receptáculos a Presión, Sección VIII, División 1, en concordancia con la norma ASME B31.5, por el fabricante EVAPCO. Con las dimensiones obtenidas de los cálculos se han seleccionado los tanques buscando una normalización de acuerdo a lo encontrado en el catálogo del fabricante. Un principio fundamental en la elección del tamaño de los tanques recibidores es elegirlos con la suficiente capacidad de almacenamiento para que en el periodo de trabajo nunca estén completamente llenos de líquido o vacíos.

**a) Tanque Recibidor de Alta:** Conectado con la salida de los condensadores. Recibe la descarga del refrigerante líquido proveniente de los condensadores. Algunos sistemas requieren que tenga la capacidad de almacenar todo el refrigerante de la planta para usarlo como reservorio del refrigerante cuando se realizan trabajos en las líneas del sistema o para cargar el refrigerante en la puesta en marcha de la planta. En estos casos el refrigerante debe ser contenido entre los niveles de líquido superior e inferior del tanque. Algo de volumen para el refrigerante en estado de vapor es requerido por encima del límite superior del nivel de líquido. Pueden ser verticales u horizontales dependiendo del espacio disponible en la sala de máquinas [23].

**b) Tanque Termosifón:** El tanque termosifón es necesario para suministrar el refrigerante líquido al enfriador de aceite del compresor. Para el presente sistema un termosifón vertical fue el seleccionado. Al instalar el tanque termosifón es necesario mantener una altura mínima de dos metros entre la salida del líquido refrigerante del tanque, y la toma del enfriador de aceite. También es importante asegurar que el tanque nunca esté vacío,

esto se logra ubicando la descarga del vapor/líquido por encima de la alimentación y ubicando en la base del termosifón la salida del refrigerante al enfriador pero siempre antes que la salida del tanque receptor [24].

**c) Tanque Separador de Líquido:** El refrigerante en estado bifásico que sale de los evaporadores que funcionan con amoníaco debe ser separado antes de ingresar a los compresores, porque el vapor en la succión debe estar libre de gotas de líquido. La separación se realiza en el tanque separador, también llamado tanque de recirculación. Este tanque receptor realiza las funciones tanto de separación del líquido/vapor y el almacenamiento del líquido. En este tanque la separación se realiza utilizando la gravedad. La mezcla ingresa y en su recorrido las gotas de líquido caen y se depositan en el fondo junto con el refrigerante líquido, el cual es bombeado de vuelta a los evaporadores. El control de nivel de líquido es realizado por unos sensores de nivel o interruptores de válvula flotante, los cuales envían señales eléctricas para regular la apertura de la válvula solenoide que permite ingresar el refrigerante líquido. El nivel inferior es graduado teniendo en cuenta una reserva de líquido para el funcionamiento de las bombas de amoníaco, para evitar cavitación, efectos de vórtice y tener las bombas siempre cebadas. El nivel alto depende de la máxima cantidad de refrigerante líquido que puede almacenar el reservorio sin enviar gotas de líquido a los compresores. Deben ser aislados y forrados con planchas de aluminio con un espesor de 0.6 milímetros



**Figura 1.15** Esquema de instalación de un sistema termosifón [25]

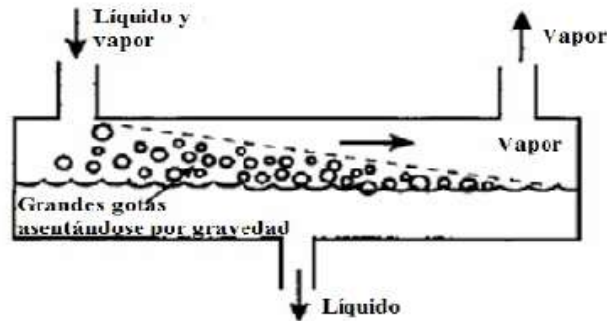


Figura 1.16 Esquema del funcionamiento de un separador de líquido [26]

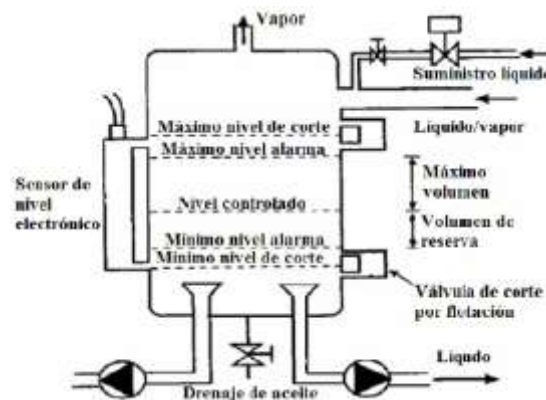
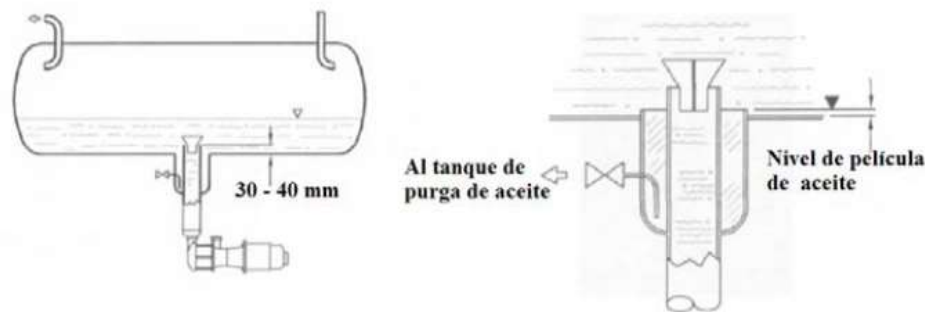


Figura 1.17 Controles de nivel de un tanque recirculador [27]

**1.5.5 Bombas:** Se requiere de un sistema de bombeo de amoníaco debido al flujo de refrigerante líquido por entregar y la caída de presión hasta los evaporadores. El ratio de circulación se ha fijado en cuatro, por resultar en un diseño simple, confiable y de uso frecuente. Un beneficio fundamental de elegir este sistema es la mejora del coeficiente de transferencia, atribuible al estado líquido y la velocidad del refrigerante. Un ratio de circulación cuatro implica que el refrigerante líquido entregado es cuatro veces superior a la cantidad del refrigerante evaporado, lo cual garantiza un buen rendimiento. La bomba empleada es de tipo centrífuga abierta. La temperatura de evaporación del refrigerante se ha tenido en cuenta en los cálculos de selección porque la densidad del fluido es muy sensible a los cambios de presión y temperatura, las cuales deben ser tales que el



refrigerante permanezca en su fase líquida a  $-35^{\circ}\text{C}$ , ya que si aparecieran trazas de vapor o burbujas resultaría en una cavitación de la bomba. Un método para evitar la cavitación es la construcción de un dispositivo a la salida del tanque separador de líquido que rompa el vértice creado por la salida del refrigerante líquido. Otra manera de evitar las burbujas es proveer a la bomba de una Altura de Succión Positiva Neta (NPSH), la cual se consigue con un reservorio de refrigerante líquido por encima de la succión de la bomba



**Figura 1.18** Altura de succión positiva y rompedor de vórtice [28]

Se utilizarán dos bombas, una de ellas estará en Stand-by para afrontar las fallas que aparezcan. Esta decisión se debe a que el sistema nunca debe prescindir del refrigerante.

**1.5.6 Tuberías** Existen dos variables que se tienen en cuenta en el cálculo del diámetro de las tuberías: la caída de presión dentro de ellas y el caudal del fluido que transportan. La elección de la tubería depende del diámetro interno y el tipo de fluido que transporta (líquido, vapor o una mixtura de ambos). Uno de los criterios en la selección de las tuberías del sistema de refrigeración con amoníaco es mantener la mínima velocidad del refrigerante usando el máximo diámetro, a fin de evitar grandes caídas de presión que afecten la capacidad de los compresores y las bombas. Las tuberías de amoníaco son de acero e interconectan todos los equipos que trabajan con éste, el tipo de soldadura a usar es TIG en las uniones y eléctrica para el acabado. Se consideró unas presiones mínimas de trabajo de 0.93 Bar (para temperaturas de evaporación a  $-35^{\circ}\text{C}$ ), y máximas de 15.5

(para temperaturas de descarga al condensador, 40°C). Las normas usadas para su selección son la ASME Estándar B31.5 y II AR Estándar 2.

**Tabla 1.1: Tipos de tuberías para el sistema de refrigeración [29]**

Estado del refrigerante	Diámetro de la tubería	Sch.
Línea de líquido	De 40mm. y más pequeñas	80
Línea de líquido	Entre 50mm. y 150mm.	40
Línea de líquido	Entre 200mm. y 300mm.	20
Línea de vapor	De 150mm y más pequeñas	40
Línea de vapor	Entre 200mm. y 300mm	20
Línea de vapor	De 350mm y más grandes	10
Toda tuberías roscada	Todos los diámetros	80

Se deberá seguir, para el material, la norma ASTM *Standard* A 53 Grado A o B, tipo E (costura soldada o tipo S (sin costuras); o ASTM *Standard* A 106 (sin costuras), excepto donde el criterio de presión y temperatura requiera un material de más alta especificación. ASTM *Standard* A 53, tipo F, no está permitido para tuberías de refrigeración

Se han considerado, para el dimensionamiento de las tuberías de amoníaco, en las condiciones del refrigerante en estado líquido una velocidad lineal del fluido de 1 m/s y la presión es la del refrigerante a esa temperatura de evaporación [30]. Todas las líneas de tuberías serán aisladas con poliuretano con una densidad mínima de 30 kg/m<sup>3</sup> y forradas con planchas de aluminio de 0.5 milímetros de espesor para proteger el aislamiento. Las tuberías de succión que llevan de refrigerante de retorno al tanque separador una vez que han pasado por los evaporadores, y en su interior el refrigerante es una mezcla de gas y líquido; por ello para el cálculo se asumió al amoníaco con una calidad de 25% debido al ratio de circulación donde se envía 4 veces la cantidad de líquido que se evapora, la velocidad del refrigerante será alrededor de los 15 m/s. Para las tuberías que transportan el refrigerante como vapor saturado y sobresaturado tomamos una velocidad lineal de 20 m/s para calcular sus diámetros y caída de presión [31].

**1.5.7 Válvulas:** Las válvulas son de acero en cada uno de sus componentes y soldadas a las tuberías. Los tipos de válvulas para el presente proyecto en:

- Válvulas de cierre
- Válvulas de regulación
- Válvulas solenoides activadas directamente

- Válvulas operadas con pilotos
- Válvulas de retención
- Válvulas de alivio

**Válvulas de Cierre:** La apertura y el cierre son manuales. Cuando están completamente abiertas permiten el paso libre del fluido y cuando están completamente cerradas lo restringen. Produce una baja caída de presión y es completamente hermética. Nunca controla o regula el fluido que pasa a través de ella. Su función más común es aislar un componente o una sección del sistema. Las válvulas de cierre pueden ser de tipo globo, angular, rectas y de bola. También son válvulas de cierre las de tipo compuerta y mariposa, pero no tienen un sello tan fuerte como las anteriores, por lo cual no son utilizadas en la refrigeración industrial. Las válvulas de cierre se montan de tal forma que el cono o elemento que sella la entrada de la válvula esté orientada contra el flujo del refrigerante, para evitar daños en el vástago que acciona el cono. Todas estas válvulas deben tener acceso manual [32].



**Figura 1.19** Altura de succión positiva y rompedor de vórtice [33]

**Válvulas de Regulación:** Permiten regular el flujo del refrigerante que pasa a través de ellas. Las válvulas de regulación son del tipo manual. El uso más frecuente en refrigeración es a la entrada de los evaporadores para controlar el ingreso del refrigerante líquido; en algunos casos el uso de la válvula es auxiliar, cuando la válvula automática que controla la entrada del refrigerante no funciona. Este tipo de válvula permite regular el fluido que pasa a través de ella, pero no asegura un control exacto del mismo [34].



**Figura 1.20** Dispositivo que regula el flujo y válvulas reguladoras [35]

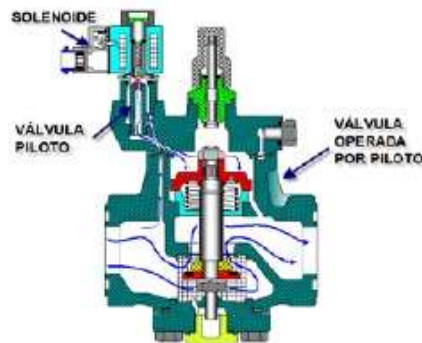
**Válvulas Solenoides Activadas Directamente:** Son válvulas de cierre operadas eléctricamente de forma automática. Probablemente la más común de estas válvulas son las de tipo normalmente cerradas, pero las de tipo normalmente abiertas también están disponibles. Con ambos tipos el sistema de presión trabaja para mantener las válvulas cerradas o abiertas de acuerdo a requerimiento. En estas válvulas el campo magnético del solenoide energizado arrastra el vástago, y el émbolo de conexión abre el puerto de la válvula. Algunos solenoides son diseñados para permitir al vástago comenzar su movimiento antes del enganche del émbolo, el cual está sellado contra el sistema de presión; en este caso el movimiento del vástago allí ayudará a abrir la válvula. Una válvula solenoide debe ser seleccionada para ser capaz de abrirse en contra de la máxima presión diferencial [36].



**Figura 1.21** Tipos de válvula solenoide [37]

**Válvula Operada con Pilotos:** En éstas, una válvula piloto está adjunta al cuerpo principal de la válvula. Una pequeña solenoide activa el vástago del piloto y permite el ingreso del flujo a alta presión sobre el pistón principal que controla el cierre o la apertura de la válvula. Se debe considerar en el diseño la caída de presión inclusiva cuando están completamente abiertas. Existen situaciones donde la caída de presión a través de la válvula se debe mantener tan baja como sea posible, como en líneas de vapor de baja

presión, o en las piernas del líquido en los separadores, o en las líneas de retorno de los evaporadores inundados. En otras situaciones, donde la viscosidad del aceite puede actuar como una capa que obstaculiza las partes móviles de la válvula; en algunos casos el piloto es activado por la presión del gas [38].



**Figura 1.22** Esquema de funcionamiento válvula operada por piloto [39]

**Válvulas de Retención:** Permiten el flujo del refrigerante en una sola dirección, por medio de un cierre automático que se opone al fluido si éste intenta fluir en la dirección opuesta. El elemento móvil puede ser ayudado por la gravedad, así, la válvula se cierra a la más ligera caída de presión en la dirección opuesta al flujo, este tipo de mecanismo no es tan confiable como aquellas que usa un actuador asistido por un resorte; Si la presión del lado opuesto es mayor a la del fluido que empuja el resorte, la válvula se cerrará, este principio puede ser usado para establecer un diferencial de presión para el trabajo de la válvula o el uso de una fuente externa de presión para cerrarla [40].



**Figura 1.23** Tipos de válvula de retención y esquema [41]

**Válvulas de Alivio:** Son usadas como dispositivos de seguridad y se activarán cuando el refrigerante alcance presiones mayores a las del parámetro que controlan las válvulas. En

algunas configuraciones poseen un resorte calibrado para desplazarse a determinadas presiones que representan un riesgo para el normal funcionamiento del sistema. La mayoría de veces se las coloca en las líneas de alta presión para evitar que las tuberías del sistema colapsen a presiones mayores que las del diseño [42].



**Figura 1.24** Tipos de válvula de alivio o seguridad y esquema [43]

**1.5.8 Controles:** Los controles son dispositivos electromecánicos para controlar el funcionamiento estable del sistema dentro de sus parámetros regulares y proteger los equipos de fallas por funcionamiento fuera de los valores de diseño.

**Presostato de Alta Presión:** El control de alta presión está provisto de un conmutador unipolar que abre el circuito entre dos bornes cuando la presión aumenta en el elemento del fuelle de alta presión, es decir cuando la presión de condensación aumenta. La conexión de la tubería debe estar unida directamente al lado de alta presión del compresor, de modo que el compresor se detiene ante una presión de descarga excesiva, como en el caso en que la válvula de salida de descarga llegará a cerrarse de forma inadvertida durante la puesta en marcha de la instalación [44].

**Presostato de Baja Presión:** El Presostato de baja presión está provisto de un conmutador unipolar, que interrumpe el circuito entre los bornes que cierran el sistema del equipo a controlar, cuando la presión disminuye en el elemento del fuelle; es decir cuando disminuye la presión de aspiración, ya que la conexión de tubería debe estar conectada al lado de aspiración del compresor [45].

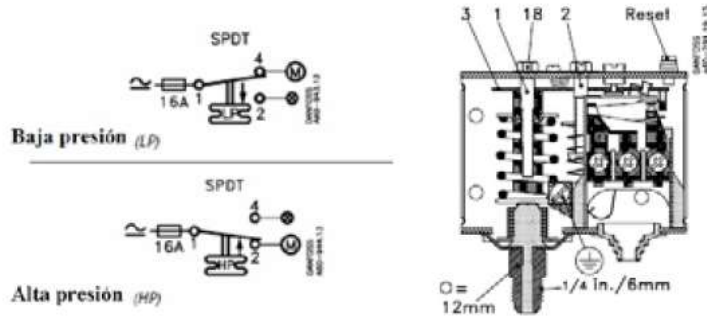


Figura 1.25 Sistema de contactores y esquema de un presostato [46]

**Termostatos:** Este tipo de dispositivos se usan para el control dentro de los ambientes para refrigerar, para el control de los solenoides de las válvulas que controlan los pilotos. Los termostatos que se usarán serán electrónicos, éstos censarán la temperatura del ambiente y enviará señales eléctricas para controlar las válvulas solenoides y los ventiladores.

