

UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA

LA MOLINA

FACULTAD DE PESQUERÍA



**“DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD OPERATIVA DEL
TÚNEL DE CONGELACIÓN DE LA EMPRESA SERINPES S.A.”**

**TESIS PARA OPTAR TITULO DE
INGENIERA PESQUERA**

JANE MILAGRO MARTÍNEZ CAJAHUANCA

Lima – Perú

2021

**La UNALM es titular de los derechos patrimoniales de la presente investigación
(Art. 24 – Reglamento de propiedad intelectual)**

UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA LA MOLINA

FACULTAD DE PESQUERÍA

**“DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD OPERATIVA DEL
TÚNEL DE CONGELACIÓN DE LA EMPRESA SERINPES S.A.”**

Presentado por:

JANE MILAGRO MARTÍNEZ CAJAHUANCA

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERA PESQUERA

Sustentado y aprobado por el siguiente jurado:

Dra. Fabiola Olivares Ponce

Presidente

Mg. Sc. Rodolfo Omote Sibina

Miembro

Ing. Domingo Sánchez Amado

Miembro

Ing. Andrés Molleda Ordoñez

Asesor

DEDICATORIA

A Dios, por estar siempre presente en mi vida, y haber puesto en mi camino a personas que han sido mi soporte y compañía durante este tiempo.

A mis padres por todo el esfuerzo, sacrificio, amor, comprensión, apoyo incondicional y confianza que me brindaron en todo momento a pesar del cansancio y dificultades que pasamos.

A mi familia, amigos y seres queridos por la motivación, apoyo y confianza en cada reto que se me presenta.

Jane M. Martínez Cajahuanca

AGRADECIMIENTOS

A mi asesor, Ing. Andrés Molleda Ordoñez, por su incansable, valioso e incondicional apoyo y por entregarme parte de su conocimiento que permitió el desarrollar este trabajo.

A los miembros del jurado de este trabajo, por las sugerencias brindadas con la finalidad de perfeccionarla.

A la empresa SERINPES S.A., especialmente a los ingenieros Cesar López y Miguel Quispe por otorgarme la oportunidad de aplicar los conocimientos profesionales aprendidos y brindarme la facilidad para el desarrollo del trabajo.

Y a todas y cada una de las personas que han vivido conmigo la realización de este trabajo.

ÍNDICE GENERAL

I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. REVISIÓN DE LITERATURA.....	2
2.1 Sistema de refrigeración por comprensión.....	2
2.1.1 Equipos básicos que conforman un sistema de refrigeración	3
2.1.2 Refrigerante.....	9
2.2 Métodos de Congelación.....	15
2.2.1 Congeladores de aire frio forzado.....	16
2.3 Túnel de congelación estático de aire forzado.....	17
2.4 Efecto de la temperatura y velocidad del aire frio en el producto a congelar.....	18
2.5 Tiempo de congelación	19
2.6 Carga térmica del túnel de congelación.....	22
III. METODOLOGÍA.....	23
3.1. Lugar de ejecución.....	23
3.2. Materiales	23
3.2.1 Materia prima.....	23
3.2.2 Instrumentos.....	24
3.2.3 Equipo.....	24
3.3. Metodología de la investigación	24
3.3.1 Inspección del túnel de congelación.....	24
3.3.2 Datos técnicos de los componentes del túnel de congelación.....	24
3.3.3 Mediciones realizadas en el túnel de congelación.....	25
3.3.4 Prueba del progreso de congelación en los puntos seleccionados.....	27
3.3.5 Determinación de la capacidad operativa	30
3.3.6 Comparación de la capacidad de diseño y real del túnel de congelación.....	34

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	36
4.1 Inspección del túnel de congelación	36
4.2 Datos técnicos de los componentes del túnel de congelación	39
4.3 Mediciones realizadas en el túnel de congelación.....	41
4.4 Prueba del progreso de congelación en los puntos seleccionados	45
4.4.1 De la velocidad del aire en el túnel	45
4.4.2 De la temperatura final en el producto congelado.....	46
4.5 Determinación de la capacidad operativa	50
4.5.1 Cargas dependientes.....	50
4.5.2 Cargas independientes.....	54
4.5.3 Carga térmica total y final.....	59
4.6 Comparación de la capacidad de diseño y real del túnel de congelación	60
V. CONCLUSIONES	61
VI. RECOMENDACIONES.....	63
VII. BIBLIOGRAFÍA	64
VIII. ANEXOS	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Clasificación de los refrigerantes por grupos de seguridad.....	11
Tabla 2: Propiedades físicas del refrigerante Azeotrópico R-507.....	13
Tabla 3: Características de los refrigerantes naturales.....	15
Tabla 4: Valores P y R para diferentes formas geométricas para la ecuación de Plank....	20
Tabla 5: Tiempos de congelación de los productos pesqueros.....	21
Tabla 6: Resultado de la inspección visual y mantenimiento de los componentes principales del túnel de congelación.....	36
Tabla 7: Información técnica de los componentes principales del túnel de congelación...	39
Tabla 8: Resultados de velocidad del aire y temperatura en el centro del producto en los 40 puntos seleccionados al inicio de la congelación.....	48
Tabla 9: Resultados de velocidad del aire y temperatura en el centro del producto en los 40 puntos seleccionados al finalizar la congelación.....	49
Tabla 10: Cantidad de producto a congelar en cada punto de medición.....	50
Tabla 11: Resultados de las cargas dependientes analizadas en cada punto seleccionado y final durante la congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”	51
Tabla 12: Relación entre la velocidad del aire, temperatura final en el centro del producto y la carga térmica dependiente en cada punto medido.....	53
Tabla 13: Datos obtenidos del túnel de congelación y tablas anexadas	54
Tabla 14: Resultados de las cargas térmicas proveniente de los factores independientes en la congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”	58
Tabla 15: Resultado de la carga térmica final	59

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama de un sistema de refrigeración.....	2
Figura 2: Esquema del funcionamiento de un condensador evaporativo	8
Figura 3: Refrigerantes prohibidos a partir del 2020.....	14
Figura 4: Ubicación Satelital del Terminal Pesquero de Villa Maria del Triunfo.....	23
Figura 5: Medición de la velocidad del aire al interior del túnel de congelación.....	25
Figura 6: Medición de la temperatura en el centro del producto al interior del túnel.....	26
Figura 7: Distribución de los 8 coches de congelación al interior del túnel.....	28
Figura 8: Coche de congelación, muestra sus dimensiones y sus once niveles.....	29
Figura 9: Puntos de medición en los coches de congelación	29
Figura 10: Esquema de la metodología a desarrollar	35
Figura 11: Vista de planta del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A.....	42
Figura 12: Vista lateral del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A.....	43
Figura 13: Vista frontal del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A.....	44

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1. Plan de mantenimiento del compresor.....	67
ANEXO 2. Plan de mantenimiento del condensador.....	67
ANEXO 3. Plan de mantenimiento del evaporador.....	68
ANEXO 4. Propiedades termodinámicas y composición química del Perico “Coryphaena hippurus”.....	68
ANEXO 5. Cálculos detallados de la determinación de las Cargas Térmicas Dependientes en cada punto seleccionado.....	69
ANEXO 6. Cálculos detallados de la determinación de las Cargas Térmicas Independientes en cada punto seleccionado.....	82
ANEXO 7. Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión barométrico de 101.325 Kpa.	84
ANEXO 8. Carta psicrométrica a bajas temperaturas y presión barométrico de 101.325 Kpa.	85
ANEXO 9. Valores de conductividad térmica.....	86
ANEXO 10. Coeficiente de convección del aire usado en paredes de frigoríficos.....	86
ANEXO 11. Calor disipado por las personas dentro del espacio refrigerado.....	86
ANEXO 12. Número de cambios de aire en 24 horas.....	87
ANEXO 13. Calor disipado por motores eléctricos.....	87
ANEXO 14. Calor cedido por el alumbrado.....	87

RESUMEN

La presente tesis tuvo como objetivo principal determinar la capacidad operativa del túnel de congelación de la empresa Servicios Industriales Pesqueros S.A. Para el desarrollo de este, se emplearon 6 actividades: en la primera se inspeccionó el estado actual de conservación y funcionamiento del túnel de congelación, en la segunda se recopiló parámetros operacionales de la ficha técnica del túnel de congelación como la capacidad de diseño del túnel que luego servirá para su posterior comparación, en la tercera y la cuarta se midió y analizó al inicio y final del proceso de congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”, en los 40 puntos seleccionados, los siguientes parámetros de funcionamiento: La velocidad del aire, en la cual, su distribución al interior del túnel no es uniforme presentan velocidades de 1.8 m/s a 4.4 m/s en los puntos cercanos a los ventiladores, de 1.3 m/s a 4.2 m/s en los puntos alejados de los ventiladores, en los puntos más cercanos al piso del túnel (niveles inferiores) presentaron velocidades de 3.8 m/s a 4.4 m/s, en los niveles medios fueron 3.2 m/s a 3.6 m/s, y en los niveles superiores (cercanos al techo del túnel) presentaron velocidades de 1.3 m/s a 2.6 m/s y la temperatura de congelación en el centro del producto, en la cual, su distribución al interior del túnel al finalizar el proceso de congelación no es uniforme presenta temperaturas de -25°C a -11°C en los puntos más cercanos a los ventiladores, de -24°C a -10.5°C en los puntos más alejados de los ventiladores, de -25.3°C a -21.6°C en los puntos más cercanos al piso de túnel y de -14.9°C a -10.5°C en los puntos más cercanos al techo del túnel. En la quinta se determinó la capacidad operativa real del túnel de congelación calculada mediante fórmulas matemáticas que determinan las cargas térmicas dependientes e independientes en la congelación del producto, siendo esta 66570.1 Kcal/h ó 77.2 Kw y, por último, en la sexta actividad se comparó la capacidad real con la de diseño **75 Kw** (obtenida de la ficha técnica) del túnel de congelación, resultando la capacidad real mayor que la de diseño. Esta diferencia indica que el túnel está trabajando por encima de su máxima capacidad, esta sobrecargado de producto (1046 Kg adicionales), a ello, se le adiciona la mala distribución de la velocidad del aire al interior del túnel; y debido a todo lo mencionado, el tiempo de congelación no uniforme para el “Entero de perico eviscerado sin agalla” de 10 cm de espesor fue de 10 horas. Y según bibliografía, dicho producto debería demorar entre 5 a 6 horas de congelación para congelar hasta una temperatura de -18°C ó -20°C .

Palabras claves: Capacidad de diseño, capacidad real, parámetros operacionales, carga térmica

SUMMARY

The main objective of this degree work was to determine the operational capacity of the freezing tunnel of the company Servicios Industriales Pesqueros S.A. For the development of this, 6 activities were used: in the first, the current state of conservation and operation of the freezing tunnel was inspected, in the second, operational parameters of the technical sheet of the freezing tunnel were collected, such as the design capacity of the tunnel which will then be used for subsequent comparison, in the third and fourth the following operating parameters were measured and analyzed at the beginning and end of the freezing process of the "Whole gutted parakeet without gills", in the 40 selected points: The air velocity, in which its distribution inside the tunnel is not uniform, present speeds of 1.8 m / s to 4.4 m / s in the points close to the fans, of 1.3 m / s to 4.2 m / s in the distant points of the fans, at the points closest to the tunnel floor (lower levels) presented speeds of 3.8 m / s to 4.4 m / s, at the middle levels they were 3.2 m / s at 3.6 m / s, and at the upper levels (close to the roof of the tunnel) presented speeds of 1.3 m / s to 2.6 m / s; and the freezing temperature in the center of the product, in which its distribution inside the tunnel at the end of the freezing process is not uniform, it presents temperatures of -25 ° C to -11 ° C at the points closest to the fans, from -24 ° C to -10.5 ° C at the points furthest from the fans, -25.3 ° C to -21.6 ° C at the points closest to the tunnel floor and -14.9 ° C to -10.5 ° C at the points closest to the roof of the tunnel. In the fifth, the real operating capacity of the freezing tunnel was determined, calculated using mathematical formulas that determine the dependent and independent thermal loads in freezing the product, this being 66570.1 Kcal / h or 77.2 Kw and, finally, in the sixth activity, the real capacity was compared with the 75 Kw design capacity (obtained from the technical sheet) of the freezing tunnel, resulting in the actual capacity greater than the design capacity. This difference indicates that the tunnel is working above its maximum capacity, it is overloaded with product (1046 additional kg), to this is added the poor distribution of air speed inside the tunnel; and due to all the aforementioned, the non-uniform freezing time for the "Whole gutted mahi mahi without gill" 10 cm thick was 10 hours. And according to bibliography, said product should take between 5 to 6 hours of freezing to freeze up to a temperature of -18 ° C or -20 ° C.

Keywords: Design capacity, real capacity, operational parameters, thermal load.

I. INTRODUCCION

El empleo de bajas temperaturas para la conservación de alimentos es un método ampliamente utilizado en la industria pesquera, ya que, estas temperaturas evitan el desarrollo de microorganismos y disminuye el efecto de las enzimas sobre el producto.

Desde que se inició el empleo del frío como sistema de conservación, ha venido mejorando el proceso, las maquinarias, los equipos y la calidad del producto de las plantas de congelación, con la finalidad de cumplir las exigencias del mercado.

Sin embargo, las instalaciones para congelar (túneles) en algunos casos no cumplen con los parámetros considerados en los diseños, tales como: Carga térmica, uniformidad en la velocidad del aire, distribución de la temperatura, tiempo de congelado afectando directamente a las características organolépticas del producto en el proceso de congelado y como consecuencia el incremento del exudado durante la descongelación, incidiendo en la calidad del producto.

La empresa Servicios Industriales Pesqueros S.A (SERINPES S.A) localizada en el distrito de Villa María del Triunfo, busca mejorar la calidad de sus productos pesqueros congelados orientando sus esfuerzos en mejorar la eficiencia de sus equipos, maquinarias e instalaciones, por lo que, el trabajo de investigación estuvo orientado a analizar los parámetros de funcionamiento del túnel , compararlos con los del diseño, planteando como objetivo principal del trabajo: Determinar la capacidad operativa del túnel de congelación de la empresa Servicios Industriales Pesqueros S.A

II. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1 Sistema de refrigeración por compresión

Cualquier sistema de refrigeración tiene como objetivo enfriar determinado espacio, es decir, quitar calor. Los más utilizados son los que se basan en la vaporización de fluidos condensables que se recuperan, como: absorción y compresión, esta última tiene rendimiento superior a la conseguida por absorción (Binaggia, 2007).

Vélez (2011), señala que el sistema por compresión consiste en una circulación continua de refrigerante a través del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión en un sistema cerrado, creando zonas de alta y baja presión, con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y lo disipe en el otro, como se muestra en la figura 1.

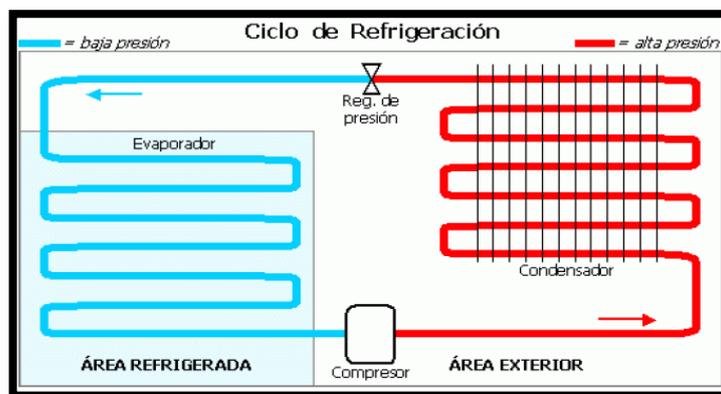


Figura 1: Diagrama de un sistema de refrigeración

Fuente: Vélez, 2011

La refrigeración por compresión se logra evaporando un refrigerante en estado líquido, a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado evaporador. Para evaporarse este requiere absorber calor latente de vaporización (Seitz, 2008).

Melgarejo (2005), señala que, durante el cambio de estado el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de

aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador y hacerlo líquido de nuevo.

En este intercambiador se liberan del sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de estado del fluido refrigerante y producir el subenfriamiento del mismo, es necesario enfriarlo en el interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador, definido muchas veces en función del refrigerante. De esta manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión (Villacreses, 2009).

2.1.1 Equipos básicos que conforman un sistema de refrigeración

a. Compresor

Lucas (2016), señala que el compresor constituye la verdadera máquina de toda instalación frigorífica, esta accionado por un motor eléctrico que cumple con dos funciones principales:

- Primero, succiona el refrigerante vaporizado (línea de succión), reduciendo la presión en el evaporador hasta un punto en el que puede mantenerse la temperatura de evaporación deseada.
- Segundo, el compresor comprime ese refrigerante vaporizado, descargándolo a una presión lo suficientemente alta (línea de descarga) para que la temperatura de saturación sea más alta que la temperatura del ambiente a refrigerar, de modo que se produzca la condensación fácilmente.

Existen diferentes tipos de compresores y a continuación se enuncian los más relevantes en cuanto a sistemas de refrigeración (Ludeña, 2013).

a.1) Compresores volumétricos

Incremento de presión es por reducción de volumen.

a.1.1) Desplazamiento positivo (reciprocantes)

Están compuestos por pistones movidos por pines y bielas desde el cigüeñal. Además, son usados en instalaciones de mediana y elevada capacidad. Son relativamente más baratos que los de tornillo (50%), pero necesitan un mantenimiento frecuente. Tienen una relación de compresión de 9:1 (multicilindros). Estos se encuentran en el mercado como: abiertos, semi-herméticos y herméticos.

a.1.2) Rotativos

a.1.2.1) Tornillo:

Son de engranaje helicoidal que pueden ser simples o de doble tornillo.

El uso de ellos en un sistema de refrigeración tiene muchas ventajas, los cuales son el motivo de su selección, siendo estas:

- Son muy eficientes a comparación de otros.
- Funcionan con los refrigerantes más comunes y sirven para toda aplicación.
- Generan poca contaminación acústica, ya que, son más silenciosos y producen menos vibraciones a comparación de otros.
- Aunque, no requiere de mantenimiento y limpieza constante, estos deben ser meticulosos, habitualmente a los compresores de tornillo hay que realizarles un mantenimiento periódico cada 2.000 horas de funcionamiento.
- Presenta temperaturas internas de operación relativamente bajas a comparación de otras (entre 76°C y 93°C), ocasionando que sea más fácil eliminar la humedad y otros contaminantes, minimizando costos, ya que, no requiere de componentes adicionales para secarlo o limpiarlo.
- Con respecto a su ciclo de trabajo, que es el tiempo en que un compresor puede operar sin riesgo de sobrecalentamiento y sin causar un desgaste excesivo, el compresor de tornillo a diferencia de otros tiene un ciclo permisible de 100% y puede operar continuamente si surge la necesidad. Esto es posible porque el compresor de tornillo es enfriado por fluido.

Este fluido realiza cuatro funciones importantes:

- Lubricar los rodamientos
- Remover contaminantes del aire

- Formar un sello entre los rotores y la carcasa
- Remover el calor generado por la compresión.

Tienen potencias de 20 a 1500 HP y gran eficiencia a cargas parciales. Tienen una relación de compresión de 19:1.

a.1.2.2) Otros:

Son compactos y de poco peso. Los grandes compresores de este tipo son de tipo Scroll (de engranaje helicoidal) o paletas y tiene una relación de compresión de 7:1. En cambio, los pequeños son usados en la aplicación doméstica y en pequeñas unidades de aire acondicionado hasta 5 HP.

a.2) Compresores dinámicos (Turbocompresores)

Son compresores donde la compresión se realiza por acción de la fuerza centrífuga y tienen una aplicación por encima de las 200 toneladas de refrigeración. Suelen llegar a velocidades de 1800 a 90000 RPM; además, pueden operar hasta una temperatura de succión de -100 °C. Su funcionamiento es continuo durante largos periodos de tiempo.

b. Condensador

Ordoñez (2006), señala que el condensador es básicamente un intercambiador de calor que rechaza todo el calor del sistema de refrigeración esto incluye no sólo el calor absorbido por el evaporador, sino también la energía transferida por el compresor

El condensador recibe refrigerante vaporizado caliente a alta presión (por lo general gas sobrecalentado) del compresor, le extrae el calor y envía éste hacia una sustancia enfriadora, que casi siempre es agua. Cuando se remueve la energía del gas éste se condensa (convierte en líquido), y el condensado es drenado para que pueda regresar, a través de la válvula de expansión, al evaporador (Binaggia, 2007).

Ludeña (2013), señala que los tipos de condensadores, según la forma de disipación del calor y del medio utilizado, son:

- b.1) Condensador por Aire, de circulación natural o forzada, en el que es disipado directamente al aire por transferencia del calor sensible.
- b.2) Condensador por Agua de Doble Tubo a Contracorriente, o Multitubulares, en los que el calor sensible es transferido por agua. Esta agua puede ser recuperada y recirculada al condensador después de ser enfriada mediante cesión de calor sensible y latente en una torre de enfriamiento.
- b.3) Condensadores Evaporativos, es uno de los medios más modernos y ampliamente utilizados por la industria de la refrigeración para ahorrar energía en su operación esto se debe a que su capacidad de condensación está limitado por la temperatura del bulbo húmedo ambiente y no por la temperatura del bulbo seco como los condensadores refrigerado por aire (temperatura del bulbo húmedo 8 °C a 14°C más bajo que el bulbo seco), ósea, temperatura de condensación más baja que el condensador refrigerado por aire. Para cada aumento de 1 ° C en la temperatura de condensación, el consumo de energía por unidad de capacidad de enfriamiento aumentará un 3% a 3,5%, por lo que se reducirá significativamente el consumo total de energía del condensador evaporativo, y el efecto ahorro de energía es evidente.

