

UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA LA MOLINA
FACULTAD DE PESQUERIA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA TÚNEL DE
CONGELAMIENTO CONTINUO DE 500 Kg/h DE TALLO DE
CONCHA DE ABANICO”**

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL
PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO PESQUERO**

JOSE LUIS FLORIDA REYNAGA

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

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA TÚNEL DE
CONGELAMIENTO CONTINUO DE 500 KG/H DE TALLO DE
CONCHA DE ABANICO”**

Presentado por:

Jose Luis Florida Reynaga

Trabajo de Suficiencia Profesional para optar el Título de:

INGENIERO PESQUERO

Sustentado y aprobado por el siguiente jurado:

M. Sc Tito Llerena Deza
Presidente

Ing. Domingo Sánchez Amado
Miembro

M. Tec. Alim. Rodolfo Omote S.
Miembro

Ing. Andrés Molleda Ordoñez
Asesor

Lima, 2021

ÍNDICE GENERAL

I. PRESENTACIÓN.....	1
II. INTRODUCCIÓN	2
III. OBJETIVOS.....	4
3.1. Objetivo principal	4
3.2. Objetivos específicos	4
IV. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	5
4.1. Bases empíricas y aportes fundamentales.....	5
4.2. Descripción de la materia prima	6
4.2.1. Generalidades	6
4.2.2. Formas de comercialización de la Concha de Abanico para exportación.....	7
4.2.3. Importancia económica	8
4.3. Ciclo de refrigeración	10
4.4. Entalpía	12
4.5. Números adimensionales de Biot, Planck y Stephan.....	13
4.6. Corrección geométrica P y R.....	14
4.7. Métodos de congelación	14
4.7.1. Congeladores rápidos o Blast Freezers	15
4.7.2. Congeladores por contacto	16
4.7.3. Congeladores Criogénicos.....	16
4.7.4. Congeladores Criomecánicos.....	18
4.8. Túnel de congelamiento continuo o IQF	18
4.9. Refrigerante	20
4.10. Carga térmica.....	22

4.11. Componentes principales de un sistema de refrigeración.....	23
4.11.1. Compresor	23
4.11.3. Tanque receptor de líquido	26
4.11.4. Tanque termosifón.....	27
4.11.5. Tanque recirculador de líquido	29
4.11.6. Válvulas y accesorios para amoníaco.....	30
4.11.7. Bombas de amoníaco	34
4.11.8. Evaporador	35
V. DESARROLLO DEL TRABAJO.....	36
5.1. Determinación de cargas de calor para el sistema de refrigeración.....	36
5.1.1. Cálculo de propiedades termo físicas.....	37
5.1.3. Cálculo de entalpía volumétrica.....	41
5.1.4. Cálculo del coeficiente convectivo de transmisión de calor superficial	41
5.1.5. Determinación de parámetro P y R	43
5.1.6. Determinación del tiempo de congelación	44
5.1.7. Cálculo de carga térmica	47
5.2. Selección de equipos.....	51
5.2.1 Compresor	53
5.2.2. Condensador evaporativo.....	54
5.2.3 Tanque termosifón.....	56
5.2.4 Tanque recirculador o separador de líquido.....	57
5.2.5 Tanque receptor de líquido	58
5.2.6 Bombas de amoníaco	59
5.2.7 Válvulas y accesorios para amoníaco.....	61
5.3. Coeficiente de rendimiento (COP)	63

5.4. Presupuesto del proyecto	64
5.4.1. Costo de los equipos del sistema de refrigeración	64
5.4.2. Mano de obra.....	65
5.4.3. Servicio de montaje electromecánico.....	66
5.4.4. Costo total del proyecto	67
VI. CONCLUSIONES	69
VII. RECOMENDACIONES.....	71
VIII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72
IX. ANEXOS.....	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Composición química y nutricional de la Concha de Abanico	7
Tabla 2: Exportaciones de productos de la Acuicultura (Enero – Diciembre 2018/2019).....	9
Tabla 3: Consideraciones para el cálculo de carga térmica.....	36
Tabla 4: Diámetro de tuberías del sistema de refrigeración	62
Tabla 5: Coeficiente de rendimiento del sistema de refrigeración	64
Tabla 6: Costo de los equipos del sistema de refrigeración	65
Tabla 7: Costos de mano de obra del proyecto.....	66
Tabla 8: Costo del servicio de montaje electromecánico del sistema de refrigeración	67
Tabla 9: Flujo de caja proyectado.....	68

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Concha de Abanico	6
Figura 2. Presentaciones de la Concha de Abanico para exportación	8
Figura 3. Principales empresas peruanas exportadoras de Concha de Abanico (Enero – Diciembre 2018/2019).....	9
Figura 4. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	11
Figura 5. Diagrama presión – entalpía de un ciclo de refrigeración de compresión de vapor 12	
Figura 6. Túnel de congelamiento continuo IQF Line Freezer y tipo espiral Mayekawa	15
Figura 7. Congelador tipo placas DSI FREEZING	16
Figura 8. Congelador de nitrógeno líquido Cryoline.....	18
Figura 9. Procedimiento de congelación en un túnel de congelamiento continuo	19
Figura 10. Compresor tipo tornillo para uso industrial	24
4.11.2. Condensador evaporativo	24
Figura 11. Condensador evaporativo Guntner Ecosse	25
Figura 12. Instalación de condensadores evaporativos en paralelo.....	26
Figura 13. Tanque receptor de líquido	27
Figura 14. Tanque termosifón	28
Figura 15. Sistema de termosifón típico con varios enfriadores de aceite	28
Figura 16. Tanque recirculador de líquido	29
Figura 17. Válvula de paso SVA-S DN15 Danfoss.....	30
Figura 18. Válvula de regulación REG DN25 Danfoss.....	31
Figura 19. Válvula de alivio de presión SFA DN15 Danfoss	32
Figura 20. Válvula de alivio dual para amoníaco.....	32
Figura 21. Válvula de retención NRVA DN50 Danfoss	33

Figura 22. Válvula solenoide ERVA DN20 con bobina Danfoss	33
Figura 23. Bomba de amoníaco Hermetic	35
Figura 24. Evaporadores dentro de túnel de congelamiento continuo IQF	35
Figura 25. Software de selección de compresores Mycom	53
Figura 26. Software de selección de bombas de amoníaco Hermetic	60
Figura 27. Curva de rendimiento de una bomba de amoníaco Hermetic	60
Figura 28. Software de selección de tuberías y válvulas – Danfoss.....	62

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Principales productos hidrobiológicos exportados por presentación (Enero – Diciembre 2018/2019).....	76
Anexo 2. Principales mercados destino de moluscos (Enero – Diciembre 2018/2019).....	77
Anexo 3. Ecuaciones P y R	77
Anexo 4. Información meteorológica de la estación San Miguel en Catacaos, Piura.....	78
Anexo 5. Factores de corrección para la capacidad de rechazo de calor – SEMCO EVAPCO	79
Anexo 6. Capacidad de rechazo de calor referencial – Semco Evapco.....	80
FUENTE: Evapco (2018).....	80
Anexo 7. Modelos de propiedades térmicas para los componentes de los alimentos ($-40 \leq t \leq 150$ °C)	81
Anexo 8. Datos de composición de alimentos no congelados, punto de congelación inicial y calores específicos - ASHRAE.....	82
Anexo 9. Propiedades del aire a 1 atm de presión.....	83
Anexo 10. Carta de Heisler, temperatura en el centro de un cilindro.....	84
Anexo 11. Conductividad térmica de aislantes para ambientes frigoríficos	85
Anexo 12. Ficha técnica de compresor tornillo MYCOM modelo 170JM	85
Anexo 13. Propiedades termodinámicas del amoníaco	86
Anexo 14. Modelos de tanques termosifón – Phillips	86
Anexo 15. Modelos de tanques recirculadores de líquido verticales – Phillips	87
Anexo 16. Modelos de tanques recibidores de líquido horizontales – Phillips.....	87
Anexo 17. Modelos de propiedades térmicas para los componentes de los alimentos ($-40 \leq t \leq 150$ °C)	88
Anexo 18. Diagrama de flujo del sistema de refrigeración	89

Anexo 19. Ubicación referencial de equipos – Primer nivel.....	90
Anexo 20. Ubicación referencial de equipos – Segundo nivel.....	91

I. PRESENTACIÓN

Actualmente, el autor del presente trabajo se desempeña profesionalmente en la empresa MAYEKAWA PERÚ SAC, siendo una de las sucursales importantes del Grupo Mayekawa de origen japonés, fundada en 1924. Esta empresa se dedica principalmente al desarrollo y ejecución de proyectos de ingeniería en refrigeración industrial para brindar soluciones tecnológicas, de calidad y ecoeficientes; enfocándose en empresas dedicadas a actividades pesqueras, agroindustrias, frigoríficos, centros de distribución entre otros.

El cargo que ejerce el autor es el de ingeniero de proyectos en el Departamento de Proyectos e Ingeniería, siendo su principal objetivo el diseño del sistema de refrigeración que se brindará como solución, cálculo de cargas térmicas, selección de equipos, al igual que la preparación del presupuesto del suministro e instalación del mismo, y la posterior presentación del proyecto al directorio de la empresa demandante de la solución.

La presente monografía expone la suficiencia profesional del autor, mediante el trabajo titulado: “Diseño de un sistema de refrigeración para un túnel de congelamiento continuo de 500 kg/h de tallo de Concha de Abanico”, en el cual se aplican los conocimientos adquiridos en su formación académica en la Facultad de Pesquería en la Universidad Nacional Agraria La Molina y los adquiridos en la experiencia profesional en refrigeración industrial luego de haber egresado de la casa de estudios mencionada.

II. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo está orientado a dar una alternativa de solución a la demanda en crecimiento de productos hidrobiológicos congelados para exportación y consumo interno. Donde se abordará el proceso de diseño, cálculo y selección de equipos de refrigeración para un túnel de congelamiento continuo de 500 kg/h de tallo de Concha de Abanico.

Cabe mencionar que, dentro de las técnicas de conservación de alimentos, la congelación ha ido ganando bastante terreno en los últimos años (ADEX, 2020). Se prefiere un producto congelado a uno conservado, ya que el primero mantiene mejor sus características en relación al producto fresco (SIICEX, 2020). Aun así, todo alimento que ha sido congelado y posteriormente descongelado para su consumo, sufre un deterioro en su calidad manifestado en cambios como el sabor, color, aroma y la pérdida de peso por deshidratación (Valdés, 2010). Con el pasar de los años, las técnicas de refrigeración y congelación han ido evolucionando por lo que hoy en día se ha logrado disminuir considerablemente estos efectos negativos y así poder adquirir todos los beneficios que nos entregan los alimentos. Es ahí donde intervienen los túneles de congelamiento continuos, los cuales se están imponiendo cada vez más entre los productores de alimentos congelados puesto que el procedimiento garantiza, una vez que se haya descongelado el producto, este mantenga la mayoría de sus propiedades. El almacenamiento de productos congelados consiste en mantenerlos a una temperatura constante, por lo general a -18°C o inferior. Si se congela a menor temperatura, se reduce la velocidad de deterioro e incrementa la vida de almacenamiento. (Hurtado, 2014)

Por otra parte, para la aplicación de estos equipos de alta tecnología se requiere de un sistema de refrigeración en óptimas condiciones para la operación del mismo ya que sin un buen sistema de refrigeración, el túnel de congelamiento no operará al 100% y, por consecuencia, el producto tardará mayor tiempo en congelarse.

En la actualidad, prevalecen sistemas de refrigeración deficientes en el propio diseño como en la operación de los mismos, lo cual genera gastos significativos en energía haciendo menos rentable la producción de productos congelados o refrigerados.

III. OBJETIVOS

3.1. Objetivo principal

- Diseñar un sistema de refrigeración para un túnel de congelamiento continuo de 500 kg/h de tallo de Concha de Abanico en la provincia de Piura.

3.2. Objetivos específicos

- Determinar la carga térmica total del sistema.
- Seleccionar los equipos necesarios en función de los requerimientos de cargas térmicas para el sistema de refrigeración.
- Determinar la eficiencia del diseño del sistema de refrigeración mediante el coeficiente de rendimiento del mismo.
- Elaborar un presupuesto por el proyecto

IV. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

4.1. Bases empíricas y aportes fundamentales

En los más de tres años de experiencia laboral que cuenta el suscrito en el rubro de refrigeración industrial, en su mayoría ha ejercido funciones claves en proyectos de implementación y ampliación de plantas de procesamiento de recursos hidrobiológicos, frutas, verduras, lácteos, bebidas, sistemas para agua de mar refrigerada entre otros. En esta labor, el autor ha podido y sigue apreciando que el rubro sigue en constante crecimiento debido a la alta demanda de nuestros productos en el exterior, sin embargo, hay muchas deficiencias en los sistemas de refrigeración de algunas plantas de procesos, lo cual perjudica la continuidad de la cadena de frío durante los procesos y como consecuencia de ello, la pérdida de toneladas de productos de alta calidad que se traduce en pérdidas económicas para la empresa productora. Para establecer la magnitud del presupuesto de un sistema confiable, se consideró el diseño de un sistema de refrigeración para un túnel de congelamiento continuo de 500 kg/h (uno de los sistemas que se están implementando con mayor frecuencia durante el último año) como tema de demostración de suficiencia profesional, utilizando los conocimientos adquiridos en la formación académica y profesional, mediante la demostración de los pasos a seguir para una adecuada selección de equipos y dimensionamiento del sistema en sí, de modo que los resultados del trabajo brindan información relevante, no sólo para la mejora de los sistemas de refrigeración actuales, sino también en ofrecer productos de alta calidad destinados a la exportación y al consumo local.

4.2. Descripción de la materia prima

4.2.1. Generalidades

La concha de abanico es un molusco filtrador bivalvo, conocido científicamente como *Argopecten purpuratus* (Ver Figura 1), pertenece a la familia Pectinidae, la misma que engloba un gran número de especies conocidas internacionalmente como 'vieiras'. Esta especie se caracteriza por desovar durante todo el año, función que se acentúa con el aumento de la temperatura marina (Fenómeno de El Niño) que oscilan entre los 13°C y 28°C. Este es un producto hidrobiológico de alta demanda en el extranjero por ser rico en proteínas (Ver Tabla 1). Actualmente las principales áreas de cultivo de conchas de abanico se encuentran en las costas de Ancash, en zonas como Samanco y Guaynumá, entre otros; mientras que, en Lima, sobresale la zona de Pucusana. Asimismo, destacan bancos naturales ubicados en Pisco, 18 Paracas, Sechura (Piura), Lobos de Tierra (Lambayeque), Bahía de Independencia e Isla San Lorenzo (Lima). (Badjeck et al., 2007).



Figura 1. Concha de Abanico

FUENTE: ADEX (2020)

Tabla 1: Composición química y nutricional de la Concha de Abanico

Componente	Promedio (%)
Humedad	78.57
Grasa	0.76
Proteína	16.78
Carbohidratos	2.36
Ceniza	1.53

FUENTE: ASHRAE (2008)

4.2.2. Formas de comercialización de la Concha de Abanico para exportación

La concha de abanico se comercializa principalmente fresco – refrigerada y en su mayoría congelada en diferentes presentaciones de acuerdo al tamaño de su tallo. (Ver Figura 2)

Fresco – Refrigerado

- Tallo (músculo aductor), sin coral, clasificado por tamaño (piezas/lb).

Congelado

- Tallo (músculo aductor), con o sin coral, IQF, clasificados por tamaño. Piezas/lb: 10-20, 20-30, 20-40, 30-40 y 40-60.
- Media valva, tallo con o sin coral, IQF, en bolsas plásticas de 6 o 12 piezas y caja de cartón con 144 piezas.
- Concha de abanico con coral en salsas especiales (bretona, normanda, tomate, etc.) en bolsas transparentes y cajas de cartón (SIICEX, 2019).



Figura 2. Presentaciones de la Concha de Abanico para exportación

FUENTE: PESCANOVA (2019)

4.2.3. Importancia económica

En el 2019 las exportaciones de concha de abanico congelada registraron un total de US\$ 88.58 millones mostrándose un incremento del 19.45% en valor y 57.09% en peso en comparación al año 2018 (Ver Tabla 2 y Anexo 1), debido principalmente a la alta demanda de esta especie en el mercado europeo. Bajo esta coyuntura, Francia vuelve a ubicarse como el principal destino de las conchas de abanico peruanas con una participación de 43.2% y un crecimiento de 102.5%, frente a los Estados Unidos que se ubica en segunda posición tras un crecimiento del 85.6% con una participación del 24,6%. España, ocupa la tercera posición con 10.3% de participación y una caída del 27.4% frente a los resultados del 2018 (Ver Anexo 2) (ADEX, 2020). Las principales empresas que lideraron estas exportaciones de conchas de abanico fueron Seacorp Perú SAC seguido por Acuapesca e Inversiones Prisco SAC. (Ver Figura 3)



Figura 3. Principales empresas peruanas exportadoras de Concha de Abanico (Enero – Diciembre 2018/2019)

FUENTE: ADEX (2020)

Francia es el principal importador de conchas de abanico al sumar US\$ 38.28 millones en el 2019 con un crecimiento de 102.5 % en comparación al año 2018, desplazando de esta manera a Estados Unidos con un registro de US\$ 21,78 millones en el año 2019 (ADEX, 2020).

Tabla 2: Exportaciones de productos de la Acuicultura (Enero – Diciembre 2018/2019)

Producto	US\$ FOB				Peso Neto (Ton.)			
	2018	2019	Var. % 2018-2019	Part. % 2019	2018	2019	Var. % 2018-2019	Part. % 2019
Langostinos	156,337,458.06	186,195,736.78	19.10%	58.77%	23,733.20	30,744.72	29.54%	66.08%
C. de abanico	74,160,853.98	88,582,738.10	19.45%	27.96%	6,207.11	9,750.52	57.09%	20.96%
Trucha	35,642,859.47	39,270,228.59	10.18%	12.39%	4,512.65	5,740.21	27.20%	12.34%
Tilapia	1,791,392.06	2,639,295.14	47.33%	0.83%	216.50	263.00	21.48%	0.57%
Paiche	723,626.71	155,635.07	78.49%	0.05%	67.67	24.79	63.37%	0.05%
Total	268,656,190.28	316,843,633.68	17.94%	100.00%	34,737.13	46,523.24	33.93%	100.00%

FUENTE: ADEX (2020)

La maricultura, además de ir de la mano con la preservación y el repoblamiento del recurso, ofrece enormes ventajas al permitir controlar los procesos naturales de las conchas de

abánico, sin alterarlos, pero sacando de ellos el mayor provecho posible, obteniéndose así favorables resultados tanto biológicos como económicos. (SIICEX, 2019)

4.3. Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración se basa en el cambio de fase líquido-vapor de una sustancia refrigerante por la absorción de calor de un determinado entorno. Dicho calor absorbido es luego liberado al medio ambiente para lo cual se eleva la energía interna de la sustancia haciendo uso de un compresor, es decir se requiere energía mecánica para la operación de este ciclo (Cengel & Boles, 2012).

Durante el ciclo estándar la sustancia refrigerante atraviesa por los siguientes procesos (Ver Figura 4):

- Compresión isentrópica
- Condensación isobárica
- Expansión adiabática
- Evaporación isobárica

Se deben tomar las siguientes consideraciones:

- Caída de presión en las tuberías del sistema y sus accesorios
- Eficiencia de los equipos componentes del sistema
- Caída de presión en el serpentín del evaporador y el serpentín del condensador.