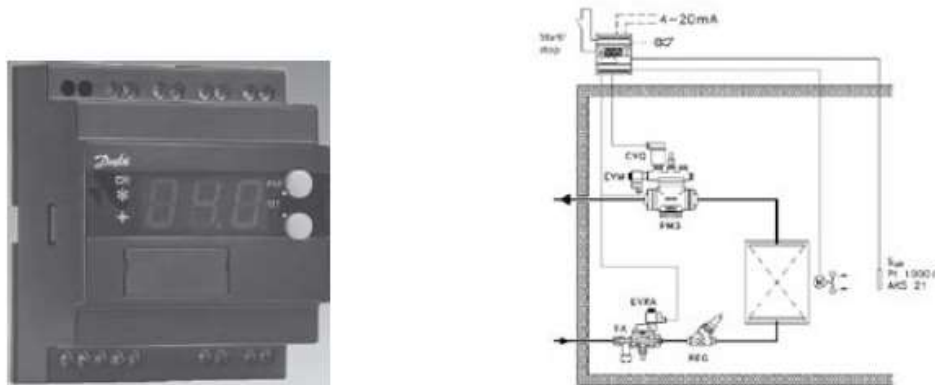
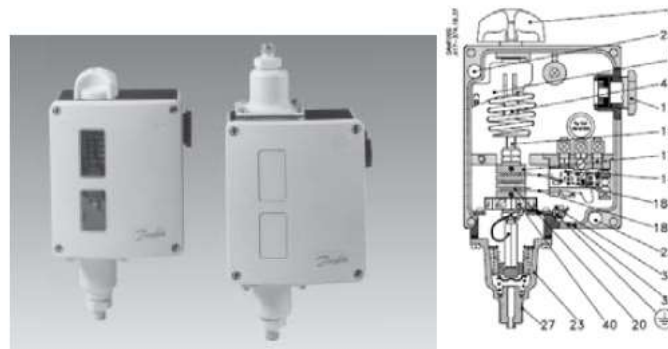


Figura 1.26 Termostato Danfoss EKC361 y esquema de funcionamiento [47]

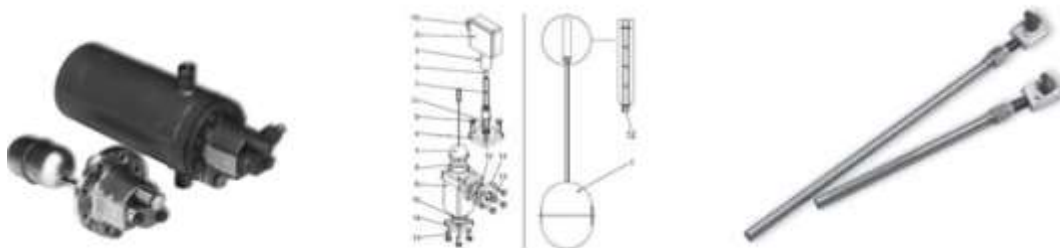
**Control de Presión Diferencial:** Este control posee un balancín que conecta los interruptores del sistema dependiendo de la diferencia entre las lecturas que toman en su sensor de alta presión y baja presión. Son usados primordialmente como protección contra bajas de presión diferenciales en el circuito de las bombas de amoniaco. Una aplicación secundaria es en los sistemas de enfriamiento del aceite de los compresores. Dos contactos están conectados al puerto de baja presión y al de alta. La diferencia de

presiones activa un resorte principal que mueve un balancín que conecta entre si otros puertos para activar o desactivar el circuito eléctrico [48].



**Figura 1.27** Esquema y partes de un control de presión diferencial [49]

**Control de Nivel de Líquido:** Numerosos tipo de controles son usados en la industria de la refrigeración, sin embargo hay dos tipos principales. En el tipo de control de nivel mecánico, una válvula tiene un vástago en su interior que cierra el puerto de entrada para restringir el flujo del líquido. El otro tipo estándar que ha sido usado por muchos años es el del tipo interruptor donde el incremento del nivel del líquido eleva un flotador dentro de la cámara de flotación el cual controla la corriente que alimenta el dispositivo que permite el ingreso del refrigerante líquido; actualmente se puede encontrar una versión más reciente donde el flotador ha sido reemplazado por una varilla electrónica [50].



**Figura 1.28** Controles de nivel de líquido: tipo válvula [51], tipo flotador [52], tipo varilla [53]



## 1.6 Cuerpo del Congelador IQF

El material utilizado para la fabricación de la carcasa es un material compuesto conformador por la matriz que es **PEEK**. El **PEEK** es un material termoplástico parcialmente cristalino, que ofrece una combinación única de altas propiedades mecánicas, resistencia a la temperatura (rango de temperaturas de trabajo entre  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) y excelente resistencia química. Alto límite de fatiga y elevada tenacidad, además de poseer muy buena resistencia al desgaste, fueron las características determinantes para su elección. Para el refuerzo se utilizará fibra de vidrio, cuyas principales características son las siguientes: alta adherencia fibra-matriz. Su resistencia mecánica específica (tracción/densidad) es superior a la del acero. Es buen aislante eléctrico, además posee buena permeabilidad dieléctrica. No es inflamable, tampoco origina humos o toxicidad. Posee buena estabilidad dimensional (bajo coeficiente de dilatación). No se pudre fácilmente y es, insensible a roedores e insectos. Baja conductividad térmica (ahorro de calefacción). Excelente flexibilidad y bajo costo.



## Referencias del Capítulo 1

- [1] Consulta en línea (URL) [<http://www.iqffreezer.com/freezer-selector/modular-iqf-fluidized-tunnel-freezer>] 16/06/2012.
- [2] Consulta en línea (URL) [<http://www.ual.es/docencia/jfernand/TA/Tema9/Tema9-Congelacion.pdf>], Página 27. 16/06/2012.
- [3] Ibid
- [4] Consulta en línea (URL) [<http://www.nauticexpo.es/prod/teknotherm/congeladores-industriales-para-buque-pesquero-31701-228404.html>]
- [5] P. Fellows, Tecnología del Procesado de Alimentos: Teoría y Práctica, Página 401
- [6] Ibid
- [7] P. Fellows op.cit, página 402
- [8] P. Fellows op.cit, página 404
- [9] Consulta en línea (URL) [<http://www.ual.es/docencia/jfernand/TA/Tema9/Tema9-Congelacion.pdf>], Página 29. 16/06/2012.
- [10] P. Fellows op.cit, página 406
- [11] P. Fellows op.cit, página 407
- [12] Consulta en línea (URL) [[http://www.forofrio.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=242:congeladores-por-inmersion-para-aves&catid=9:actualidad&Itemid=54](http://www.forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&id=242:congeladores-por-inmersion-para-aves&catid=9:actualidad&Itemid=54)], 16/06/2012.
- [13] P. Fellows op.cit, página 405.
- [14] Consulta en línea (URL) [<http://www.ual.es/docencia/jfernand/TA/Tema9/Tema9-Congelacion.pdf>], Página 6. 16/06/2012.
- [15] Consulta en línea (URL) [<http://www.ual.es/docencia/jfernand/TA/Tema9/Tema9-Congelacion.pdf>], Página 6. 16/06/2012.
- [16] Consulta en línea (URL) [<http://www.ual.es/docencia/jfernand/TA/Tema9/Tema9-Congelacion.pdf>], Página 7. 16/06/2012.
- [17] ibid
- [18] P. Fellows op.cit, página 397.
- [19] FRICK, (2003). Screw compressor basic. Waynesboro: York International, p.5.
- [20] YORK Refrigeration, (2003). Structure terminal – Process Chiller Unit – Principle. York Refrigeration Training Center, Dinamarca, p.1.
- [21] BALTIMORE Aircoil Company, (2007). Product and Application Handbook. Vol 2. Baltimore Aircoil Company, p j11.

- [22] STOECKER, Wilbert, (2004). Industrial Refrigeration Handbook. New York: McGraw-Hill, p 169-249.
- [23] STOECKER, W. *ibid.* p. 379-381.
- [24] FRICK, (2007). RWF II. Rotatory screw compressor unit models: 100 through 1080. USA: Johnson Controls Inc, p 9.
- [25] *Ibid.*
- [26] STOECKER, W. *ibid.* p. 377.
- [27] STOECKER, W. *ibid.* p. 383.
- [28] INSTITUTE of Refrigeration, (2005). Guidance note for installation and use of hermetically sealed refrigeration pumps. United Kingdom: Institute of Refrigeration, p. 7.
- [29] ASHRAE, (2002). 2002 Refrigeration Handbook (SI). Atlanta: ASHRAE, p.3.7.
- [30] ASHRAE, *ibid.* p.3.9.
- [31] STOECKER, W. *op. cit.* 349.
- [32] STOECKER, W. *op. cit.* 391- 414.
- [33] DANFOSS, (2004). Stop valves, type SVA-ST and SVA-LT 15 (1/2 in.)- 200 (8 in.) Technical leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.3,8.
- [34] STOECKER, W. *ibid*
- [35] DANFOSS, (2004). Regulating valves, type REG 6-65. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.3-4
- [36] STOECKER, W. *ibid*
- [37] DANFOSS, (2004). Solenoid valves, type EVRA 3-40 and EVRAT 10-20. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.3-16.
- [38] STOECKER, W. *ibid*
- [39] YORK Refrigeration, (2003). Main Valve – type PM 1- with EVM Solenoid Valve- Danfoss. York Refrigeration Training Center, Dinamarca, p.1.
- [40] STOECKER, W. *ibid*
- [41] DANFOSS, (2004). Check valves for EVRA, EVRAT and PM valves in liquid lines, Type NRVS. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.2.
- [42] DANFOSS, (2004). Check valves for ammonia and fluorinated refrigerants, type NRVA. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.3-4
- [43] DANFOSS, (2004). Safety relief valves, Type SFV 20-25. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.3,9.
- [44] BARRANTES, Enrique y Tamashiro, Javier, (2005). Controles de un sistema de refrigeración, en: Apuntes de refrigeración y aire acondicionado. PUCP, Lima.

[45] Ibid.

[46] DANFOSS, (2004). Pressure Controls, Type KP. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.3,9

[47] DANFOSS, (2004). Controller for regulation of media temperature. EKC 361. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.1,3.

[48] DANFOSS, (2004). Pressure Controls, differential pressure controls, Type RT. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.9.

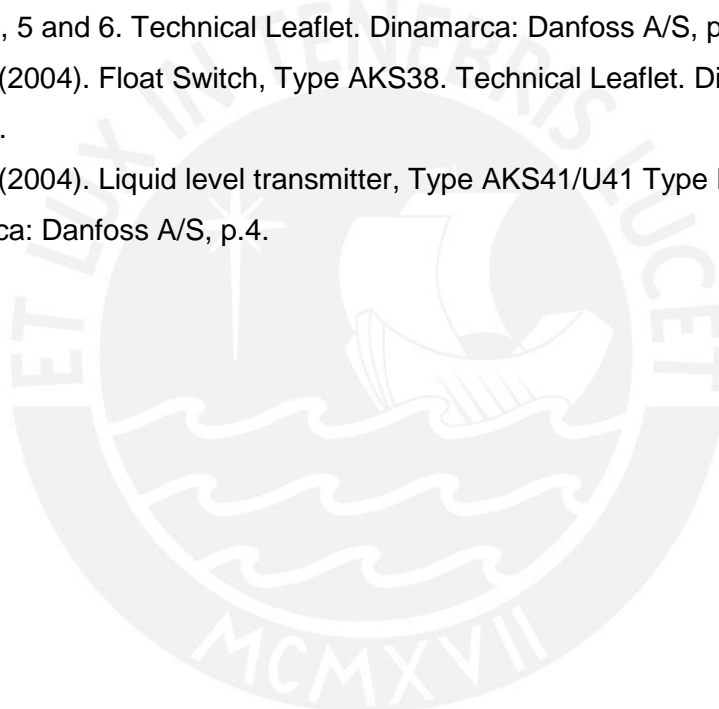
[49] Ibid.

[50] STOECKER, W. op cit. p.404.

[51] DANFOSS, (2004). Modulating liquid level regulators direct operated, for low pressure side, Types SV 4, 5 and 6. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.4.

[52] DANFOSS, (2004). Float Switch, Type AKS38. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.4.

[53] DANFOSS, (2004). Liquid level transmitter, Type AKS41/U41 Type RT. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S, p.4.



## CAPÍTULO 2: Diseño del Congelador IQF

Lo primero a calcular será el tiempo que tarda el aire frío a  $-30^{\circ}\text{C}$  en llevar el espárrago desde  $20^{\circ}\text{C}$  a  $-10^{\circ}\text{C}$ . Con ello, se obtendrá el largo y ancho del túnel, la altura quedará definida posteriormente, luego de seleccionar el evaporador a utilizar. El diseño se dividirá en dos partes principales: el cálculo de la carga térmica y la parte estructural. Para el primero, la carga térmica se desdobra principalmente en el calor producido por el espárrago, entre ellos se encuentra el calor latente, sensible y de respiración, luego el calor infiltrado por las paredes y por el área de ingreso y salida de los espárragos al IQF. Finalmente, la carga térmica producida por los ventiladores del evaporador que generan el flujo de aire frío. Para el diseño de la parte estructural, se utilizará el programa de simulación “ANSYS ESTRUCTURAL”, donde se analizarán los esfuerzos generados por los pesos de los componentes del IQF sobre el bastidor.

### 2.1 Tiempo de Congelamiento del Espárrago

El tiempo de congelación depende de diversos factores, algunos relacionados al producto y otros relacionados al sistema de congelamiento a utilizar. Los más importantes son:

- Dimensión y forma del producto, en especial el espesor
- Cambio de entalpía
- Conductividad Térmica del producto
- Temperaturas inicial y final
- Coeficiente de transferencia de calor superficial del producto
- Temperatura del medio refrigerante

Y está dado por:

$$t = \frac{\Delta H}{\Delta \theta} \cdot \rho \cdot \frac{D}{N} \cdot \left( \frac{D}{4\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) \quad (2.1)$$

Donde:

$t$  = Tiempo de Congelación (s)

$\Delta H$  = Cantidad de calor a ser extraído entre el punto inicial de congelación y la temperatura final (kJ)

$\Delta \theta$  = Diferencia entre el punto de congelación del producto y la temperatura del medio refrigerante ( $^{\circ}\text{C}$ )

$D$  = Espesor paralelo a la dirección del flujo de calor preponderante (m)

$\rho$  = Densidad de la masa del producto en el estado congelado ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$N$  = Número que depende de la forma

$\lambda$  = Conductividad Térmica del producto

$\alpha$  = Coeficiente de transferencia de calor superficial entre el medio refrigerante y el producto ( $\frac{W}{m^2 \cdot C}$ )

La expresión 2.1 para estimar el tiempo de congelación la estableció Plank [1], sin embargo dicha fórmula carece de exactitud, por ello se utilizará una ecuación modificada basada en la principal. La fórmula modificada de Plank para calcular el tiempo de congelación del espárrago es la siguiente:

$$\theta = \frac{\Delta H_{10}}{T_f - T_m} \left( \frac{PD}{\alpha} + \frac{RD^2}{K_s} \right) \quad (2.2)$$

Donde

$K_s$  : Conductividad térmica del alimento congelado totalmente ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )

$\alpha$  : Coeficiente de transferencia de calor superficial entre el medio refrigerante y el producto ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )

$D$  : Distancia característica del centro térmico del alimento al exterior (m)

$\Delta H_{10}$  : Cambio de entalpía volumétrica ( $\frac{kJ}{m^3}$ )

$T_f$  : Temperatura a la cual se inicia la congelación del alimento ( $^{\circ}C$ )

$T_m$  : Temperatura del aire frío ( $^{\circ}C$ )

$P$  y  $R$ : Factores de forma del alimento

### 2.1.1 Cálculo de la Conductividad Térmica del Espárrago

La estructura molecular del espárrago está compuesta por agua, proteínas, carbohidratos, grasas y fibras en un porcentaje de 92.4%, 2.28%, 4.54%, 0.2%, 2.1% respectivamente [2]. Para calcular la conductividad térmica de dicho producto, se obtiene la conductividad para cada uno de los elementos que forman parte de él. Para ello, se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$k_{agua} = 0.571 + 1.7625 \times 10^{-3} x t - 6.7036 \times 10^{-6} x t^2 \quad (2.3)$$

$$k_{prot} = 0.17881 + 1.1958 \times 10^{-3} x t - 2.7178 \times 10^{-6} x t^2 \quad (2.4)$$

$$k_{carb} = 0.20141 + 1.3874 \times 10^{-3} x t - 4.3312 \times 10^{-6} x t^2 \quad (2.5)$$

$k_{grasas} = \text{Despreciable por su bajo porcentaje}$

$$k_{fibra} = 0.18331 + 1.2497 \times 10^{-3} x t - 3.1683 \times 10^{-6} x t^2 \quad (2.6)$$

Estás fórmulas son válidas para un rango de temperaturas de  $-40^{\circ}\text{C} \leq t \leq 150^{\circ}\text{C}$

Tomando  $t = -10^{\circ}\text{C}$  (temperatura final del producto) y reemplazando en las ecuaciones dadas anteriormente se tiene:

$$k_{agua} = 0.552, k_{prot} = 0.141, k_{carb} = 0.1558, k_{fibra} = 0.143$$

Ahora se multiplica las conductividades de cada componente por el porcentaje presente en el alimento para obtener el  $k_{espárrago}$

$$k_{espárrago} = 0.552(0.924) + 0.141(0.0228) + 0.1558(0.0454) + 0.143(0.021)$$

$$k_{espárrago} = 0.524 \frac{W}{m.k}$$

### 2.1.2 Cálculo de la Densidad del Espárrago

Para el cálculo de las densidades a  $-10^{\circ}\text{C}$  y a  $-1^{\circ}\text{C}$  se utiliza las siguientes expresiones:

$$\rho_{agua} = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3} t - 3.7574 \times 10^{-3} t^2 \quad (2.7)$$

$$\rho_{prot} = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1} t \quad (2.8)$$

$$\rho_{carb} = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1} t \quad (2.9)$$

$\rho_{grasas} = \text{Despreciable por su bajo porcentaje}$

$$\rho_{fibra} = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1} t \quad (2.10)$$

Estás fórmulas son válidas para un rango de temperaturas de  $-40^{\circ}\text{C} \leq t \leq 150^{\circ}\text{C}$ .