El funcionamiento del condensador evaporativo según Ludeña (2013), empieza cuando al refrigerante en estado gaseoso sobrecalentado y a alta presión que va a condensar entra por el colector superior del serpentín. El serpentín, a su vez está siendo humedecido constantemente por pulverización con agua que circula dentro del condensador. La refrigeración del agua se realiza por evaporación, al entrar en contacto con el aire y estando pulverizado en finas gotas facilita el intercambio de calor entre aire y agua.

En contracorriente al agua, circula aire, aspirado por los ventiladores superiores. La evaporación de una fracción de agua en recirculación elimina el calor de la superficie de intercambio del serpentín, como se aprecia en la figura 2. El rendimiento dependerá de la temperatura de bulbo húmedo.

A la hora de seleccionar un condensador evaporativo debemos considerar los siguientes factores (Binaggia,2007):

- Agua de aporte: el agua al evaporarse variará su composición química y propiedades. Por lo que habrá que analizarla y aplicar el tratamiento adecuado a los materiales del condensador, evitando así incrustaciones que puedan bajar el rendimiento del equipo de refrigeración.
- Materiales: materiales anticorrosión disminuyendo los costes de mantenimiento y evitando posibles incrustaciones.
- Mantenimiento: El condensador evaporativo debe estar formado por estructuras ligeras fácilmente desmontables. Estas medidas reducirán los costes y tiempos destinado a tareas de inspección y mantenimiento.

Las ventajas de los condensadores evaporativos, según Ludeña (2013) son:

- Eficiencia energética o ahorro de energía, debido a que su capacidad de condensación depende de la temperatura de bulbo húmedo ambiente.
- Ahorro de agua, ya que, una pequeña parte del agua se evapora aprovechando plenamente el calor latente de vaporización del agua. El condensador refrigerado por agua general puede quitar 16.75 ~ 25.12KJ de calor por 1 Kg de agua de enfriamiento y un condensador evaporativo solo consume 1% del agua a comparación de los condensadores refrigerados por agua.
- La estructura es compacta, puesto que no hay necesidad de instalar una torre de refrigeración, por ello todo el dispositivo es compacto.
- El condensador evaporativo es de tamaño pequeño ahorrando valioso espacio, ya que, requiere solamente cerca del 50% de la zona que ocuparía otros condensadores.
- Disminución de costes operativos
- Tecnología respetuosa con el medioambiente, un mantenimiento adecuado minimiza los riesgos higiénico-sanitarios de una tecnología eficiente.

Todas estas ventajas suman a su buen rendimiento y son el motivo por la cual uno prefiere elegirlos (Ludeña, 2013).

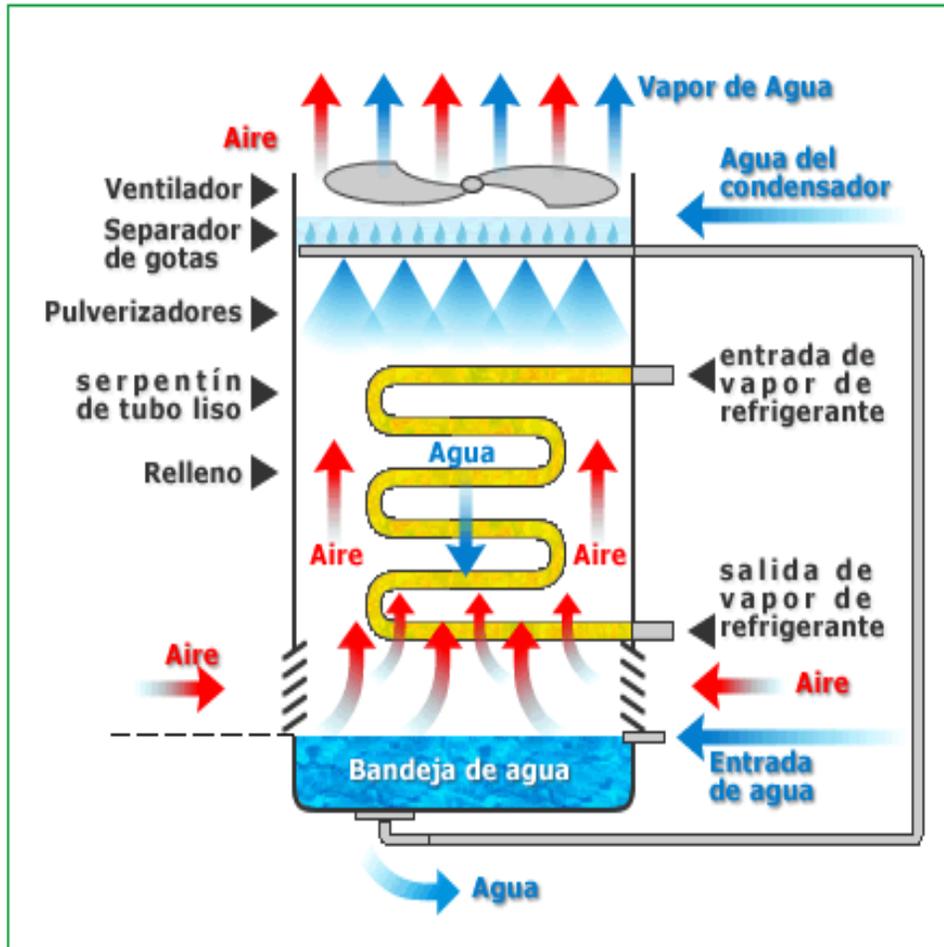


Figura 2: Esquema del funcionamiento de un condensador evaporativo.

Fuente: Ludeña, 2013

c. Válvula de expansión

Es un tipo de dispositivo de expansión (un elemento de las máquinas frigoríficas por compresión) en el cual la expansión es regulable manual o automáticamente. La función es: dosificar el refrigerante líquido que va al evaporador con una rapidez proporcional a la cual ocurre la vaporización en dicha unidad, y mantener un diferencial de presión entre los lados de baja y alta presión (Seitz, 2008).

d. Evaporador

El evaporador es la parte del lado de baja presión del sistema de refrigeración en la que el refrigerante líquido hierve o se evapora, absorbiendo calor a medida que cambia de estado.

El tipo más común del evaporador es el de serpentín o de convección forzada, en el que el refrigerante se evapora al interior de tubos recubiertos por aletas difusoras, extrayendo el calor del aire que es forzado a pasar a través del serpentín mediante uno o más ventiladores (Díaz, 2010).

e. Ventilador

Su función es aumentar el flujo de aire para mejorar el intercambio de calor. Generalmente está en el área evaporador y del condensador. Según el tipo de dispositivo puede haber o no en el área del evaporador (Ludeña, 2013).

2.1.2 Refrigerante

Es el fluido utilizado para los intercambiadores de energía en los sistemas de refrigeración. Este debe absorber calor de un ambiente a baja temperatura y presión, y cederlo a un ambiente con temperatura y presión más elevada (Díaz, 2010).

La refrigeración se logra en el proceso de condensación y evaporación del refrigerante, esto es, el cambio de estado del fluido refrigerante; en la evaporación se absorbe el calor del medio a refrigerar, en la condensación se cede ese calor al medio externo (Villacreses, 2009).

Huertas (2013), señala que un refrigerante debe cumplir con dos requisitos fundamentales:

- Absorber el calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga del producto.
- El sistema debe usar el mismo refrigerante constantemente por razones de economía y para lograr un enfriamiento continuo.

Melgarejo (2005), señala que no existe el refrigerante perfecto, y hay una gran variedad de opiniones acerca de cuál es más apropiado para aplicaciones específicas. Por otra parte, la mayoría de los refrigerantes poseen el inconveniente de dañar la capa de ozono y de contribuir al efecto de invernadero.

Huertas (2013), señala que el cloro presente en algunos refrigerantes, es responsable de contribuir al agotamiento de la capa de ozono. Los Clorofluorocarbonos (CFC) son muy estables lo que hace que permanezcan durante largo tiempo en la atmósfera, afectando la capa de ozono

y causando efecto invernadero, y actualmente están siendo eliminados progresivamente (R11, R12, R13, R502).

Lucas (2016), señala que los Hidroclorofluorocarbonos (HCFC) tiene menos cloro, siendo su potencial de agotamiento del ozono mucho menor (R22, R123, R124). Estos tenderán a ser reemplazados por los Hidrofluorocarbonos (HFC), o también llamados ecológicos, como el R134a y el R404a, que al no poseer cloro no dañan la capa de ozono, además de tener un menor potencial de calentamiento global.

Carreño (2013), menciona que una categoría más reciente es la de los refrigerantes blenz, referida como "zeotrópicos y azeotrópicos" estas son mezclas compuestas de varios refrigerantes y el uso de ellos está incrementando.

Los refrigerantes zeotrópicos cuando son usados en sistemas de refrigeración su composición volumétrica y temperatura de evaporación cambia. A las mezclas zeotrópicas comerciales se le asigna un número de identificación en la serie 400, este número indica que componentes se encuentra en la mezcla, pero no el porcentaje de cada uno de ellos.

En cambio, los azeotrópicos no cambian su composición, ni su temperatura de saturación al hervir en el evaporador cuando son usados en sistemas de refrigeración. A estas se les identifica con la serie 500 (R-500, R-502, R-503 y R-507).

Carreño (2013), Señala que los refrigerantes se clasifican, atendiendo a los criterios de seguridad, en tres grupos:

- Grupo de alta seguridad (L1): Refrigerantes no inflamables y de acción tóxica ligera o nula.
- Grupo de media seguridad (L2): Refrigerantes de acción tóxica o corrosiva o inflamable o explosivos mezclados con aire en un porcentaje en volumen igual o superior a 3,5 por ciento.
- Grupo de baja seguridad (L3): Refrigerantes inflamables o explosivos mezclados con aire en un porcentaje en volumen inferior al 3,5 por ciento.

Tabla 1: Clasificación de los refrigerantes por grupos de seguridad.

N° de identificación del refrigerante	Nombre químico	Peso molecular g/mol	Punto de ebullición en °C a 1,013 Bar
<i>Grupo primero: Refrigerantes de alta seguridad (L1)</i>			
R-23	Trifluorometano	70,01	-82,15
R-123	2,2-dicloro-1,1-trifluoroetano	153,0	27,96
R-124	2cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano	136,5	-12,05
R-125	Pentafluoroetano	120,02	-48,41
R-134a	1,1,1,2-tetrafluoroetano	102,0	-26,14
R-401a	53% Clorodifluorometano (R-22) 13% 1,1-Difluoroetano (R-152a) 34% 2Cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano (R-124)	94,44	-33,08
R-401b	61% Clorodifluorometano (R-22) 11% 1,1-Difluoroetano (R-152a) 28% 2Cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano (R-124)	92,84	-34,67
R-401c	33% Clorodifluorometano (R-22) 15% 1,1-Difluoroetano (R-152a) 52% 2Cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano (R-124)	101,04	-28,43
R-402a	60% Pentafluoroetano (R-125) 2% Propano (R-290) 38% Clorodifluorometano (R-22)	101,55	-49,19
R-402b	38% Pentafluoroetano (R-125) 2% Propano (R-290) 60% Clorodifluorometano (R-22)	94,71	-47,36
R-404a	44% Pentafluoroetano (R-125) 4% 1,1,1,2-tetrafluoroetano (R-134a) 52% 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a)	97,6	-46,60
R-407c	23% Difluorometano (R-32) 25% Pentafluoroetano (R-125) 52% 1,1,1,2-tetrafluoroetano (R-134a)	86,2	-43,44
R-11	Triclorofluorometano	137,4	23,8
R-12	Diclorodifluorometano	120,9	-29,8
R-13	Clorotrifluorometano	104,5	-81,5
R-13B1	Bromotrifluorometano	148,9	-58
R-14	Tetrafluoruro de carbono	88	-128
R-21	Diclorofluorometano	102,9	8,92
R-22	Clorodifluorometano	86,5	-40,8

R-113	1,1,2-Triclorotrifluoroetano	187,4	47,7
R-114	1,2-Diclorotetrafluoroetano	170,9	3,5
R-115	Cloropentafluoroetano	154,5	-38,7
R-C318	Octafluorociclobutano	200	-5,9
R-500	(73,8%) R-12 + (26,2%) R-152a	99,29	-28
R-502	(48,8%) R-22 + (51,2%) R-115	112	-45,6
R-744	Anhídrido carbónico	44	-78,5
Grupo segundo: Refrigerantes de media seguridad (L2)			
R-30	Cloruro de metileno	84,9	40,1
R-40	Cloruro de metilo	50,5	-24
R-160	Cloruro de etilo	64,5	12,5
R-611	Formiato de metilo	60	31,2
R-717	Amoniaco	17	-33
R-764	Anhídrido sulfuroso	64	-10
R-1130	1,2-Dicloroetileno	96,9	48,5
Grupo tercero: Refrigerantes de baja seguridad (L3)			
R-170	Etano	30	-88,6
R-290	Propano	44	-42,8
R-600	Butano	58,1	0,5
R-600a	Isobutano	58,1	-10,2
R-1150	Etileno	28	-103,7

Fuente: Carreño, 2013

2.1.2.1. Refrigerante R-507

El R-507 es una mezcla azeotrópica compuesta por 50% de R-125 y 50% de R-143a. Sus características termodinámicas lo constituyen como el sustituto ideal del R-502 para el sector de la refrigeración, en baja y media temperatura.

Se caracteriza por su estabilidad química, sus buenas propiedades termodinámicas y su baja toxicidad. Su principal aplicación es para las nuevas instalaciones de bajas y medias temperaturas.

También existe la posibilidad de reconvertir una instalación de R-502 a R-507, eliminando el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original por un aceite polioléster.

Los envases de R-507 deben conservarse en sitios secos, bien ventilados y lejos de fuentes de calor. Los vapores son más pesados que el aire y se suelen acumular cerca del suelo.

Tabla 2: Propiedades físicas del refrigerante Azeotrópico R-507

PROPIEDADES FÍSICAS	Unidades	R-507
Peso molecular	g/mol	98,9
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	°C	-46,7
Temperatura crítica	°C	70,9
Presión crítica	bar abs.	37,9
Densidad crítica	Kg/m ³	500
Densidad del líquido (25 °C)	Kg/m ³	1050
Densidad del líquido (-25 °C)	Kg/m ³	1248
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	Kg/m ³	5,5
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	k	
Presión del vapor (25°C)	bar abs.	
Presión del vapor (-25°C)	bar abs.	
Calor latente de vaporización a punto de ebullición	KJ/Kg	
Calor específico del líquido (25°C)	KJ/ Kg K	
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	KJ/ Kg K	
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	W/mK	
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	W/mK	
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	% vol	Ninguno
*PCA (GWP)		3985

Nota. *PCA: Potencial de Calentamiento Atmosférico.

Fuente: Carreño,2013

2.1.2.2. Restricciones de los gases refrigerantes a partir del 2020

Los gases refrigerantes con potencial de calentamiento atmosférico (PCA) igual o mayor de 2500, a partir del 1 de enero de 2020, no podrán ser utilizados para el servicio o mantenimiento de equipos de refrigeración que contengan una carga mayor de 40 toneladas de CO₂ equivalente.

El R-404A y el R-507 dejaron de utilizarse para nuevos proyectos en 2020, según el calendario de la normativa F-Gas, al tratarse de gases con un PCA superior a 2500. Las alternativas más comunes pasan por el uso de otro tipo de refrigerantes con un PCA más bajo como son el R-410A, el R-407A o el R-407F, el R-442A y el R-134A, como alternativa intermedia bien conocida para usos de media temperatura.

Sin embargo, mientras algunos estos gases pueden servir como sustitutivos a medio plazo, su PCA de unos 2000 puntos hace que no sean la alternativa definitiva, ya que a partir del 2022 las exigencias de PCA para algunas aplicaciones nuevas se reducen a 750. (PNUMA, 2015)

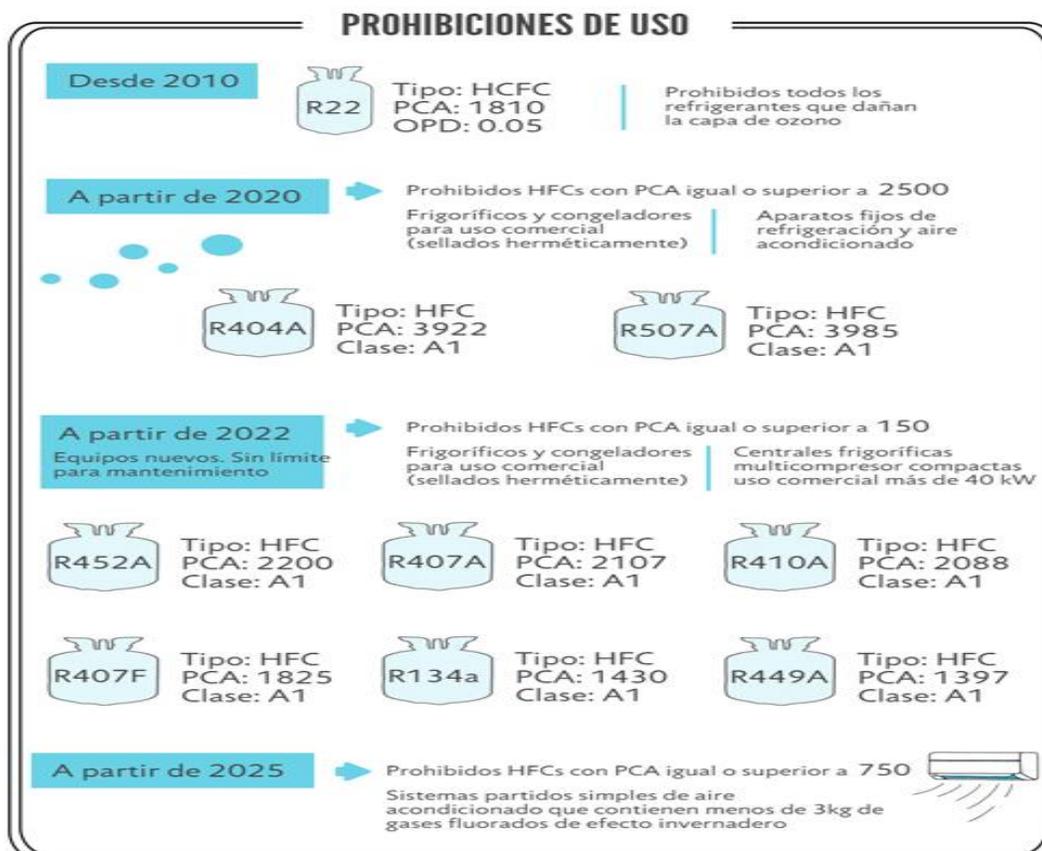


Figura 3: Refrigerantes prohibidos a partir del 2020

Fuente: PNUMA, 2015.

2.1.2.3. Refrigerantes utilizados en el futuro

La normativa F-GAS 517/2014 entró en vigor el 1 de enero de 2015 y plantea la progresiva reducción de emisiones mediante el control de uso de los gases fluorados de efecto invernadero, sustituyéndose por otro tipo de gases de menor PCA (Potencial de Calentamiento Atmosférico) teniendo de finalidad reducir en un 74% el uso de gases fluorados para el año 2030.

Por ende, los refrigerantes naturales han experimentado un nuevo renacimiento, ya que, mantiene los equipos de refrigeración en buen funcionamiento, no dañan la capa de ozono (PAO = 0) y tienen un bajo o nulo valor de potencial de calentamiento atmosférico (PCA ≈ 0).

Los principales refrigerantes naturales utilizados al día de hoy en la industria de la refrigeración son: Los hidrocarburos (propano ($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$), isobutano ($\text{CH}(\text{CH}_3)_2\text{-CH}_3$) y propileno ($\text{CH}_3\text{CH}=\text{CH}_2$), en especial el propano) y especialmente el NH_3 y CO_2 utilizados con propósitos industriales con bajas temperaturas (PNUMA, 2015).

Tabla 3: Características de los refrigerantes naturales

Refrigerante	Grupo	Clase de Seguridad	PAO ¹	PCA 100 ²	Temperatura de Ebullición ³	Temperatura Crítica ⁴	Presión Crítica ⁵
R-718 (Agua)	L1	A1	0	0	100	373,9	217,7
R-729 (Aire)	—	—	0	0	-194,5	—	—
R-717 (Amoníaco)	L2	B2L	0	0	-33	132,4	114,2
R-744 (Dióxido de Carbono)	L1	A1	0	1	-78	31	73,8
R-170 (Etano)	L3	A3	0	6	-89	32	49,7
R-600a (Isobutano)	L3	A3	0	3	-12	134,7	36,5
R-290 (Propano)	L3	A3	0	3	-42	96,7	42,5
R-1270 (Propileno)	L3	A3	0	2	-48	91	46,1

Nota: ¹ **PAO**: Potencial de agotamiento del ozono.