Los factores mencionados se deben considerar para obtener un óptimo diseño del sistema y una operación eficiente. Sin embargo, esta no depende solamente de un buen diseño, sino también de la eficiencia de los equipos que componen el sistema, además de las modificaciones que se le puede incluir, como el sub enfriamiento de líquido.

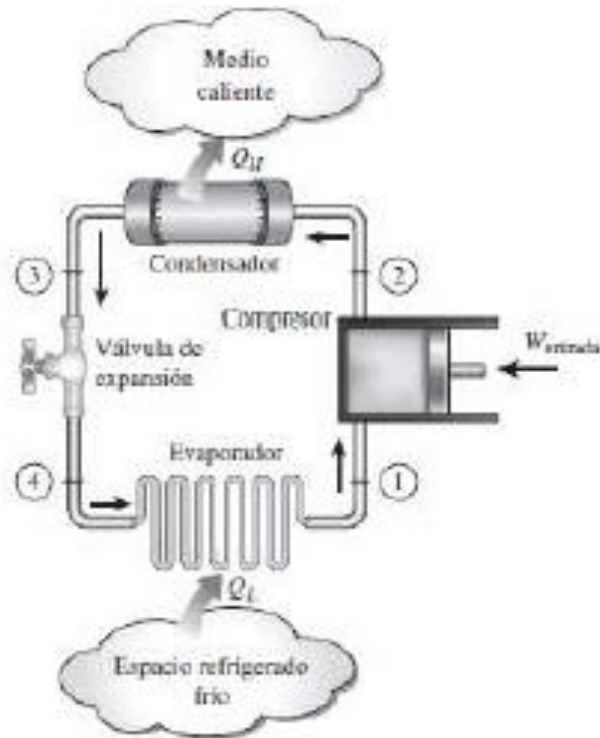


Figura 4. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

FUENTE: Cengel. & Boles (2012)

El proceso consiste en elevar la presión y temperatura del refrigerante, en fase vapor, en el compresor; del compresor pasa al condensador donde intercambia calor con el entorno; del condensador sale el refrigerante en fase líquida y pasa al mecanismo de expansión, el cual, provoca una caída en la presión y temperatura del refrigerante. Por último, pasa el líquido a menor presión y temperatura al evaporador, del cual sale en fase vapor y vuelve a comenzar el ciclo en el compresor (Cengel & Boles, 2012). Ver Figura 5.

La zona de alta presión es, desde la salida del compresor hasta la entrada del mecanismo de expansión, y la zona de baja presión va desde la salida del mecanismo de expansión hasta la entrada del compresor.

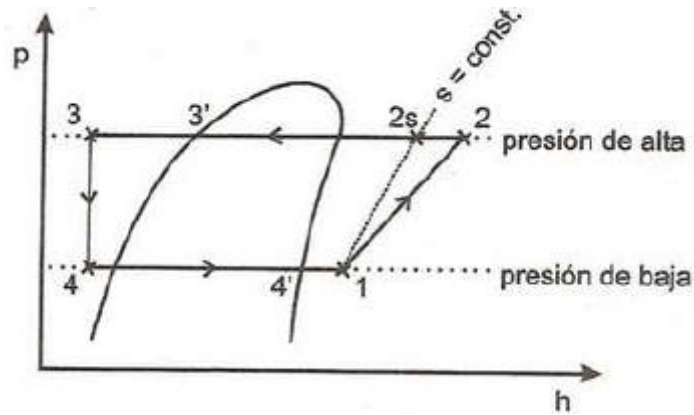


Figura 5. Diagrama presión – entalpía de un ciclo de refrigeración de compresión de vapor

FUENTE: Jutglar & Miranda (2008)

Los Diagramas Presión - Entalpía o diagramas de Mollier de un ciclo de refrigeración muestran los cambios de entalpía del refrigerante cuando aumenta o disminuye la presión. En la figura 6, se observa que hay una zona, al lado derecho del diagrama, donde el refrigerante es un vapor sobrecalentado, al lado izquierdo del diagrama el refrigerante es un líquido subenfriado. Al interior del domo la fase del refrigerante es una mezcla líquido-vapor (Jutglar & Miranda, 2008).

4.4. Entalpía

En el análisis de cierto tipo de procesos, particularmente en la generación de potencia y en refrigeración, a menudo se encuentra la combinación de propiedades $u + Pv$. Para simplificar y por conveniencia, esta combinación se define como, entalpía, la cual se representa mediante el símbolo H . (Cengel & Boles, 2012)

$$H = U + PV \quad (1)$$

Donde:

H: Entalpía (kJ)

U= Energía interna del sistema

P: Presión del sistema

V: Volumen del sistema

El cambio en la entalpía de un alimento se puede utilizar para estimar la energía que debe agregarse o eliminarse para efectuar un cambio de temperatura. Por encima del punto de congelación, la entalpía se compone de energía sensible; por debajo del punto de congelación, la entalpía se compone de energía tanto sensible como latente. (ASHRAE, 2008)

4.5. Números adimensionales de Biot, Planck y Stephan

A continuación, se define brevemente cada uno de ellos (ASHRAE, 2008):

- El número de Biot (Bi) es el coeficiente adimensional de transferencia de calor, este número hace referencia a la transferencia de calor por convección en la periferia de un cuerpo respecto a la transferencia de calor por conducción dentro de dicho cuerpo.
- Número de Planck (Pk) hace referencia a la relación entre el calor latente volumétrico y la diferencia de la entalpía volumétrica entre la temperatura inicial y la del punto de congelación.
- Número de Stephan (Ste) relaciona la capacidad calorífica y el calor latente de cambio de fase o estado de un material. Hace referencia a la relación entre el calor sensible volumétrico y la diferencia de la entalpía volumétrica entre la temperatura del punto de congelación y la temperatura objetivo.

4.6. Corrección geométrica P y R

Cleland & Earle (1979a) incorporaron correcciones para tener en cuenta la eliminación del calor sensible tanto por encima como por debajo del punto de congelación inicial del alimento, así como la variación de temperatura durante congelación. Se desarrollaron ecuaciones de regresión para estimar los parámetros geométricos P y R para losas infinitas, cilindros infinitos, esferas y ladrillos rectangulares (Ver Anexo 3). En estas ecuaciones de regresión, los efectos de la transferencia de calor superficial, el preenfriamiento y el subenfriamiento final se explican por los números de Biot, Planck y Stefan, respectivamente. Como se muestra en la Anexo 3, P y R son funciones de los números de Planck y Stefan.

4.7. Métodos de congelación

Los sistemas de congelación se pueden agrupar por su método básico de extracción de calor de los productos alimenticios de la siguiente manera (ASHRAE, 2008):

- **Congelación rápida (Convección):** Consiste en hacer circular aire frío sobre el producto a gran velocidad. El aire elimina el calor del producto y lo libera a un intercambiador de calor de aire / refrigerante antes de recircularlo.
- **Congelación por contacto (Conducción):** Los alimentos, envasados o sin envasar, se colocan sobre o entre superficies metálicas frías. El calor se extrae por conducción directa a través de las superficies, que se enfrían directamente mediante un medio refrigerado en circulación.
- **Congelación criogénica (Convección y/o conducción):** Los alimentos son expuestos a un ambiente por debajo de -60°C mediante la pulverización de nitrógeno líquido o dióxido de carbono líquido en la cámara de congelación.
- **Congelación criomecánica (Convección y/o conducción):** Los alimentos se exponen primero a la congelación criogénica y luego se terminan de congelar mediante refrigeración mecánica.

4.7.1. Congeladores rápidos o Blast Freezers

Los congeladores rápidos utilizan aire como medio de transferencia de calor y dependen del contacto entre el producto y el aire. La sofisticación en el control del flujo de aire y las técnicas de transporte varía desde cámaras de ultracongelación hasta congeladores de impacto cuidadosamente controlados (ASHRAE, 2008).

Los primeros congeladores rápidos consistían en cámaras frigoríficas con ventiladores adicionales y un excedente de refrigeración. El control mejorado del flujo de aire y la mecanización de las técnicas de transporte han hecho que la transferencia de calor sea más eficiente y que el flujo del producto requiera menos mano de obra (ASHRAE, 2008).

Aunque la congelación por lotes todavía se usa ampliamente, los congeladores más sofisticados integran la congelación en una línea de producción continua. Esta congelación de la línea de proceso se ha vuelto esencial para operaciones rentables, de alta calidad y de gran volumen. Se encuentra disponible una amplia gama de sistemas de congelación rápida, que incluyen:

- Cámaras de congelados.
- Túneles de congelamiento continuo rectos y tipo espiral. (Ver Figura 6)
- Túneles de congelamiento estáticos.



**Figura 6. Túnel de congelamiento continuo IQF Line Freezer y tipo espiral
Mayekawa**

FUENTE: MAYEKAWA FREEZERS (2020)

4.7.2. Congeladores por contacto

El medio principal de transferencia de calor de un congelador de contacto es la conducción; el producto o paquete se coloca en contacto directo con una superficie refrigerada. (Ver Figura 7)

El tipo de congelador de contacto más común es el congelador de placas horizontal o vertical, en el que el producto se presiona entre placas de metal. El refrigerante se hace circular dentro de los canales de las placas, lo que asegura una transferencia de calor eficiente y resulta en tiempos de congelación cortos, siempre que el producto sea un buen conductor del calor, como en el caso de los filetes de pescado. Sin embargo, los paquetes o cavidades deben llenarse bien y, si se utilizan bandejas metálicas, no deben deformarse (ASHRAE, 2008).