Reemplazando para  $t = -10^{\circ}\text{C}$  en las ecuaciones 2.7, 2.8, 2.9 y 2.10

$$\rho_{agua} = 921.05, \rho_{prot} = 1322.12, \rho_{carb} = 1602.2, \rho_{fibra} = 1306.01$$

Ahora se multiplica las densidades de cada componente por el porcentaje presente en el alimento para obtener el  $\rho_{\text{espárrago}}$

$$\rho_{\text{espárrago}} = 921.05(0.924) + 1322.12(0.0228) + 1602.2(0.0454) + 1306.01(0.021)$$

$$\rho_{\text{espárrago}} = 980.9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Se repite el procedimiento para  $t = -1^\circ\text{C}$ , resolviendo tiene:  $\rho_{\text{espárrago}} = 1048.81 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

### 2.1.3 Cálculo de las Entalpías del Espárrago

La fórmula presentada a continuación fue desarrollada por Chang and Tao (1981) [3] para determinar la entalpía de los alimentos al punto de inicio de congelación. Para nuestro caso,  $-1^\circ\text{C}$ .

$$H_f = 9.79246 + 405.096 X_{w0} \quad (2.11)$$

Donde:

$H_f$ : Entalpía a la temperatura de inicio de congelación  $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}]$

$X_{w0}$ : Fracción de agua en el alimento no congelado

$X_{w0}$  se toma de la Tabla 3 (ASHRAE HANDBOOK 2006-Refrigeration (SI))

$X_{w0} = 0.924$  para espárrago

Reemplazando en la expresión 2.11, se tiene  $H_f = 384.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Para los alimentos que se encuentran por encima de su temperatura de congelación inicial, se aplica la siguiente relación establecida por Chen's (1985). [3]

$$H = H_f + (t - t_f)(4.19 - 2.30X_s - 0.628 X_s^3) \quad (2.12)$$

Donde:

$t$ : Temperatura inicial del alimento =  $20^\circ\text{C}$

$t_f$ : Temperatura a la cual se inicia la congelación =  $-1^\circ\text{C}$

$X_s$ : Porcentaje de sólidos en el alimento =  $1 - X_{w0} = 0.076$

$H_f$ : Entalpía a la temperatura de inicio de congelación =  $384.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Reemplazando valores en la ecuación 2.12, se obtiene  $H_{20^\circ\text{C}} = 468.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$



Para los alimentos que se encuentran por debajo de su temperatura de congelación inicial, aplicamos la siguiente relación establecida por Chen´s (1985)

$$H = (t - t_r) \left( 1.55 + 1.26X_s - \frac{(X_{w0} - X_b)L_0 t_f}{t_r \cdot t} \right) \quad (2.13)$$

Donde:

$t$  : Temperatura final por debajo del punto de congelación =  $-10^\circ\text{C}$

$t_f$  : Temperatura inicial de congelación del alimento =  $-1^\circ\text{C}$

$t_r$  : Temperatura de referencia =  $-40^\circ\text{C}$

$X_s$  : Porcentaje de sólidos en el alimento =  $1 - X_{w0} = 0.076$

$X_b$  : Porcentaje de agua ligada.  $X_p = 0.4X_b$ , donde  $X_p$  es el % de proteínas en el alimento

$L_0$  : Calor latente del agua =  $333.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$H_f$  : Entalpía a la temperatura de inicio de congelación =  $384.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Reemplazando valores en la expresión 2.13, se obtiene:

$$H_{-10^\circ\text{C}} = 72.32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A continuación se presenta la tabla 2.1 con las propiedades establecidas:

**Tabla 2.1** Propiedades Termo-físicas del espárrago

Temperaturas ( $^\circ\text{C}$ )	T ( $-10^\circ\text{C}$ )	$T_f$ ( $-1^\circ\text{C}$ )	T. Inicial ( $20^\circ\text{C}$ )
Densidad ( $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )	980.9	1048.81	
Entalpía ( $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ )	$H_s = 72.32$	$H_f = 384.1$	$H_{20^\circ\text{C}} = 468.3$
Calor específico ( $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ )	$C_s = 1.79$		$C_l = 4.03$
Conductividad Térmica ( $\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$ )	$k = 0.524$		

## 2.2 Cálculo de la entalpía volumétrica

Ahora se procede con el cálculo de la entalpía volumétrica entre el punto inicial de congelación y  $-10^\circ\text{C}$  [4]

$$\Delta H_{-10} = \rho_{(-1^\circ\text{C})} \cdot H_f - \rho_{(-10^\circ\text{C})} \cdot H_s \quad (2.14)$$

Reemplazando los valores de la tabla 2.1 se obtiene:

$$\Delta H_{-10} = (1048.81 \times 384.1) - (980.9 \times 72.32)$$

$$\Delta H_{-10} = 331.9 \times 10^3 \frac{kJ}{m^3}$$

A continuación se calculan los calores específicos volumétricos

$$C_s = \rho_{(-10^\circ C)} C_s \quad (2.15)$$

$$C_l = \rho_{(-1^\circ C)} C_l \quad (2.16)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones 2.15 y 2.16 se obtiene  $C_s = 1755.8 \frac{kJ}{m^3 K}$  y

$$C_l = 4226.7 \frac{kJ}{m^3 K}$$

### 2.3 Cálculo del Coeficiente Convectivo de Transmisión de Calor Superficial

Asumiendo una forma cilíndrica del alimento evaluado, se emplea la correlación de Dincer (1994), de la Tabla 13 del capítulo 9 de ASHRAE HANDBOOK 2006- REFRIGERATION para determinar el coeficiente de transferencia de calor superficial.

$$Nu = 0.291 Re^{0.592} Pr^{0.333} \quad (2.17)$$

Para una velocidad de circulación de aire  $v = 10 \frac{m}{s}$  [4] se tiene:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (2.18)$$

Donde:

$$\rho : \text{Densidad del aire a } 0^\circ C = 1.4470 \frac{kg}{m^3}$$

$$v: \text{Velocidad circulación} = 10 \frac{m}{s}$$

$$\mu : \text{Viscosidad a } 0^\circ C = 17.2 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

$$d : \text{Diámetro del espárrago} = 0.012m$$

Reemplazando valores en la expresión 2.18, se obtiene un número de Reynolds  $Re = 11066$  y el número de Prandtl se obtiene de las tablas termodinámicas para el aire:  $Pr = 0.72362$ . Luego, reemplazando valores en la expresión 2.17, se tiene  $Nu = 64.74$ . Además, el número de Nusselt se relaciona con el coeficiente convectivo a través de la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{d \cdot \alpha}{k_{aire}} \quad (2.19)$$

Donde:

$$k_{aire}: \text{Conductividad térmica del aire a } 0^{\circ}\text{C} = 0.02183 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$d : \text{Longitud característica} = 0.012 \text{ m}$$

$$\alpha : \text{Coeficiente convectivo de transmisión de calor superficial} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

Reemplazando valores en la expresión 2.19 e igualándola con la ecuación 2.17 se obtiene

$$\alpha = 117.8 \frac{W}{m^2 \cdot K}. \text{ A continuación, se determinan los números adimensionales de Biot (Bi),}$$

Planck ( $P_k$ ) y Stephan ( $St_e$ ) mediante:

Número de Biot

$$B_i = \frac{\alpha \cdot D}{k_{esp}} \quad (2.20)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.20:  $B_i = 2.483$

Número de Plank

$$P_k = \frac{c_l \cdot (T_i - T_f)}{\Delta H_{-10}} \quad (2.21)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.21:  $P_k = 0.267$

Número de Stephan

$$St_e = \frac{c_s \cdot (T_f - T_m)}{\Delta H_{-10}} \quad (2.22)$$

Donde:

$$T_m : \text{Temperatura a la cual se quiere congelar el alimento} = -10^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.22:  $St_e = 0.051$

## 2.4 Determinación de los parámetros P y R

Los factores de corrección geométrica P y R los obtenemos de la Tabla 5 del capítulo 10 de ASHRAE HANDBOOK 2006- REFRIGERATION, mediante:

$$P = 0.3751 + 0.0999 P_k + Ste(0.4008 P_k + \frac{0.0710}{Bi} - 0.5865) \quad (2.23)$$

$$R = 0.0133 + Ste(0.0415 P_k - 0.3957) \quad (2.24)$$

Reemplazando los valores de los números adimensionales hallados anteriormente en las ecuaciones 2.23 y 2.24 se obtiene  $P = 0.3787$  y  $R = 0.0345$ .

Reemplazando todos los valores hallados en ecuación 2.2, se obtiene:

$$\theta = \frac{331.9 \times 10^6}{T_f - T_m} \left( \frac{PD}{h} + \frac{RD^2}{K_s} \right)$$

$$\theta = \frac{331.9 \times 10^6}{(-1) - (-30)} \left( \frac{(0.3787)(0.012)}{117.8} + \frac{0.0345(0.012)^2}{0.524} \right)$$

$$\theta = 558.27 \text{ s} = 9.15 \text{ min}$$

Finalmente, se calculará la velocidad del frente de congelación y se comparará con los estudios realizados por el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Santiago de Chile, la cual brinda la siguiente clasificación de velocidades de congelación:

**Tabla 2.2** Congelación en función de la velocidad del frente de congelación [5]

Tipo de congelación	Rango de velocidades del frente de congelación [cm/hr]
Congelación lenta	$W < 1$
Congelación semi-rápida	$1 < W < 5$
Congelación rápida	$5 < W < 10$
Congelación ultra-rápida	$W > 10$

La velocidad de congelación se obtiene al dividir la distancia que hay desde la superficie al centro del espárrago (0.5 cm), entre el tiempo en que el centro del consumible llega a 0°C. Con los datos de la tabla 2.1, se obtiene el tiempo utilizando la ecuación 2.2. Luego el tiempo es 2.36 min. Dividiendo la distancia 0.5 cm entre el tiempo 2.36min, se obtiene la velocidad del frente de congelación, 12.7 cm/hr. La cual acierta en el rango de congelación ultra-rápida que es lo que se necesita para mantener la calidad del producto.

## 2.5 Dimensionamiento del Túnel de Congelamiento:

Como ya se conoce el tiempo que tarda el espárrago en congelarse desde 20°C a -10°C se puede estimar el largo de la faja transportadora, que llevará el producto desde el punto de alimentación del congelador hasta el punto de descarga.

Tomando un largo  $L = 2$  m y con el tiempo de congelación redondeado a 10 min tenemos

Una velocidad de avance de  $0.2 \frac{m}{min}$ . Luego, para cumplir con el requerimiento de  $200 \frac{kg}{h}$ , lo cual es equivalente a  $3.3 \frac{kg}{min}$ . Tomando un peso promedio del espárrago de 100 gramos, se necesitan 33 espárragos espaciados adecuadamente en un ancho de faja determinado. Además, con los datos de las dimensiones del espárrago siguientes: Longitud = 0.2m, D = 0.01m tenemos que los 33 espárragos caben en 0.5 m de ancho de faja espaciados uniformemente para obtener productos IQF. Con ello, se determina la longitud del túnel de frío aproximada. Además, se debe añadir un espacio adicional para los equipos, accesorios y estructuras que se encontrarán en su interior. Considerando estas premisas, se tomará las siguientes dimensiones aproximadas finales: Longitud  $L_{total} = 2.55 m$ , Ancho  $B = 1m$ , Altura  $H = 2.5 m$

## 2.6 Cálculo de la carga térmica del túnel continuo

El cálculo de la carga térmica se realizará para un flujo de 200 Kg/h de espárragos. La carga térmica a remover del túnel IQF consistirá en el calor a remover del espárrago, el calor producido por su respiración, infiltraciones de aire, el calor que ingresa por las paredes del túnel y el calor producido por los motores de los ventiladores. Para este último, al principio se supondrán valores y luego se dimensionarán correctamente.

### 2.6.1 Calor sensible del espárrago

El calor sensible a remover se obtiene de:

$$\dot{Q}_{sensible-espárrago} = \dot{m}_{esp} \cdot (H_{20^{\circ}C} - H_{-10^{\circ}C}) \quad (2.25)$$

Donde:

$$\dot{m}_{esp}: \text{Flujo másico del espárrago} = 200 \frac{Kg}{h}$$

$$H_{20^{\circ}C}: \text{Entalpía a la temperatura de ingreso del alimento} = 468.3 \frac{kJ}{kg}$$

$$H_{-10^{\circ}C}: \text{Entalpía a la temperatura de salida del alimento} = 72.32 \frac{kJ}{kg}$$

Reemplazando los valores de entalpía en la ecuación 2.25 se obtiene:

$$\dot{Q}_{sensible-espárrago} = 22 kW.$$

### 2.6.2 Calor latente del espárrago

Según Tabla 3 (ASHRAE HANDBOOK 2006-Refrigeration (SI)) donde se encuentran las propiedades del espárrago, el porcentaje de agua que contienen dichas verduras es un promedio de 0.924%. El calor latente a remover se obtiene de:

$$\dot{Q}_{latente\ espárrago} = 0.924 \dot{m}_{esp} C_{L_{esp}} \quad (2.26)$$

Donde:

$$C_{L_{esp}} : \text{Calor latente de fusión} = 309 \frac{kJ}{kg} \quad [4]$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.6.2, se obtiene  $\dot{Q}_{latente\ espárrago} = 15.86\ kW$

### 2.6.3 Carga térmica de respiración del espárrago

El calor de respiración a remover se obtiene de:

$$\dot{Q}_{resp} = 0.924 \dot{m}_{esp} C_{resp} \quad (2.27)$$

Donde:

$$C_{resp} : \text{Calor de respiración} = 1.484 \frac{W}{kg} \quad [6]$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.6.3 tenemos  $\dot{Q}_{resp} = 0.076\ W$

### 2.6.4 Carga Térmica por Ventiladores

Los motores eléctricos del evaporador dentro del I.Q.F que accionan los ventiladores para lograr el flujo de aire necesario son de 0.5 HP cada uno. Como son 3 en total, la potencia eléctrica será igual a  $P_{vent} = 1.5\ HP$ . Para obtener la energía térmica a causa de los equipos de ventilación, consideraremos que las pérdidas del motor impulsor derivan solamente como calor liberado al ambiente. La eficiencia del motor impulsor la asumiremos de 0.75. Por lo tanto, tenemos la potencia liberada por ellos a través de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{vent} = (1 - \eta_{vent}) P_{vent} \quad (2.28)$$

$$\dot{Q}_{vent} = 0.38\ kW$$

Donde:

$$\eta_{vent} = 0.75$$

$$P_{vent}: 1.5\ HP$$

### 2.6.5 Carga Térmica por Conducción de las Paredes del Congelador

El cálculo de esta contribución se obtendrá con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{conducción}} = A_{\text{ext}_{\text{túnel}}} \cdot \frac{U \cdot (T_e - T_i)}{e} \quad (2.29)$$

Donde:

$A_{\text{ext}_{\text{túnel}}}$  : Área exterior del túnel

$k$ : Conductividad térmica equivalente

$T_e$  : Temperatura exterior al túnel = 10°C

$T_i$  : Temperatura al interior al túnel = -30°C

#### 2.6.5.1 Cálculo del Área Exterior del Túnel

Con las dimensiones halladas anteriormente se procederá a calcular el área exterior del túnel.

$$A_{\text{sup+inf}} = 2[1 \times 2] = 4 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{lateral-1}} = 2[2 \times 2.5] = 10 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{lateral-2}} = 2[1 \times 2.5] = 5 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ext}_{\text{túnel}}} = A_{\text{lateral-1}} + A_{\text{lateral-2}} + A_{\text{sup+inf}}$$

$$A_{\text{ext}_{\text{túnel}}} = 19 \text{ m}^2$$

Además, se considerará que el I.Q.F se encuentra ubicado en un ambiente a 20°C

#### 2.6.5.2 Cálculo de la conductividad térmica equivalente

Para reducir el flujo de energía térmica del exterior al interior del túnel, colocaremos entre las planchas de aluminio espuma de poliuretano. Con ello, la conductividad térmica equivalente será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{k_{Al}} + \frac{e}{k_{\text{Poliuretano}}} + \frac{1}{k_{Al}}} \quad (2.30)$$

Donde:

$U$  = Conductividad térmica equivalente

$$k_{Al} = \text{Conductividad térmica del aluminio} = 209.3 \frac{W}{m.K}$$

$$k_{Al} = \text{Conductividad térmica del poliuretano} = 0.023 \frac{W}{m.K}$$

$e$  : Espesor de aislante (espuma de poliuretano) = 12 cm

Reemplazando valores en la ecuación 2.30 se obtiene la conductividad térmica equivalente  $U = 0.191 \frac{W}{m.K}$ . Luego, en la ecuación 2.28 para hallar el flujo de energía térmica del exterior del túnel al interior se tiene:  $\dot{Q}_{conducción} = 1.51 kW$

### 2.6.6 Carga térmica por infiltración de aire

El aire que se encuentra al exterior del túnel I.Q.F se encuentra a una temperatura de 20°C, el interior a -30°C. Con el ancho de faja de 0.5 m, y una altura de 0.1 m en la entrada de congelador, hallamos el área "A" por donde ingresa el flujo de aire a 20°C. Se colocarán cortinas para reducir el área de ingreso de aire caliente en un 90%. Con esta premisa, se calcula el área neta:

$$A = 0.5(0.1) = 0.05 m^2, \text{ entonces } A_{neta} = 0.1(0.05) = 5 \times 10^{-3} m^2$$

$$\dot{Q}_{inf} = \rho \cdot V \cdot A_{neta} C_p (T_{ext} - T_{int}) \tag{2.31}$$

Donde:

$\dot{Q}_{inf}$ : Flujo de energía térmica del exterior al interior del I.Q.F

$\rho$ : Densidad del aire a 20°C =  $1.243 \frac{kg}{m^3}$

V: Velocidad máxima del aire permitida en ambientes fríos

$A_{neta}$ : Área transversal al flujo másico de aire =  $0.025 m^2$

$C_p$ : Capacidad calorífica del aire =  $1.0048 \frac{kJ}{kg.K}$

$T_{ext}$ : Temperatura del aire al exterior del túnel = 20°C

$T_{int}$ : Temperatura del aire al interior del túnel = -30°C

Para estimar el calor proporcionado por el aire a 20°C que ingresa por el área de entrada y salida del IQF, se utilizará la ley de prevención de riesgos laborales "Real decreto 486" publicada en el año 1997, en el capítulo II, artículo 7, que establece que para ambientes de fríos donde se encuentren personas trabajando, la velocidad de aire circundante no puede ser mayor a 0.75 m/s, con el fin de obtener un ambiente de trabajo seguro que no atente contra la salud del personal. Reemplazando valores en la ecuación 2.6.7.1 tenemos  $\dot{Q}_{inf} = 0.23 kW$ . Considerando el mismo comportamiento a la salida del túnel, el



calor total por infiltración viene a ser 2 veces  $\dot{Q}_{inf}$  , entonces  $\dot{Q}_{T.inf} = 0.46 \text{ kW}$ . Finalmente, se procede a sumar todas las cargas térmicas calculadas anteriormente, para obtener la energía térmica total a remover del congelador continuo:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conducción} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{resp} + \dot{Q}_{l-espárrago} + \dot{Q}_{s-espárrago} + \dot{Q}_{T.inf} \quad (2.32)$$

$$\dot{Q}_{total} = 41 \text{ kW}$$

## 2.7 Selección del Ciclo de Refrigeración y Refrigerante a Utilizar

Al establecer la temperatura del aire frío en  $-30^{\circ}\text{C}$ , se requiere una temperatura de evaporación por debajo del aire a enfriar. Para garantizar una buena transferencia de energía se toma una diferencia de temperatura “ $\Delta T$ ” de  $5^{\circ}\text{C}$ , con ello se obtiene una temperatura de evaporación  $T_{evap} = -35^{\circ}\text{C}$ . Análogamente, al ser la temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$  y considerando una diferencia de temperaturas “ $\Delta T$ ” de  $20^{\circ}\text{C}$ , se obtiene la temperatura de condensación  $T_{condensación} = 40^{\circ}\text{C}$ . Una vez establecidas las temperaturas de evaporación y condensación, se procede a seleccionar el refrigerante a utilizar en el sistema de refrigeración. Se utilizan las temperaturas de evaporación y condensación de los refrigerantes para hallar las presiones de saturación.

$$\text{R-134a: } T_{evap} = -35^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{sat} = 0.6 \text{ bar}; T_{condensación} = 15^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{sat} = 10 \text{ bar}$$

$$\text{NH}_3: T_{evap} = -35^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{sat} = 0.9 \text{ bar}; T_{condensación} = 40^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{sat} = 15.5 \text{ bar}$$

A continuación se halla la relación de compresión:

$$\text{Para el R-134a: } \Gamma_{compresión} = \frac{10}{0.63} = 16$$

$$\text{Para el Amoniaco NH}_3: \Gamma_{compresión} = \frac{15.5}{0.9} = 17.2$$

Al obtener una  $\Gamma_{compresión} > 7$  , es necesario utilizar una compresión por etapas. Además, para ahorrar energía en el proceso, es necesario enfriar el refrigerante antes de que pase a la siguiente etapa de compresión. Por estas razones, se utilizará un sistema de refrigeración por compresión de vapor de dos etapas con refrigeración intermedia regenerativa.

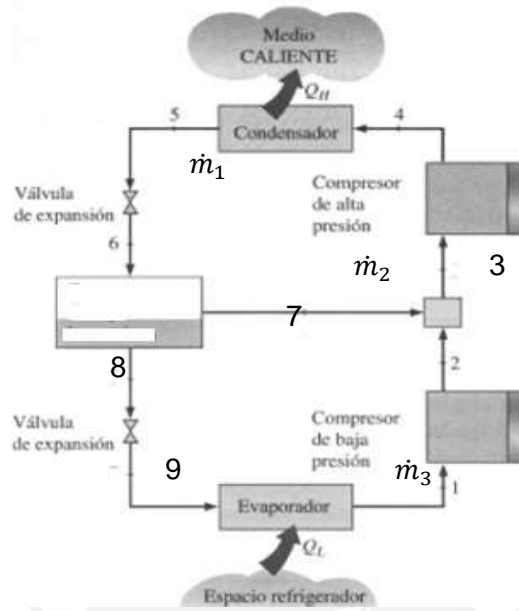


Figura 2.1, Esquema Técnico de un Sistema de Refrigeración de 2 etapas

A continuación se muestra el diagrama T-S del comportamiento teórico del sistema

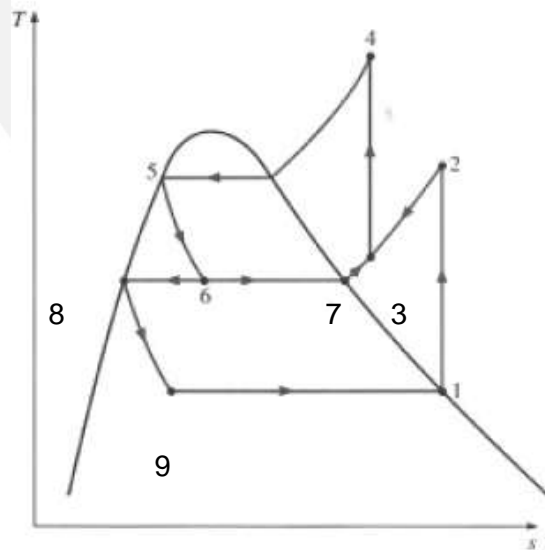


Figura 2.2, Diagrama T-S de un ciclo de Refrigeración Ideal

## 2.8 Balance de Masas y Energía en el Sistema de Refrigeración

Se procede a resolver el ciclo de refrigeración, es decir, se determina las propiedades termodinámicas de cada uno de los estados y se considera un rendimiento isentrópico para los compresores de  $\eta = 0.85$

**Tabla 2.3, Tabla de propiedades R-134a**

Estado	T (c°)	P (bar)	$h(\frac{kJ}{kg})$	$s(\frac{kJ}{kg.k})$	Fase
1i	-35	0.63	224.72	0.966	V.Saturado
1	-30	0.63			V.S.C
2i	6	2.5	257	0.966	V.S.C
2	13	2.5	262.7	0.987	V.S.C
3	7.5	2.5	258.2	0.971	V.S.C
4i	56	10	289	0.971	V.S.C
4	61	10	294.4		V.S.C
5i	40	10	107		L.Saturado
5	35	10			L.S.E
6	-4.3	2.5	107		V.H (x=0.3)
7	-4.3	2.5	248		V.S
8	-4.3	2.5	46.1		L.S
9	-35	0.63	46.1		V.H (x=0.18)

Donde: V.S.C = Vapor sobre calentado; V.S = Vapor saturado; V.H = Vapor húmedo; L.S = Líquido saturado; L.S.E = Líquido Sub-enfriado. Luego de hallar las entalpías en cada uno de los estados procedemos a realizar los balances de masa y energía en los componentes del sistema. Se realiza un balance de energía en el evaporador del sistema para calcular el flujo másico  $\dot{m}_3$ :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_3 (h_1 - h_9) \tag{2.33}$$

Donde:

$\dot{Q}_{evap}$ : Carga térmica a remover del I.Q.F = 41 kW

$\dot{m}_3$ : Flujo másico de refrigerante que pasa por el evaporador

$h_1$ : Entalpía en el estado 1 =  $224.72 \frac{kJ}{kg}$

$h_9$ : Entalpía en el estado 9 =  $46.1 \frac{kJ}{kg}$

Reemplazando valores en la ecuación 2.32 obtenemos el flujo másico  $\dot{m}_3 = 0.23 \frac{kg}{s}$

Para la cámara de vaporización instantánea se realiza un balance de masas:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (2.34)$$

Donde:

$\dot{m}_1$ : Flujo másico refrigerante total

$\dot{m}_2$ : Flujo másico en forma de vapor que va al regenerador

Luego se realiza un balance de energía, considerando el sistema adiabático:

$$\dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_2 h_7 = \dot{m}_3 h_8 \quad (2.35)$$

Se reemplaza  $\dot{m}_1$  en función de  $\dot{m}_3$  con ayuda de la expresión 2.33, se obtiene:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_3 (h_6 - h_8)}{(h_7 - h_6)} \quad (2.36)$$

Donde:

$h_6$ : Entalpía en el estado 6 =  $107 \frac{kJ}{kg}$

$h_7$ : Entalpía en el estado 7 =  $248 \frac{kJ}{kg}$

$h_8$ : Entalpía en el estado 8 =  $46.1 \frac{kJ}{kg}$

Reemplazando los valores en la expresión 2.34 tenemos el flujo másico  $\dot{m}_2 = 0.10 \frac{kg}{s}$

Reemplazando los valores de  $\dot{m}_2$  y  $\dot{m}_3$  en la expresión 2.33, se obtiene  $\dot{m}_1 = 0.33 \frac{kg}{s}$

Para hallar la entalpía en el punto 3 se realiza un balance de energía:

$$\dot{m}_3 h_2 + \dot{m}_2 h_7 = \dot{m}_1 h_3 \quad (2.37)$$

Reemplazando valores se tiene  $h_3 = 258.2 \frac{kJ}{kg}$

Para calcular la potencia mecánica necesaria en el compresor de baja presión se realiza el siguiente balance de energía:

$$\dot{W}_{comp-baja} = \dot{m}_3 (h_2 - h_1) \quad (2.38)$$

$$\dot{W}_{comp-baja} = 8.74 \text{ kW}$$

Donde:

$$h_1: \text{Entalpía en el estado 1} = 224.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2: \text{Entalpía en el estado 2} = 262.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se realiza un balance de energía para calcular la potencia mecánica necesaria en el compresor de alta presión

$$\dot{W}_{comp-alta} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) \tag{2.39}$$

$$\dot{W}_{comp-alta} = 11.94 \text{ kW}$$

Donde:

$$h_3: \text{Entalpía en el estado 3} = 258.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4: \text{Entalpía en el estado 4} = 294.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Finalmente, se calcula el COP del Ciclo de Refrigeración:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{sist}} \tag{2.40}$$

Donde:

$$\dot{W}_{sist} : \dot{W}_{comp-alta} + \dot{W}_{baja} = 20.7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{evap} : \text{Carga térmica a remover} = 41 \text{ kW}$$

Reemplazando valores en la expresión 2.37 tenemos el COP = 1.98. Análogamente, se resuelve el ciclo de refrigeración para el amoníaco y se considera un rendimiento isentrópico para cada compresor  $\eta_1 = 0.85$

**Tabla 2.4** Tabla de propiedades Amoniaco NH<sub>3</sub>

Estado	T (c°)	P (bar)	h ( $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ )	s ( $\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$ )	$\rho$ ( $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )	$\mu$ (Pa.s) $\times 10^{-6}$	Fase
1i	-35	0.93	1400	5.87	0.821	8	V.S
1	-30	0.93	1410	5.91	2.25	8.17	V.S.C
2i	70	4.14	1610	5.91	2.58	11.5	V.S.C
2	84	4.14	1647	6	2.42	12.1	V.S.C
3	63	4.14	1598	5.86	2.59	11.5	V.S.C

4i	176	15.5	1840	5.86	7.32	15.9	V.S.C
4	193	15.5	1882.7	5.95	7.03	16.5	V.S.C
5i	40	15.5	371		580	114	L.S
5	35	15.5	347		588	120	L.S.E
6	-1	4.14	347		0.187	6.8 (X=0.34)	V.H
7	-1	4.14	1440		3.34	9.03	V.S
8	-1	4.14	176		640	172	L.S
9	-35	0.93	176		7.39	7.26 (X=0.11)	V.H

Si siguiendo el mismo procedimiento establecido para el R-134<sup>a</sup>, se obtiene como resultados para el NH<sub>3</sub>:

**Tabla 2.5** Resultados del Ciclo de refrigeración con Amoniaco

Refrigerante	$\dot{m}_3$ ( $\frac{kg}{s}$ )	$\dot{m}_2$ ( $\frac{kg}{s}$ )	$\dot{m}_1$ ( $\frac{kg}{s}$ )	$Q_{cond}$ (kW)	$\dot{W}_{comp-baja}$ (kW)	$\dot{W}_{comp-alta}$ (kW)	COP
NH <sub>3</sub>	0.033	0.0058	0.039	59	7.76	11.1	2.17

Finalmente, se comparan los resultados finales de ambos para analizar cual es el más conveniente para las necesidades del proyecto a desarrollar.

**Tabla 2.6** Tabla Comparativa entre el NH<sub>3</sub> y R-134<sup>a</sup>

Refrigerante	$\dot{m}_1$ ( $\frac{kg}{s}$ )	$\dot{W}_{baja}$ (kW)	$\dot{W}_{alta}$ (kW)	$\dot{W}_{total}$ (kW)	COP
R-134 <sup>a</sup>	0.33	8.74	11.94	20.7	1.98
Amoniaco NH <sub>3</sub>	0.039	7.76	11.1	18.9	2.17

Como se aprecia en la Tabla 2.5, el flujo másico necesario para cumplir con los requerimientos del sistema de NH<sub>3</sub> es mucho menor a del R-134<sup>a</sup>. Para realizar el ciclo con R-134<sup>a</sup>, se necesitaría aproximadamente 8.4 veces más de refrigerante que con el

amoniaco. Además, considerando el olor detectable del amoniaco como un factor preventivo en caso de alguna fuga en las instalaciones. Por otro lado, el precio en el mercado del amoniaco es menor en comparación al R-134<sup>a</sup>. [7]. El COP de ciclo con amoniaco es mayor que con el del R-134<sup>a</sup>, es decir tenemos un mejor rendimiento del sistema. En resumen, el sistema de refrigeración funcionará con amoniaco NH<sub>3</sub> por las razones mencionadas anteriormente.

### 2.8.1 Cálculo del Flujo Másico de Aire

A continuación, se procede a calcular el flujo másico de aire necesario para los requerimientos del sistema:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} \Delta T_{aire} \quad (2.41)$$

Donde:

$$\dot{Q}_{evap} : \text{Potencia que retira el refrigerante} = \dot{Q}_{evap} = 41 kW$$

$\dot{m}_{aire}$  : Flujo másico de aire

$$C_{p_{aire}} : \text{Calor específico del aire} = 1.0048 \frac{kJ}{kg.K}$$

$\Delta T_{aire}$  : Variación de temperatura que presenta el aire = 5°C

Reemplazando valores en la expresión 2.40 hallamos el flujo másico de aire

$$\dot{m}_{aire} = 8 \frac{kg}{s} = 19\,200 \frac{m^3}{h}$$

### 2.9 Equipos para el Sistema de Refrigeración

**Compresores:** Para la selección de compresores se tomó en cuenta las siguientes variables: la carga térmica, las temperaturas de evaporación y condensación además de las temperaturas de sobrecalentamiento y subenfriamiento. Se utilizó el software de selección de compresores de la empresa Mycom para hallar los detalles técnicos del equipo. Los resultados obtenidos se compararán con los teóricos.

$$V_{comp} = \frac{\dot{m}_1 \times 3600}{\rho_1} \frac{m^3}{h} \quad (2.42)$$

Donde:

$$\rho_1 : \text{Densidad del refrigerante} \left( \frac{m^3}{h} \right)$$

$\dot{m}_1$ : Flujo másico de refrigerante del sistema ( $\frac{kg}{s}$ )

**Tabla 2.7** Comparación entre valores teóricos y del fabricante

Características del Compresor	Valores Teóricos	Valores del Fabricante
Qcomp(Kw)	41	46
Wsist (Kw)	18.9	21.5
COP	2.17	2.14
Vcomp primera etapa (m3/h)	52.8	80
Vcomp segunda etapa (m3/h)	54.2	80

No es posible escoger un compresor que se ajuste de manera exacta al valor de la carga térmica solicitada, debido a que la capacidad de los equipos está predeterminada en rangos definidos. Una manera de alcanzar lo necesitado es ajustando la capacidad del equipo variando, por ejemplo, la velocidad de giro del rotor conducido.

**Condensadores:** Son del tipo evaporativo y se elige al fabricante Baltimore Aircoil (BAC) por las normas de calidad que posee, la accesibilidad a la información técnica para su selección y su presencia en el mercado nacional. Se elige un condensador que cumpla con la carga térmica a remover.

En el condensador se enfría la carga térmica del sistema, que consta del calor retirado del evaporador  $\dot{Q}_{evap}$  y la potencia mecánica de los compresores de alta y de baja, que sumados dan un valor  $\dot{W}_{total}$ : 19 kW. Además, debido a los efectos psicométricos de la temperatura de bulbo húmedo es necesario afectar la carga térmica para el condensador por un factor de evaporación y un factor de succión para su selección. La carga que absorbe se determina mediante la ecuación siguiente:

$$Q_{total\ cond} = factor_{evaporación} \times factor_{succ} \times (\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{total}) \quad (2.43)$$

$$Q_{cond} = 0.99 \times 1.04 (40 + 19)$$

$$Q_{cond} = 60.1\ kw$$

Nota: el factor de evaporación y el factor de succión fueron obtenidos de la información del fabricante Baltimore Air Coil (BAC) [8]



**Evaporadores:** Para su selección se tiene en cuenta los siguientes criterios:

- a) Tipo : Ráfaga de aire
- b) Temperatura de evaporación: Se asumió un  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$  entre la temperatura de evaporación en el interior de los serpentines y el ambiente al interior de la máquina para una capacidad de 200 kg/h de espárragos a  $-10^{\circ}\text{C}$ .
- c) El caudal de refrigerante calculado (127,8 kg/h)
- d) Temperatura y caudal del aire requerido ( $-30^{\circ}\text{C}$ ,  $19\,200 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ )
- e) Se consideró una velocidad lineal del aire de 10 m/s

Se utilizó el software del fabricante Guntner [9], por su fácil acceso a información técnica y presencia en el mercado local.

**Tanques:** Los recipientes son del fabricante Jhonson Controls por sus altos estándares de fabricación y su presencia en el mercado nacional. Se debe normalizar diámetros y longitudes a los valores disponibles del fabricante.