² **PCA100**: Potencial de calentamiento atmosférico

³ **Temperatura de ebullición** (°C) a presión atmosférica de 101.3 KPa

⁴ **Temperatura del punto crítico** (°C)

⁵ **Presión del punto crítico** (bar abs.)

Fuente: PNUMA, 2015

2.2 Métodos de Congelación

Existen diferentes métodos de congelación la mayoría basados en el sistema de refrigeración por compresión de vapor que consta de los siguientes elementos fundamentales: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

Según el manual de refrigeración ASHRAE (2006), la clasificación de acuerdo al medio de transmisión térmica es: Congeladores de contacto directo, de inmersión y de aire forzado; siendo este último de interés en este trabajo de investigación.

2.2.1 Congeladores de aire frío forzado

El aire es el sistema más común de congelación. En este tipo de instalaciones el producto se congela como resultado de la circulación intensiva del aire frío dentro del recinto de congelamiento, que puede tener forma de túnel, armario o estar configurado en forma de un circuito transportador mecanizado (Binaggia, 2007).

La congelación por aire en buenas condiciones se realiza en equipos especialmente diseñados para este fin, como son los túneles de congelación, y los congeladores de banda transportadora (Ordoñez, 2006).

Díaz (2010), señala que, en todos los casos se utilizan evaporadores por los que circula un medio refrigerante; el aire pasa a través de los evaporadores, enfría y de esta forma atraviesa el producto llevándose a cabo el fenómeno de congelación; En caso de que la cámara haya sido hecha para el almacenamiento, la potencia frigorífica es insuficiente para enfriar los productos. Si el producto no se encuentra cubierto, la escarcha se acumula sobre los evaporadores, disminuyendo la potencia.

a. Túneles de congelación

Valiente (2001), señala que son las instalaciones de congelamiento más utilizadas y con aspecto de túnel, están dotados de medios para el traslado del producto (coches sobre el piso, bandas transportadoras, correderas de rodillos, etc.), que permiten realizar el proceso de congelamiento interrumpidamente en un torrente de aire a baja temperatura a lo largo del túnel.

El aire frío circula a través de los productos que se disponen sobre bandejas que se introducen en coches (túnel estático) o se dispone sobre una banda transportadora que entra al túnel de congelado y avanza (túnel continuo). El túnel es un sistema de congelación muy flexible, el cual se adapta a productos de todas dimensiones y formas, empaquetados o no (Melgarejo, 2005).

b. Congeladores de banda transportadora

Estos congeladores pueden ser de una sola banda, de dos o más bandas superpuestas, o también de bandas enrolladas alrededor de un tambor rotatorio (congelador en espiral). Son utilizados

principalmente para productos no envueltos; por ejemplo, congelados individualmente (Vélez, 2011).

2.3 Túnel de congelación estático de aire forzado

También llamado túnel de congelado por lotes, consiste de un cuarto pequeño con un potente equipo de sistemas de recirculación de aire a velocidades altas. Ordoñez (2006), señala que se realiza con fuertes corrientes de aire a baja temperatura desde -24°C a -40°C y con una velocidad de congelación 3.5 a 6 m/s, a lo largo o ancho de túnel.

El aire frío circula a través de los productos que están situados sobre bandejas que se introducen en carretas o coches que ruedan en el cuarto, y sobre ellas hay un evaporador. Sin embargo, es conveniente utilizar los productos embalados, caso contrario, hay tendencia a adherirse a las bandejas provocando pérdidas de masa y tiempo, durante el desmontaje y limpieza (Seitz, 2008).

Un ventilador adosado al evaporador manda una corriente a las carretas y otro en el extremo opuesto absorbe el aire que pasó por las carretas. Se genera así un circuito cerrado que va bajando la temperatura hasta llegar a la fijada (Céspedes, 2012).

Lucas (2016), señala que este tipo de túnel de congelación es adecuado para productos industriales, que requieren ser congelados sin haberles ejercido presión alguna; recomendable para pescados y cefalópodos enteros, pescados HGT y HG.

Sin embargo; Valiente (2001), señala que su desventaja radica en la velocidad irregular del aire en distintas zonas del túnel, habiendo mayores velocidades en las zonas más cercanos a los ventiladores o difusores y menores velocidades en zonas lejanas a ellos, esta desuniformidad en la distribución del aire también se debe al direccionamiento de los deflectores del evaporador, cuando están ubicados en dirección hacia abajo focalizan mayor cantidad de aire en zonas cercanas al suelo y viceversa. Esta desventaja aumenta la duración del congelamiento y la acumulación frecuente de la escarcha en los evaporadores, lo que disminuye su rendimiento. Por esta razón, con frecuencia la primera sección del túnel tiene un contorno aerífero libre, lo que facilita la limpieza de los evaporadores (eliminación de escarcha).

2.4 Efecto de la temperatura y velocidad del aire frio en el producto a congelar

En las instalaciones frigoríficas con utilización de aire (medio refrigerante), como son los túneles de congelación, está prevista la circulación del mismo. La duración del congelamiento del alimento en aire frío disminuye ostensiblemente al aumentar la velocidad de circulación del mismo, pero solo hasta el valor de 5m/s. El incremento de la velocidad de la circulación del aire por encima de dicho límite es inconveniente; ya que aumentan las pérdidas de calor hacia el medio ambiente, en tanto que la duración del congelamiento se reduce de modo insignificante (Melgarejo, 2005).

La duración del congelamiento se reduce ostensiblemente al disminuir la temperatura del medio refrigerante (aire interior al túnel) de -20 hasta -40°C. La disminución de la temperatura a niveles inferiores a -40°C solo produce una reducción insignificante en la duración del proceso. Para fines prácticos es inefectivo disminuir la temperatura a niveles inferiores a -50°C (Céspedes, 2012).

Villacreses (2009), señala que el pescado se congela hasta -18°C en aire con -50°C de temperatura y 2 m/s de velocidad en el transcurso de un intervalo de tiempo igual, como cuando el aire tiene una temperatura -30°C y una velocidad de 5m/s.

Huertas (2013), señala que en los túneles de congelamiento la velocidad del aire en la zona inmediata a los ventiladores es de 4 a 6 m/s. No obstante, la velocidad del aire en el túnel es muy irregular existen zonas donde la velocidad del aire no supera los 0.1 – 0.2 m/s, dependiendo del grado de saturación del túnel con producto y la distribución del mismo.

El aire frío, con velocidad mayor de 5 m/s, favorece a la alteración de la coloración de la superficie del pescado (por ejemplo, la caballa). Por esa razón, en una serie de países, el congelamiento del pescado se utiliza aire con velocidad de 2-5 m/s. (Céspedes, 2012).

Melgarejo (2005), señala que en los túneles de congelación las temperaturas en las zonas cercanas a los ventiladores son menores que en las zonas más alejadas a ellos, debido, a la velocidad del aire. En zonas donde haya mayor circulación de aire las temperaturas serán menores, ya que, no permite que se gane calor.

Villacreces (2009), señala que la temperatura idónea de congelamiento del pescado es -18°C para ello el producto debe colocarse de forma que se dé una adecuada circulación de aire y así el proceso de congelamiento se producirá de forma pertinente.

2.5 Tiempo de congelación

Johnston, Nicholson (1994), señala que la duración o tiempo de congelación del pescado, es el tiempo necesario para el enfriamiento de su cuerpo desde la temperatura inicial hasta otra determinada, menos que el punto crioscópico (en el que inicia el congelamiento de los líquidos de los tejidos). La velocidad de congelamiento y la temperatura final de congelamiento del mismo, influye sustancialmente en la duración del proceso de congelación. Aparte de ello, el tiempo de congelación depende del tamaño (especialmente su espesor) y su forma del producto, los parámetros del proceso de transferencia de calor, temperatura del producto, la temperatura del medio de enfriamiento, sistema de refrigeración y condiciones de funcionamiento.

El tiempo de congelación puede calcularse y puede ser bastante preciso para productos de forma uniforme, como bloques de filetes; pero para productos de forma irregular, modalidades para empaquetar y otros factores hacen que el cálculo sea difícil e inseguro. Aparte se asume que el pescado se enfrió antes de congelar y que todo el calor es extraído a la temperatura de congelación inicial; por lo tanto, los tiempos de congelación calculados solo deben usarse para dar una aproximación de la figura verdadera y no debería utilizarse para diseñar equipos de congelación.

Pero, las técnicas modernas han hecho posible calcular más los tiempos de congelación. La fórmula de Plank se ha utilizado ampliamente para calcular el tiempo de congelación del pescado en una variedad de formas. Por lo tanto, si se conoce un tiempo de congelación medido con precisión, se pueden calcular otros, si la mayoría de las condiciones de congelación son similares. La forma más general de la ecuación de Plank para calcular el tiempo de congelación es:

$$\textit{T tiempo de congelamiento} = \frac{L}{V\Delta T} \left(\frac{PD}{f} + \frac{RD^2}{K} \right)$$

Dónde:

L = Calor que se extraerá entre el punto de congelación inicial y el punto final temperatura (kcal / kg)

V = Volumen específico de pescado (m³ / kg)

ΔT = Diferencia de temperatura entre el punto de congelación inicial del pescado y el medio de refrigeración (° C)

D = Espesor del producto en la dirección de la transferencia de calor predominante (m)

k = Conductividad térmica del pescado congelado (kcal / hm ° C)

f= Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la superficie del pescado (Kcal/m²h°C)

P y R = Constantes que dependen de la forma geométrica (placa, cilindro o esfera) del producto (Tabla 4)

Tabla 4: Valores P y R para diferentes formas geométricas para la ecuación de Plank

Forma Geométrica	P	R
Esfera	0.167	0.042
Cilindro	0.167	0.042
Placa	0.500	0.250

Fuente: Johnston, Nicholson (1994)

Tabla 5: Tiempos de congelación de los productos pesqueros

Producto	Método de congelación.	Temperatura inicial prod. (°C)	Temperatura de operación	Tiempo de congelación	
				(h)	(min)
Bloque de bacalao 10 cm de espesor.	Placas vertical	5	-40	3	20
Pescado redondo entero 10 a 12.5 cm de espesor.	Túnel 5 m/S	5	-35	5	00
Filete de bacalao de 57 mm espesor, en empaque de cartón.	Placas horizontal	6	-40	1	20
Filete de eglefino 50 mm de espesor, en bandeja de metal	Túnel 4 m/s	5	-35	2	05
Langosta entera 500 g.	Nitrógeno líquido spray	8	-80	0	12
Carne de langostino de 18 mm de espesor.	Túnel 3 m/s	5	-35	0	26
Carne de camarón.	Nitrógeno líquido spray	6	-80	0	5
Filete de eglefino	Túnel	5	-35	0	13
Filete envasado de 50 mm de espesor.	Túnel 2.5 a 5 m/s	5	-35	5	15

Fuente: Johnston, Nicholson (1994)

Los tiempos de congelación en la Tabla 5 son generalmente hasta -20°C en el centro de pescado, a menos que se indique lo contrario.

Los tiempos de congelación en la Tabla 5 son tiempos observados para varios productos pesqueros y darán a los diseñadores y los operadores alguna idea de qué esperar en la práctica. Cabe señalar que la temperatura inicial del pescado para todos los ejemplos dados en la Tabla 5 es de aproximadamente 5 a 8°C (Johnston, Nicholson; 1994).

Según Johnston, Nicholson (1994) un producto de 10 a 12.5cm de espesor debería demorar entre 5 a 6 horas para congelar hasta -18°C o -20°C , y a una temperatura de operación de -35°C .

2.6 Carga térmica del túnel de congelación

Ordoñez (2006), señala que aunque se hable de calor, a lo que se refiere es a las potencias caloríficas o frigoríficas para mantener fría la cámara y todo lo que se encuentre dentro de ella, por ello hay que extraer el calor inicial y luego el que vaya entrando a esta.

Vélez (2011), señala que la carga térmica es la capacidad frigorífica en la que opera el túnel para congelar el producto y para encontrarla se emplea un sistema de cálculo, este consta en calcular todas las cargas que genera o aportan calor al lugar a congelar. Para efectuar este cálculo se utilizan los siguientes factores:

- a. Dependientes del producto a congelar
 - Calor sensible del producto no congelado
 - Calor latente de congelación del producto
 - Calor sensible del producto congelado
- b. Independientes al producto a congelar
 - Calor referido a la transmisión por conducción
 - Aporte calórico debido al cambio de aire e infiltraciones
 - Cargas de calor disipado por personas trabajando
 - Cargas de calor por iluminación
 - Cargas de calor disipado por los motores

Guzmán (2018), señala que la carga térmica proveniente de factores dependientes del producto a congelar es mayor a medida que la temperatura final al que se desea llegar sea menor; por lo tanto, el evaporador deberá absorber mayor calor del medio que se quiere enfriar, si se desea que el medio llegue a temperaturas más frías. Esa absorción de calor logra el cambio de fase del refrigerante.

A temperaturas menores del medio que se desea enfriar la velocidad del aire que pasa sobre la superficie será mayor, por lo tanto, Guzmán (2018) señala que la carga térmica dependiente tiene relación directamente proporcional con la velocidad del aire e inversamente proporcional con la temperatura final del medio.

III. METODOLOGIA

3.1. Lugar de ejecución

La investigación se ejecutó al interior de la Planta de congelados de la empresa Servicios Industriales Pesqueros S.A (SERINPES SA), se localiza en la Av. Pachacutec N° 2901 en Villa María del Triunfo, Lima.

La planta de procesamiento se ubica al interior de las instalaciones del Terminal Pesquero de Villa María del Triunfo y es totalmente independiente de la zona de venta del mercado mayorista de pescado fresco. El acceso a ella es mediante pistas asfaltadas

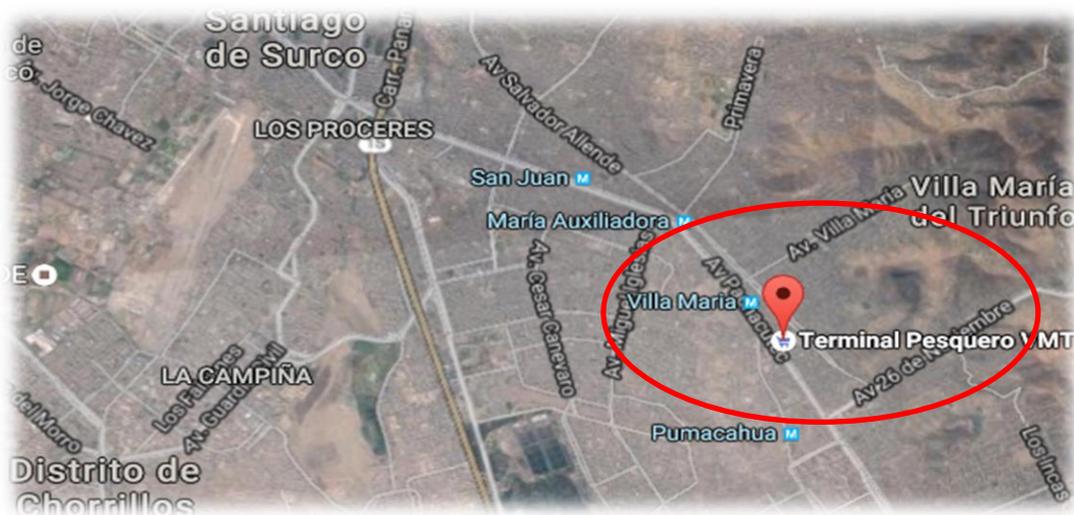


Figura 4: Ubicación Satelital del Terminal Pesquero de Villa Maria del Triunfo

Fuente: Google Earth

3.2. Materiales

En el trabajo de investigación se utilizaron los siguientes materiales:

3.2.1. Materia prima

Perico “*Coryphaena hippurus*” entero eviscerado sin agallas.

3.2.2. Instrumentos

- Cinta métrica (wincha): Marca STANLEY, su hoja es de metal con recubrimiento de nylon de 3/4 pulg. de ancho por 5 m de longitud.
- Anemómetro: Instrumento que mide la velocidad de aire, para este estudio se utilizará anemómetro digital BENETECH GM816, con una precisión de $\pm 5\%$; rango de velocidad del aire 0-30 m/s, 0-90 Km/h; resolución de 0.1m/s, 0.3Km/h.
- Termómetro: Instrumento que mide la temperatura, para este estudio se utilizará termómetro digital tipo T con vástago, BOECO, cuyo rango de medición de temperatura es -50°C a 30°C , una precisión $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$, resolución de 0.1°C .
- Higrómetro: Instrumento que mide el grado de humedad relativa del aire, para este estudio se utilizará un higrómetro digital EXTECH cuyo rango de medición es de 10%HR a 95%HR, resolución de humedad 1%.

3.2.3. Equipo

- Túnel de congelación con capacidad para 8 coches, teniendo cada coche capacidad hasta 660 Kg, por ende, el tunel tiene una capacidad maxima de 4 tn aproximadamente. Funciona con aire forzado que puede llegar a temperaturas de -40°C y posee un termómetro resgistrador de la temperatura en la puerta de ingreso.

3.3 Metodología de investigación

A continuación, se describe cada una de las actividades de la metodología empleadas en el desarrollo del presente trabajo de investigación:

3.3.1 Inspección del túnel de congelación

Se inspeccionó el túnel de congelación de la Empresa SERINPES S.A., en cuanto a su estado actual de conservación y funcionamiento.

3.3.2 Datos técnicos de los componentes del túnel de congelación

Se recopiló parámetros operacionales de la ficha técnica del túnel de congelación, entre ellos: capacidad de congelación, velocidad del aire, temperatura del evaporador, dimensiones del túnel, espesor del aislante del túnel.

3.3.3 Mediciones realizadas en el túnel de congelación

- Se midió las dimensiones del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A utilizando una cinta métrica; para ello, el túnel se encontraba apagado y vacío de tal manera que se facilita la toma de medidas internas y externas del túnel.
- Se midió la humedad relativa del aire externa al túnel a una temperatura de 14°C y la humedad relativa del aire al interior del túnel a una temperatura de -33°C, utilizando un higrómetro.
- Se midió la velocidad del aire al interior del túnel de congelación haciendo uso de un anemómetro; para ello, el túnel estaba en funcionamiento albergando en su interior 8 coches de congelación con carga (perico entero eviscerado sin agallas). Se midió y registró la velocidad del aire en 40 puntos, estos distribuidos en 8 coches y en cada uno se ubicó 5 puntos localizados a lo largo de su dimensión vertical.



Figura 5: Medición de la velocidad del aire al interior del túnel de congelación.

- Se midió la temperatura en el centro del producto utilizando un termómetro, para ello, el túnel estaba en funcionamiento albergando en su interior 8 coches de congelación con carga (perico entero eviscerado sin agallas). Se midió y registró la temperatura en los 40 puntos mencionados en el caso anterior.



Figura 6: Medición de la temperatura en el centro del producto al interior del túnel

La distribución de los puntos donde se realiza la medición de los parámetros en mención se muestra en la figura 7 y 9

3.3.4 Prueba del progreso de congelación en los puntos seleccionados

Se realizó a partir de las medidas de velocidad del aire, humedad relativa y temperatura en el centro del producto tomadas de la actividad anterior.

Las mediciones en los 40 puntos elegidos fueron registrados al inicio y final del progreso de congelación del “Entero eviscerado sin agallas de Perico”, para lo cual:

- El túnel estuvo en funcionamiento y se registró su temperatura.
- Se estibó el producto mencionado en bandejas de acero inoxidable (90 cm x 109,5 cm), las bandejas son ubicadas en cada nivel del coche de congelación, finalmente los 8 coches con carga son ingresados al interior del túnel para iniciar la congelación.
- En la hora 0 (inicio de congelación) y en la hora 10 (fin de la congelación) se midió la temperatura en el centro del producto y velocidad del aire en los puntos elegidos.

La distribución de los 40 puntos elegidos donde se midió los parámetros de temperatura en el centro del producto y velocidad del aire al interior del túnel de congelación se mostró en la figura 7 y 9, en la cual, la distribución de los 8 coches de congelación al interior del túnel se muestra en la figura 7 y la distribución de los 5 puntos elegidos en la dimensión vertical del coche de congelación se muestra en la figura 9, esto se realizó para cada uno de los 8 coches de congelación.