Figura 7. Congelador tipo placas DSI FREEZING

FUENTE: DSI FREEZING (2020)

4.7.3. Congeladores Criogénicos

La congelación criogénica (o de gas) es a menudo una alternativa para una producción a pequeña escala, productos nuevos, situaciones de sobrecarga o productos estacionales. Los

congeladores criogénicos utilizan nitrógeno líquido o dióxido de carbono líquido (CO₂) como medio de refrigeración, y los congeladores pueden ser gabinetes de lotes, congeladores de cinta recta, transportadores en espiral o congeladores de inmersión en líquido (ASHRAE, 2008). Ver Figura 8.

El tipo de congelador de nitrógeno líquido más común es un túnel de línea de proceso de una sola correa y de paso recto. El nitrógeno líquido a -195 °C se introduce en el extremo de salida del congelador directamente sobre el producto; a medida que el nitrógeno líquido se vaporiza, esos vapores fríos circulan hacia el extremo de entrada, donde se utilizan para el preenfriamiento y la congelación inicial del producto. Los vapores “calentados” (-45 °C) luego se descargan a la atmósfera. La baja temperatura del nitrógeno líquido y vaporoso proporciona una congelación rápida, lo que puede mejorar la calidad y reducir la deshidratación de algunos productos. Sin embargo, el costo de congelación es alto debido al costo del nitrógeno, y la superficie de los productos con alto contenido de agua puede agrietarse si no se toman precauciones (ASHRAE, 2008).

El consumo de nitrógeno líquido está en el rango de 0,4 a 0,9 kg de nitrógeno por kilogramo de producto, dependiendo del contenido de agua y la temperatura del producto. Aunque esto se traduce en costos operativos relativamente altos y la inversión inicial alta debido a que se necesitan equipos capaces de comprimir el nitrógeno hasta su fase líquida, lo cual se logra con tecnología de precio elevado.

Un método de congelación criogénico similar coloca el CO₂ hirviendo (sublimando) en contacto directo con los alimentos congelados en un congelador de cinta recta o espiral. El dióxido de carbono hierve a aproximadamente -79 °C y el sistema funciona como un sistema de congelación de nitrógeno líquido, consumiendo líquido criogénico mientras congela el producto (ASHRAE, 2008).



Figura 8. Congelador de nitrógeno líquido Cryoline

FUENTE: CRYOLINE (2020)

4.7.4. Congeladores Criomecánicos

Un congelador criomecánico típico (combinación de congelación criogénica y rápida) tiene un paso de inmersión inicial en el que el producto fluye a través de un baño de nitrógeno líquido para fijar la superficie del producto. Esta rápida congelación de la superficie reduce la deshidratación y mejora las características de manipulación del producto, minimizando así la adherencia y la formación de grumos. El producto congelado criogénicamente en costra se transfiere directamente a un congelador mecánico, donde se elimina el resto del calor y la temperatura del producto se reduce a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ o menos. El paso criogénico a veces se adapta a los congeladores mecánicos existentes para aumentar su capacidad. El paso de congelación mecánica hace que los costos operativos sean más bajos que la congelación criogénica en su totalidad (ASHRAE, 2008).

4.8. Túnel de congelamiento continuo o IQF

Un túnel de congelamiento continuo o IQF es un método de congelación rápida de manera individual, la cual consiste en congelar rápidamente un producto para que los cristales de

hielo sean pequeños con el fin de evitar la destrucción de los tejidos celulares de los alimentos, manteniendo su sabor y sus características nutritivas. Para congelar un alimento es necesario extraerle el calor latente y sensible, para lo cual se lleva el producto a bajas temperaturas, lo cual genera un cambio de fase del agua, solidificándola. Los beneficios más resaltantes de este equipo se representan en un congelamiento de alta calidad, aplicación a diversos productos, compacto e higiénico (MAYEKAWA FREEZERS, 2020).

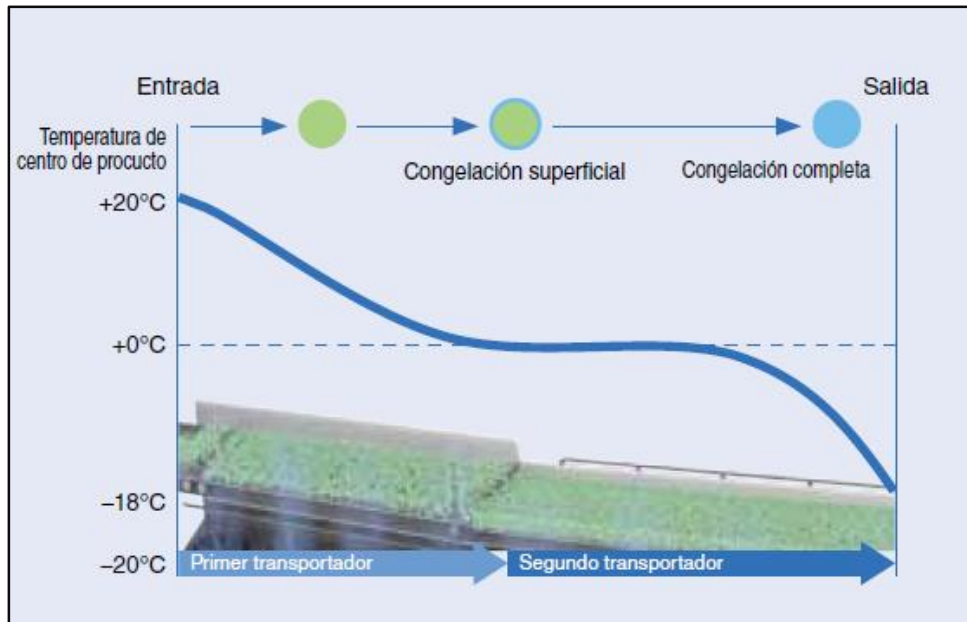


Figura 9. Procedimiento de congelación en un túnel de congelamiento continuo

FUENTE: MAYEKAWA FREEZERS (2020)

La congelación consiste en reducir la temperatura de un producto hasta llevarlo a la temperatura del lugar de almacenamiento y convertir toda el agua contenida en el producto en hielo. Para congelar un alimento se requieren tres etapas: la primera, cuando se reduce la temperatura hasta el punto de congelación, eliminando su calor sensible. La segunda, cuando se elimina el calor latente convirtiendo el agua dentro del alimento en hielo. Por último, en la tercera etapa, se llega a una temperatura inferior a la de congelación de los alimentos, la cual es -18°C, eliminando más calor sensible (ASHRAE, 2014).

La congelación debe ser rápida ya que de esto depende el tamaño del cristal en los tejidos del producto. Si la congelación del producto es lenta, los cristales van a ser grandes y se encontrarán en el exterior. Si la congelación es rápida, los cristales son pequeños y se forman por dentro y fuera del producto. Al formarse cristales grandes se deteriora la calidad del producto. (Ver Figura 9)

4.9. Refrigerante

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia (Dossat, 2003). Son muchas las sustancias que pueden ser usadas como refrigerantes, sin embargo, en la actualidad se usan solo algunos debido a características particulares que las hacen apropiadas.

En el Perú, a nivel industrial, lo más común es la aplicación de amoníaco como refrigerante ya que ofrece cuatro ventajas características sobre otros refrigerantes comúnmente utilizados.

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

refrigerantes sintéticos cuyo uso o producción está limitada a una cierta cantidad de años. (Bolaji & Huanz., 2013).

Al establecer la temperatura del aire frío en -35°C , se requiere una temperatura de evaporación por debajo del aire a enfriar. Para garantizar una buena transferencia de energía se toma una diferencia de temperatura de 7°C , con ello se obtiene una temperatura de evaporación. Para el caso del freón, al ser la temperatura ambiente de 30°C en promedio y considerando una diferencia de temperaturas de 10°C , se obtiene una temperatura de condensación $+40^{\circ}\text{C}$. Para el caso del amoníaco se considerará una diferencia de temperaturas de $+5^{\circ}\text{C}$, por lo que obtenemos una temperatura de condensación de $+35^{\circ}\text{C}$. Una vez establecidas las temperaturas de evaporación y condensación, se procede a seleccionar el refrigerante a utilizar en el sistema de refrigeración. Se utiliza las temperaturas de evaporación y condensación de los refrigerantes para hallar las presiones de saturación (ASHRAE, 2008).

En este caso, se realizó la comparación entre el R-507A y el Amoníaco (R-717).

R-507A

Temperatura de evaporación: $-42^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{P. sat} = 1.3 \text{ bar}$

Temperatura de condensación: $+40^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{P. sat} = 18.8 \text{ bar}$

$$\text{Relación de compresión} = \frac{18.8}{1.3} = 14.46$$

R-717

Temperatura de evaporación: $-42^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{P. sat} = 0.64 \text{ bar}$

Temperatura de condensación: $+40^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{P. sat} = 13.5$

$$\text{Relación de compresión} = \frac{13.5}{0.64} = 21.09$$

Al obtener una mayor relación de compresión con el amoniaco, este fue el refrigerante que se consideró para el sistema ya que permitirá tener un sistema mucho más eficiente que con el R-507A (Abas et. al., 2018). No es necesario un sistema de refrigeración doble etapa ya que al aplicar un economizador en la unidad compresora tipo tornillo en un sistema simple etapa, este hace la función de intercooler entre la unidad compresora tornillo de baja y alta de un sistema doble etapa convencional.

Según Abas et. al. (2018), actualmente se está retornando a los refrigerantes naturales, entre ellos, los que solían utilizarse en los inicios de la refrigeración. Algunos de ellos son: Amoniaco (R-717), Dióxido de Carbono (R-744), Agua (R-728) y Etil Éter (R-610).