**Tanque Termosifón de Baja:** Es el sistema de enfriamiento para el aceite en la primera etapa de compresión. Se consideran 5 minutos de reserva de refrigerante para el enfriamiento del aceite en los intercambiadores refrigerante/aceite de los compresores. El calor del enfriador de aceite se tomó de los datos técnicos del proveedor. El flujo másico de evaporación en el enfriador de aceite se calculó dividiendo el calor total del enfriador de aceite y la diferencia de las entalpías específicas entre el líquido y vapor saturado a la temperatura de evaporación dada:

$$\dot{m}_{NH_3'} = \frac{Q_{aceite}}{h_{fgT}} \quad (2.44)$$

Donde:

$h_{fgT}$ : Entalpía del vapor húmedo a la temperatura de condensación ( $40^{\circ}\text{C}$ ) =  $1179 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$Q_{aceite}$ : Calor del enfriador de aceite = 2 kW

$\dot{m}_{NH_3'}$ : Flujo de refrigerante para enfriador de aceite =  $0.0017 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Se consideró que el flujo de masa en el intercambiador de aceite será 3 veces el flujo calculado anteriormente para asegurar una correcta transmisión de calor

$$\dot{m}_{NH3} = 3\dot{m}_{NH3'} \tag{2.45}$$

$$\dot{m}_{NH3} = 0.005 \frac{kg}{s}$$

Donde:

$\dot{m}_{NH3}$ : Flujo de refrigerante en el enfriador de aceite

Para el cálculo del volumen mínimo del termosifón se usó la densidad del amoniaco líquido a  $-1^{\circ}C$  ( $640 \text{ kg/m}^3$ ) y 5 minutos (300 segundos) de reserva:

$$Vol_{min} = \frac{300x \dot{m}_{NH3}}{\rho_{NH3 -1^{\circ}c}} \tag{2.46}$$

$$Vol_{min} = 0.002 \text{ m}^3$$

El diámetro de la línea de líquido del termosifón al enfriador de aceite

$$D = 2.88 x \dot{m}_{NH3}^{0.37} \quad [10] \tag{2.47}$$

$$D = 0.40 \text{ ''}$$

El diámetro de la línea de vapor del enfriador de aceite y el termosifón

$$D = 3.49 x \dot{m}_{NH3}^{0.37} \quad [11] \tag{2.48}$$

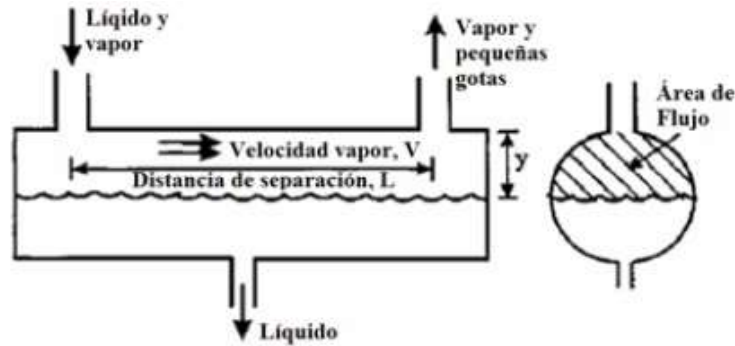
$$D = 0.50 \text{ ''}$$

**Tanque Termosifón de Alta:** Siguiendo el mismo procedimiento que para el tanque termosifón de baja presión, se obtiene la siguiente tabla de resultados:

**Tabla 2.8** Resumen de cálculos para el tanque termosifón de alta

$\dot{m}_{NH3'}$ (kg/s)	$\dot{m}_{NH3}$ (kg/s)	Vol min (m3)	Diámetro Línea de Líquido pulg.	Diámetro Línea de vapor pulg.
0.00165	0.00397	0.002	0.4	0.51

**Tanque separador de líquido:** Se calcula determinando la velocidad terminal (vt) de una gota de refrigerante, la cual ingresa por la tubería de alimentación como líquido saturado. En función de este valor se calcula la distancia que recorre antes de alcanzar la tubería de descarga. El equipo seleccionado es horizontal, porque permite un manejo versátil de la altura positiva neta de succión para las bombas de amoniaco.



**Figura 2.3** Esquema de los parámetros de diseño de un separador horizontal

El tanque separador alimenta las bombas de amoniaco. El diámetro de gota ( $D_g$ ) de  $150 \times 10^{-6}$  m [12], y las propiedades del refrigerante a la temperatura de evaporación ( $-35^\circ\text{C}$ ): densidad de líquido y vapor saturado, tensión superficial como líquido saturado, la viscosidad dinámica y el flujo del caudal del refrigerante. La velocidad terminal de la gota se determinó mediante [13]:

$$v_t = 0.00272 \times ((\rho_l - \rho_g) \times \rho_g)^{0.328} \times \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g}\right)^{0.5} \quad (2.49)$$

$$v_t = 0.63 \text{ m/s}$$

Se considera una velocidad vertical de la gota igual al doble de la velocidad terminal

$$v_h = 2v_t = 2(0.63) = 1.26 \text{ m/s} \quad (2.50)$$

Luego, se asume un separador con la mitad del tanque lleno de líquido

$$H_l = 0.5 \times D_{sep} \quad (2.51)$$

$$H_l = 0.15 \text{ m}$$

Donde:

$H_l$  = Altura de refrigerante líquido

$D_{sep}$  = Diámetro del tanque separador

El diámetro del separador se calculó de la siguiente expresión

$$D_{sep} = \left(8 \times \frac{\dot{V}_{sist}}{\pi \times v_h}\right)^{0.5} \quad (2.52)$$

$$D_{sep} = 0.3 \text{ m}$$

Donde:

$\dot{V}_{sist}$  = Flujo volumétrico del sistema

$v_h$  = Velocidad horizontal de la gota

La altura de descenso vertical:

$$S_t = 0.5 \times D_{sep} \quad (2.53)$$

$$S_t = 0.15 \text{ m}$$

La distancia de separación:

$$S_h = \frac{1.25 \times S_t \times v_h}{v_t} \quad (2.54)$$

$$S_h = 0.375 \text{ m}$$

Tiempo de residencia:

$$t_r = \frac{S_h}{v_h} \quad (2.55)$$

$$t_r = 0.3 \text{ s}$$

Para comprobar los cálculos se debe calcular la velocidad de arrastre ( $V_{ar}$ ). Dicha velocidad debe ser mayor a la velocidad horizontal  $v_h$  para asegurar una buena separación del líquido y gas. La velocidad de arrastre es determinada en función del número de Reynolds que dependen del área transversal del separador que es atravesada por el refrigerante. Un parámetro para hallar el Reynolds es el diámetro hidráulico ( $d_{hidr}$ ), del separador líquido. Tomaremos el  $d_{hidr} = D_{sep}$

$$Re_l = \frac{\rho_l \times v_{NH_3,L} \times d_{hidr}}{\mu} \quad (2.56)$$

Para determinar la velocidad del líquido fue necesario conocer el número de Reynolds, para ello debemos hallar primero la viscosidad interfacial (N).

$$R\rho = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \quad (2.57)$$

$$R\rho = 28.82$$

$$N = \mu \times (\rho_l \times \sigma)^{-0.5} \times [(\rho_l - \rho_g) \times \frac{g}{\sigma}]^{0.25} \quad (2.58)$$

$$N = 9.5 \times 10^{-4}$$

Donde:

$\sigma$  = Tensión superficial del amoniaco líquido

$\mu$ = Viscosidad dinámica del amoniaco líquido

Para valores de N iguales o inferiores a 0.0667 el número de Reynolds es 1635. Ahora para el valor de N calculado, la velocidad de arrastre se calcula mediante la siguiente expresión:

$$v_{re} = \left(\frac{\sigma}{\mu}\right) \times R\rho \times N^{0.8} \tag{2.59}$$

$$v_{re} = 19.8 \text{ m/s}$$

Se aprecia que la velocidad de arrastre es mayor que la velocidad del líquido, con ello se corrobora que los cálculos están correctos.

**Tanque Recibidor de Líquido:** Será de tipo cilíndrico horizontal por su facilidad para el montaje. El volumen del tanque puede contener el amoniaco líquido del sistema por un periodo de 5 minutos:

$$V_{tanque\ recibidor} = \frac{300 \times \dot{m}_{sist}}{\rho_{NH_3, 1,35^\circ C}} \tag{2.60}$$

$$V_{tanque\ recibidor} = 0.02m^3$$

Otra consideración que se tuvo para la selección del tanque fue la fracción de líquido refrigerante que ocupa el tanque (2/3 del diámetro del tanque). El volumen del tanque se calculó teniendo en cuenta la fracción de volumen líquido  $Fr_{liq}$  y la fracción de altura  $Fr_H$ .

**Tabla 2.9** Fracciones volumétricas y de altura en un recibidor cilíndrico

Altura	Volumen
$Fr_H$	$Fr_{liq}$
0.01	0.0017
0.25	0.196
0.5	0.5
0.67	0.712
0.75	0.805
1	1

De acuerdo a la tabla 2.9.2:  $Fr_H = 0.67$  y  $Fr_{liq} = 0.712$ . En consecuencia:  
 $V_{tanque\ recibidor} = \frac{0.0172}{0.712} = 0.0241\ m^3$ . Pero el grado de circulación de la bomba es igual a 4, lo que demanda 4 veces el valor del volumen calculado anteriormente; por ello el  $V_{tanque\ recibidor} = 0.1\ m^3$  cuyo valor equivalente en pies cúbicos es  $3.53\ pie^3$ . Dicho volumen se utilizó para seleccionar el tanque del catálogo del fabricante Johnson Controls que se encuentra en el Anexo C.1

## 2.10 Tuberías, Válvulas y Bombas

El cálculo de las dimensiones de las tuberías fue basado en la menor caída de presión y el conseguir una velocidad del refrigerante diferente, según su estado (vapor- líquido) al interior de ellas para evitar golpes de ariete. Los valores de la velocidad lineal del refrigerante en las tuberías fueron tomados de acuerdo a lo especificado en el punto 1.5.5. Primero, hallamos el diámetro de la tubería tomando las velocidades de flujo del amoniaco recomendadas según su estado (líquido, vapor), luego se recalculó la velocidad con un diámetro estándar disponible en el mercado nacional. La ecuación general utilizada para el cálculo del diámetro de las líneas de tuberías del sistema de refrigeración es:

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi \cdot v \cdot \rho_{NH_3 f(p,t)}}} \quad (2.61)$$

Los cálculos de las caídas de presión en tuberías fueron hechos con la fórmula

$$\Delta P = \xi \times \frac{L_{tub}}{D_{tub}} \times \frac{\rho_{NH_3.T.P} \times V_{tub}}{2g} \quad (2.62)$$

El factor f, será calculado hallando en primer lugar el número de Reynolds y luego la rugosidad relativa. Las expresiones para determinar estos parámetros son:

$$Re = \frac{\rho_{NH_3.T.P} \cdot v \cdot D}{\mu_T} \quad (2.63)$$

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad (2.64)$$

Donde:

$\varepsilon$  : Rugosidad del acero inoxidable

D: Diámetro de la tubería (mm)

Luego, se ingresa al el diagrama de Moody con los valores del número de Reynolds y rugosidad relativa para obtener el coeficiente de pérdidas en tuberías  $\xi$ . Para el cálculo de caídas de presión en accesorios, se utilizó el método de longitud equivalente. Los datos se obtienen del libro “Apuntes de mecánica de fluidos” de la PUCP [15] y en otros casos de los catálogos del fabricante Danfoss. Para calcular la caída de presión total en los tramos de tuberías sumamos la longitud equivalente de los accesorios instalados en cada uno de ellos. La expresión final será:

$$\Delta P = \xi \times \frac{L_{eq}}{D_{tub}} \times \frac{V_{tub}^2}{2g} \quad (2.65)$$

Donde:

$L_{eq}$ : Longitud equivalente de tuberías y accesorios

**Bombas para Amoniaco:** Se consideró en el diseño el uso de dos bombas, una de ellas como “back-up” de la otra a fin de obtener siempre circulando el amoniaco a los evaporadores bajo cualquier condición de mantenimiento de los equipos. Las caídas de presión en las tuberías del sistema representan las pérdidas de presión que deben vencer las bombas para entregar el caudal necesario de refrigerante, por ello, se halla en primer lugar, dichas caídas de presión en todo el sistema. Menores caídas de presión significan unas bombas de amoniaco de menor potencia y más económicas. Para el cálculo se tomaron las siguientes consideraciones: Caudales máximos y mínimos de refrigerante. Tomamos en cuenta un grado de circulación de 4 y se asumió el caudal máximo al 100% de la carga total. A continuación se presenta las expresiones de las cuales se obtiene el caudal y la potencia necesaria de la bomba para el sistema de refrigeración:

$$Q_{Bomba} = \frac{4 \times \%capacidad \times Q_e \times 3600}{H_{fg-35^\circ C} \times \rho_{NH_3, Lsaturado, -35^\circ C}} \quad (m^3/h) \quad (2.66)$$

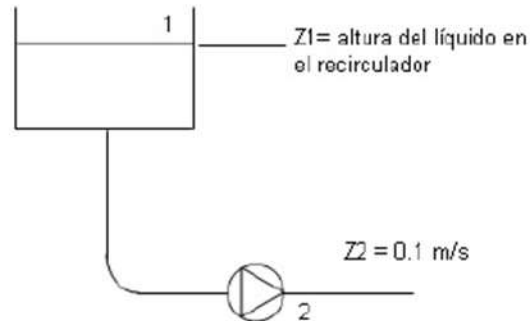
$$W_{bomba} = \frac{\rho_{NH_3, Lsaturado, -35^\circ C} \times Q_{Bomba} \times g \times H_{L, sistema}}{\eta_{b-m}} \quad (kW) \quad (2.67)$$

Donde:

$\eta_{b-m}$ : Eficiencia del acoplamiento bomba-motor

La caída de presión en las tuberías se consideró desde la bomba a los evaporadores y viceversa, así como la caída de presión producto de los dispositivos usados en la bomba.

Estas caídas de presión representan una demanda de trabajo de la bomba y sirve para determinar la altura de líquido refrigerante en metros, que la bomba debe entregar. Los cálculos se encuentran en el Anexo A.1.3 del presente documento.



**Figura 2.4** Esquema de la bomba de amoníaco para los cálculos

Para evitar la cavitación de la bomba es necesario calcular el NPSH (Net Positive Suction Head) del sistema. Éste debe ser mayor al NPSH mínimo que se necesita para evitar la cavitación de la bomba. Depende de las características de la bomba, por lo que es un dato que debe proporcionar el fabricante en sus curvas de operación. A continuación, se presenta la expresión que permite determinar la carga positiva hidrostática neta del sistema (NPSH):

$$NPSH = \frac{P_1 - P_{sat}}{\rho_{NH_3} g} + (z_1 - z_2) - \frac{V_2^2}{2g} - H_{L,total} \quad (2.68)$$

$$NPSH = 1$$

Con ello garantizamos que el flujo de refrigerante no se estanque por falta de potencia de la bomba debido a que nuestro NPSH mínimo para las condiciones de trabajo es menor que 0. La bomba se instalará de tal manera que funcione con succión negativa, es decir, tendrá una columna de líquido refrigerante por encima de ella. Así, se garantiza el flujo continuo y se evita la cavitación.

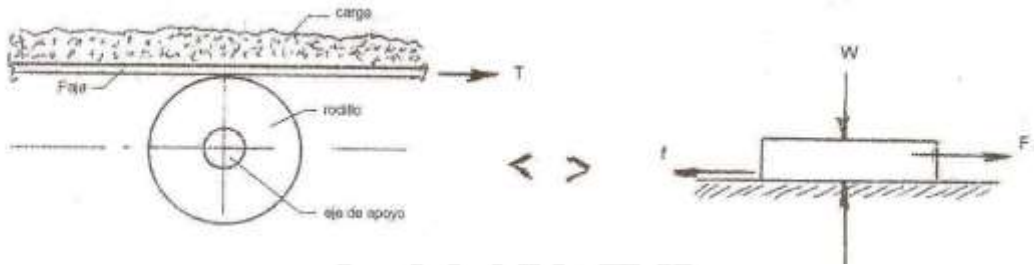
### 2.11.- Cálculo de Fajas

La faja seleccionada será plana de material polimérico. Sin embargo debido a su forma constructiva el análisis de tensiones se hará como si fuese una cadena de transporte. Se escogió el poliuretano debido a su peso liviano y limpieza, ya que estará en contacto directo con el producto, además de poseer buena durabilidad. Con las dimensiones del



túnel de frío halladas anteriormente, procedemos a darle las dimensiones finales a la faja transportadora: Longitud  $L_{total} = 2.55 \text{ m}$  , Ancho  $B = 0.5\text{m}$ .

**2.11.1.- Análisis de Tensiones**



**Figura 2.5** Esquema de la faja transportadora para el análisis de tensiones

La fuerza de tracción a la que está sometida la faja transportadora se debe al peso distribuido del espárrago y de la faja misma. La fuerza se obtiene mediante la expresión:

$$T = \mu \cdot (\omega_f + \omega_c) \cdot L \tag{2.69}$$

Donde:

$\mu$ : Coeficiente global de fricción: 0.34 (polietileno)

L: Distancia a transportar (m) = 2.55 m

$\omega_f$ : peso específico de la faja por unidad de longitud = 3 kg/m

$\omega_c$ : peso específico de la carga por unidad de longitud = 16.5 kg/m

De la expresión 2.68 se obtiene:  $T = 17 \text{ kgf}$ . Para la faja seleccionada, según el dato del fabricante SCANBELT la tensión admisible viene dada por el ancho de ésta en metros:

**Tabla 2.10** Datos técnicos de la Faja transportadora

Belt data		
Materials	Max. belt pull kg/m of width	Belt weight kg/m <sup>2</sup>
Polyethylene (PE)	1200	6
Polypropylene (PP)	1560	6
Polyacetal (POM)	2340	8

Para un ancho de faja de 0.5 m, se tiene que la tensión admisible es:  $T_{adm} = 17 \text{ kgf} \approx 1700 \text{ N}$ , por lo tanto no falla ya que  $T < T_{adm}$ .