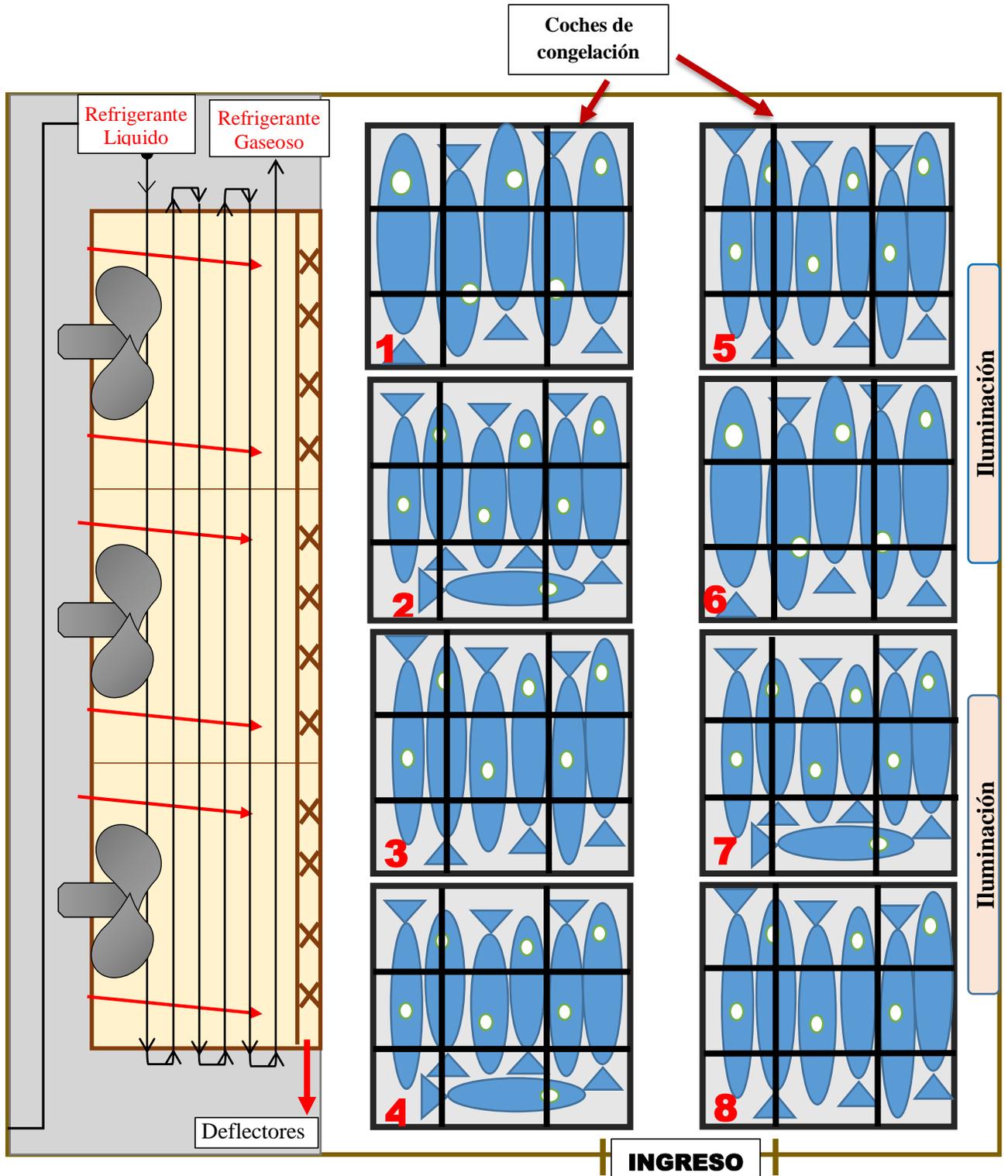


Figura 7: Distribución de los 8 coches de congelación al interior del túnel

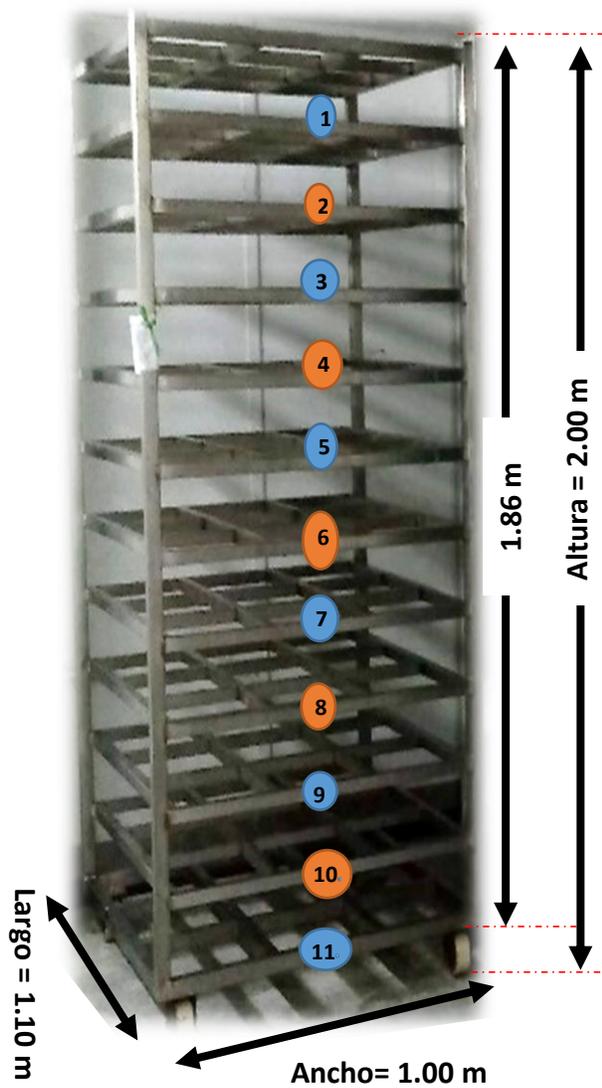


Figura 8: Coche de congelación, muestra sus dimensiones y sus once niveles.

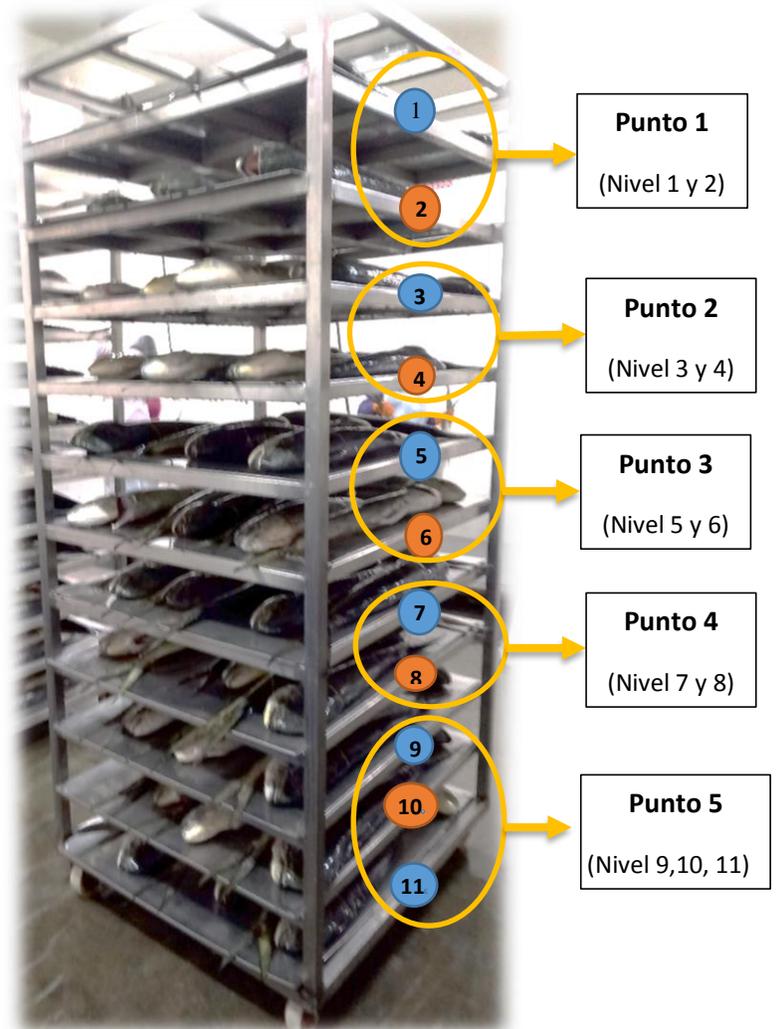


Figura 9: Puntos de medición en los coches de congelación.

3.3.5 Determinación de la capacidad operativa

Para determinar la capacidad operativa real de congelación del túnel, se calculó las cargas térmicas dependientes e independientes de las cuales se obtuvo la carga térmica total, a este último se le adicionó un factor de seguridad equivalente al 10% de este, obteniendo finalmente la carga térmica total corregida o capacidad operativa real.

Para ello, se utilizó las siguientes formulas:

a) Cargas Dependientes

Estas cargas están ligadas a la materia prima que se ha congelado. El análisis de las cargas dependientes se realizó individualmente por cada punto de medición, ya que, los datos de temperatura inicial al ingresar al túnel, temperatura final de congelación, kilogramos del producto a congelar son diferentes en cada punto.

- Calor sensible del producto no congelado

Es el calor que se extrajo de la mercadería para bajar su temperatura, desde la inicial (T_i) a la de congelación (T_{cong}).

$$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong}) \quad [Ec: 1]$$

Donde:

Q_s : calor sensible de la mercadería o producto no congelado (Kcal)

m : kilogramos de producto a congelar

C_e : calor específico del producto a congelar (Kcal/Kg°C)

T_i : temperatura del producto al ingresar al túnel (°C)

T_{cong} : temperatura de congelación del producto (°C)

- Calor latente de congelación del producto

Es el calor que se empleó en la congelación del producto o mercadería (cambio de estado).

$$Q_l = \lambda * m \quad [Ec: 2]$$

Donde:

Q_l : calor latente de congelación de la mercadería o producto (Kcal)

m : kilogramos del producto a congelar (Kg)

λ : calor latente del producto (Kcal/Kg)

- **Calor sensible del producto congelado**

Es el calor extraído de la mercadería para bajar su temperatura, desde el cambio de estado ($T_{cong.}$) hasta la temperatura final (T_f).

$$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f) \quad [Ec: 3]$$

Donde:

Q_{sc} : calor sensible de la mercadería o producto congelado (Kcal)

m : Kilogramos de producto a congelar (Kg)

$c_{e_{cong.}}$: calor especifico del producto congelado (Kcal/Kg°C)

$T_{cong.}$: temperatura de congelación del producto (°C)

T_f : temperatura final del producto congelado (°C)

b) Cargas Independientes

Se calculó las cargas térmicas provenientes de los factores independientes del producto a congelar, mediante las siguientes formulas:

- **Calor referido a la transmisión por conducción**

Es el calor que se disipó a través de los muros de las paredes, piso y techo; aquel está establecido por tres factores, que son: la diferencia de temperatura entre los dos lados del muro, el tipo y espesor del aislante usado en construcción de estos y el área externa.

$$Q_c = A * U * (T_{ext} - T_{int}) \quad [Ec: 4]$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_e} + \frac{x}{k} + \frac{1}{f_i}} \quad [Ec: 5]$$

Donde:

Q_c : calor de transmisión por conducción (Kcal/h)

A_c : área externa de los muros (m^2)

T_{ext} : temperatura externa del frigorífico ($^{\circ}C$)

T_{int} : temperatura interna del frigorífico ($^{\circ}C$)

U : coeficiente de transmisión de calor ($Kcal/m^2.h.^{\circ}C$)

X : espesor del aislante (m)

K : Conductividad térmica ($Kcal/ m.h. ^{\circ}C$)

Fe : Coeficiente de convección del muro con el aire exterior ($Kcal/m^2.h.^{\circ}C$)

Fi : Coeficiente de convección del muro con el aire interior ($Kcal/m^2.h.^{\circ}C$)

- **Aporte calórico debido al cambio de aire e infiltraciones**

Al abrir la puerta del túnel de congelación entra del exterior cierta cantidad de aire caliente, este aire debe ser enfriado a la temperatura del túnel, por ende, se calculó la cantidad de calor ingresado al abrir la puerta mediante la siguiente ecuación:

$$Q_r = N * \frac{V}{v_e} * (h_{ext} - h_{int}) \quad [Ec: 6]$$

Donde:

Q_r : calor por renovación de aire (Kcal/día)

N : número de renovaciones de aire al día

V : volumen interno del frigorífico (m^3)

v_e : volumen específico del aire que entra al frigorífico (m^3/Kg)

h_{ext} : entalpia del aire externa del frigorífico (Kcal/Kg)

h_{int} : entalpia del aire en las condiciones interiores del frigorífico (Kcal/Kg)

El volumen específico y la entalpia del aire externa del túnel se encuentra en la carta psicrométrica del aire a temperaturas normales (Anexo 7), para hallar dichos valores se tiene en cuenta la temperatura externa al túnel (temperatura en sala de proceso) y la

humedad relativa del medio. La entalpia del aire interno al túnel se encuentra en la carta psicrometrica del aire a temperaturas bajas (Anexo 8) y se tiene en cuenta, la temperatura interna del túnel y humedad relativa en ese medio.

- **Carga de calor disipado por personas trabajando**

Es la perdida de calor debido a la circulación de personas

$$Q_p = N^{\circ} \text{ de personas} * \frac{h. \text{ de estadia}}{\text{dia}} * f \quad [\text{Ec: 7}]$$

Donde:

Qp: carga térmica por personas (Kcal/día)

f: factor (Kcal/h)

- **Cargas de calor por iluminación**

$$Q_i = W * \frac{h. \text{ de uso}}{\text{dia}} * f \quad [\text{Ec: 8}]$$

Donde:

Qi: cagas térmica por iluminacion (Kcal/dia)

W: watts por cada m²

f: factor (kcal/W.h)

La iluminación al interior del túnel está suministrada por 4 tubos fluorescentes de 36 W c/u. El factor por iluminación es el calor cedido por el alumbrado, cuyo valor es de 3.42 Btu/W hr ó 0.86 Kcal/W hr.

- **Cargas de calor disipado por los motores eléctrico**

Calor que desprenden los motores dentro del recinto frio (ventiladores).

$$Q_m = H_p * N^{\circ} \text{ de motores} * \frac{h. \text{ de uso}}{\text{dia}} * f \quad [\text{Ec: 9}]$$

Donde:

Q_m : cargas térmica por los motores (Kcal/día)

H_p : potencia del motor (Hp)

f : factor (BTU/Hp.h)

c) Carga térmica total

$$Q_{total} = Q(\text{factores dependientes}) + Q(\text{factores independientes})$$
$$Q_{total} = (Q_s + Q_l + Q_{sc}) + (Q_c + Q_r + Q_p + Q_i + Q_m) \quad [Ec: 10]$$

Donde:

Q_{total} : carga térmica total (Kcal/día)

d) Factor de seguridad y Carga térmica final

Al calcular todas las fuentes de calor señaladas, se agregará un factor de seguridad equivalente al 10% de la carga total de refrigeración para considerar la mínima omisión o inexactitud (seguridad adicional o reserva que puede estar desde el funcionamiento del compresor y la carga promedio).

Obteniendo la carga térmica total corregida o final.

$$Q_{final} = Q_{total} + 10\% Q_{total} \quad [Ec: 11]$$
$$Q_{final} = 1.1 * Q_{total}$$

Donde:

Q_{final} : carga térmica total corregida o final (Kcal/día)

Q_{total} : carga térmica total (Kcal/día).

3.3.6 Comparación de la capacidad de diseño y real del túnel de congelación

Se comparó la capacidad de diseño (obtenida de la ficha técnica) y real (obtenida de los cálculos) de funcionamiento del túnel de congelación de la empresa.

El flujo a seguir para el desarrollo de la metodología mencionada se muestra en la figura 10.

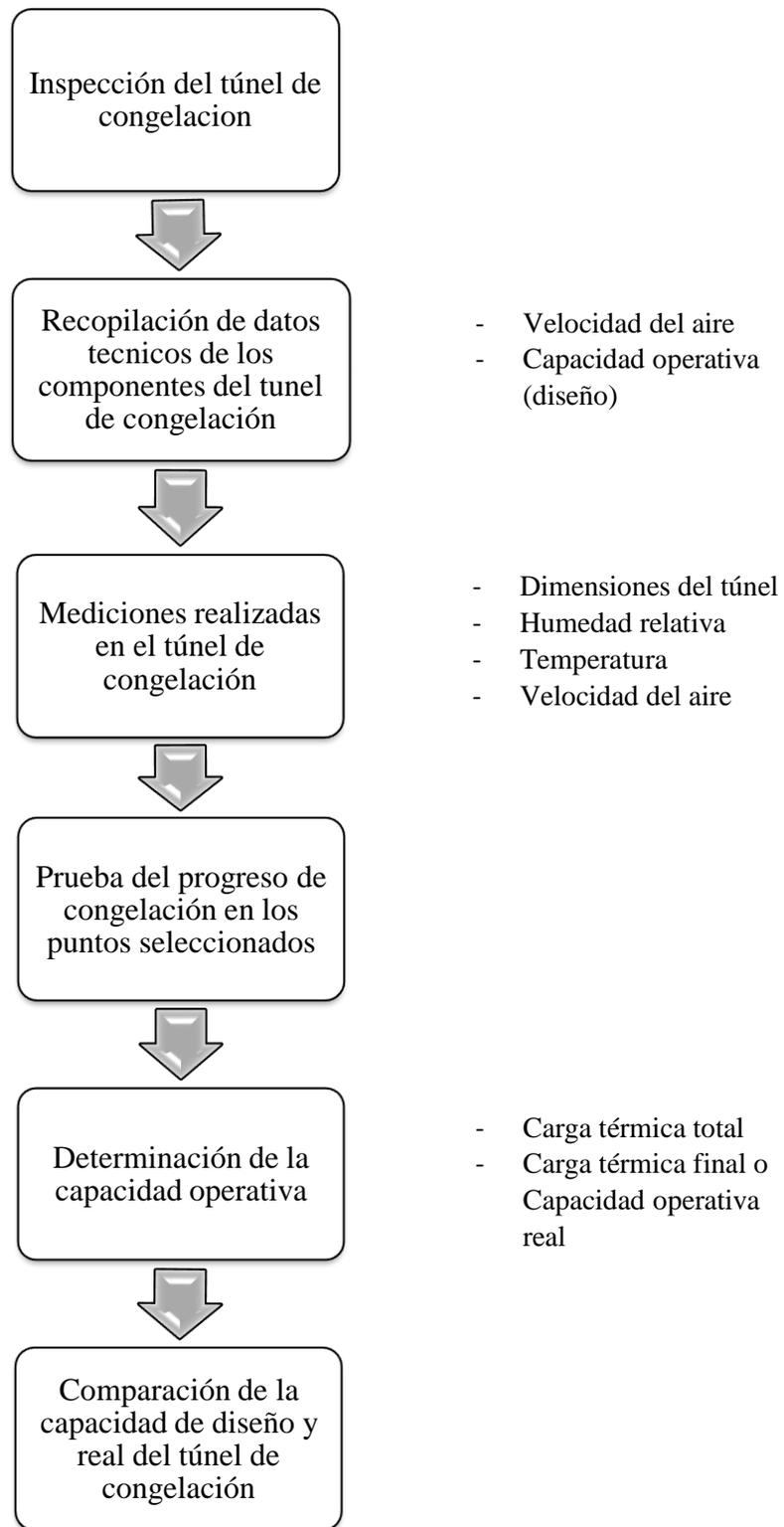


Figura 10: Esquema de la metodología a desarrollar

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Inspección del túnel de congelación

El resultado de la inspección visual realizada al túnel de congelación presentó un estado óptimo con respecto a su conservación y funcionamiento. Esto se debe, al cumplimiento del plan de mantenimiento, ya que, les permitió prever fallas en los equipos por la falta de limpieza o ajuste de los mismos, trayendo como consecuencia un rendimiento eficiente y alargar la vida del equipo.

En la **Tabla 6** se detalla los resultados de la inspección visual realizada a los componentes principales del túnel de congelación y su respectivo plan de mantenimiento.