4.10. Carga térmica

La carga térmica es el valor en unidades de energía que se necesita para poder enfriar o congelar el producto desde la temperatura inicial hasta la temperatura requerida. (ASHRAE, 2008)

Los componentes involucrados en la determinación de la carga térmica requerida en un sistema de refrigeración, según la ASHRAE (2008), son los siguientes:

- **Carga por transmisión:** Flujo de calor a través de paredes, techo y piso.
- **Carga del producto:** Flujo de calor producido por el enfriamiento y congelamiento del producto.
- **Carga por infiltración de aire:** Flujo de calor asociado por el ingreso de aire al equipo de congelamiento.
- **Carga por equipos internos:** Flujo de calor asociado a la operación de los equipos de refrigeración como los motores de los ventiladores de los evaporadores, calor generado en el descongelamiento del evaporador cuando este opera a temperaturas por debajo del punto de congelación.

Por lo general, el valor de la carga total de enfriamiento debe ser incrementado por un factor de seguridad, para permitir discrepancias posibles entre los criterios del diseño y las condiciones reales de operación. Un valor común del factor de seguridad es incrementar las cargas en 10 % (ASHRAE, 2008). El cual se empleará como factor para todas las cargas térmicas.

4.11. Componentes principales de un sistema de refrigeración

Los componentes básicos de todo sistema de refrigeración por compresión de vapor son: evaporador (en este caso irán dentro del túnel de congelamiento continuo), compresor, válvula de expansión y condensador, sin embargo, en sistemas de refrigeración industrial; aparecen más componentes como sistemas de control, instrumentos de medición (manómetros), tanques recibidores, tanques separadores de líquido, etc. (ASHRAE, 2008)

4.11.1. Compresor

Un compresor es uno de los cuatro componentes esenciales del sistema básico de compresión de vapor de refrigeración; los otros son el condensador, evaporador, y el dispositivo de expansión. El compresor hace circular el refrigerante a través del sistema y aumenta la presión del vapor del refrigerante para crear el diferencial de presión entre el condensador y el evaporador (ASHRAE, 2008). Existen dos tipos de compresores: el tipo pistón y el tipo tornillo. (Ver Figura 10)



Figura 10. Compresor tipo tornillo para uso industrial

FUENTE: MAYEKAWA (2020)

4.11.2. Condensador evaporativo

El condensador en un sistema de refrigeración es un intercambiador de calor que rechaza todo el calor del sistema (Ver Figura 11 y 12). Este calor se compone del calor absorbido por el evaporador más el calor producido por la degradación de parte de la energía mecánica entregada al compresor. El compresor descarga el refrigerante calentado a alta presión en el condensador, que rechaza calor desde el gas hacia algún medio más frío. Por lo tanto, el refrigerante frío se condensa de nuevo al estado líquido y se drena desde el condensador para continuar en el ciclo de refrigeración. (ASHRAE, 2008).

Los condensadores pueden ser clasificados según su medio de enfriamiento como: enfriado por agua (de doble tubo, carcasa-serpentín, carcasa-tubos), enfriado por aire (convección natural, convección forzada), por evaporación (enfriado mediante aire y agua) y enfriado por refrigerante (sistema de cascada). (ASHRAE, 2008)

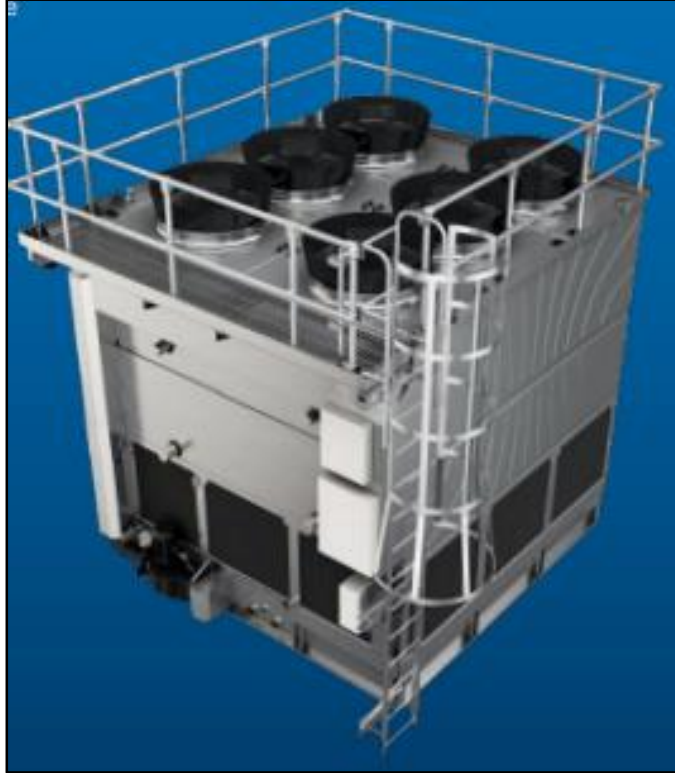


Figura 11. Condensador evaporativo Guntner Ecos

FUENTE: GUNTNER (2021)

Ventajas de los condensadores evaporativos:

- Consumen menos agua que las torres de enfriamiento de agua, ya que tienen un rendimiento de intercambio térmico superior.
- El funcionamiento no depende significativamente de las condiciones atmosféricas exteriores y por ello es mucho más fiable.
- Son equipos más eficaces que los basados en condensación por aire, ya que el consumo energético global del sistema disminuye, y presentan mayores coeficientes de transferencia.

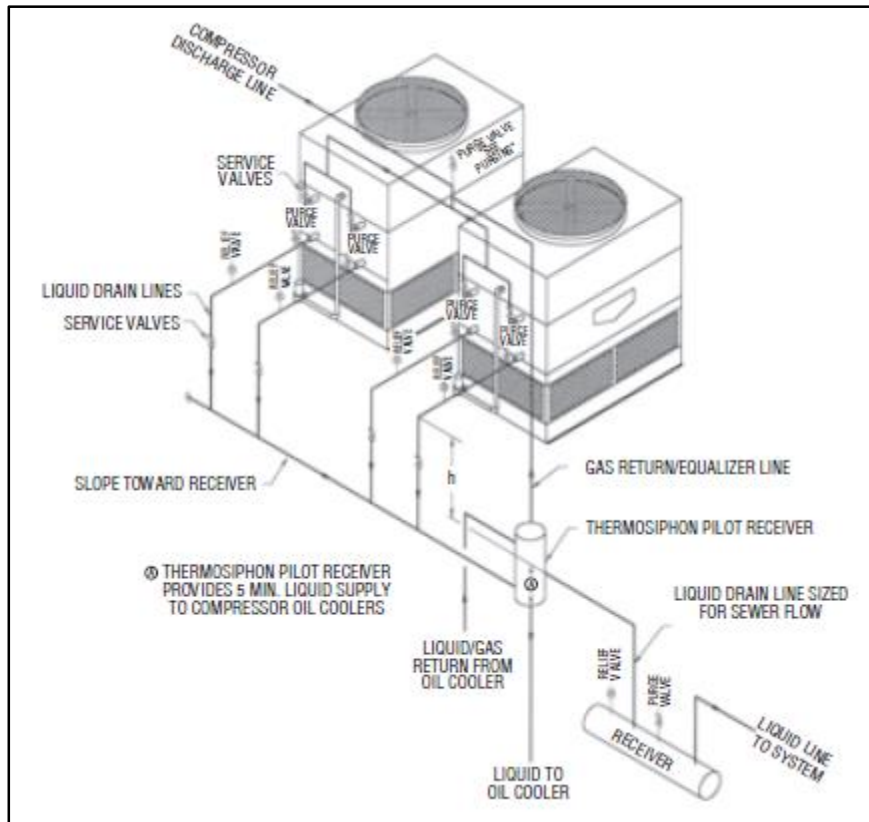


Figura 12. Instalación de condensadores evaporativos en paralelo

FUENTE: EVAPCO (2018)

4.11.3. Tanque recibidor de líquido

Un principio fundamental en la elección del tamaño de los tanques recibidores es elegirlos con la suficiente capacidad de almacenamiento para que en el periodo de trabajo nunca estén completamente llenos de líquido o vacíos. (Ver Figura 13)

El recibidor es un depósito de acumulación para el exceso de refrigerante; éste se conduce desde el condensador hacia la parte superior del receptor, y el refrigerante líquido se entrega a las válvulas de expansión por la toma en la parte inferior. (ASHRAE, 2010).

Sus funciones es servir como depósito de almacenamiento de donde se puede bombear refrigerante, cuando otro componente del sistema debe ser reparado o el sistema tiene que parar por un tiempo prolongado. En estos casos el refrigerante debe ser contenido entre los niveles de líquido superior e inferior del tanque. Algo de volumen para el refrigerante en estado de vapor es requerido por encima del límite superior del nivel de líquido. Pueden ser verticales u horizontales dependiendo del espacio disponible en la sala de máquinas. (Stoecker, 2004)

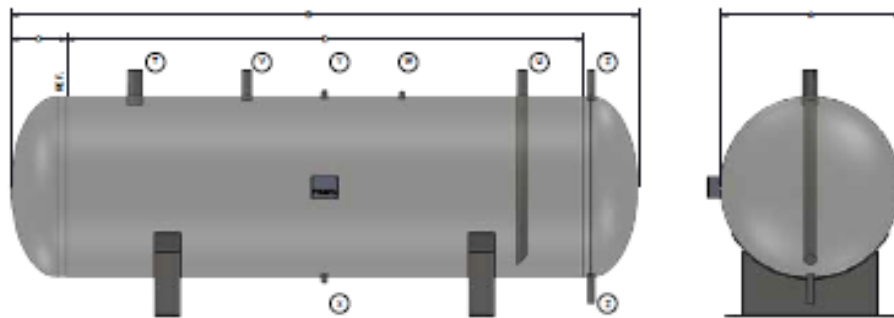


Figura 13. Tanque receptor de líquido

FUENTE: H.A. Phillips (2017)

4.11.4. Tanque termosifón

El tanque termosifón es necesario para suministrar el refrigerante líquido al enfriador de aceite del compresor (Ver Figura 14). Para el presente sistema se seleccionó un termosifón horizontal ya que son los que nos permiten ahorrar espacio en la sala de máquinas. Al instalar el tanque termosifón es necesario mantener una altura mínima de dos metros entre la salida del líquido refrigerante del tanque, y la toma del enfriador de aceite. También es importante asegurar que el tanque nunca esté vacío (Ver Figura 15), esto se logra ubicando la descarga del vapor/líquido por encima de la alimentación y ubicando en la base del termosifón la salida del refrigerante al enfriador, pero siempre antes que la salida del tanque receptor. (Frick, 2007).