## 2.12 Cálculo de la Potencia del Motor Eléctrico

Según lo determinado en el punto 2.5 del capítulo 2, la velocidad de avance de la faja transportadora es  $v = 0.2 \text{ m/min}$ . Se asume el peso distribuido de la faja y de los espárragos como una masa puntual  $Peso_{esp+faja} = 50 \text{ kgf}$ . Finalmente, se procede a calcular la potencia necesaria del motor eléctrico que viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_{motor} = Peso_{esp+faja} \cdot v \cdot g = 1.7 \text{ w} \quad (2.70)$$

### 2.12.1 Cálculo del Torque de Arranque del Motor Eléctrico

El cálculo del torque de arranque necesario para dar inicio al movimiento del equipo se tiene el sistema de fuerzas compuesto por: el peso distribuido del espárrago, el peso distribuido de la faja, las fuerzas de rozamiento entre la faja transportadora y el material polimérico ubicado encima de las platinas que soportan el peso de los espárragos y el peso de los ejes estriados de forma cuadrada.

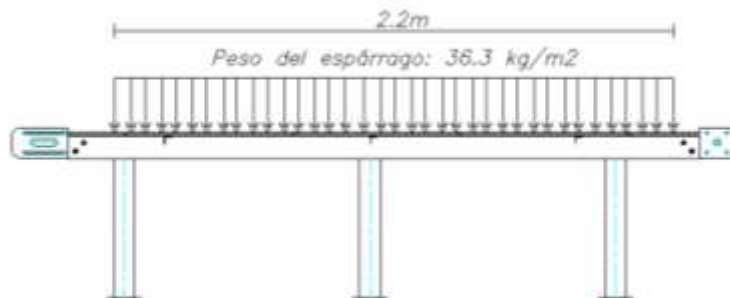


Figura 2.6 Fuerza distribuida (espárragos)

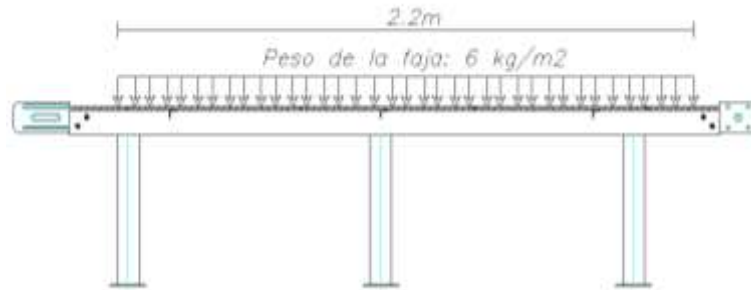


Figura 2.7 Peso distribuido de la faja transportadora

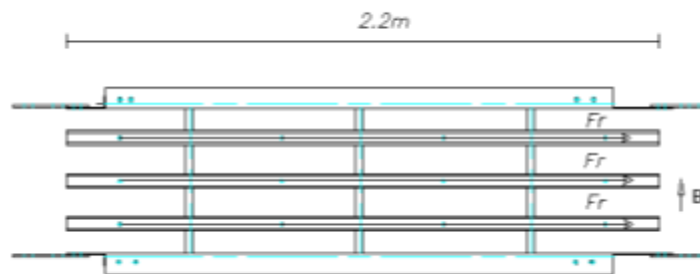


Figura 2.8 Fuerzas de rozamiento entre la faja y el polímero

A continuación, se procede a reducir el sistema de fuerzas de la siguiente manera:

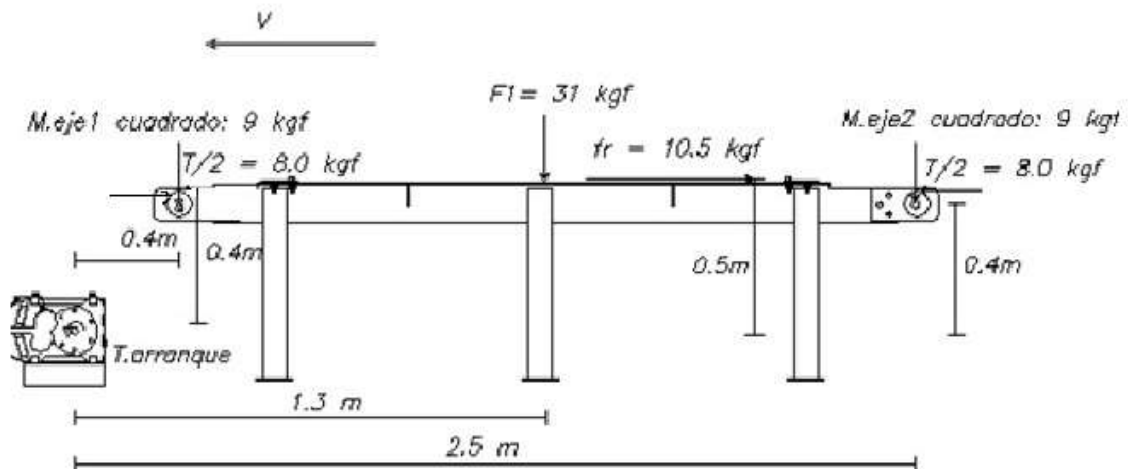


Figura 2.9 Sistema de fuerzas en estado dinámico

$$T_{arranque} = F_1 \cdot g \cdot (1.3) + M_{eje1} \cdot g \cdot (0.4) + M_{eje2} \cdot g \cdot (2.5) + T \cdot g \cdot (0.4) + fr \cdot g \cdot (0.5) \quad (2.71)$$

Donde:

$F_1$  = peso residual luego de que la faja se tensa (kg)

$g$  = Constante de la gravedad ( $m/s^2$ )

$f_r$ : Fuerza de fricción entre la faja de plástico y el polímero encima de los platinos (kg.f)

$M_{eje1}$  = peso del eje estriado 1 (kgf)

$M_{eje2}$  = peso del eje estriado 2 (kgf)

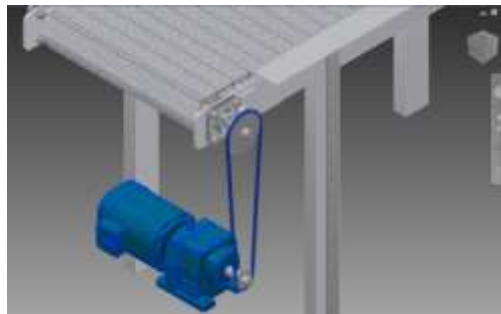
Reemplazando valores en la expresión 2.69 se obtiene el torque necesario:  $T_{motor} = 766 N.m$ . Se selecciona el moto-reductor FA- 67R37- DR63M4 del fabricante sew con las siguientes características:

**Tabla 2.11** Datos Técnicos del Reductor

Modelo	RPM (Entrada)	Nº etapas de reducción	RPM (Salida)	Relación de transmisión: i	Torque a la entrada (N.m)	Torque a la salida (N.m)	Potencia entregada (Kw)	Eficiencia mecánica ( $\eta$ )	Potencia Eléctrica (Kw)	Peso (Kg)
FA- 67R37- DR63M4	1400	2	1.2	1126	0.38	820	0.10	0.9	0.11	42

### 2.12.2 Cálculo de Longitud de Cadena para la Transmisión de Potencia

La distancia entre centros de los engranajes que forman parte del sistema de transmisión quedó determinada debido a la forma constructiva del I.Q.F. Tenemos una distancia entre centro de 420.5 mm, con ello, y tomando como número de dientes mínimo 19 para el piñon y 38 para la rueda, conseguimos una relación de transmisión de 2:1 según recomendaciones de diseño del fabricante RENOLD que se muestra en el anexo I.1 para ambos engranajes, podemos determinar la longitud de la cadena mediante la siguiente expresión:



**Figura 2.10** Esquema de la ubicación del sistema de transmisión

$$L = 2c + \frac{N+n}{2} + \frac{\left[\frac{N-n}{2 \times 3,14}\right]^2}{c} \quad (2.72)$$

Donde:

$c$ : Distancia entre centros de los ejes en pasos de la cadena

$N$ : Número de dientes del engranaje conductor

$n$ : Número de dientes de engranaje conducido

Se toma un paso de cadena  $1/2" = 12,7 \text{ mm}$ , según la potencia a transmitir y las revoluciones del piñon motriz se tiene un módulo  $m=4$  para los sprockets. Se reemplaza valores en la expresión 2.70, se obtiene la longitud de la cadena:  $L = 95$  pasos, entonces  $L = 1206.5 \text{ mm}$ .

### 2.13.- Análisis Estructural

El método de los elementos finitos se basa en la suposición de que un cuerpo puede representarse en forma de un conjunto de elementos unidos mutuamente sólo en los nudos. La sustitución de un cuerpo complejo por cierta red de elementos finitos puede compararse con la sustitución de un cuerpo denso por cierta construcción de rejillas, en la cual la distribución de tensiones debe ser similar. A pesar de simplificarse el problema, la realidad física es muy compleja y si se quiere describir el proceso lo más exacto posible, su matemática se haría compleja y voluminosa. Este problema se soluciona en alguna medida con el empleo de los ordenadores, con este fin existen sistemas computacionales que permiten realizar los cálculos, y entre ellos el sistema elegido llamado ANSYS.

El método de los elementos finitos es el método numérico más potente aplicable al análisis de estructuras de cualquier tipo, sometidas a solicitaciones mecánicas y térmicas tanto estacionarias como transitorias. La teoría de la elasticidad establece para un problema dado las relaciones matemáticas exactas en forma diferencial, y plantea su integración cerrando el problema con condiciones iniciales y de contorno para obtener las funciones que definen las variables representativas del comportamiento de la estructura. El método de elementos finitos se trata de una simplificación de dichas ecuaciones, puesto que su forma diferencial se sustituye por un conjunto discreto de ecuaciones y de sus respectivas condiciones de contorno para su posterior resolución. En función del

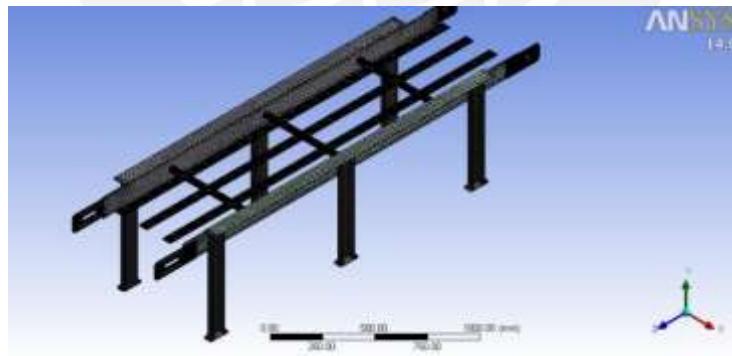
número de estas ecuaciones será necesario o no implementar el problema para su resolución computarizada.

### 2.13.1.- Datos Iniciales

La prueba consiste en simular los esfuerzos y las deformaciones de la estructura del congelador IQF producidos por los siguientes agentes: peso del evaporador, peso distribuido de los espárragos, fuerza de rozamiento entre las platinas y la faja, 2 ejes estriados de los extremos que tensan la faja y el peso de la misma. El material a evaluar será acero inoxidable AISI 316. El material de la estructura tiene las siguientes propiedades: Densidad:  $7750 \text{ kg/m}^3$ , Módulo de Young:  $1.93 \times 10^{11}$ , Módulo de Poisson: 0.31.

### 2.13.2 Malla de la Estructura Discretizada

Para obtener resultados precisos, es necesario ajustar la densidad de malla de tal manera que se obtengan la mayor cantidad de nodos en la zona de trabajo donde se evalúan los esfuerzos. Al realizar el mallado obtuvimos 70,302 elementos triangulares, hexaédricos y piramidales con un número de nodos igual a 146 772. Se eligió este tipo de malla porque se ajusta mejor a las superficies de la estructura. El mallado de la estructura se aprecia en la figura 2.11, que se presenta a continuación



**Figura 2.11** Estructura 3d discretizada para el cálculo

### 2.13.3 Cargas Aplicadas a la Estructura

Para el análisis de los esfuerzos máximos y secciones críticas se fijaron los soportes de la estructura con el comando “fixed support”, de tal manera que al realizar la simulación, las bases sean consideradas inmóviles. Además, se utiliza el comando “bore contact” para simular la soldadura entre los soportes y los perfiles horizontales de 2.5 metros de longitud. A continuación, se presentarán los esfuerzos sobre la estructura generados por las cargas mencionadas en el punto 2.13.1

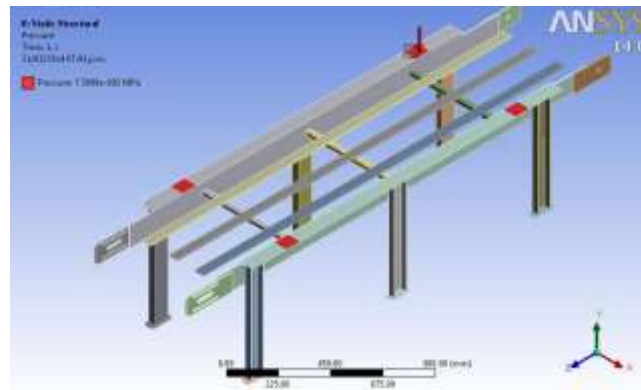


Figura 2.12 Esfuerzos producidos por el Evaporador

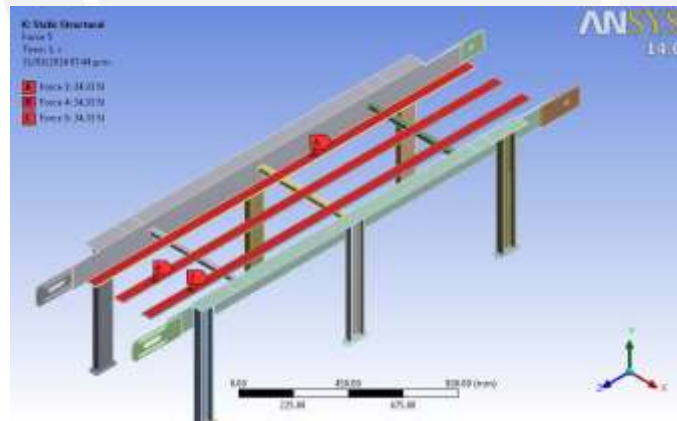


Figura 2.13 Esfuerzos producidos por el rozamiento entre faja y platinas

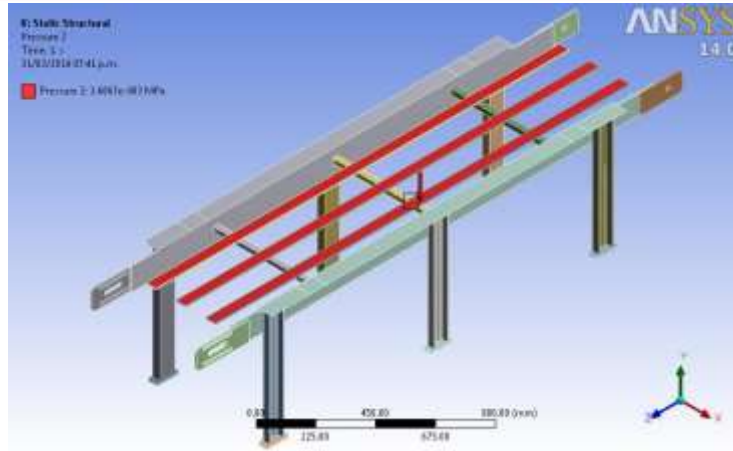


Figura 2.14 Peso distribuido del Espárrago y la Faja

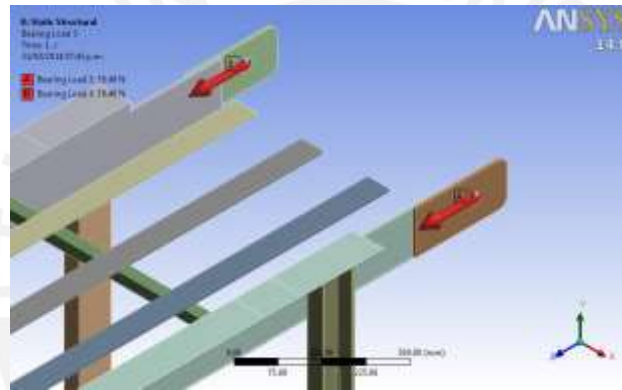


Figura 2.15 Fuerza debido a la Tensión de la Faja

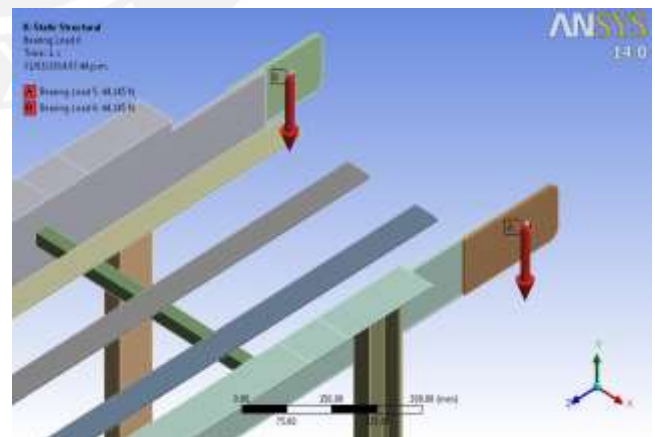
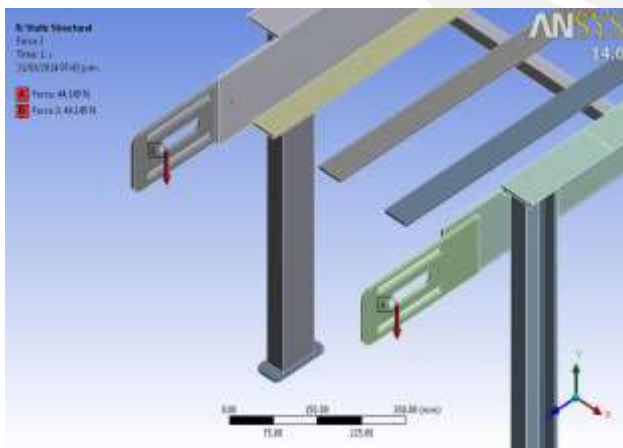


Figura 2.16 Fuerza debido al peso del Eje Estriado Motriz y Conducido



### 2.13.4 Secciones Críticas y Esfuerzos Máximos

La sección crítica con el mayor esfuerzo se ubicó en la unión del perfil izquierdo del ala de la estructura y el que soporta las platinas. El valor del esfuerzo máximo es de 116.01 MPa, muy por debajo del esfuerzo de fluencia del material AISI 316 ( 310 MPa).