Tabla 6: Resultado de la inspección visual y mantenimiento de los componentes principales del túnel de congelación

Componentes principales	Inspección visual	Antes del mantenimiento	Herramientas utilizadas y Plan de Mantenimiento
Compresor	<p>Compresor de tornillo</p> <ul style="list-style-type: none"> -Se inspecciono el equipo y se verifico el cumplimiento de las presiones de trabajo, succión y descarga. -Presenta un adecuado control en el nivel de aceite, ya que, tiene instalado un presostato. -Tiene instalado un presostato de alta y baja presión, la cual, lo protege en caso de sobrepresión en la instalación. -El compresor cumplía con la instalación de una válvula de servicio. -Los pernos de anclaje estaban debidamente ajustados. 	<p>Interrumpir el suministro eléctrico y dejar al compresor completamente sin presión, utilizando una pistola de soplado que se conecta al acoplamiento rápido.</p>	<p>Las herramientas utilizadas son:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Pistola de soplado elimina cualquier suciedad. - Limpia contactos para el sistema eléctrico. - Multímetro para realizar mediciones - Detector de fugas electrónico, llaves para tuercas y desarmadores. <p style="text-align: right;">El Plan de mantenimiento para</p>

	<ul style="list-style-type: none"> -El motor eléctrico del compresor tenía una adecuada alimentación eléctrica en voltaje y amperaje. -El equipo cumplía con una debida limpieza. -Cumplía con las condiciones de operación dadas por el fabricante. 	<p>el compresor se adjunta en el Anexo 1</p>
Condensador	<p>Condensador evaporativo</p> <ul style="list-style-type: none"> -Buen estado del serpentín y ventiladores. -Sus elementos rotatorios (ventilador, motores, etc.) presenta una correcta lubricación. -El motor presenta una adecuada alimentación eléctrica en voltaje y amperaje. -No presentaba fugas del refrigerante -Los pernos de anclaje estaban debidamente ajustados. -El equipo cumplía con una debida limpieza. -Cumplía con las condiciones de operación dadas por el fabricante. 	<p>Desconectar el sistema eléctrico y procurar un ambiente adecuada para realizar el mantenimiento.</p> <p>Las herramientas utilizadas son:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Hidrolavadora que limpia con agua a alta presión el serpentín. - Pistola de soplado. - Limpia contactos. - Multímetro - Peineta para corregir las láminas de los serpentines. -Detector de fugas electrónico, llaves para tuercas y desarmadores. <p>El Plan de mantenimiento para el condensador se adjunta en el Anexo 2</p>
Evaporador	<p>Evaporador de tubos y aletas</p> <ul style="list-style-type: none"> -Buen estado del serpentín y ventiladores. -Sus elementos rotatorios (ventilador, motores, etc.) presenta una correcta lubricación. -El motor presenta una adecuada alimentación eléctrica en voltaje y amperaje. -No presentaba fugas del refrigerante. -Los pernos de anclaje estaban debidamente ajustados. -Se verifico el ciclo de descongelación y las bandejas recolectoras del condensado estaban limpias. 	<p>Desconectar el sistema eléctrico y procurar un ambiente adecuada para realizar el mantenimiento.</p> <p>Las herramientas utilizadas son:</p> <p>Hidrolavadora, pistola de soplado, peineta de láminas, limpia contactos, espátulas para el deshielo, detector de fugas electrónico, llaves para tuercas y desarmadores.</p> <p>El mantenimiento es similar al del condensador, excepto por el deshielo (ciclo de descongelación) que debe de realizarse a menudo,</p>

	-Cumplía con las condiciones de operación dadas por el fabricante.		además del desmontaje y limpieza de la bandeja recolectora del condensado.
			El Plan de mantenimiento para el evaporador se adjunta en el Anexo 3
Válvula de expansión	Válvulas de expansión termostática -Las válvulas abrían y cerraban correctamente. -Las válvulas estaban limpias y ajustadas debidamente y no presentaba ninguna fuga del refrigerante -Las conexiones eléctricas estaban en buen estado. -Cumplía con las condiciones de operación dadas por el fabricante.		Las herramientas utilizadas son: Vástago de regulación, para ajustar la válvula si fuera necesario; llaves para tuercas y desarmadores. El mantenimiento de la válvula es semestral, esto implica la revisión , limpieza y lubricación de sus componentes, lo último es para reducir la fricción.
Sistema Eléctrico	-Las conexiones y terminales del circuito integral estaban en perfectas condiciones. -Los elementos complementarios del circuito integral estaban limpios y ajustados debidamente -Se inspección los cables, no requería cambio de cintas aislantes en empalmes. -No había fallas a tierra.	Desconectar el sistema eléctrico.	Las herramientas utilizadas son: Multímetro para realizar mediciones y Limpia contactos para el sistema eléctrico. El mantenimiento es trimestral, se realiza la limpieza y revisión del sistema eléctrico.
Aislamientos de tuberías, conexiones y evaporadores	-No había fugas del refrigerante. - Había adecuada limpieza y no mostraba signos de deterioro en el aislamiento de las tuberías, conexiones y evaporadores.		Se revisa con frecuencia, ya que, un mal aislamiento en el tubo del gas de baja presión, puede calentar demasiado el vapor disminuyendo la capacidad del compresor.

4.2 Datos técnicos de los componentes del túnel de congelación

El sistema de refrigeración del túnel de congelación consta de 2 partes: unidad de evaporación y condensación. La información obtenida de la ficha técnica, fueron las siguientes:

Tabla 7: Información técnica de los componentes principales del túnel de congelación

<i>TÚNEL DE CONGELACIÓN DE AIRE FORZADO</i>	
- Dimensiones exteriores del túnel: Alto = 3.12 m Ancho= 5.10 m Largo = 5.25 m	
- Capacidad de congelación máxima: 4 000 Kg/ Batch	
- Refrigerante: R-507 (T ebullición = -46.7 °C) (mezcla de R-125/50% y R-143 ^a /50% refrigerante compuesta por pentafluoretano y trifluoretano respectivamente).	
- Aislamiento térmico en túnel de congelación: paneles de poliuretano de densidad 20 kg/m ³ y espesor 0.25 m.	
- Temperatura de evaporación: -40°C. Temperatura del aire en el túnel -33°C	
COMPONENTES PRINCIPALES	
UNIDAD DE EVAPORACIÓN	
Evaporador	Marca: GUNTNER
	Modelo: MBN 065C/612- EL
	Temperatura max/min tolerable: 100°C / -50°C
	Presión max/min tolerable: 28 bar/1bar
	Volumen: 137 L
	Flujo de aire: 4.5 m/s
Motoventiladores	Marca: GUNTNER
	Modelo: VT01159U
	Numero de motores: 6 motoventiladores
	Potencia: 3.4 Kw c/u

	Alimentación: 460V- 60Hz
Válvulas de expansión termostática	Marca: DANFOSS
	Modelo: TES12
	Temperatura: -40°C a 10°C
	Presión tolerable: 28 bar
	Numero de válvulas: 2
UNIDAD DE CONDENSACIÓN	
Compresor de Tornillo	Marca: BITZER
	Modelo: HSN75
	N° de motores: 1 compresor
	Potencia: 75 Kw c/u
	Alimentación: 400V- 50Hz
Condensador evaporativo	Marca: CYH
	Modelo: DHL
	Numero de ventiladores: 2
	Potencia de ventilador: 3.5 Kw c/u
	Alimentación: 220 V - 60 Hz
Separador de aceite	Marca: BITZAER
	Modelo: OA4088
Enfriador de aceite	Marca: BITZAER
	Modelo: OW941

Fuente: Datos proporcionados por la empresa

Según Ludeña (2013) el uso del compresor de tornillo Marca “BITZER” - Modelo “HSN75” tiene ventajas, siendo estas: su alta capacidad debido a su ciclo de trabajo que no es limitado, sino permisible en un 100%; ahorra en costos, porque al ser silencioso y producir menos vibraciones no requiere de un cuarto independiente; no requiere de mantenimiento y limpieza constante.

Así mismo, las ventajas del condensador evaporativo Marca “CYH”- Modelo “DHL” son: ahorro de energía porque su capacidad de condensación está limitada por la temperatura del bulbo húmedo, ahorra en espacio y costos al tener un tamaño pequeño y estructura compacta; y es de una tecnología amigable con el medio ambiente porque no lo contamina, lo mencionado es característico de un condensador evaporativo según Ludeña (2013).

Las ventajas mencionadas tanto del compresor tornillo como del condensador evaporativo son la razón de su buen rendimiento y preferencia en su elección para las industrias, ello concuerda con lo reporta por Ludeña (2013).

4.3 Mediciones realizadas en el túnel de congelación

- Los resultados obtenidos de medir las dimensiones del túnel de congelación se aprecian en la figura 11, 12 y 13; aunque las medidas del túnel fueron realizadas cuando estaba vacía, para fines didácticos se muestra también el evaporador (con sus respectivas medidas) y los 8 coches de congelación que albergan al interior del túnel.

Las dimensiones exteriores e interiores a lo largo y ancho del túnel se representan en la figura 11, las dimensiones exteriores e interiores en lo ancho y alto se representan en la figura 12, y las dimensiones exteriores e interiores a lo largo y alto se representan en la figura 13; todas las medidas están en unidades de metros.

- Los resultados de la humedad relativa del aire externa al túnel a una temperatura de 14°C y humedad relativa del aire al interior del túnel a una temperatura de -33°C fueron respectivamente 75% y 20%; datos utilizados posteriormente para calcular la entalpia del aire externo e interno al túnel de congelación (Tabla 13).

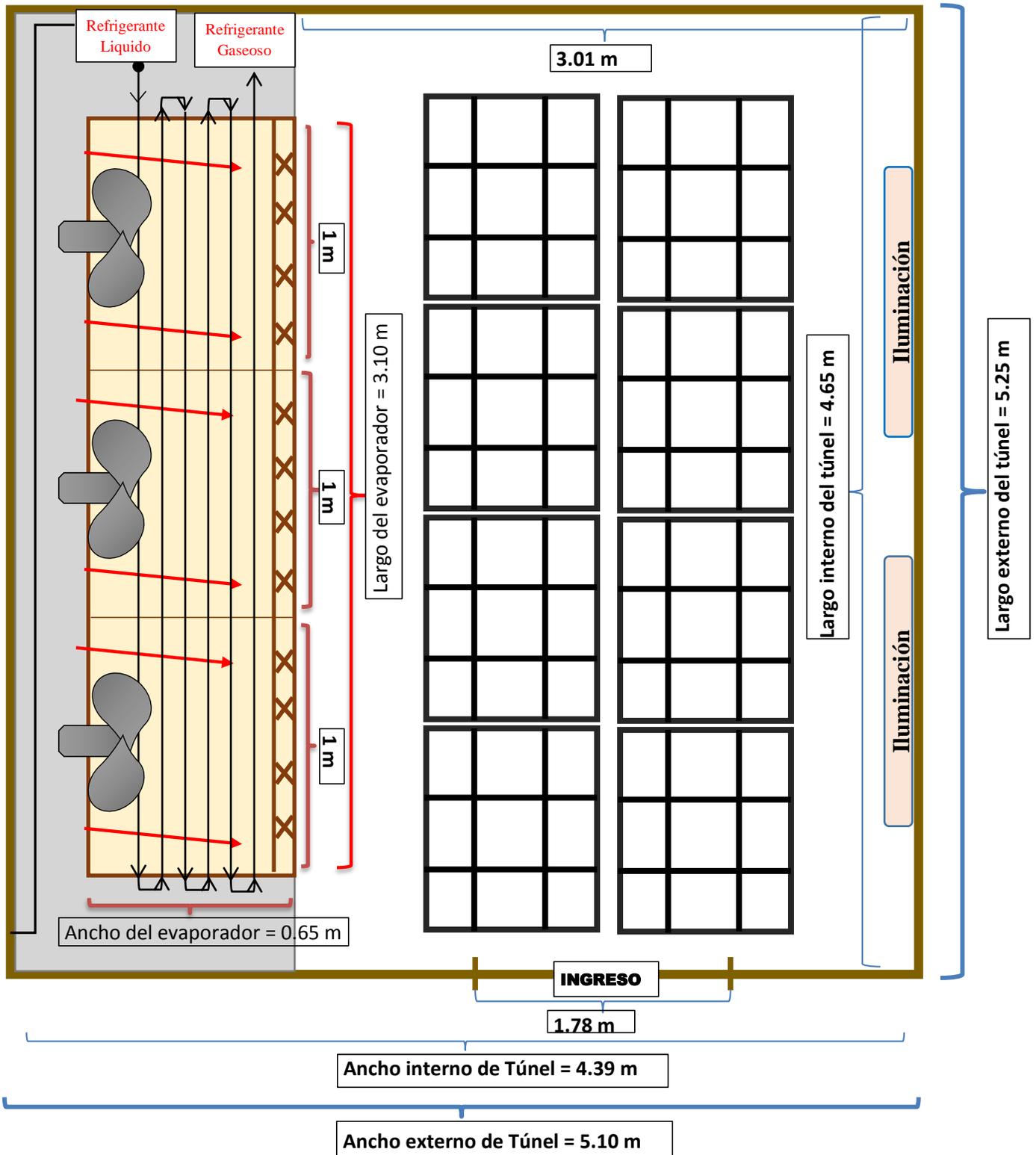


Figura 11: Vista de planta del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A

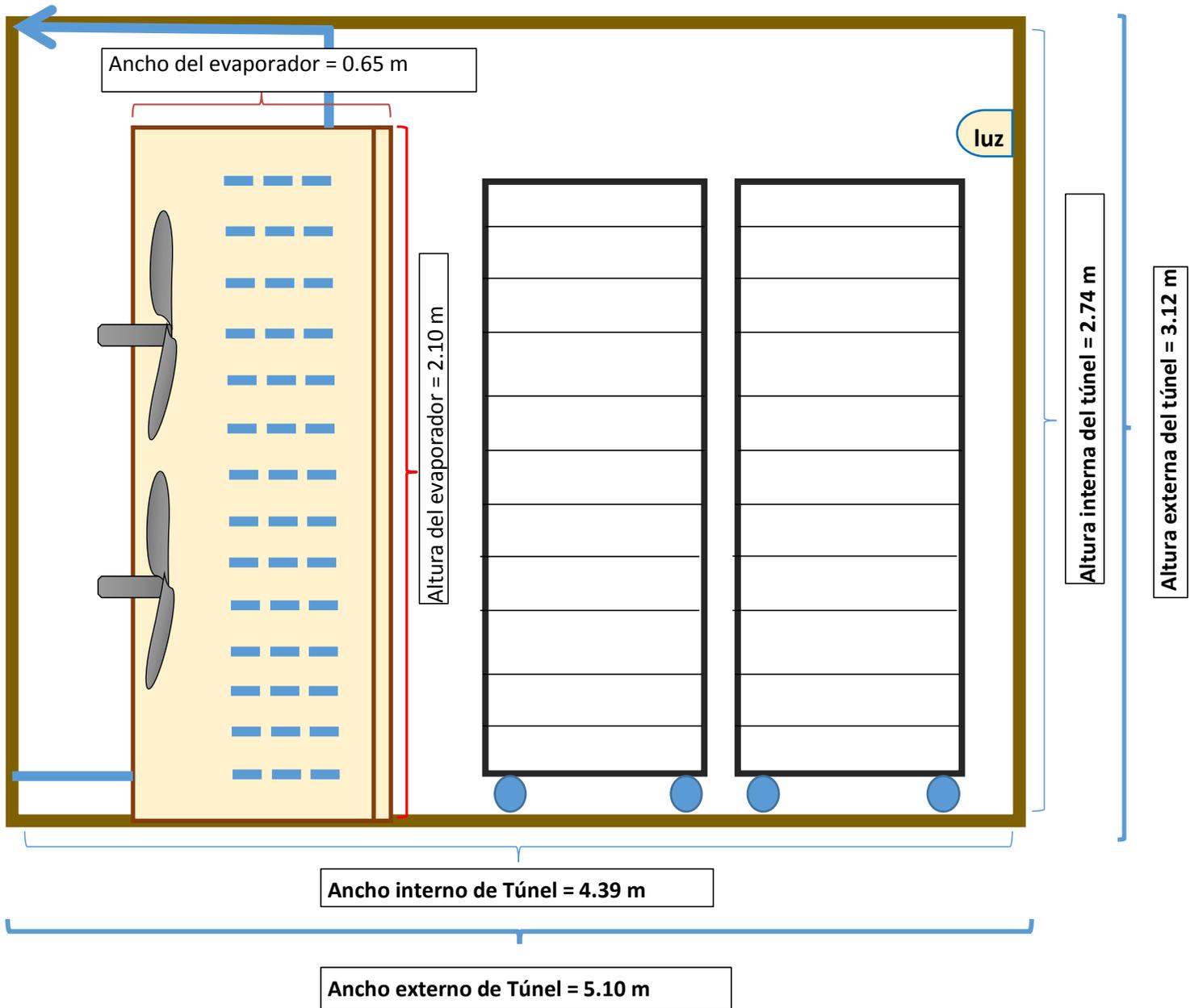


Figura 12: Vista lateral del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A

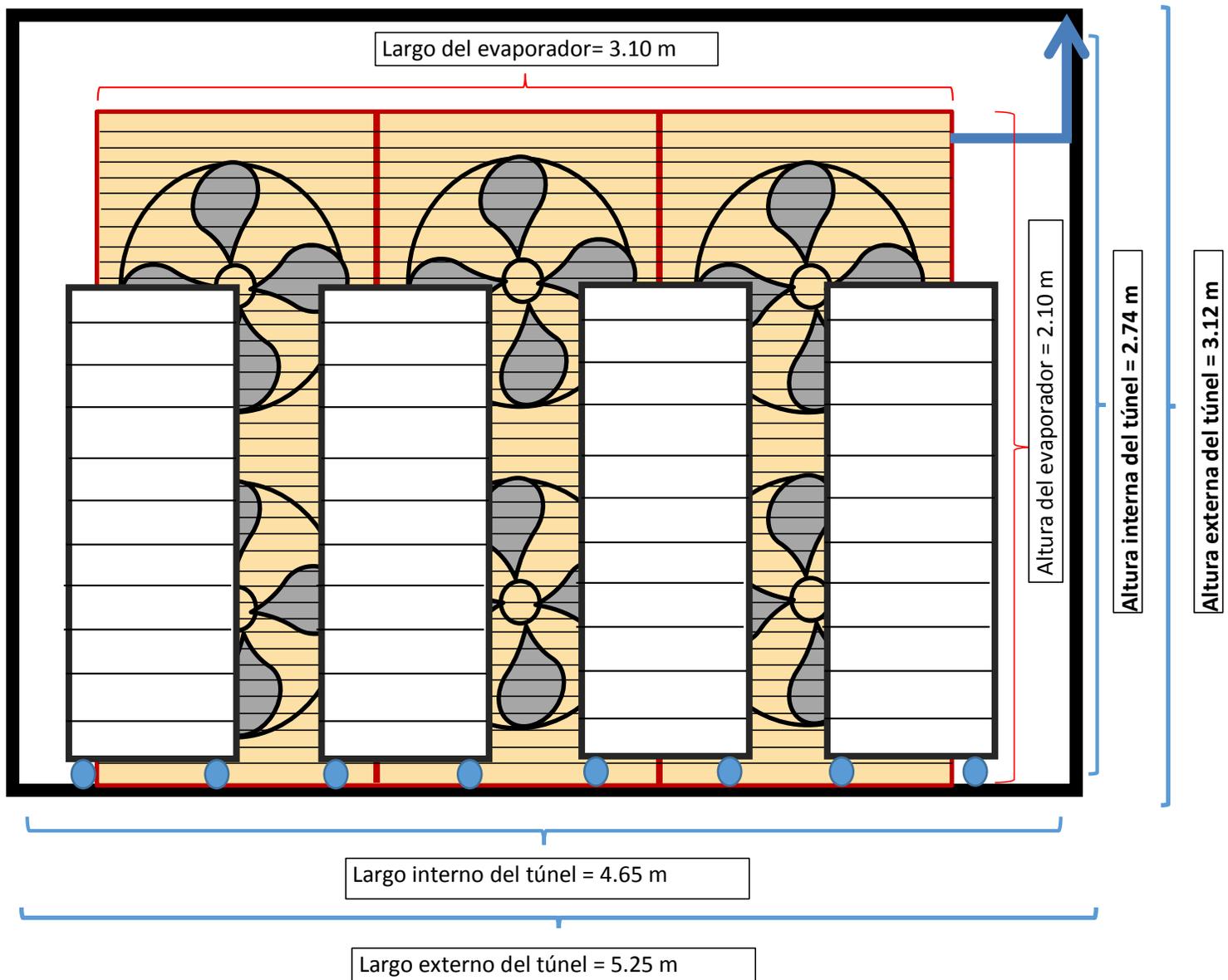


Figura 13: Vista frontal del túnel de congelación de la empresa SERINPES S.A

4.4 Prueba del progreso de congelación en los puntos seleccionados

Los resultados de la velocidad de aire y temperatura en el centro del producto al inicio y final del proceso de congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas en el interior de túnel, se aprecian en la Tabla 8 y Tabla 9 respectivamente.

4.4.1. De la velocidad del aire en el túnel

Con respecto a los resultados de velocidad del aire medido al inicio (Tabla 8) y al final (Tabla 9) del proceso de congelación, no mostraron ninguna variación entre los datos iniciales y finales expresados a un decimal en cada punto seleccionado. Sin embargo, mostraron variación según tan cerca o lejos estén los ventiladores a los coches de congelación, ello es afirmado por Valiente (2001) donde hace mención a las velocidades del aire al interior de un túnel de congelación, son mayores cuanto más cercanos estén de los ventiladores o difusores.

La velocidad del aire a través de los puntos seleccionados en los coches N° 1,2,3 y 4 cercanos a los ventiladores, presentaron velocidades entre 1.8 a 4.4 m/s, siendo estas mayores que las velocidades a través de los puntos seleccionados en los coches N° 5,6,7 y 8 más alejados de los ventiladores, estuvieron entre 1.3 y 4.2 m/s.

Comparando entre los coches más cercanos a los difusores, los coches N° 2 y 3 ubicados en el centro del túnel, presentaron mayor velocidad (2.5 a 4.4 m/s) que las velocidades en los coches N° 1 y 4 (1.8 a 4 m/s) ubicados en los extremos del túnel. El mismo análisis es aplicado para las mediciones tomados en los coches N° 6 y 7 presentan mayor velocidad (2.0 a 4.2 m/s), que los tomados en los coches N° 5 y 8 (1.3 a 3.9 m/s).

También se aprecia que la velocidad del aire es mayor en la zona baja (más cerca al piso) y menor en la zona alta (más cerca al techo), por ende, el punto “5” localizado en la zona baja del coche de congelación presenta mayores velocidades (3.8 a 4.4 m/s) a comparación del punto” 1” localizada en la zona alta de ese mismo coche (1.3 a 2.6 m/s).

La velocidad en el punto “1” va aumentando hasta el punto “5” ese comportamiento se visualiza en los 8 coches de congelación que están al interior del túnel; ello es reportado por Valiente (2001), quien hace mención a que se debe al direccionamiento de los deflectores del evaporador, cuando están ubicados con dirección hacia abajo focalizan mayor cantidad de aire en zonas cercanas al suelo.

Casi todas las velocidades del aire obtenidas en las mediciones realizadas se encuentran en un rango de 2 – 4.5 m/s, estando estos dentro del rango de 2 – 5 m/s especificado por Céspedes (2012) para el congelamiento del pescado con la finalidad de no alterar la coloración de la superficie del producto.