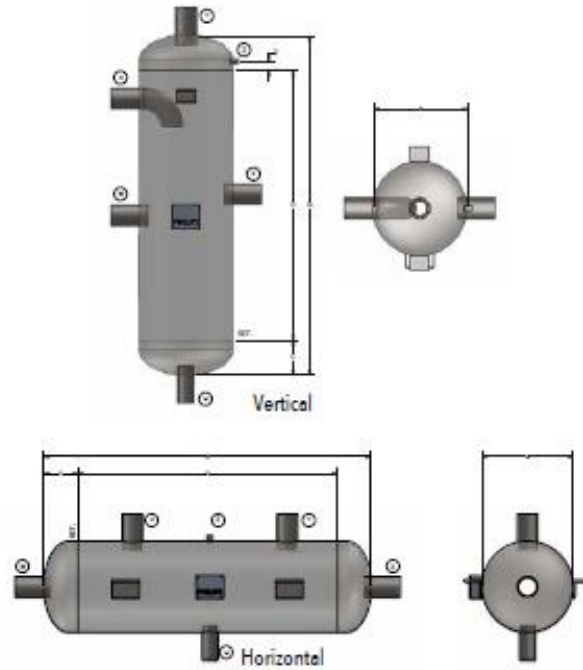


Figura 14. Tanque termosifón

FUENTE: H.A. Phillips (2017)

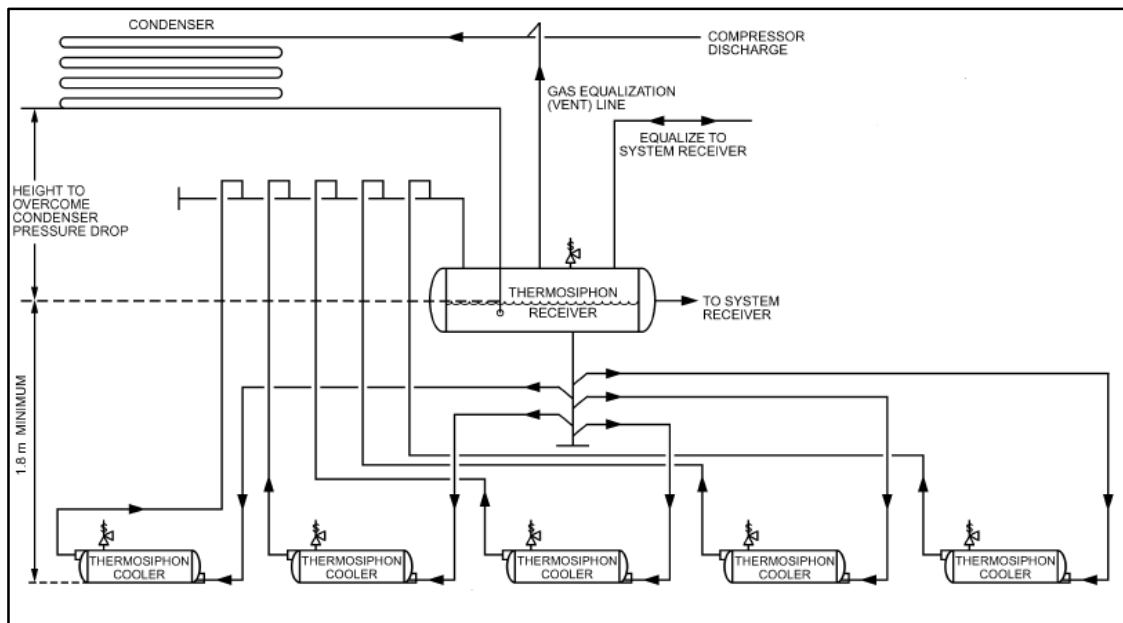


Figura 15. Sistema de termosifón típico con varios enfriadores de aceite

FUENTE: ASHRAE (2008)

4.11.5. Tanque recirculador de líquido

El refrigerante en estado bifásico que sale de los evaporadores que funcionan con amoníaco debe ser separado antes de ingresar a los compresores, porque el vapor en la succión debe estar libre de gotas de líquido (Ver Figura 16). La separación se realiza en el tanque separador, también llamado tanque de recirculación. Este tanque realiza las funciones tanto de separación del líquido/vapor y el almacenamiento del líquido. En este tanque la separación se realiza utilizando la gravedad. La mezcla ingresa y en su recorrido las gotas de líquido caen y se depositan en el fondo junto con el refrigerante líquido, el cual es bombeado de vuelta a los evaporadores. El control de nivel de líquido es realizado por unos sensores de nivel o interruptores de válvula flotante, los cuales envían señales eléctricas para regular la apertura de la válvula solenoide que permite ingresar el refrigerante líquido. El nivel inferior es graduado teniendo en cuenta una reserva de líquido para el funcionamiento de las bombas de amoníaco, para evitar cavitación y tener las bombas siempre cebadas (Stoecker, 2004). Debe ser aislado y forrado con planchas de aluminio o acero inoxidable con un espesor de 0.5 milímetros.



Figura 16. Tanque recirculador de líquido

FUENTE: H.A. Phillips (2017)

4.11.6. Válvulas y accesorios para amoniaco

Las válvulas utilizadas en sistemas de refrigeración se emplean en distintos arreglos para diferentes etapas del sistema. Los tipos de válvulas que se emplearán en este sistema son (ASHRAE, 2008):

- Válvulas de paso
- Válvulas de regulación
- Válvulas de seguridad o alivio de presión
- Válvulas de retención
- Válvulas solenoides
- Manómetros
- Visores de líquido
- Sensores de presión, temperatura y de nivel de líquido

Válvulas de paso: Deben colocarse en las líneas de entrada y salida de todos los condensadores, recipientes, evaporadores y tramos largos de tubería para que puedan aislarse en caso de fugas y facilitar el bombeo por evacuación. Las secciones de la tubería de líquido que pueden separarse con válvula y aislarse deben protegerse con un dispositivo de alivio (ASHRAE, 2008). Ver Figura 17.



Figura 17. Válvula de paso SVA-S DN15 Danfoss

FUENTE: Danfoss (2020)

Válvulas de Regulación: Permiten regular el flujo del refrigerante que pasa a través de ellas. Su uso más frecuente en refrigeración es a la entrada de los evaporadores para controlar el ingreso del refrigerante líquido; en algunos casos el uso de la válvula es auxiliar, cuando la válvula automática que controla la entrada del refrigerante no funciona. Este tipo de válvula permite regular el fluido que pasa a través de ella, pero no asegura un control exacto del mismo (Stoecker, 2004). Ver Figura 18.



Figura 18. Válvula de regulación REG DN25 Danfoss

FUENTE: Danfoss (2020)

Válvulas de Alivio o de Seguridad: Son usadas como dispositivos de seguridad y se activarán cuando el refrigerante alcance presiones mayores a las del parámetro que controlan las válvulas. En algunas configuraciones poseen un resorte calibrado para desplazarse a determinadas presiones que representan un riesgo para el normal funcionamiento del sistema. La mayoría de veces se colocan en las líneas de alta presión para evitar que las tuberías del sistema colapsen a presiones mayores que las del diseño (ASHARE, 2008). Ver Figura 19 y 20.



Figura 19. Válvula de alivio de presión SFA DN15 Danfoss

FUENTE: Danfoss (2020)

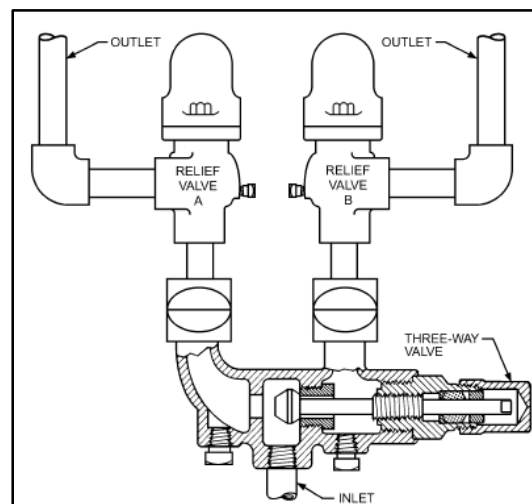


Figura 20. Válvula de alivio dual para amoníaco

FUENTE: ASHRAE (2008)

Válvulas de Retención: Permiten el flujo del refrigerante en una sola dirección, por medio de un cierre automático que se opone al fluido si éste intenta fluir en la dirección opuesta. El elemento móvil puede ser ayudado por la gravedad, así, la válvula se cierra a la más ligera caída de presión en la dirección opuesta al flujo, este tipo de mecanismo no es tan confiable como aquellas que usa un actuador asistido por un resorte; Si la presión del lado opuesto es

mayor a la del fluido que empuja el resorte, la válvula se cerrará, este principio puede ser usado para establecer un diferencial de presión para el trabajo de la válvula o el uso de una fuente externa de presión para cerrarla (Stoecker, 2004). Ver Figura 21.