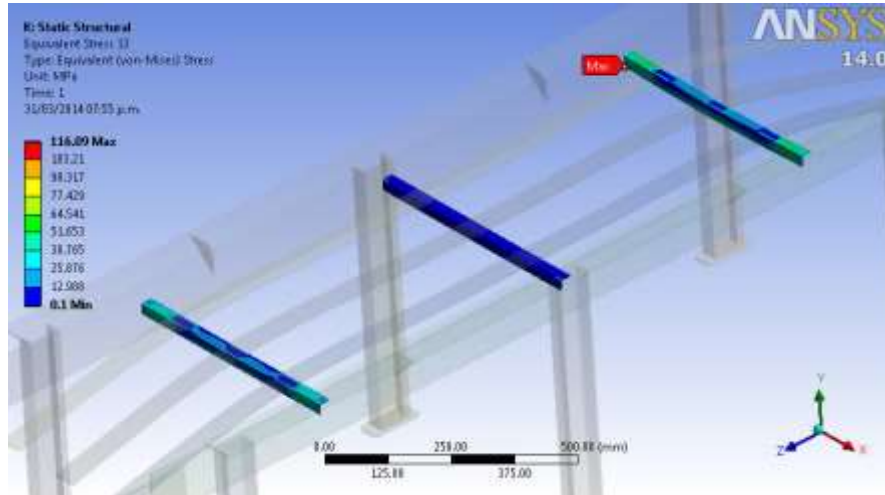


Figura 2.17 Esfuerzo máximo General

A continuación se presentarán los esfuerzos máximos relativos de la estructura por componente, donde se apreciarán los esfuerzos generados por las cargas señaladas anteriormente.

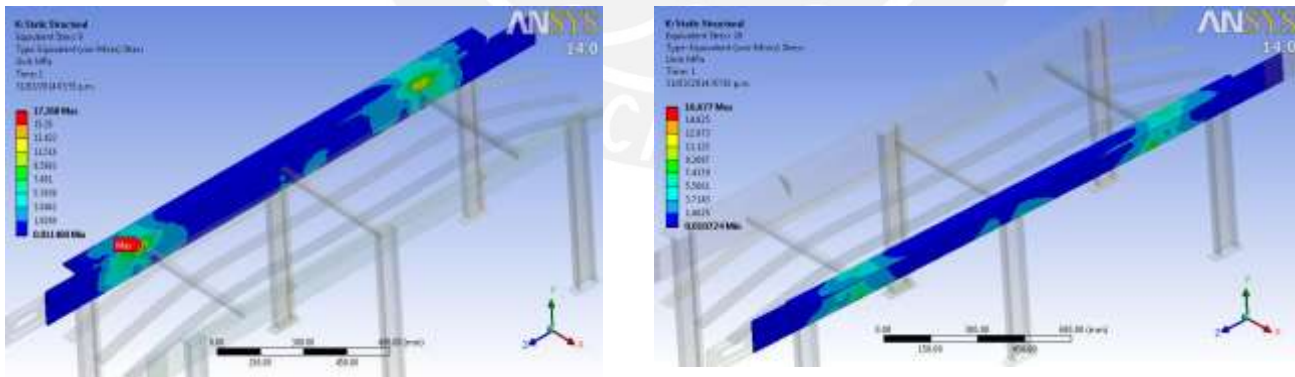
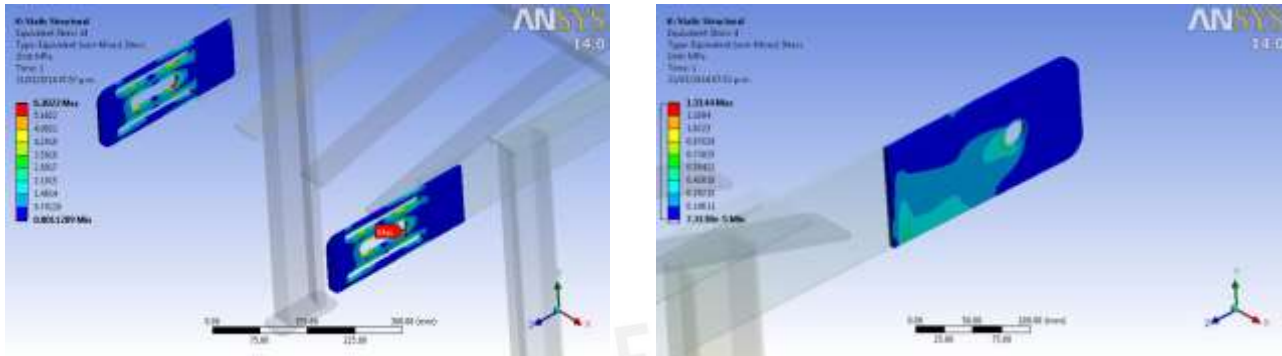


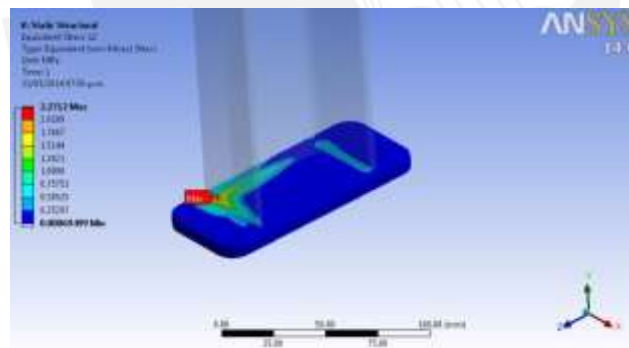
Figura 2.18 Esfuerzos Máximos de los Perfiles Laterales

En la figura 2.18, se aprecia que el esfuerzo máximo relativo es casi igual, siendo éste 17.2 MPa en el perfil izquierdo y 16.67 MPa en el derecho. El resultado es coherente debido a la simetría de la estructura.



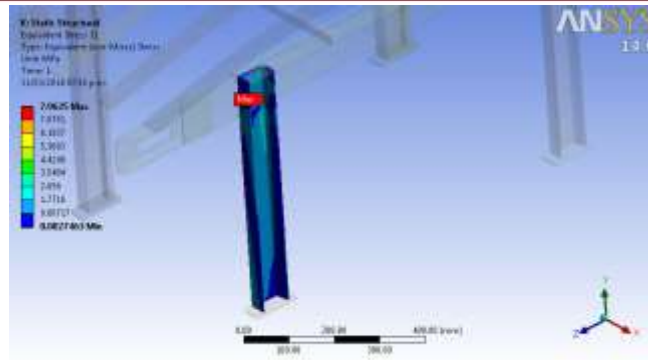
**Figura 2.19** Esfuerzos Máximos en las Placas Delanteras y Posteriores

Se puede apreciar en la figura 2.19 que los esfuerzos máximos en ambas placas delanteras son iguales, cuyo valor es de 6.3 MPa. El resultado es coherente, debido a la simetría de la estructura. Análogamente para las placas posteriores, el valor del esfuerzo máximo es idéntico, con un valor de 1.35 MPa.



**Figura 2.20** Esfuerzo Máximo en las Placas Soportes de la Estructura

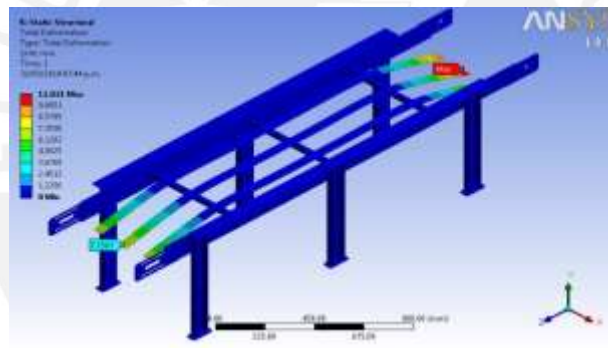
El esfuerzo máximo relativo a las placas soporte de la estructura fue de 2.28 MPa, lo cual está muy por debajo del límite de fluencia del material.



**Figura 2.21** Esfuerzo Máximo en los Apoyos de la Estructura

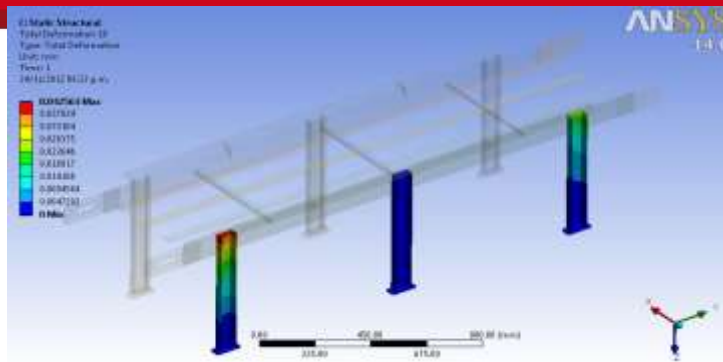
El esfuerzo máximo localizado en los apoyos fue de 7.9 MPa, muy por debajo del límite de fluencia del material.

### 2.13.5 Deformaciones Máximas en la Estructura



**Figura 2.22** Deformación Máxima General

Se aprecia que la deformación máxima general se encuentra ubicada en el extremo de la platina central. El valor de la deformación es de 11 mm, lo cual podría ocasionar el funcionamiento inapropiado del sistema motriz. Una manera de reducir la deformación en este punto es, trasladar en la dirección del eje “Z” negativo, el soporte de apoyo para reducir el momento flector que ocasiona la deformación. Al haber menor distancia, se reducirá el momento flector, y con él, la deformación máxima.



**Figura 2.22 Deformación Máxima en los soportes de la Estructura**

La deformación máxima en los soportes de la estructura es de 0.04 mm, lo cual resulta despreciable.

## 2.14 Carga Eléctrica del Congelador I.Q.F

Se procederá a calcular las cargas eléctricas del congelador, para luego seleccionar los cables a utilizar. Se considerarán las normas ANSI/IEEE C57.110-1986 y el Código Nacional de Electricidad para la determinación de carga diseño, sobre carga, corriente máxima, variación de voltaje máximo permitido, etc. Finalmente, se seleccionará el tipo de cable a utilizar según lo calculado anteriormente.

### 2.14.1 Determinación de la Carga de Diseño

La determinación de la carga de diseño es uno de los parámetros más importantes para el desarrollo del proyecto, ya que permite realizar la selección adecuada de los equipos de generación, protección y utilización de la energía eléctrica. Para fines del presente estudio se ha considerado la totalidad de las cargas existentes en el congelador IQF.

### 2.14.2 Potencia Necesaria

También llamada carga instalada, es la suma de las potencias nominales de los receptores de energía eléctrica de la máquina, la carga necesaria se obtuvo de las ofertas técnicas de los proveedores.

**Tabla 2.12** Potencia de los componentes eléctricos del congelador

Máquinas	Cantidad	Potencia por unidad (kW)	Potencia total (kW)
Bombas de amoniaco	2	2.24	4.48
C. de tornillo 1era etapa	1	10	10
C.de tornillo 2nda etapa	1	11.5	11.5
Bomba de agua del condensador	1	2.7	2.7
Ventilador del condensador	1	4	4
Ventiladores del evaporador	2	0.7	1.4
Moto-Reductor	1	0.11	0.11
Sensores electrónicos	10	0.02	0.2

Se tiene que la potencia total que consumen los componentes eléctricos del I.Q.F es de 35 kW.

### 2.14.3 Bases del Cálculo

Para el diseño se ha respetado las disposiciones contenidas en el Código Nacional de Electricidad, así como los criterios de la buena práctica de la ingeniería. El sistema de distribución principal será trifásico en 440 VAC, con un conductor adicional de tierra, que conectará la carcasa de los motores a la barra de tierra de cada uno de los tableros.

El nivel de tensión seleccionado para motores y tomacorrientes industriales es de 440 VAC y para alumbrado y otros toma corrientes de 220 VAC. Los parámetros eléctricos que se han considerado para los cálculos son: Factor de potencia promedio: 0.80, rendimiento promedio de motores 93 %, máxima caída de tensión: fuerza 3 %.

### 2.14.4 Selección de Conductores

Se determinará el calibre de los conductores para alimentar los equipos eléctricos del I.Q.F, para ello, se realizará un ejemplo de cálculo utilizando el motor de la bomba de amoniaco. Las características del motor: Potencia (P) = 2.24 kW; Voltaje (V) = 220 V; Eficiencia ( $\eta$ ) = 90%; Factor de potencia ( $\cos\phi=F_p$ ) = 0.8; Longitud del conductor = 20 m

Temperatura ambiente = 20°C. Este motor alimenta una bomba de amoniaco que se encuentra en un ambiente húmedo

**a) Selección por Corriente Admisible**

El cálculo de la corriente nominal se rige mediante la siguiente expresión:

$$I_n = \frac{P}{\sqrt{3} \times V \times Fp \times \eta} \tag{2.71}$$

Donde:

$I_n$  : Corriente nominal en amperios

Reemplazando valores en la expresión 2.71, se obtiene  $I_n = 8.16 A$

La norma ANSI/IEEE C57.110-1986 recomienda que los equipos de potencia que alimentan cargas no lineales, deban operar al 80% de su potencia nominal. Es decir, que la potencia nominal de estos dispositivos es el 125 % de la potencia realmente requerida. En consecuencia, la corriente de diseño del alimentador debe ser 25% mayor que la corriente nominal según el CNE.  $I_{diseño} = 1.25 I_n = 10.2 A$ . Luego, como la temperatura ambiente es menor a 30°C el factor de corrección  $K_t = 1$  (según CNE). Para una temperatura de 30°C de referencia y hasta 3 conductores en un mismo ducto se tiene los datos de las corrientes máximas que soportan los conductores con una determinada sección transversal en  $mm^2$  según el CNE:

**Tabla 2.13** Resumen de tabla de conductores extraída del CNE

Conductor		Temperatura máxima de operación del conductor	
		En ducto	Al aire
Calibre AWG	Sección ( $mm^2$ )	TW (60°C)	TW (60°C)
14	2.08	15	20
12	3.31	20	25
10	5.260	30	40
8	8.37	40	55
6	13.3	55	80

Se selecciona el conductor: Tw 2.08  $mm^2$ , calibre 14 cuya corriente admisible es  $I_{adm} = 15A$

**b) Verificación por Caída de Tensión Admisible**

El cálculo de la caída de tensión admisible se determina mediante la siguiente expresión:

$$\Delta U\% = \frac{0.03092 \times I \times L \times \cos\phi}{A \times U} \times 100\% \tag{2.72}$$

Reemplazando valores en la expresión 2.72 tenemos que  $\Delta U\% = 0.8\%$ , entonces como  $\Delta U\% \leq 3\%$ , cumple con esta condición.

**c) Corriente de Corto Circuito**

Para seleccionar y determinar los componentes de las instalaciones eléctricas es necesario el conocimiento de la magnitud de las corrientes de corto circuito que puedan producirse. Para el cálculo no se han considerado las cargas de alumbrado y tomacorrientes debido su leve contribución para los efectos de corto circuito. Según la norma VDE 0102 e IEC 909, la expresión que rige la corriente de corto circuito es:

$$I_{cc} = \frac{0.8 \times U}{1.5 \times \rho_{20^\circ c} \times \frac{2L}{S}} \tag{2.73}$$

Donde:

$U$  = Tensión de alimentación en Voltios (V)

$\rho_{elec-20^\circ c}$  = resistividad a 20°C del material del conductor en ohm.mm<sup>2</sup>/m (0.017 cobre)

$L$  = longitud del conductor de protección en m

$S$  = sección del conductor en mm<sup>2</sup>

$I_{cc}$  = corriente de cortocircuito (A)

Reemplazando valores en la expresión 2.73 se obtiene que  $I_{cc} = 359 A$ . Luego, se realiza el mismo procedimiento para cada equipo para obtener los datos de la tabla 2.13 que se muestra a continuación:

**Tabla 2.14** Resumen de Cálculos de los Calibres de los Conductores

Máquina	$I_n (A)$	$I_{diseño} (A)$	Sección del conductor (mm <sup>2</sup> )	$I_{adm} (A)$	$\Delta U\%$	$I_{cc} (A)$
Bombas de amoniaco	8.16	10.2	2.08	15	0.8	359
Compresor de tornillo primera etapa	35	43.8	13.3	55	0.74	2295
Compresor de tornillo segunda etapa	38.6	48.3	13.3	55	0.81	2295
Bomba de agua del condensador	9.8	12.3	2.08	15	1.32	359

Ventilador del condensador	14.6	18.2	3.31	20	1.23	571
Ventiladores del evaporador	1.4	1.75	2.08	15	0.1	652
Moto-Reductor	0.36	0.45	2.08	15	0.04	359
Sensores electrónicos	0.07	0.1	2.08	15		359

### 2.14.5 Consideraciones Para el Sistema de Seguridad de los Motores Eléctricos

Para la protección y control de todos los motores eléctricos se ha previsto instalar arrancadores magnéticos de combinación; para los motores hasta 30 HP los arrancadores serán directos, para potencias mayores se emplearán a tensión reducida estrella triángulo. Cada arrancador estará compuesto de lo siguiente:

- Interruptor en caja moldeada con relés termo magnéticos o de estado sólido, regulables; la corriente mínima será la  $I_{nominal}$  multiplicada por 1.5
- Contactor magnético diseñados para soportar la corriente del motor multiplicada por el Factor de seguridad de 1.35.
- Relé térmico regulable, tipo diferencial; el rango del relé debe estar entre el 0.8 y 1.35 de la corriente nominal del motor.