4.4.2. De la temperatura final en el producto congelado

La temperatura inicial del producto a congelar estuvo ente 8 a 10°C (Tabla 8) y con respecto a los resultados de la temperatura final del producto congelado apreciado en la Tabla 9, se muestra que las mediciones tomadas en los puntos más cercanos a los ventiladores presentaron temperaturas menores (-25.3 °C a -11.5°C °C en los coches N° 1,2,3 y 4) que los puntos más alejados (-24°C a -10.5°C en los coches N° 5,6,7 y 8), ello concuerda con lo reportado por Melgarejo (2005) quien afirma que las zonas más cercanas a los ventiladores o difusores presentan temperaturas menores.

Aunque los coches estén ubicados en un mismo lado del túnel, las mediciones en los coches N° 2 y 3 ubicados en el centro del túnel, presentaron temperaturas menores entre -25.3°C a -14.2°C a comparación de las temperaturas obtenidas en los coches N° 1 y 4 ubicadas en los extremos del túnel cuyos valores están entre -22.8°C a -11.5°C. El mismo análisis es aplicado para las temperaturas tomadas en los coches N° 6 y 7 presentan temperaturas menores entre -24°C a -12 °C a comparación de las temperaturas tomados en los coches N° 5 y 8, cuyos valores están entre -22.1°C a -10.5°C.

También la Tabla 9 muestra que hay menores temperaturas en los puntos ubicados en la zona baja (más cerca al piso) y mayores en la zona alta (más cerca al techo), por ende, el punto “5” localizado en la zona baja del coche de congelación presenta menores

temperaturas (-25.3°C a -21.6°C) a comparación del punto "1" localizada en la zona alta de ese mismo coche (-14.9°C a -10.5°C). La temperatura en el punto "1" va disminuyendo hasta el punto "5" ese comportamiento se visualiza en los 8 coches de congelación que están al interior del túnel; Lo mencionado es reportado por Melgarejo (2005) quien afirma a que se debe por la circulación de aire, donde haya mayor velocidad de aire habrá menor temperatura.

Las temperaturas finales del producto congelado al interior del túnel, están en un rango aproximadamente de -25°C a -11°C , de los cuales el 60% de las mediciones registraron temperaturas idóneas, menores a -18°C y el 40% restante registraron temperaturas mayores a -18°C , aquello se debe a una inadecuada circulación del aire en la zona alta de los coches, afirmado por Villacreses (2009).

En otras palabras, esta desuniformidad en el enfriamiento del producto se debe a la desigualdad en la distribución de la velocidad del aire al interior del túnel, por eso, una parte del producto a congelar no llega a obtener una temperatura final en el centro del producto inferior a -18°C ; el producto a congelar en los puntos 1 y 2 (localizados en la dimensión vertical del coche de congelación) no llega a obtener una temperatura final idónea, inferior a -18°C ; lo mencionado se aprecia en la Tabla 9.

Tabla 8: Resultados de velocidad del aire y temperatura en el centro del producto en los 40 puntos seleccionados al inicio de la congelación

* C.C	** P.M	V (m/s)	T (°C)	T (°C) del medio	* C.C	** N.C	V (m/s)	T (°C)	T (°C) del medio
<i>N°1</i>	1	1.8	8.7	14	<i>N°5</i>	1	1.3	8.9	14
	2	2.9	9.8			2	2.6	10.0	
	3	3.4	10.0			3	3.2	8.5	
	4	3.7	9.0			4	3.6	8.7	
	5	4.0	9.2			5	3.8	9.5	
<i>N°2</i>	1	2.6	8.5	14	<i>N°6</i>	1	2.2	8.7	14
	2	3.1	9.7			2	3.0	9.3	
	3	3.5	8.3			3	3.3	9.0	
	4	3.8	9.1			4	3.6	8.9	
	5	4.3	9.4			5	4.2	9.5	
<i>N°3</i>	1	2.5	9.8	14	<i>N°7</i>	1	2	9.9	14
	2	3.1	10.0			2	3.1	9.0	
	3	3.6	8.9			3	3.6	8.7	
	4	4	9.3			4	3.9	8.5	
	5	4.4	9.1			5	4.1	9.3	
<i>N°4</i>	1	2.0	8.1	14	<i>N°8</i>	1	1.3	9.0	14
	2	2.8	9.3			2	2.7	9.2	
	3	3.3	8.7			3	3.2	8.9	
	4	3.7	9.8			4	3.5	10.0	
	5	4.0	9.1			5	3.9	8.2	

Nota:

* C.C = Coche de congelación

** P.M = Punto de medición de los parámetros mencionados localizados en la altura del coche.

*** T (°C) = Temperatura en el centro del producto, V (m/s) = Velocidad del aire.

Tabla 9: Resultados de velocidad del aire y temperatura en el centro del producto en los 40 puntos seleccionados al finalizar la congelación.

* C.C	** P.M	V (m/s)	T (°C)	T (°C) del medio	* C.C	** N.C	V (m/s)	T (°C)	T (°C) del medio
N°1	1	1.8	-11.5	-33	N°5	1	1.3	-10.5	-33
	2	2.9	-16.3			2	2.6	-15.0	
	3	3.4	-19.3			3	3.2	-18.1	
	4	3.7	-21.1			4	3.6	-20.6	
	5	4.0	-22.7			5	3.8	-21.6	
N°2	1	2.6	-14.9	-33	N°6	1	2.2	-12.8	-33
	2	3.1	-17.7			2	3.0	-17.0	
	3	3.5	-19.8			3	3.3	-18.8	
	4	3.8	-21.6			4	3.6	-20.5	
	5	4.3	-24.7			5	4.2	-24.0	
N°3	1	2.5	-14.2	-33	N°7	1	2.0	-12.0	-33
	2	3.1	-17.7			2	3.1	-17.5	
	3	3.6	-20.6			3	3.6	-20.7	
	4	4	-22.7			4	3.9	-22.1	
	5	4.4	-25.3			5	4.1	-23.3	
N°4	1	2.0	-12.2	-33	N°8	1	1.3	-10.6	-33
	2	2.8	-16.1			2	2.7	-15.5	
	3	3.3	-18.8			3	3.2	-18.2	
	4	3.7	-21.1			4	3.5	-20.0	
	5	4.0	-22.8			5	3.9	-22.1	

Nota:

* C.C = Coche de congelación

** P.M = Punto de medición de los parámetros mencionados localizados en la altura del coche.

*** T (°C) = Temperatura en el centro del producto, V (m/s) = Velocidad del aire

4.5 Determinación de la capacidad operativa

4.5.1 Cargas dependientes

Los datos para utilizar con respecto a la materia prima fueron:

- Obtenidos del Anexo 4:

Calor específico antes de la congelación (C_e) = 0.82 Kcal/ Kg.°C

Calor específico después de la congelación (C_e cong) = 0.43 Kcal/ Kg.°C

Calor latente de congelación a -2.0°C (λ) = 61.85 Kcal/ Kg

Temperatura de congelación (T° cong) = - 2.0°C

- kilogramos del producto a congelar en los puntos seleccionados (m)

Tabla 10: Cantidad de producto a congelar en cada punto de medición.

Total de Producto a congelar	Producto congelado por coche	Producto congelado por nivel (c/coche tiene 11 niveles)	Producto congelado en cada punto de medición del coche (m)
5046 $\frac{Kg}{Batch}$	630 $\frac{Kg}{Batch}$	57 $\frac{Kg}{Batch}$	Punto 1= 114 Kg/Batch Punto 2= 114 Kg/Batch Punto 3= 114 Kg/Batch Punto 4= 114 Kg/Batch Punto 5= 171 Kg/Batch

En la **Tabla 10** se detalla lo siguiente: el total del producto utilizado en el proceso de congelación 5046 Kg, la cantidad de producto colocado en cada coche de congelación 630 Kg, la cantidad de producto colocado en cada uno de los once niveles del coche de congelación 57 Kg, y finalmente, la cantidad de producto habido en cada punto elegido para medir los parámetros de velocidad de aire y temperatura en el centro del producto. Los cuatro primeros puntos localizados en la dimensión vertical del coche de congelación presentaron una cantidad de 114 Kg de producto cada uno y el quinto punto presentó una cantidad de 171 Kg de producto, lo mencionado se repite en los 8 coches de congelación.

En la **Tabla 11** se muestra los resultados de las cargas térmicas proveniente de los factores dependientes para cada uno de los 40 puntos seleccionados durante el progreso de congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”. La sumatoria de estas cargas dio como resultado final **392815.3 Kcal / Batch**, esto quiere decir, 392815.3 Kcal es la cantidad de calor que debe retirar el túnel en 10 horas (1 Batch) que es lo que dura el progreso de congelación.

Por último, el resultado final expresado en una hora fue $39281.5 \frac{Kcal}{h}$.

Tabla 11: Resultados de las cargas dependientes analizadas en cada punto seleccionado y final durante la congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”

N° de COCHE	Carga Dependiente (Q) (Kcal/Batch)	N° de COCHE	Carga Dependiente (Q) (Kcal/Batch)
COCHE N°1	Q coche N°1 = 49076.9	COCHE N°5	Q coche N°5 = 48711.0
Punto “1”	Q ₁ = 8516.8	Punto “1”	Q₁ = 8486.5
Punto “2”	Q ₂ = 8854.9	Punto “2”	Q ₂ = 8809.9
Punto “3”	Q ₃ = 9020.8	Punto “3”	Q ₃ = 8821.6
Punto “4”	Q ₄ = 9015.5	Punto “4”	Q ₄ = 8962.9
Punto “5”	Q ₅ = 13668.9 (en función a 171 Kg) Q ₅ = 9112.6 (en función a 114 Kg)	Punto “5”	Q ₅ = 13630.1 (en función a 171 Kg) Q ₅ = 9086.7 (en función a 114 Kg)
COCHE N°2	Q coche N°2 = 49358.6	COCHE N°6	Q coche N°6 = 49109.0
Punto “1”	Q ₁ = 8664.8	Punto “1”	Q ₁ = 8580.5
Punto “2”	Q ₂ = 8914.2	Punto “2”	Q ₂ = 8842.5
Punto “3”	Q ₃ = 8886.3	Punto “3”	Q ₃ = 8902.7
Punto “4”	Q ₄ = 9049.3	Punto “4”	Q ₄ = 8976.7
Punto “5”	Q ₅ = 13844.0 (en función a 171 Kg) Q ₅ = 9229.3 (en función a 114 Kg)	Punto “5”	Q₅ = 13806.6 (en función a 171 Kg) Q₅ = 9204.4 (en función a 114 Kg)
COCHE N°3	Q coche N°3 = 49643.9	COCHE N°7	Q coche N°7 = 49205.1
Punto “1”	Q ₁ = 8752.0	Punto “1”	Q ₁ = 8653.5
Punto “2”	Q ₂ = 8942.3	Punto “2”	Q ₂ = 8839.0
Punto “3”	Q ₃ = 8981.6	Punto “3”	Q ₃ = 8967.8
Punto “4”	Q ₄ = 9121.9	Punto “4”	Q ₄ = 9017.7
Punto “5”	Q₅ = 13846.1 (en función a 171 Kg) Q₅ = 9230.7 (en función a 114 Kg)	Punto “5”	Q ₅ = 13727.1 (en función a 171 Kg) Q ₅ = 9151.4 (en función a 114 Kg)
COCHE N°4	Q coche N°4 = 48920.5	COCHE N°8	Q coche N°8 = 48790.2
Punto “1”	Q₁ = 8495.0 K	Punto “1”	Q ₁ = 8500.8
Punto “2”	Q ₂ = 8798.4	Punto “2”	Q ₂ = 8759.6
Punto “3”	Q ₃ = 8874.6	Punto “3”	Q ₃ = 8863.9
Punto “4”	Q ₄ = 9090.3 K	Punto “4”	Q ₄ = 9055.1
Punto “5”	Q ₅ = 13662.2 (en función a 171 Kg) Q ₅ = 9108.1 (en función a 114 Kg)	Punto “5”	Q ₅ = 13610.8 (en función a 171 Kg) Q ₅ = 9073.9 (en función a 114 Kg)
Q dependiente en la congelación del perico = 392815.3 Kcal / Batch = 39281.5 Kcal/h			

En **Tabla 11** se aprecia que los puntos más cercanos a los difusores o ventiladores fue donde se retiró mayor cantidad de calor, por ende, las mediciones en los puntos seleccionados de los coches N°1,2,3 y 4 presentaron carga térmica dependiente retirada entre **8495.0 Kcal/batch** a **13846.1 Kcal/batch**, siendo estas mayores a las cargas térmicas dependientes de los coches N°5,6,7 y 8 cuyos valores están entre **8486.5 Kcal/batch** a **13806.6 Kcal/batch**.

También se aprecia en la **Tabla 11**, que hay mayor capacidad térmica dependiente en los puntos ubicados en la zona baja (más cerca al piso) y menores en la zona alta (más cerca al techo), pero, para comparar las cargas dependientes entre los puntos del nivel 1 con los puntos del nivel 5 estas deben estar en las mismas condiciones, por ello, la cantidad de pescado deben ser las mismas en los puntos comparados (en función de 114 Kg). El punto “5” localizado en la zona baja del coche de congelación presenta mayor carga térmica dependiente (9073.9 Kcal/batch a 9230.7 Kcal/batch) a comparación del punto” 1” localizada en la zona alta del mismo coche (8486.5 Kcal/batch a 8752.0 Kcal/batch). La carga dependiente en el punto “1” va disminuyendo hasta el punto “5” (en las mismas condiciones), ese comportamiento cumple en los 8 coches de congelación que están al interior del túnel.

En la **Tabla 12** se muestra las cargas térmicas dependientes calculadas para cada punto de muestreo, en relación a la velocidad de aire y temperatura final de congelación en el centro del producto. Tomando de referencia el punto 5 del coche N°3 y el punto 1 del coche N°5 (en las mismas condiciones), sus cargas térmicas fueron **9230.7 Kcal/batch** y **8486.5 Kcal/batch**, velocidad de aire de 4.4 m/s y 1.3 m/s, y temperatura final de -25.3°C y -10.5°C respectivamente, evidenciando que la cargas térmicas dependientes fueron mayor a medida que la velocidad del aire aumentaba, caso contrario ocurre relación a la temperatura final de congelación en el centro del producto, ya que, a menor temperatura las cargas térmicas dependientes serán mayores, lo dicho coincide con Guzmán (2018) quien señala, la carga térmica dependiente tiene relación directamente proporcional con la velocidad del aire e inversamente proporcional con la temperatura final del pescado que se desea enfriar, siendo el “PERICO (*Coryphaena hippurus*)” el pescado evaluado. La relación mencionada, se cumple para todos los Puntos de Medición.

La cantidad de calor que retira o absorbe el evaporador de los puntos mencionados deberían ser el mismo, pero, por efecto de la velocidad del aire se retiran diferentes cantidades de calor en

los diferentes puntos, un flujo mayor del aire retira mayor cantidad de calor; También, mientras más calor absorba el evaporador, por consiguiente, alcanzara temperaturas finales bajas o más frías en dichos puntos como lo menciona Guzmán (2018). El comportamiento mencionado ocurre en los puntos ubicados en la zona baja del coche de congelación y se puede apreciar en la **Tabla 12**.

Tabla 12: Relación entre la velocidad del aire, temperatura final en el centro del producto y la carga térmica dependiente en cada punto medido.

* C.C	** P.M	V m/s	Ti °C	Tf °C	**** Q _d	* C.C	** P.M	V m/s	Ti °C	Tf °C	**** Q _d
N°1 <i>Q₁=49076.9 Kcal</i>	1	1.8	8.7	-11.5	8516.8	N°5 <i>Q₅=48711.0 Kcal</i>	1	1.3	8.9	-10.5	8486.5
	2	2.9	9.8	-16.3	8854.9		2	2.6	10.0	-15.0	8809.9
	3	3.4	10.0	-19.3	9020.8		3	3.2	8.5	-18.1	8821.6
	4	3.7	9.0	-21.1	9015.5		4	3.6	8.7	-20.6	8962.9
	5	4.0	9.2	-22.7	9112.6		5	3.8	9.5	-21.6	9086.7
N°2 <i>Q₂=49358.6 Kcal</i>	1	2.6	8.5	-14.9	8664.8	N°6 <i>Q₆=49109.0 Kcal</i>	1	2.2	8.7	-12.8	8580.5
	2	3.1	9.7	-17.7	8914.2		2	3.0	9.3	-17.0	8842.5
	3	3.5	8.3	-19.8	8886.3		3	3.3	9.0	-18.8	8902.7
	4	3.8	9.1	-21.6	9049.3		4	3.6	8.9	-20.5	8976.7
	5	4.3	9.4	-24.7	9229.3		5	4.2	9.5	-24.0	9204.4
N°3 <i>Q₃=49643.9 Kcal</i>	1	2.5	9.8	-14.2	8752.0	N°7 <i>Q₇=49205.1 Kcal</i>	1	2.0	9.9	-12.0	8653.5
	2	3.1	10.0	-17.7	8942.3		2	3.1	9.0	-17.5	8839.0
	3	3.6	8.9	-20.6	8981.6		3	3.6	8.7	-20.7	8967.8
	4	4	9.3	-22.7	9121.9		4	3.9	8.5	-22.1	9017.7
	5	4.4	9.1	-25.3	9230.7		5	4.1	9.3	-23.3	9151.4
N°4 <i>Q₄=48920.5 Kcal</i>	1	2.0	8.1	-12.2	8495.0	N°8 <i>Q₈=48790.2 Kcal</i>	1	1.3	9.0	-10.6	8500.8
	2	2.8	9.3	-16.1	8798.4		2	2.7	9.2	-15.5	8759.6
	3	3.3	8.7	-18.8	8874.6		3	3.3	8.9	-18.2	8863.9
	4	3.7	9.8	-21.1	9090.3		4	3.5	10.0	-20.0	9055.1
	5	4.0	9.1	-22.8	9108.1		5	3.9	9.1	-22.1	9073.9

Nota:

* C.C = Coche de congelación

** P.M= Punto de medición de los parámetros mencionados localizados en la altura del coche.

*** V =Velocidad del aire (m/s), Ti = Temperatura inicial en el centro del producto (°C), Tf = Temperatura final en el centro del producto (°C)

**** Q_d = Cargas dependientes (Kcal) en función a 114 Kg para fines de comparación entre los P.M.

4.5.2 Cargas independientes

En la **Tabla 13**, se muestra los datos obtenidos de las mediciones realizadas en el túnel de congelación y de datos obtenidos mediante las tablas anexadas con sus respectivas unidades, utilizados para el cálculo de las cargas térmicas provenientes de los factores independientes.

Tabla 13: Datos obtenidos del túnel de congelación y tablas anexadas

<i>DATOS OBTENIDOS DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN</i>		
Ítem	Magnitud	Unidad
- Dimensiones internas del túnel	Alto = 2.74	m
	Ancho= 4.39	m
	Largo= 4.65	m
- Dimensiones externas del túnel	Alto = 3.12	m
	Ancho= 5.10	m
	Largo= 5.25	m
- Área externa de las paredes	49.54	m ²
- Área externa del techo	20.41	m ²
- Área externa del piso	20.41	m ²
- Volumen interno del túnel (V)	55.92	m ³
- Temperatura del medio ambiente exterior al túnel (dentro de la sala de proceso) (Te)	14	°C
- Temperatura del medio ambiente exterior del piso (Tp)	12	°C
- Temperatura del aire interior al túnel (Ti)	-33	°C
- Espesor de paneles de poliuretano (X) (paredes, techo y piso).	0.25	m
- Velocidad del aire al interior del túnel.	4.0	m/s
- Velocidad del aire al exterior del túnel.	1.0	m/s
- Humedad relativa externa al túnel (HRe) a una Te =14°C	75	%
- Humedad relativa interna al túnel (HRi) a una Ti = -33°C	20	%

DATOS OBTENIDOS DE LOS ANEXOS

Item	Magnitud	Unidad	Anexo
- Conductividad térmica del poliuretano (K)	0.016	Kcal/m h°C	N°9
- Coeficiente de convección del muro con el aire externo (fe)	Aire tranquilo _(1m/s) = 2.5	Kcal/m ² h°C	N°10
- Coeficiente de convección del muro con el aire interno (fi)	Aire en mov. _(4 m/s) = 15	Kcal/m ² h°C	N°10
- Numero de renovaciones del aire al día(N)	12	—	N°12
- Entalpia del aire exterior al túnel (he)	7.9	Kcal/Kg	N°7
- Entalpia del aire interna al túnel (hi)	-7.9	Kcal/Kg	N°8
- Volumen especifico del aire que entra al túnel (Ve) a T=14°C	0.825	m ³ /Kg	N°7
- Factor persona (fp)	419.1	Kcal/h	N°11
- Factor iluminación (fi)	0.86	Kcal/Wh	N°14
- Factor motor eléctrico (fm)	737.5	Kcal/Hp h	N°13

En la **Tabla 14**, se muestra los cálculos de las cargas térmica proveniente de los factores independiente en la congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”, las cuales son:

- La carga de calor referido a la transmisión por conducción de paredes, techo y suelo fue **262.61 Kcal/h**, quiere decir, 262.61 Kcal fue la cantidad de calor que pasa a través de las paredes, techo y suelo, y es retirado por el sistema de refrigeración del túnel en 1 hora de operación. Y el resultado en 10 horas de funcionamiento del túnel (duración del proceso de congelación del Perico entero eviscerado sin agallas) fue 2626.1 Kcal

Esta carga depende del coeficiente de convección del muro con el aire externo al túnel (fe) a una velocidad de 1m/s y el coeficiente de convección del muro con el aire interno al túnel (fi) a una velocidad de 4 m/s, siendo estos valores 2.5 Kcal/m²h°C y 15 Kcal/m²h°C respectivamente (anexo N°10); También depende de la conductividad térmica (K) obtenida

del Anexo 9, espesor del aislante (x), diferencia de la temperatura externa al túnel (temperatura del proceso en la planta de congelado = 14°C) con la temperatura interna (Temperatura del espacio refrigerado = -33°C) y al área externa de los muros (A).

- La carga de calor por renovación del aire fue de **12770.09 Kcal/día**, quiere decir, 12770.09 Kcal fue la cantidad de calor generada por el ingreso del aire exterior hacia el interior del túnel que debe ser retirada por este en 1 día de operación equivalente a 18 horas de funcionamiento del túnel de congelación. El resultado en 1 hora de funcionamiento es **709.5 Kcal/h** y en 10 horas de funcionamiento del túnel (duración del proceso de congelación del Perico entero eviscerado sin agallas) fue 7095.0 Kcal.

Este calor depende del número de renovaciones del aire al día (N) a temperaturas menores de 0°C obtenida del anexo N°12; del volumen interno del túnel (V); la diferencia de entalpia del aire externa al túnel (h_e) e interna (h_i), la entalpia del aire interna se calculó intersectando la temperatura y la humedad relativa interna al túnel utilizando la carta psicrometrica a bajas temperaturas (anexo N°8) y la entalpia externa se calculó intersectando la temperatura y la humedad relativa externa al túnel utilizando la carta psicrometrica a temperatura normales (anexo N°7); del volumen específico del aire que ingresa al túnel calculada también de la intersección mencionada en el anexo N°7.

- La carga de calor disipado por personas trabajando fue **1189.2 Kcal/día**, quiere decir, 1189.2 Kcal fue la cantidad de calor desprendido por 1 persona que realizó tarea de manipulación del producto al interior del túnel de congelación durante 3 horas en 1 día de operación (equivalente a 18 horas de funcionamiento del túnel) y este debe retirarlo. El resultado en 1 hora de funcionamiento es **66.1 Kcal/h** y en 10 horas de funcionamiento del túnel (duración del proceso de congelación del Perico entero eviscerado sin agallas) fue 661.0 Kcal.

El factor del calor liberado por persona (fp) a temperatura de -33°C según Dossat (2009) es **396.4 Kcal/hora**, obtenida del anexo N°11.

- La carga de calor por iluminación fue de **371.52 Kcal/día**, quiere decir, 371.52 Kcal fue la cantidad de calor retirado por el túnel de congelación, este calor es desprendido por las 4 luminarias de 36 W cada uno, durante las 3 horas que estuvieron encendidas en un día de operación (equivalente a 18 horas de funcionamiento del túnel). El resultado en 1 hora de

funcionamiento es 20.6 Kcal/h. y en 10 horas de funcionamiento del túnel (duración del proceso de congelación del Perico entero eviscerado sin agallas) fue 206.0 Kcal.

Este calor depende del factor del alumbrado eléctrico (f_i), cuyo valor es 0.86 Kcal /Wh coincidiendo con lo mencionado por Dossat (2009). El f_i se obtiene del anexo N°14.

- La carga de calor disipado por los motores eléctricos al interior del túnel fue de **363204 Kcal/día**, quiere decir, **363204 Kcal** fue la cantidad de calor liberada por los 6 ventiladores del evaporador con una potencia de 4.56 HP cada uno y un tiempo de operación de 18 horas durante el día, lo cual, es retirado por el túnel. El resultado en 1 hora de funcionamiento del túnel es 20178.0 Kcal/h. y en 10 horas de funcionamiento del túnel (duración del proceso de congelación del Perico entero eviscerado sin agallas) fue 201780.0 Kcal

Este calor depende del factor de calor disipado por motores eléctricos (f_m) que se obtiene del Anexo N°13, a partir, de la potencia del motor del ventilador 3.4 Kw ó 4.56 Hp (rango > de 3 a 20) y sabiendo que el motor se encuentra al interior del túnel se obtiene un $f_m = 2950 \text{ Btu/Hph} = 737.5 \text{ Kcal/Hp.h}$, ello coincide con lo menciona por Dossat (2009).

La **Tabla 14** muestra el resultado de la sumatoria de las cargas térmicas proveniente de los factores independientes (mencionadas anteriormente) en la congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas” durante las 10 horas de congelación del producto en mención, siendo este **212368.0 Kcal** y en función a 1 hora de funcionamiento del túnel es **21236.8 Kcal/h**, quiere decir, **21236.8 Kcal** fue la cantidad de calor que debe retirar el túnel en 1 hora.

Tabla 14: Resultados de las cargas térmicas proveniente de los factores independientes en la congelación del “Perico entero eviscerado sin agallas”

CARGA INDEPENDIENTE	RESULTADO	
	<i>Unidades</i>	
	Kcal / 10 h	Kcal/h
Calor referido a la transmisión por conducción (Q_c)	2626.1	262.6
Transmisión de calor por paredes	1443.6	144.36
Transmisión de calor por el techo	594.7	59.47
Transmisión de calor por el piso	587.8	58.78
Carga de calor por renovación del aire (Q_r)	7095	709.5
Cargas de calor disipado por personas trabajando (Q_p)	661	66.1
Cargas de calor por iluminación (Q_i)	206	20.6
Cargas de calor disipado por los motores eléctrico (Q_m)	201780	20178.0
Q independiente en la congelación del perico =		21236.8 Kcal/h

4.5.3 Carga térmica total y final

En la **Tabla 15** se muestra el resultado de la carga térmica total, $Q_{total} = 60518.3 \frac{Kcal}{h}$, es la sumatoria de las carga térmicas dependientes e independientes en la congelación del producto; a este valor se le suma una carga térmica adicional (10%) para cubrir la fuente de energía que no han sido considerados en los cálculos y permitiendo la operación adecuada del sistema, a ello, se le conoce como factor de seguridad, $F.S = 6051.8 \frac{Kcal}{h}$.

Con esta suma se obtiene la carga térmica total corregida o final, cuyo valor fue $Q_{final} = 66570.1 \frac{Kcal}{h}$, quiere decir, **66570.1 Kcal** fue la cantidad de calor retirada por el sistema del túnel de congelación en 1 hora de funcionamiento.

La carga térmica final puede ser expresada como potencia, y cuyo valor fue **77.2 Kw**, que es la **capacidad operativa real del túnel de congelación** de la empresa SERINPES.S.A.

Tabla 15: Resultado de la carga térmica final

	Formula	Datos	Resultado
Carga térmica total	$Q_{total} = Q(\text{factores dependientes}) + Q(\text{factores independientes})$	$Q(f. dependientes) = 39281.5 \text{ Kcal/h}$ $Q(f. independientes) = 21236.8 \text{ Kcal/h}$	$Q_{total} = 60518.3 \frac{Kcal}{h}$
Factor de seguridad	$F.S = 10\% Q_{total}$	$F.S = 10\% * 60518.3 \frac{Kcal}{h}$	$F.S = 6051.8 \frac{Kcal}{h}$
Carga térmica total corregida	$Q_{final} = Q_{total} + 10\% Q_{total}$	$Q_{final} = (60518.3 + 6051.8) \frac{Kcal}{h}$ $Q_{final} = 66570.1 \frac{Kcal}{h}$	

4.6 Comparación de la capacidad de diseño y real del túnel de congelación

La capacidad operativa real del túnel de congelación, obtenida mediante los cálculos matemáticos, dio un valor de 77.2 Kw este hace referencia, fundamentalmente, a la capacidad del compresor del túnel necesaria para comprimir cierta cantidad de la masa del refrigerante R-507 que cambia de estado en el evaporador.

La capacidad operativa de diseño o teórico 75 Kw fue la obtenida de la ficha técnica del sistema de frío del equipo (**Tabla 7**), este valor hace referencia a la potencia máxima en la que debería operar el túnel de congelación de la empresa SERINPES.S.A, logrando que todo el producto que se encuentra al interior del túnel alcance una temperatura final en su centro inferior a -18°C.

Comparando los valores de la capacidad real (calculada) 77.2 Kw y de diseño 75 Kw, se aprecia una diferencia entre los mencionados, siendo la calculada mayor a la de diseño.

Esta diferencia indica que el túnel estuvo sobrecargado de producto, y por ello, el tiempo de congelación no uniforme para el “perico entero” de 10 cm de espesor (Anexo 4) fue de 10 horas. Según Johnston, Nicholson (1994) un producto de 10 a 12.5cm de espesor debería demorar entre 5 a 6 horas para congelar hasta - 18°C o -20°C, como se aprecia en la **Tabla 5**.

V. CONCLUSIONES

- La distribución de la velocidad del aire al interior del túnel de congelación no es uniforme. Presenta velocidades de **1.8 m/s a 4.4 m/s** cercano a los ventiladores y velocidades **de 1.3 m/s a 4.2 m/s** alejado de los ventiladores.
- La magnitud de la velocidad del aire al interior del túnel, presentó variación de acuerdo a los niveles en el cual se realizó las medidas; los puntos más cercanos al piso del túnel (niveles inferiores) presentaron velocidades de 3.8 m/s a 4.4 m/s, las velocidades en los niveles medios fueron 3.2 m/s a 3.6 m/s, y en los niveles superiores (puntos más cercanos al techo del túnel) presentaron velocidades de 1.3 m/s a 2.6 m/s.
- La distribución de la temperatura en el centro del producto al interior del túnel de congelación no es uniforme. Las temperaturas más bajas están situadas en los puntos más cercanos a los ventiladores, de -25°C a -11°C a comparación de los alejados de los ventiladores que presentan temperaturas mayores de -24°C a -10.5°C .
- Las temperaturas más bajas están situadas en los puntos más cercanos al piso de túnel de -25.3°C a -21.6°C a comparación de los situados cerca al techo de -14.9°C a -10.5°C .
- La carga térmica proveniente de factores dependientes del producto a congelar fue **39268.9 Kcal/h** equivalente a **45.6 Kw**, calor que representa el **59%** de la cantidad de calor total retirada por el túnel de congelación en 10 horas.
- La carga térmica generada por el producto en cada punto evaluado fue directamente proporcional a la velocidad del aire e inversamente proporcional a la temperatura en el centro del producto.
- La carga térmica proveniente de factores independientes en la congelación del producto fue **21236.8 Kcal/h** equivalente a **24.6 Kw**, la cual representa el **31 %** de la cantidad de calor total retirada por el sistema del túnel de congelación.

- La capacidad operativa del túnel de congelación de la empresa SERINPES.S.A. fue de 66570.1 Kcal/h ó **77.2 Kw**, ella hace referencia a la **capacidad real** en que funciona el equipo (calculada matemáticamente) y **capacidad de diseño** (obtenida de la ficha técnica) fue **75 Kw**.
- La potencia frigorífica teórico (capacidad de diseño) 75Kw es menor a la calculada (capacidad real) 77.2 Kw en el proceso de congelación del “Entero de Perico eviscerado sin agallas”, ello indica, que el equipo está trabajando por encima de su máxima capacidad, esta sobrecargado de producto (1046 Kg adicionales), a ello, se le adiciona la mala distribución de la velocidad del aire al interior del túnel; y debido a todo lo mencionado, el tiempo de congelación no uniforme fue de 10 horas.

VI. RECOMENDACIONES

- Verificar que este bien instalados los deflectores del evaporador, para que haya una velocidad constante del aire.
- Como la temperatura es un parámetro que varía durante el proceso de congelación, se recomienda contar con un instrumento de medición de temperatura (termómetro digital sin contacto) que permita monitorear los “puntos de medición” en más horas durante el proceso (sin necesidad de abrir la puerta del túnel), para obtener una base de data más amplia y mayor precisión para el análisis.

VII. BIBLIOGRAFÍA

- Ashrae, H. (2006). American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
- Binaggia C, A. (2007). Manual de operaciones del sistema de refrigeración con amoníaco de la empresa productos EFE, S.A. (Tesis Ing. Mecánica, Universidad Simón Bolívar). Recuperado de <https://silo.tips/download/universidad-simon-bolivar-decanato-de-estudios-profesionales-coordinacion-de-ing-57>
- Careño B, PF. (2013). Estudio del comportamiento termodinámico del refrigerante. (Tesis Ing. Mecánico, Universidad politécnica salesiana sede cuenca). Recuperado de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/4803/1/UPS-CT002646.pdf>
- Cengel, YA. (2012). Termodinámica. México DF, México. McGraw-Hill Companies.
- Céspedes U, RS. (2012). Sistema de refrigeración con capacidad de bodega para almacenar 300kg de pescado. (Tesis Ing. Mecánico, Pontificia Universidad Católica del Perú). Recuperado de <https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/1264>
- Díaz M, JM. (2010). Diseño, calculo y desarrollo de la cámara frigorífica de un buque oceanográfico. (Tesis Ing. técnica naval). Universidad de Cádiz, España.
- Dossat, RJ. (2009). Principio de refrigeración. México DF, México. Grupo editorial patria
- Guzmán, W. (2018). Diseño de planta piloto de refrigeración industrial y de estrategia de control. (Tesis Ing. Mecánico-Eléctrico, Universidad de Piura). Recuperado de https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/3308/IME_235.pdf?sequence=1&isAllowed=y

- Huertas S, ZJ. (2013). Diseño de sistema frigorífico para control de la maduración de una carga de plátanos. (Tesis Ing. Mecánica, Universidad de San Carlos de Guatemala). Recuperado de http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0774_M.pdf
- Hurtado M, C. (2014). Optimización del proceso de congelación de tilapia (*Oreochromis aureus*) en bloques e IQF para lograr una máxima calidad. (Tesis Ing. Pesquero, Universidad Nacional de San Agustín). Recuperado de <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/2933/IPhumacj022.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- IMARPE. 2008. Biología y pesquería del perico. Callao. Consultado 26 de febrero del 2020. Recupera de http://www.imarpe.pe/imarpe/archivos/informes/imarpe_inform_blgia_y_pesqueria_perico.pdf.
- Johnston, WA.; Nicholson, FJ. (1994). Freezing and Refrigerated Storage in Fisheries. FAO Fisheries Technical Paper. N° 340. Roma.
- Lucas H, G. (2016). Dimensionamiento y Selección de un Túnel de Congelación para el Procesamiento de Banano. (Tesis Ing. Mecánica, Escuela superior politécnica del Litoral). Recuperado de <https://es.scribd.com/document/377954469/D-CD88308>
- Ludeña Q, FM. (2013). Diseño de un congelador de maíz entero con capacidad de 100 kg/hr. (Tesis Ing. Mecánica, Pontifica Universidad Católica del Perú). Recuperado de <http://hdl.handle.net/20.500.12404/5368>
- Melgarejo M, P. (2005). Cámaras frigoríficas y túneles de enfriamiento rápido. 1a Ed. AMV Ediciones.450 p.
- Ordóñez M, JC. (2006). Preparación y almacenamiento de productos congelados. (Tesis Ing. Naval, Universidad Austral De Chile). Recuperado de <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmficio.65p/doc/bmficio.65p.pdf>

- Palomo C, M. (2017). Aislantes térmicos, criterios de selección por requisitos energéticos. (Trabajo fin de grado, Universidad politécnica de Madrid). Recuperado de https://oa.upm.es/47071/1/TFG_Palomo_Cano_Marta.pdf
- Programa de las Naciones Unidas para el medio ambiente. PNUMA. (2015). Normas internacionales de refrigeración y aire acondicionado. Recuperado de <http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/7739-sStandardsBooklet2015.pdf>
- Seitz L, NS. (2008). Factibilidad del enfriamiento rápido continuo para fruta fresca. (Tesis Ing. Mecánica, Universidad de Chile). Recuperado de https://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/103141/seitz_nl.pdf
- SERINPES (2015). Plan HACCP de la planta de procesamiento de productos frescos y congelados de servicios industriales pesqueros s.a. 160 p.
- Valiente M, O. (2001). Refrigeración y Congelado de Pescado. Lima, Perú. Ed. Ciencia y Tecnología. 368 p. ISBN ,997292680X.
- Vélez N, DA. (2011). Diseño de un túnel de congelamiento discontinuo para pescado en la empresa el dorado en el cantón esmeralda. (Tesis Ing. Química, Escuela superior politécnica de Chimborazo). Recuperado de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/1969>
- Villacreses Z, SM. (2009). Optimización de un proceso de congelación en Patacón. (Tesis Ing. de alimentos, Escuela superior politécnica del Litoral). Recuperado de <https://es.scribd.com/document/213644766/Optimizacion-de-un-Proceso-de-Congelacion-en-Patacon-Tesis>

VIII. ANEXOS

Anexo 1: Plan de mantenimiento del compresor

COMPRESOR	Semanal	Mensual	Semestral
Revisión del nivel de aceite		X	
Inspección general del equipo		X	
Verificar las válvulas de servicio	X		
Limpieza del exterior		X	
Comprobación conexiones de placas		X	
Comprobación de los presostatos		X	
Comprobación de los manómetros		X	
Comprobación de los termómetros		X	
Comprobación de fugas		X	
Comprobación del estado de bancada			X
Comprobación del estado de amortiguadores			X
Revisión del sistema eléctrico			X

Fuente: SERINPES, 2015

Anexo 2: Plan de mantenimiento del condensador

CONDENSADOR	Semanal	Mensual	Semestral
Limpieza interior		X	
Limpieza exterior			X
Comprobación de fugas		X	
Peineta de láminas			X
Limpieza del serpentín		X	
Revisión y limpieza de contactores		X	
Revisión de amperajes de manejadoras		X	
Desmontaje y limpieza de motores			X

Fuente: SERINPES, 2015

Anexo 3: Plan de mantenimiento del evaporador

EVAPORADOR	Semanal	Mensual	semestral
Limpieza interior		X	
Limpieza exterior			X
Comprobación de fugas		X	
Peineta de láminas			X
Limpieza del serpentín		X	
Limpieza de bandeja de drenaje		X	
Revisión y limpieza de contactores		X	
Revisión de amperajes de manejadoras		X	
Desmontaje y limpieza de motores			X

Fuente: SERINPES, 2015

Anexo 4: Propiedades termodinámica y composición química del Perico “*Coryphaena hippurus*”

Entero de Perico: “<i>Coryphaena hippurus</i>”		
Espesor	10 cm	
Punto medio de congelación:	-2.0 °C	
PROPIEDADES TERMODINÁMICAS		
Calor específico antes de la congelación	3.43 KJ/Kg°C	0.82 Kcal/ Kg°C
Calor específico después de la congelación	1.80 KJ/Kg°C	0.43 Kcal/ Kg°C
Calor latente de congelación a -2.2°C	259 KJ/Kg	61.85 Kcal/ Kg
COMPOSICION QUIMICA	Porcentaje (%)	
Humedad	76.50	
Proteína	20.50	
Grasa	0.40	
Sales minerales	1.20	

Fuente: IMARPE, 2008

Anexo 5: Cálculos detallados de la determinación de las Cargas Térmicas Dependientes en cada punto seleccionado.