Para el caso de los arrancadores a tensión reducida se aplicarán los mismos factores de los arrancadores directos; todos los arrancadores llevarán botones pulsadores de arranque y parada, lámparas de señalización y contactos auxiliares para mando remoto.



## Referencias del Capítulo 2

- [1] Consulta en línea (URL)  
[[http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4070035/lecciones/cap9/leccion9\\_6.htm](http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4070035/lecciones/cap9/leccion9_6.htm)]. 16/06/2012
- [2] ASHRAE, (2006). 2006 Refrigeration Handbook (SI). Atlanta: ASHRAE, p.9.8.
- [3] ASHRAE, (2006). 2006 Refrigeration Handbook (SI). Atlanta: ASHRAE, p.9.8.
- [4] Consulta en línea (URL) <http://www.hortyfresco.cl/docs/press/5.pdf>
- [5] Consulta en línea (URL) <http://es.scribd.com/doc/22452131/Proceso-IQF>
- [6] ASHRAE, (2006). 2006 Refrigeration Handbook (SI). Atlanta: ASHRAE. Capitulo 9, Tabla 3.
- [7] (Lipton 1957, Sastry et al. (1978))
- [8] Consulta en línea (URL) [<http://spanish.alibaba.com/products/liquid-ammonia-price.html>]. 16/03/2013]
- [9] Consulta en línea (URL)  
[[http://www.ifema.es/ferias/climatizacion/pdf/foro/28n118/28N118\\_baltimore.pdf](http://www.ifema.es/ferias/climatizacion/pdf/foro/28n118/28N118_baltimore.pdf)].  
16/06/2012.
- [10] Consulta en Línea (URL)  
[<http://217.29.32.151/guntner.us/es/productos/guntner-product-calculator-mpc-selection-software>]. 16/06/2012
- [11] STOECKER, Wilbert, (2004). Industrial Refrigeration Handbok. New York: McGraw-Hill, p.570
- [12] STOECKER, Wilbert, (2004). Industrial Refrigeration Handbok. New York: McGraw-Hill, p.570
- [13] INTERNATIONAL Institute of Ammonia Refrigeration, (5 febrero 2010). Ammonia: The Natural Refrigerant of Choice (An IIR Green Paper). IIR  
<[https://www.iir.org/aar/aar\\_greenpaper.pdf](https://www.iir.org/aar/aar_greenpaper.pdf)>
- [14] Consulta en línea URL  
[[http://www.ingenieria.unam.mx/~jagomezc/materias/ARCHIVOS\\_CONDUCCION/CAPITULO%20III.pdf](http://www.ingenieria.unam.mx/~jagomezc/materias/ARCHIVOS_CONDUCCION/CAPITULO%20III.pdf)]. 16/07/2012
- [15] Estela Assureira "TABLAS Y GRAFICOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS"  
2010.PUCP.Lima. páginas 81-84.

## CAPÍTULO 3

## 3.1 Costo del Equipo

Luego de haber dimensionado los equipos y estructuras del congelador IQF, se procederá a detallar el costo de cada uno de los componentes el sistema de refrigeración, el de las estructuras, y finalmente, el costo de montaje y de diseño de acuerdo a las horas de ingeniería invertidas en el proyecto.

## 3.1.1 Costo de equipos principales del Sistema de Refrigeración

A continuación, se presenta la cotización de los equipos involucrados en el sistema de refrigeración de amoníaco:

**Compresores:** \$ 10 000

**Tabla 3.1** Costo de Compresores

Cantidad	Descripción	Costo unitario	Costo Total
2	Unidad paquete Mycom N125S**-L (10hp)	5000	10 000

**Condensadores Evaporativos:** \$ 6500

**Tabla 3.2** Costo de Condensadores Evaporativos

Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
1	Condensador Evaporativo CXVB-75	6500	6500

**Tanques** \$ 8500

**Tabla 3.3** Costo de Tanques

Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
1	Tanque recibidor HR-10-120	3000	3000
1	Tanque recirculador y separador HR-24-135	3000	3000
1	Tanque Termosifón	2500	2500

**Evaporador** \$ 8000

**Tabla 3.4** Costo de Evaporador

Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
1	Evaporador S-AGHN 071.2E/11 O-AOJ/1 OP.M	8000	8000

### 3.1.2 Costo de Válvulas del Sistema de Refrigeración

**Tabla 3.5:** Costos de válvulas del sistema de refrigeración con Amoniaco

Tramo	Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
a-a1	1	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 50	330	330
	1	Filtro de acero inoxidable FIA 20 D ANG	170	170
a1-a2	1	Filtro de acero inoxidable FIA 20 D ANG	170	170
a2-a3	1	Válvula de seguridad para 7 bar-Danfoss-SFV25T7	200	200
b-b1	1	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	170
b2-b3	1	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	170
	1	Válvula de regulación manual REG20	240	240
b2-b5	1	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	170
	1	Válvula de regulación manual, globo-Danfoss-REG20	240	240
b6-b7	1	Válvula de regulación manual, globo-Danfoss-REG20	240	240
c2-c4	2	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	340
	1	Válvula de expansión electrónica -Danfoss-AKVA 15-1	675	675
	1	Válvula solenoide motorizada –Danfoss- EVRAT-20	495	495
	1	Filtro de acero inoxidable FIA 20 D ANG	170	170
c3-c4	2	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	340
	1	Valvula de retención -Danfoss- NRVA 20	220	220
	1	Válvula de regulación manual, globo-Danfoss-REG20	240	240
	4	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	680

c6-c7 c8-c9	2	Filtro de acero inoxidable FIA 20 D ANG	170	340
	2	Valvula de retención -Danfoss- NRVA 20	220	440
c7- c10 c9- c10	1	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	340
	1	Valvula de retención -Danfoss- NRVA 20	220	220
	1	Filtro de acero inoxidable FIA 20 D ANG	170	170
c7- c10 c9- c10	1	Válvula solenoide-Danfoss- EVRA 20	490	490
D1-D2	1	Válvula de cierre recta manual- Danfoss-SVA 20	170	170

El costo de todas las válvulas del sistema de refrigeración suma un subtotal de \$7190

### 3.1.3 Costo de Válvulas de Seguridad y Sensores

**Tabla 3.6:** Costo de Controladores para el Sistema Refrigeración con Amoniaco

Equipo	Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
Evaporador	1	Sensor de temperatura –Danfoss- AKS21	100.5	100.5
	1	Control electrónico de temperatura –Danfoss- EKC361	880	880
	1	Transmisor de presión –Danfoss- AKS33	231	231
Tanque separador-recirculador	2	Válvula de seguridad para 10 Bar -Danfoss- SFA 15 T 210	495	990
	1	Válvula dual, SFV15 T 210 –Danfoss DSV 1 D25	1020	1020
	1	Manómetro de baja, rango 1@15 bar con glicerina	150	150
	1	Visor de amoniaco vertical –Danfoss-LLG F 185	525	525
Bombas de Amoniaco	4	Válvula para sobreflujo –Danfoss- OFV 20 D 133	400	1600
	2	Válvula de seguridad angular –Danfoss- BSV 8T 210	550	1100
	2	Presostato diferencial –Danfoss- MP55A	330	660
Tanque recibidor	2	Válvula de seguridad ,10 Bar -Danfoss- SFA 15 T 210	495	990
	1	Válvula dual, SFV15 T 210 –Danfoss DSV 1 D25	1020	1020

	1	Manómetro de baja, rango 1@15 bar con glicerina	150	150
	1	Visor de amoniaco vertical –Danfoss-LLG F 185	525	525
	1	Válvula de purga rápida –Danfoss- QDV14	239	239
Tanque Termosifón	1	Válvula de seguridad,10 Bar -Danfoss- SFA 15 T 210	495	495
	1	Manómetro de baja, rango 1@15 bar con glicerina	150	150
	1	Válvula de purga rápida –Danfoss- QDV14	239	239

El costo de los controladores para el sistema refrigeración con Amoniaco suman un subtotal de \$11 064.5

### 3.4 Costo de Tuberías

**Tabla 3.7:** Costo de tuberías para el sistema refrigeración con Amoniaco

Diámetro Nominal	Medida Longitudinal (m)	Cantidad	Denominación	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
DN20	58	10	Tubo de 3/4" SCH80 x 6M	17.4	174
DN25	3	1	Tubo de 1" SCH80 x 6M	24.6	24.6
DN40	4	1	Tubo de 1 1/2" SCH40 x 6M	26.8	26.8
DN50	5	1	Tubo de 2" SCH40 x 6M	40.8	40.8
DN125	25	5	Tubo de 9" SCH40 x 6M	330.6	1653

El costo de las tuberías involucradas en el proyecto es de \$1919.2

### 3.5 Costo del Aislamiento

Se utilizó poliuretano es preado cuya densidad es de 32 kg/m<sup>3</sup> , para revestir con una capa intermedia de dicho material el congelador IQF y reducir la transferencia de calor entre el interior y el entorno. Se consideró para los tanques un espesor de aislamiento de 3 mm. Para el cuerpo del congelador se consideró un espesor de aislamiento de 120 mm. Luego, para las tuberías se consideró un espesor de 25 mm. Finalmente, para obtener el volumen de aislante para tuberías se tiene la siguiente expresión:

$$V_{aislante} = \frac{\pi(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4} \times Longitud \quad (2.74)$$

Donde

$$D_{ext} = D_{int} + 2_{espesor\ aislante}$$

El recubrimiento de aluminio para las tuberías se calculó mediante la siguiente expresión:

$$A_{recubrimiento} = \pi D_{ext} \times Longitud \quad (2.75)$$

**Tabla 3.8:** Costo de Aislamiento de Tuberías y Componentes del IQF

Descrip.	V (m3)	Área (m2)	Costo (\$ /kg)	Costo (\$/ L)	Costo \$/m <sup>2</sup> <sub>alum</sub>	Costo (\$/ Unidad)	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
Tubo de ¾" SCH80 x 6M	0.39	13.73	58.75	-	30	733.2	411.9	1145
Tubo de 1" SCH80 x 6M	0.0013	0.24	58.75	-	30	2.44	7.2	9.64
Tubo de 1½" SCH40 x 6M	0.0017	1.1	58.75	-	30	3.2	33	36.2
Tubo de 2" SCH40 x 6M	0.02	0.5	58.75	-	30	37.6	15	52.6
Tubo de 9" SCH40 x 6M	0.51	22.2	58.75	-	30	958.8	666	1624
Tanque recibidor	0.125	5.74	58.75	-	30	235	172.2	407.2
Tanque separador	0.125	5.74	58.75	-	30	235	172.2	407.2
Tanque Termosifón	0.05	3	58.75	-	30	94	90	184
Cuerpo de la máquina	0.30	-	-	2.7	-	810	-	810

El costo del aislamiento de los componentes del sistema de refrigeración es de: \$4675.8 El costo del sistema de refrigeración, accesorios, válvulas de control, y recubrimiento para las tuberías de acero inoxidable y equipos, dan un monto parcial de \$ 57 850.

### 3.2 Costo del Sistema de Transmisión

El sistema de transmisión está compuesto por un moto reductor, una cadena, que una la reducción rueda - piñón con  $i$  de 2:1. La rueda se encuentra unida al eje estriado dándole movimiento. A su vez, el eje estriado gira los sprockets cuyos dientes al sujetarse de los agujeros de la faja, da origen al transporte de los espárragos en el congelador.

**Tabla 3.9** Tabla de Costos del Sistema de Transmisión

Equipo	Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
Moto reductor	1	Moto reductor -Sew-FA- 67R37- DR63M4	3000	3000
Rueda- Piñón	1	$i : 2 a 1$	20	20
Cadena	1	Cadena de Rodillos marca Renault de paso $\frac{1}{2}$ " y longitud 1206	50 x m	90
Faja transportadora	1	Faja Scanbelt de polietileno de 0.5 m x 2.55 m	200 x m2	455

El costo de los componentes que forman parte del sistema motriz del IQF es de \$ 3565

### 3.3 Costo de la Estructura

**Tabla 3.10** Tabla de Costos de la Estructura del IQF

Elemento	Cantidad	Descripción	Costo (\$/Unidad)	Costo Total(\$)
Perfiles en L	2	Perfiles de 1"x 1" x 1/8" AISI 304 6 metros de L.	150	300
Platinas	2	2" x 1/4" x 6 m de largo AISI304	100	200
Canales C	3	Perfil de 75x50x1/2" 6 m AISI304	200	600
Tornillos	30	ISO 4018 M12 x 35	1.5	45
	30	ISO 4018 M10 x 20	1.5	45
Tuercas	30	ISO 4032 M12	0.7	21
	30	ISO 4032 M10	0.7	21
Arandelas	30	ISO 7091 ST12	0.15	4.5
	30	ISO 7091 ST10	0.1	4.5
Eje estriado	2	Diámetro 5 cm , largo = 1 m	100	200
Cuerpo del		Hecha de un material compuesto:		

congelador	1	Matriz: polietil eterketona (PEEK) y recubierto de fibra de vidrio	5000	5000
------------	---	--	------	------

El Costo de la estructura y montaje de la misma es de \$ 6441. El costo final de todos los componentes principales y accesorios del congelador IQF es de \$ 67 886. El costo de ingeniería, relacionado al diseño del congelador se consideró el 15% del total, es decir \$10 182. Finalmente, el costo del proyecto es \$78 038





## Conclusiones

Al realizar la simulación en Ansys 14.0 se obtuvo como resultado el esfuerzo máximo de compresión de valor 116 MPa. La resistencia a compresión del acero AISI 316 a  $-30^{\circ}\text{C}$  es de 207 MPa, con ello concluimos que la estructura no falla por resistencia.

Al realizar la simulación para el cálculo de deformación, en los apoyos y en los ángulos de la estructura que soportan el peso del evaporador, espárragos y faja, sufren deformaciones despreciables (0.042mm y 0.196mm respectivamente). Sin embargo en la zona donde se apoya la faja se tiene una deformación considerablemente grande de 10 mm. Para disminuir dicho valor se desplazó el ángulo de soporte para disminuir el toque y con ello la deformación a un valor de 4 mm.

Se logró diseñar el sistema de refrigeración más adecuado para el requerimiento establecido. El cual consta de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y refrigeración intermedia, considerando  $5^{\circ}\text{C}$  para las temperaturas de sobre calentamiento (salida del compresor de alta) y sub enfriamiento (salida del condensador). El refrigerante utilizado para el sistema de refrigeración fue el Amoniaco debido a su gran capacidad de absorber calor al realizar el cambio de fase de líquido a vapor.

Para lograr la velocidad de salida de 0.2 m/min es necesario utilizar un motorreductor con una relación de transmisión de 1126:1, seguido de una reducción secundaria por cadena de 2:1, lo cual le da la velocidad de avance necesaria al sistema para obtener el flujo de 200 kg/hr de espárragos deseado.

El costo total del congelador es de aproximadamente \$ 78 038 USD, lo que hace viable su construcción para la mediana empresa.

**BIBLIOGRAFÍA**

[ASHRAE,2002] ASHRAE, (2002), 2002 Refrigeration Handbook (SI). Atlanta: ASHRAE.

[BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, 2007] BALTIMORE Aircoil Company, (2007), Product and Application Handbook. Vol 2. Baltimore : Baltimore Aircoil Company.

[Cengel, 2007] Cengel y Cimbala, (2007), Mecánica de fluidos, México: McGraw-Hill.

[CORNELL, 2010] CORNELL, (2010), Centrifug for Window 5.8 (Software for pumps selection). Cornell. <https://www.cornellpump.com>.

[DANFOSS, 2004]

- a. Stop valves, type SVA-ST and SVA-LT 15 (1/2 in.) – 200 (8 in), Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- b. Regulating valves, type REG 6-65. Technical Leaflet. Dinamarca : Danfoss A/S.
- c. Check valves for EVRA, EVRAT and PM valves in liquid lines, Type NRVS. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- d. Safety relief valves, Type SFV 20 – 25. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- e. Pressure Controls, Type Kp. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S
- f. Controller for regulation of media temperature. EKC 361. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- g. Pressure controls, differential pressure controls, Type RT. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- h. Modulating liquid level regulators direct operated, for low pressure side, Type SV 4, 5 and 6. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- i. Float Switch, Type AKS38. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- j. Liquid level transmitter, Type AKS41/U41. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S

[DANFOSS, 2005]

- a) Solenoid valves, type EVRA 3-40 and EVRAT 10-20. Technical Leaflet. Dinamarca: Danfoss A/S.
- b) Check valves for ammonia and fluorinated refrigerants, type NRVA. Technical Leaflet. Dinamarca :Danfoss A/S.

[DANFOSS, 2010] DANFOSS, (25 de noviembre 20112), Catalog Index for Industrial Refrigeration, <http://www.danfoss/BusinessAreas/RefrigerationAndAirConditioning/Products/Documentation.htm>.

[ JHONSON CONTROLS, 2009] JHONSON CONTROLS, (2009), Refrigeration Pressure Vessels.

[FRICK, 2007] FRICK, (2007), RWF II, Rotatory screw compressor unit models: 100 through 1080. USA: Jhonson Controls Inc.

[GRUDA, 1986] GRUDA, Z y Postolsky, J., (1986), Tecnología de la congelación de los alimentos. Zaragoza: Acribia

[GUNTNER, 2011] GUNTNER U.S. LLC, (2011), Guntner Product Calculator Customer (aplicación electrónica). US: Guntner U.S. LLC.

[HEAT TRANSFER TECHNOLOGY, 2010] HEAT Transfer Technology AG, (27 de marzo de 2010), Heat Transfer Technology AG, < <http://www.htt-ag.com/es/>>.

[HOLMAN, 1997] HOLMAN, J.P., (1997), Transferencia de calor. México: Compañía Editorial Continental, S.A. C.V.México.

[STOECKER, 2004] STOECKER, Wilbert, (2004). Industrial Refrigeration Handbook. New york: McGraw-Hill.

ANEXOS