COCHE N°1			
Punto "1"		→	Q₁ = 8516.8 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.7 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1000.2 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -11.5 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}=465.69 Kcal
Punto "2"		→	Q₂ = 8854.9 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.8 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1103.1 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -16.3 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 700.9 Kcal
Punto "3"		→	Q₃ = 9020.8 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 10.0°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1121.8 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -19.3°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 848.1 Kcal

Punto "4" → Q₄ = 9015.5 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.0 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1028.3 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/Kg°C T _f = -21.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 936.3 Kcal
Punto "5" → Q₅ =13668.9 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.2°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1570.5 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 171 Kg	Q_l= 10576.4 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 171 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/Kg°C T _f = -22.7 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 1522.1 Kcal
Q total en el coche N°1 = 49076.9 Kcal/batch			
COCHE N°2			
Punto "1" → Q₁ =8664.8 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.5 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 981.5 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l= 7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/Kg°C T _f = -14.9 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 632.4 Kcal

Punto "2"		Q₂ = 8914.2 Kcal/batch	
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.7 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s = 1093.7 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l =7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -17.7°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc} = 769.6 Kcal
Punto "3"		Q₃ = 8886.3 Kcal/batch	
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.3°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s = 962.8 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l =7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -19.8°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc} = 872.6 Kcal
Punto "4"		Q₄ = 9049.3 Kcal/batch	
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s = 1037.6 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l =7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -21.6 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc} = 960.8 Kcal
Punto "5"		Q₅ =13844.0 Kcal/batch	
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.4°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s = 1598.5 Kcal

Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 171 \text{ Kg}$	$Ql = 10576.4 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 171 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $Tf = -24.7^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 1669.1 \text{ Kcal}$
Q total en el coche N°2 = 49358.6 Kcal/batch			
COCHE N°3			
Punto "1"		→	Q1 = 8752.0 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $Ti = 9.8^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1103.1 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $Tf = -14.2^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 598.0 \text{ Kcal}$
Punto "2"		→	Q2 = 8942.3 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $Ti = 10.0^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1121.8 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $Tf = -17.7^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 769.6 \text{ Kcal}$
Punto "3"		→	Q3 = 8981.6 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $Ti = 8.9^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1018.9 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$

Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -20.6°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 911.8 Kcal
Punto "4"		→	Q₄ = 9121.9 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.3°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1056.3 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -22.7 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 1014.7 Kcal
Punto "5"		→	Q₅ = 13846.1 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1556.4 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 171 Kg	Q_l=10576.4 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 171 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -25.3°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 1713.3 Kcal
Q total en el coche N°3 = 49540.9 Kcal/batch			
COCHE N°4			
Punto "1"		→	Q₁ = 8495.0 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.1 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 944.1 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -12.2 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 500.0 Kcal

Punto "2" → Q₂ = 8798.4 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.3 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1056.3 kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -16.1 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 691.8 Kcal
Punto "3" → Q₃ = 8874.6 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.7°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1000.2 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -18.8°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 823.5 Kcal
Punto "4" → Q₄ = 9090.3 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.8 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1103.1 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -21.1 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 936.3 Kcal
Punto "5" → Q₅ = 13662.2 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1556.4 Kcal

Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 171 \text{ Kg}$	$Ql = 10576.4 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 171 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $T_f = -22.8^\circ\text{C}$ $T_{cong} = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 1529.4 \text{ Kcal}$
Q total en el coche N°4 = 48920.5 Kcal/batch			
COCHE N°5			
Punto "1"		→	Q1 = 8486.5 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $T_i = 8.9^\circ\text{C}$ $T_{cong} = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1018.9 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $T_f = -10.5^\circ\text{C}$ $T_{cong} = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 416.7 \text{ Kcal}$
Punto "2"		→	Q2 = 8809.9 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $T_i = 10.0^\circ\text{C}$ $T_{cong} = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1121.8 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $T_f = -15.0^\circ\text{C}$ $T_{cong} = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 637.3 \text{ Kcal}$
Punto "3"		→	Q3 = 8821.6 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $T_i = 8.5^\circ\text{C}$ $T_{cong} = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 981.5 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$

Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -18.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 789.2 Kcal
Punto "4"		→	Q₄ = 8962.9 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.7°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1000.2 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	$\lambda = 61.85$ Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -20.6°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 911.8 Kcal
Punto "5"		→	Q₅ = 13630.1 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.5°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1612.5 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	$\lambda = 61.85$ Kcal/ Kg m= 171 Kg	Q_l=10576.4 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 171 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -21.6°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 1441.2 Kcal
Q total en el coche N°5 = 48711.0 Kcal/batch			
COCHE N°6			
Punto "1"		→	Q₁ =8580.5 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.7 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1000.2 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	$\lambda = 61.85$ Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -12.8 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 529.4 Kcal

Punto "2" → Q₂ = 8842.5 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.3 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1056.3 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -17.0°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc} = 735.3 Kcal
Punto "3" → Q₃ = 8902.7 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.0°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1028.3 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f =-18.8°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 823.5 Kcal
Punto "4" → Q₄ = 8976.7 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.9°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1018.9 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -20.5°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 906.9 Kcal
Punto "5" → Q₅ = 13806.6 Kcal/batch			
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.5°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1612.5 Kcal

Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 171 \text{ Kg}$	$Ql = 10576.4 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 171 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $Tf = -24.0^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 1617.7 \text{ Kcal}$
Q total en el coche N°6 = 49109.0 Kcal/batch			
COCHE N°7			
Punto "1"		→	Q₁ = 8653.5 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $Ti = 9.9^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1112.4 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $Tf = -12.0^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 490.2 \text{ Kcal}$
Punto "2"		→	Q₂ = 8839.0 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $Ti = 9.0^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1028.3 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$
Calor sensible del producto congelado	$Qsc = m * Ce * (Tcong - Tf)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce_{cong} = 0.43 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C}$ $Tf = -17.5^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qsc = 759.81 \text{ Kcal}$
Punto "3"		→	Q₃ = 8967.8 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Qs = m * Ce * (Ti - Tcong)$	$m = 114 \text{ Kg}$ $Ce = 0.82 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ $Ti = 8.7^\circ\text{C}$ $Tcong = -2.0^\circ\text{C}$	$Qs = 1000.2 \text{ Kcal}$
Calor latente de congelación del producto	$Ql = \lambda * m$	$\lambda = 61.85 \text{ Kcal/ Kg}$ $m = 114 \text{ Kg}$	$Ql = 7050.9 \text{ Kcal}$

Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -20.7°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 916.7 Kcal
Punto "4"		→	Q₄ = 9017.7 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.5°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 981.5 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	$\lambda = 61.85$ Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -22.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 985.3 Kcal
Punto "5"		→	Q₅ = 13727.1 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.3°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1584.5 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	$\lambda = 61.85$ Kcal/ Kg m= 171 Kg	Q_l=10576.4 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 171 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -23.3°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 1566.2 Kcal
Q total en el coche N°7 = 49205.1 Kcal/batch			
COCHE N°8			
Punto "1"		→	Q₁ =8500.8 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.0 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1028.3 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	$\lambda = 61.85$ Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal

Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -10.6 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 421.6 Kcal
Punto "2"		→	Q₂ = 8759.6 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.2 °C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1046.9 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -15.5°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 661.8 Kcal
Punto "3"		→	Q₃ = 8863.9 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 8.9°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1018.9 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -18.2°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 794.1 Kcal
Punto "4"		→	Q₄ = 9055.1 Kcal/batch
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 114 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 10.0°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1121.8 Kcal
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 114 Kg	Q_l=7050.9 Kcal
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 114 Kg Ce _{cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -20.0°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 882.4 Kcal

Punto "5"		→	Q_s = 13610.8 Kcal/batch	
<i>Carga dependiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>	
Calor sensible del producto no congelado	$Q_s = m * C_e * (T_i - T_{cong})$	m= 171 Kg Ce=0.82 Kcal/Kg°C T _i = 9.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_s= 1556.4 Kcal	
Calor latente de congelación del producto	$Q_l = \lambda * m$	λ = 61.85 Kcal/ Kg m= 171 Kg	Q_l=10576.4 Kcal	
Calor sensible del producto congelado	$Q_{sc} = m * C_e * (T_{cong} - T_f)$	m= 171 Kg C _{e cong} = 0.43 Kcal/ Kg°C T _f = -22.1°C T _{cong} = -2.0°C	Q_{sc}= 1478.0 Kcal	
Q total en el coche N°8 = 48790.2 Kcal/batch				
Q dependiente en la congelación del perico = 392815.3 Kcal/Batch = 39281.5 Kcal/h				

Fuente: Elaboración propia

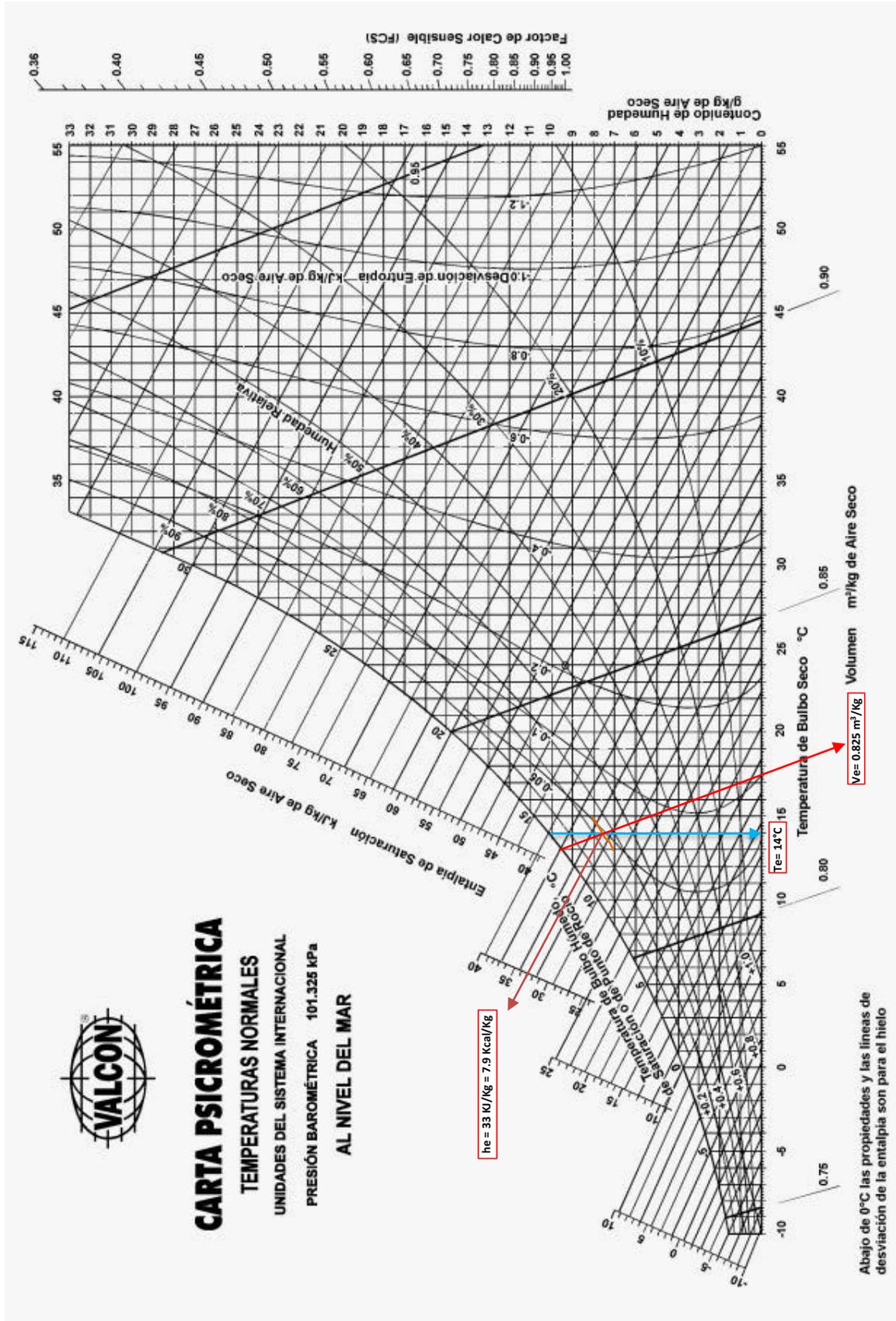
Anexo 6: Cálculos detallados de la determinación de las Cargas Térmicas Independientes en cada punto seleccionado.

<i>Carga independiente</i>	<i>Formula</i>	<i>Datos</i>	<i>Resultado</i>
Calor referido a la transmisión por conducción (Q _c)	<u>Transmisión de calor por paredes</u> $U = \frac{1}{\frac{1}{f_e} + \frac{x}{k} + \frac{1}{f_i}}$ $Q_{\text{paredes}} = A * U * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$	X= 0.25 m Fe= 2.5 Kcal/m ² h°C K= 0.016 Kcal/mh°C Fi= 15 Kcal/m ² h°C U= 0.062 Kcal/m ² h°C A _{paredes} = 49.54 m ² T _{ext} = 14 °C T _{int} = -33 °C	U= 0.06 Kcal/m ² h°C Q_{paredes} = 144.36 Kcal/h
	<u>Transmisión de calor por el techo</u> $U = \frac{1}{\frac{1}{f_e} + \frac{x}{k} + \frac{1}{f_i}}$ $Q_{\text{techo}} = A * U * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$	X= 0.25 m Fe= 2.5 Kcal/m ² h°C K= 0.016 Kcal/mh°C Fi= 15 Kcal/m ² h°C U= 0.062 Kcal/m ² h°C A _{techo} = 20.41 m ² T _{ext} = 14 °C T _{int} = -33 °C	U= 0.06 Kcal/m ² h°C Q_{techo} = 59.47 Kcal/h
	<u>Transmisión de calor por el piso</u> $U = \frac{1}{\frac{1}{f_e} + \frac{x}{k} + \frac{1}{f_i}}$ $Q_{\text{piso}} = A * U * (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$	X= 0.25 m Fe= 0 Kcal/m ² h°C (no hay aire) K= 0.016 Kcal/mh°C Fi= 15 Kcal/m ² h°C U= 0.064 Kcal/m ² h°C A _{piso} = 20.41 m ² T _{ext} = 12 °C T _{int} = -33 °C	U= 0.06 Kcal/m ² h°C Q_{piso} = 58.78 Kcal/h
	Q_c = Q_{paredes} + Q_{techo} + Q_{piso} = 262.61 Kcal/h		

Carga de calor por renovación del aire (Q_r)	$Q_r = N * \frac{v}{ve} * (h_{ext} - h_{int})$	N= 12/dia V= 55.92 m ³ Ve= 0.825 m ³ /kg (Te= 14°C y HRe= 75%) h _{ext} =7.9 Kcal/Kg (Ti= -33°C y HRi= 20%) h _{int} = -7.9 Kcal/Kg	$Q_r = 12770.1 \frac{Kcal}{dia}$ = 709.5 Kcal/h
Cargas de calor disipado por personas trabajando (Q_p)	$Q_p = N^{\circ} de pers * \frac{h.de estadia}{dia} * fp$	N ^o personas= 1 horas de estadía= 3h fp=396.4 Kcal/h	$Q_p = 1189.2 \frac{Kcal}{dia}$ = 66.1 Kcal/h
Cargas de calor por iluminación (Q_i)	$Q_i = W * \frac{h.de uso}{dia} * fi$	(4 tubos fluorescentes de 36 W c/u) W=144 W Horas de uso= 3h fi= 0.86 Kcal/W.h	$Q_i = 371.52 \frac{Kcal}{dia}$ = 20.6 Kcal/h
Cargas de calor disipado por los motores eléctrico (Q_m)	$Q_m = Hp * N^{\circ} de motores * \frac{h.de uso}{dia} * fm$	Hp= 3.4 Kw= 4.56 Hp N ^o de motores= 6 horas de uso= 18 h f _m = 737.5 Kcal/Hp.h	$Q_m = 363204 \frac{Kcal}{dia}$ = 20178.0 Kcal/h
Q independiente en la congelación del perico = 21236.8 Kcal/h			

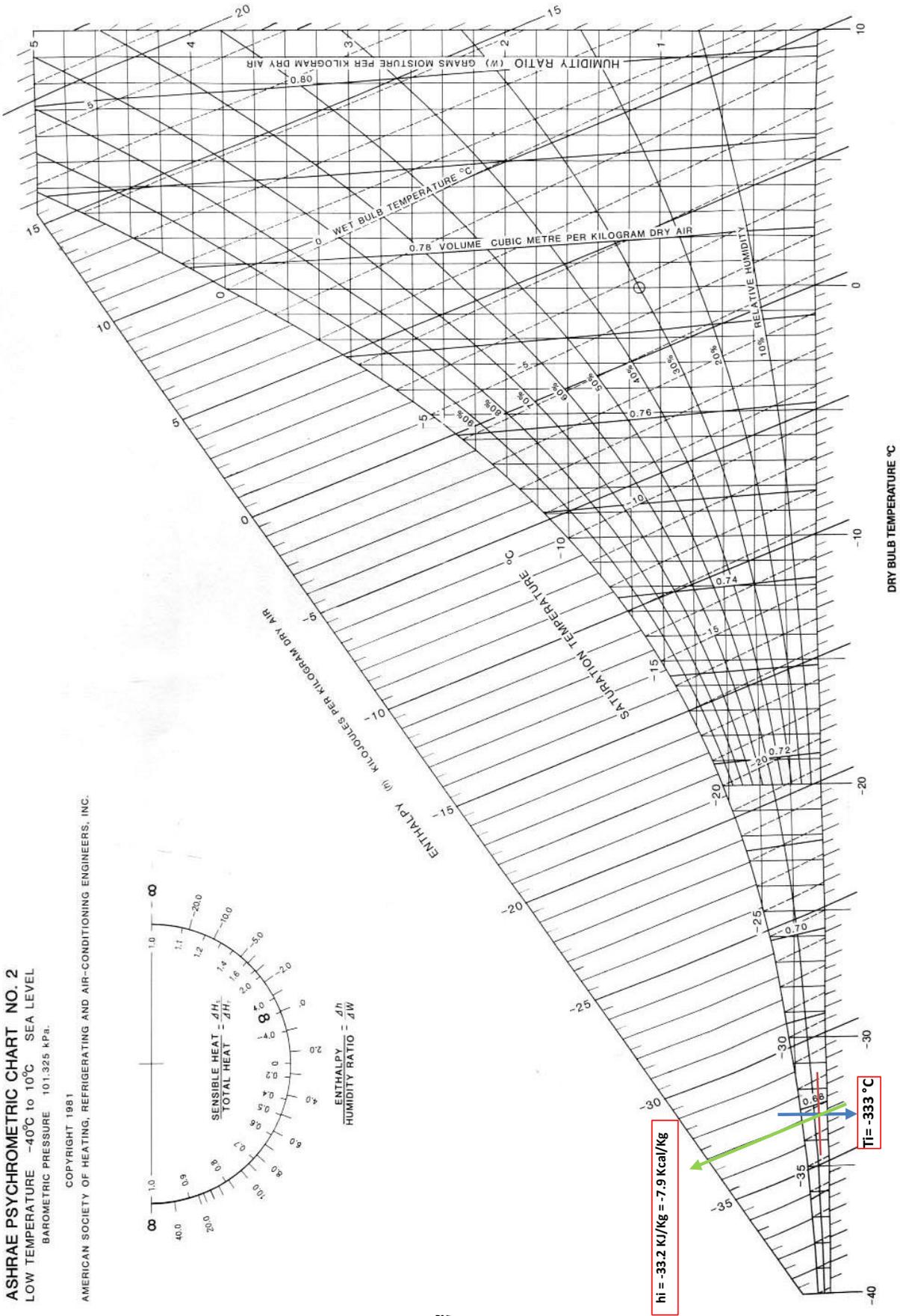
Fuente: Elaboración propia

Anexo 7: Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión barométrica de 101.325 Kpa.



Fuente: Cengel, 2012

Anexo 8: Carta psicrométrica a bajas temperaturas y presión barométrica de 101.325 Kpa.



Anexo 9: Valores de conductividad térmica

Material	Kcal/h.m°C
Asfalto	0.6
Concreto	0.7 al 1.5
Madera	0.14
Ladrilla	0.6 a 0.9
Lana de Vidrio	0.3 a 0.9
Fibra de madera prensada	0.031
Cartón corrugado asfaltado	0.054
Placa de poliuretano	0.013 a 0.016
Placa de poliestireno expandido	0.024 a 0.028

Fuente: Palomo, 2017

Anexo 10: Coeficiente de convección del aire usado en paredes de frigoríficos

Medio	Coeficiente de convección (Kcal/hm ² °C)
Aire (convección natural)	
Aire tranquilo (1m/s)	2.5
Aire tranquilo (2m/s)	5
Aire (convección forzada)	
Aire en movimiento (4 m/s)	15
Aire en movimiento (4.5 m/s)	20
Aire en movimiento (5 m/s)	25
Aire en movimiento (6 m/s)	35

Fuente: Dossat, 2009

Anexo 11: Calor disipado por las personas dentro del espacio refrigerado

Temperatura del refrigerador en		Calor disipado/persona	
°F	°C	BTU/hora	Kcal/hora
50	10.0	720	188.4
40	4.4	840	211.7
30	-1.1	950	239.4
20	-6.6	1050	264.6
10	-12.2	1200	302.4
0	-17.7	1300	327.6
-10	-23.3	1400	352.8
	-33.0		$f_p = 396.4$

Interpolación

Fuente: Dossat, 2009

Anexo 12: Número de cambios de aire en 24 horas

Volumen		N° camb. aire	N° camb. Aire
m3	pies3	T° < 32°F	T° > 32°F
6	200	44	33.5
8	300	34.5	26.2
11	400	29.5	22.5
14	500	26	20
17	600	23	18
23	800	20	15.3
28	1000	17	13.5
42	1500	14	11
57	200	12	9.3
85	3000	9.5	7.4
113	4000	8.2	6.3
142	5000	7.2	5.6
170	6000	6.5	5
226	8000	5.5	4.3
282	10000	4.9	3.8
425	15000	3.9	3
566	20000	3.5	2.6
708	25000	3	2.3
850	30000	2.7	2.1
1133	40000	2.3	1.8
1416	50000	2	1.6
2124	75000	1.6	1.3
2832	100000	1.4	1.1

Si el volumen es: $55.92 \approx 56 \text{ m}^3$
 entonces, N° de cambio de aire (N)
 a $T < 0^\circ\text{C} = 12$

Fuente: Dossat, 2009

Anexo 13: Calor disipado por motores eléctricos

hp del motor	BTU/hp - h		
	Motor u ventilador dentro del cuarto	Motor fuera y ventilador dentro	Motor dentro y ventilador fuera
De 1/8 a 1/2	4 250	2 545	1 700
> de 1/2 a 3	3 700	2 545	1 150
> de 3 a 20	2 950	2 545	400

4.56 HP

$f_m = 2950 \text{ Btu/Hp.h} = 737.5 \text{ Kcal/Hp.h}$

Fuente: Dossat, 2009

Anexo 14: Calor cedido por el alumbrado

Factor del alumbrado eléctrico (fi)	Btu/Watt hora	Kcal /Watt hora
		3.42

Fuente: Dossat, 2009