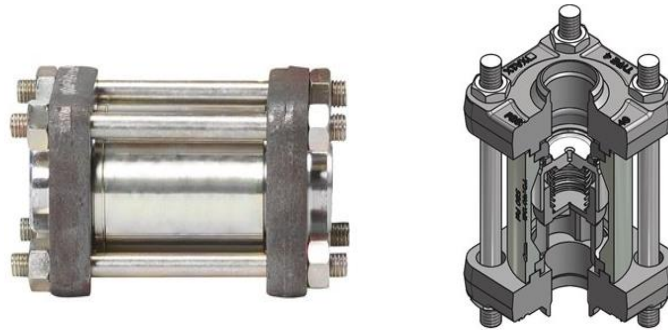


Figura 21. Válvula de retención NRVA DN50 Danfoss

FUENTE: Danfoss (2020)

Válvulas Solenoides: Son válvulas de cierre operadas eléctricamente de forma automática. En este tipo de válvulas, el sistema de presión trabaja para mantener las válvulas cerradas o abiertas de acuerdo a requerimiento. El campo magnético del solenoide energizado arrastra el vástago y el émbolo de conexión abre el puerto de la válvula (Stoecker, 2004). Ver Figura 22.



Figura 22. Válvula solenoide ERVA DN20 con bobina Danfoss

FUENTE: Danfoss (2020)

4.11.7. Bombas de amoníaco

Se requiere de un sistema de bombeo de amoníaco debido al flujo de refrigerante líquido por entregar y la caída de presión hasta los evaporadores. La tasa de recirculación para túneles de congelamiento se ha fija en 4 a 1, por resultar en un diseño simple, confiable y de uso frecuente. Un beneficio fundamental de elegir este sistema es la mejora del coeficiente de transferencia, atribuible al estado líquido y la velocidad del refrigerante. Una tasa de circulación de 4 a 1 implica que el refrigerante líquido entregado es cuatro veces superior a la cantidad del refrigerante evaporado, lo cual garantiza un buen rendimiento. (ASHRAE, 2010)

La temperatura de evaporación del refrigerante se ha tenido en cuenta en los cálculos de selección porque la densidad del fluido es muy sensible a los cambios de presión y temperatura, las cuales deben ser tales que el refrigerante permanezca en su fase líquida a -35°C , ya que si aparecieran trazas de vapor o burbujas resultaría en una cavitación de la bomba. Un método para evitar la cavitación es la construcción de un dispositivo a la salida del tanque separador de líquido que rompa el vértice creado por la salida del refrigerante líquido. Otra manera de evitar las burbujas es proveer a la bomba de una Altura de Succión Positiva Neta (NPSH), la cual se consigue con un reservorio de refrigerante líquido por encima de la succión de la bomba, el cual sería el tanque de recirculación de líquido (Institute of refrigeration, 2005).

Se recomienda utilizar dos bombas herméticas (Ver Figura 23), una de ellas estará en Stand-by para afrontar las fallas que puedan aparecer. (ASHRAE, 2010)

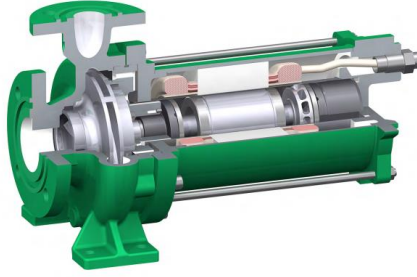


Figura 23. Bomba de amoníaco Hermetic

FUENTE: Google

4.11.8. Evaporador

Este componente se encuentra en la parte interna del túnel de congelamiento, cuya función es enfriar el aire, en estos equipos es importante la presencia de ventiladores aleteados que hagan recircular el aire. Para esta aplicación, los serpentines de estos evaporadores son de tubos de acero inoxidable AISI 304L y las aletas de los ventiladores de aluminio. Asimismo, estos equipos deberán contar con un sistema de bandeja de drenaje para los deshielos. El evaporador estará sujetado por una estructura metálica que a su vez soporta el peso del sistema motriz de la máquina (fajas transportadoras, motor eléctrico, etc.). (Stoecker, 2004). Ver Figura 24.

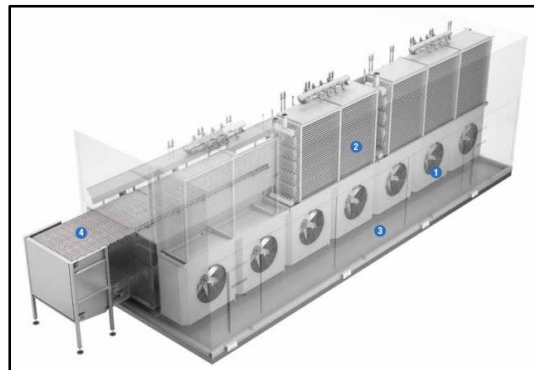


Figura 24. Evaporadores dentro de túnel de congelamiento continuo IQF

FUENTE: MAYEKAWA FREEZERS (2020)

V. DESARROLLO DEL TRABAJO

El desarrollo del presente trabajo se realizó en el gabinete de la empresa MAYEKAWA PERÚ SAC, ubicada en el distrito de Ate, Lima.

El diseño se realizó mediante el uso de tablas, software de selección de fabricantes, fichas técnicas y catálogos de equipos, el cual comprende en primer lugar en el cálculo de cargas térmicas, seguido de la selección de equipos para lo cual se consideró que la planta estará ubicada en Piura, con el fin de tener definida la temperatura de bulbo húmedo (Ver Anexo 4) a considerar en la selección del condensador evaporativo del sistema; determinar el coeficiente de rendimiento del sistema y por último, la preparación del presupuesto del proyecto, el cual, comprende los costos por el suministro de equipos, horas de trabajo en gabinete y servicio de montaje electromecánico de los equipos presupuestados.

5.1. Determinación de cargas de calor para el sistema de refrigeración

Para el caso a tratar en este trabajo, se consideró la siguiente información de la tabla 3 para el cálculo de la carga térmica:

Tabla 3: Consideraciones para el cálculo de carga térmica

Producto	Tallo de concha de abanico
Capacidad	500 kg/h
Peso unitario del producto	30 gr
Dimensiones del producto (L x A x H)	35 mm x 35 mm x 40 mm
Temperatura de ingreso del producto	+8°C
Temperatura de salida del producto	-20°C

FUENTE: Elaboración propia

5.1.1. Cálculo de propiedades termo físicas

5.1.1.1. Cálculo de conductividad de la Concha de abanico

La Concha de abanico está compuesta por agua, proteínas, carbohidratos y grasas en un porcentaje de 78.57%, 16.78%, 2.36% y 0.76% respectivamente, según la ASHRAE (2008). Para calcular la conductividad de cada uno de los componentes, se aplicarán las ecuaciones 3, 4 y 5 (Choi et. al., 1986):

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

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

$$k_{\text{carb}} = 0.20141 + 1.3874 \times 10^{-3} \times t - 4.3312 \times 10^{-6} t^2 \quad (4)$$

k_{grasas} = Despreciable por su bajo porcentaje

Donde:

t: temperatura final del producto

Cabe resaltar que estas ecuaciones son válidas para un rango de temperatura de producto final de $-40^{\circ}\text{C} \leq t \leq +150^{\circ}\text{C}$ (Choi et. al., 1986). Considerando que requerimos una temperatura final del producto de -20°C y reemplazando en las ecuaciones dadas anteriormente obtenemos:

$$k_{\text{agua}} = 0.538, k_{\text{prot}} = 0.156 \text{ y } k_{\text{carb}} = 0.175$$

Luego, se multiplican las conductividades de cada uno de los componentes por el porcentaje presente en el alimento para obtener la conductividad de la concha de abanico.

$$k \text{ concha de abanico} = 0.533(0.7857) + 0.154(0.1678) + 0.172(0.0236)$$

$$k \text{ concha de abanico} = 0.449 \text{ W/mK}$$

5.1.1.2. Cálculo de la densidad de la Concha de abanico

Para calcular las densidades de la concha de abanico a -2.2°C y a -20°C , se aplicaron las siguientes expresiones (Choi et. al., 1986):

$$\rho \text{ agua} = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3}t - 3.7574 \times 10^{-3}t^2 \quad (5)$$

$$\rho \text{ prot} = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}t \quad (6)$$

$$\rho \text{ carb} = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}t \quad (7)$$

ρ grasas = Despreciable por su bajo porcentaje

ρ fibra = Despreciable por su bajo porcentaje

Las ecuaciones 6, 7 y 8 son válidas para un rango de temperaturas de $-40^{\circ}\text{C} \leq t \leq +150^{\circ}\text{C}$ (Ver Anexo 7). Reemplazando para una temperatura de inicio de congelamiento de -2.2°C (ASHRAE, 2008), las densidades serán las siguientes:

$$\rho \text{ agua} = 997.19, \rho \text{ prot} = 1331.04 \text{ y } \rho \text{ carb} = 1599.78$$

Luego, se multiplicaron las densidades de cada uno de los componentes por el porcentaje presente en el alimento para obtener la densidad de la concha de abanico.

$$\rho \text{ concha de abanico} = 997.2(0.7857) + 1331.04(0.1678) + 1599.78(0.0236)$$

$$\rho \text{ concha de abanico} = 1044.57 \text{ kg/m}^3$$

Se realiza el mismo procedimiento para una temperatura de -20°C y se obtiene ρ concha de abanico = 1045.04 kg/m^3

5.1.1.3. Cálculo de entalpías

La ecuación 9 presentada a continuación fue desarrollada por Chang y Tao (1981) para determinar la entalpía de los alimentos al punto de inicio de congelación. De acuerdo al anexo 8, el punto de inicio de la congelación es de -2.2°C .

$$H_f = 9.79246 + 405.096X_{w_0} \quad (8)$$

Donde:

H_f : Entalpía a la temperatura de inicio de congelación

X_{w_0} : Fracción de agua en el alimento no congelado (Dato extraído del Anexo 8) = 0.7857

Reemplazando el valor X_{w_0} en la ecuación 9, se obtiene:

$$H_f = 328.08 \text{ kJ/kg}$$

Para los alimentos que se encuentran por encima de su temperatura de congelación inicial, se aplicó la ecuación 10 establecida por Chen (1985) para obtener la entalpía entre la temperatura inicial del producto y la temperatura a la cual empieza a congelarse:

$$H = H_f + (t - t_f)(4.19 - 2.30X_s - 0.628X_s^3) \quad (9)$$

Donde:

t: Temperatura inicial de la concha de abanico = +8°C

tf: Temperatura a la cual se inicia la congelación = -2.2°C

Xs: Porcentaje de sólidos en el alimento = 1- X_{wo} = 0.2143

Hf: Entalpía a la temperatura de inicio de congelación = 328.08 kJ/kg

$$H_{+8^{\circ}\text{C}} = 365.72 \text{ kJ/kg}$$

Para los alimentos que se encuentran por debajo de su temperatura de congelación inicial, se aplica la ecuación 11, también establecida por Chen (1985), para obtener la entalpía entre la temperatura a la cual empieza a congelarse y la temperatura objetivo del producto:

$$H = (t - t_r) \left(1.55 + 1.26X_s - \frac{(X_{wo} - X_b) L_{o_{tf}}}{t_r \times t} \right) \quad (10)$$

Donde:

t: Temperatura final por debajo del punto de congelación = -20°C

tf: Temperatura a la cual se inicia la congelación = -2.2°C

t_r: Temperatura de referencia = -40°C. La temperatura de referencia T_r se toma como 233.2K (-40 °C), en cuyo punto la entalpía se define como cero.

Xs: Porcentaje de sólidos en el alimento = 1- X_{wo} = 0.2143

X_b: Porcentaje de agua ligada. X_p=0.4X_b, donde X_p es el % de proteínas en el alimento. Ver Anexo 8, X_p = 0.1678

L_o: Calor latente del agua = 333.6 kJ/Kg

$$H_{-20^{\circ}\text{C}} = 43.12 \text{ kJ/kg}$$

5.1.3. Cálculo de entalpía volumétrica

Se determina entre el punto de inicio de congelación y la temperatura final del producto con el fin de poder determinar el tiempo de congelamiento luego de determinar los parámetros de corrección geométricos P y R (ASHRAE, 2008).

$$\Delta H_{-20^{\circ}\text{C}} = \rho_{(-2.2^{\circ}\text{C})} \times H_f - \rho_{(-20^{\circ}\text{C})} \times H_{-20^{\circ}\text{C}} \quad (11)$$

$$\Delta H_{-20^{\circ}\text{C}} = (1044.57 \times 328.08) - (1045.04 \times 43.12) = 197.6 \times 10^3 \text{kJ/m}^3$$

Luego, se calcularon los calores específicos volumétricos para poder determinar los números adimensionales de Biot (Bi), Planck (Pk) y Stephan (Ste):

$$C_S = \rho_{(-20^{\circ}\text{C})} \times C_S \quad (12)$$

$$C_S = 1045.04 \times 3.71 = 3874.65 \text{kJ/m}^3\text{K}$$

$$C_1 = \rho_{(-2.2^{\circ}\text{C})} \times C_1 \quad (13)$$

$$C_1 = 1044.57 \times 2.15 = 2246.82 \text{kJ/m}^3\text{K}$$

5.1.4. Cálculo del coeficiente convectivo de transmisión de calor superficial

Asumiendo que el tallo de la Concha de abanico es de forma cilíndrica, se empleó la correlación de Dincer (1994) o número de Nusselt para determinar el coeficiente de transferencia de calor superficial.

$$\text{Nu} = 0.291 \text{Re}^{0.592} \text{Pr}^{0.333} \quad (14)$$

Asumimos una velocidad de circulación de aire de 10 m/s con la cual obtendremos:

$$Re = \frac{\rho \times v \times d}{\mu} \quad (15)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire a 0°C = 1.292 kg/m³

v : Velocidad de circulación de aire = 10 m/s

μ : Viscosidad del aire a 0°C = 1.729 x 10⁻⁵ kg/ms

d : Diámetro de la concha de abanico = 0.035 m

Por lo tanto, se obtiene un número de Reynolds $Re = 26153.8$ y un número de Prandtl = 0.7362, el cual se extrae de las tablas termodinámicas del aire a una temperatura de 0°C (Ver Anexo 9). Por último, se reemplazan estos valores en la correlación de Dincer (1994) o número de Nusselt y se obtiene $Nu = 108.3$.

El Número de Nusselt se relaciona con el coeficiente convectivo a través de la siguiente ecuación 17:

$$Nu = \frac{d \times \alpha}{k_{aire}} \quad (16)$$

Donde:

k_{aire} : Conductividad térmica del aire a 0°C = 0.02364 W/ mK

α : Coeficiente de transferencia de calor superficial (W/ m²K)

d : Diámetro de la concha de abanico = 0.035 m

Por lo tanto, reemplazando los valores en la ecuación 17, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor superficial $\alpha = 73.15$ W/ m²K. Luego de ello, se procedió a determinar

los números adimensionales de Biot (Bi), Planck (Pk) y Stephan (Ste) mediante las ecuaciones 18, 19 y 20:

Número de Biot

$$Bi = \frac{\alpha \times d}{k_{esp}} \quad (17)$$

$$Bi = \frac{73.15 \times 0.035}{0.453} = 5.65$$

Número de Planck

$$Pk = \frac{C_l (T_i - T_f)}{\Delta H_{(-20^\circ\text{C})}} \quad (18)$$

$$Pk = \frac{3874.65 (8 - (-2.2))}{297.63 \times 10^3} = 0.133$$

Número de Stephan

$$Ste = \frac{C_s (T_f - T_m)}{\Delta H_{(-20^\circ\text{C})}} \quad (19)$$

$$Ste = \frac{2246.83 (-2.2 - (-20))}{297.63 \times 10^3} = 0.134$$

5.1.5. Determinación de parámetro P y R

Para determinar los factores de corrección geométrica P y R, tomamos las expresiones del Anexo 1, según ASHRAE (2008):

$$P = 0.3751 + 0.0999Pk + Ste (0.4008Pk + \frac{0.0710}{Bi} - 0.5865) \quad (20)$$

$$R = 0.0133 + Ste (0.0415Pk + 0.3987) \quad (21)$$

Reemplazando los valores obtenidos de los números adimensionales obtenemos, $P = 0.318$ y $R = 0.068$.

5.1.6. Determinación del tiempo de congelación

5.1.6.1. Tiempo de preenfriamiento

Se emplean las siguientes fórmulas para poder ingresar a las cartas y obtener el número de Fourier con cuya relación se obtendrá el tiempo de preenfriamiento

$$\theta_o = \frac{T_f - T_{\text{aire}}}{T_i - T_{\text{aire}}} \quad (22)$$

$$\theta_o = \frac{-2.2 - (-35)}{8 - (-35)} = 0.76$$

$$Bi = \frac{\alpha \times r}{k} \quad (23)$$

$$Bi = \frac{73.15 \times 0.0175}{0.483} = 2.65$$

$$\alpha = \frac{k}{C_s \times \rho_{+8^\circ\text{C}}} \quad (24)$$

$$\alpha = \frac{0.483}{(3.71 \times 10^3) \times 1043.5} = 1.25 \times 10^{-7}$$

Con los valores de $1/Bi$ y θ_0 se obtiene el número de Fourier en las cartas de Heisler, el cual es 0.18, y se procede a reemplazar en la relación de Fourier.

$$Fo = \frac{\alpha \times \theta}{r^2} \quad (25)$$

$$0.16 = \frac{1.25 \times 10^{-7} \times \theta}{0.0175^2}$$

$$\theta_1 = 392 \text{ segundos} = 6.53 \text{ min}$$

5.1.6.2. Tiempo de cambio de fase

Una vez que se obtienen los valores de P y R, se procede a reemplazar todos los valores hallados en la ecuación (26), que se muestra a continuación y determinamos el tiempo de cambio de fase del producto:

$$\theta = \frac{\Delta H \times \rho}{T_f - T_m} \times \left(\frac{PD}{\alpha} + \frac{RD^2}{K_s} \right) \quad (26)$$

Donde:

K_s : Conductividad térmica del alimento congelado totalmente (W/mK)

ΔH : Cambio de entalpía volumétrica (kJ/m³)

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

θ : Tiempo de cambio de fase (segundos)

ρ : Densidad (kg/m³)

T_f : Temperatura de inicio de congelamiento (°C)

T_m : Temperatura del aire interno (°C) = -35°C

P y R: Factores de forma de alimento

α : Coeficiente de transferencia de calor superficial (W/ m²K)

$$\theta_2 = \frac{297.63 \times 10^3 \times 1045.04}{(-2.2) - (-35)} \times \left(\frac{0.3184 \times 0.0175}{73.15} + \frac{0.068 \times 0.0175^2}{0.453} \right)$$

$$\theta_2 = 1155.8 \text{ segundos} = 19.26 \text{ min}$$

5.1.6.3. Tiempo de subenfriamiento

Se emplean las siguientes fórmulas para poder ingresar a las cartas y obtener el número de Fourier con cuya relación se obtendrá el tiempo de subenfriamiento.

$$\theta_o = \frac{T_m - T_{\text{aire}}}{T_f - T_{\text{aire}}} \quad (27)$$

$$\theta_o = \frac{-20 - (-35)}{-2.2 - (-35)} = 0.457$$

$$Bi = \frac{\alpha \times r}{k} \quad (28)$$

$$Bi = \frac{73.15 \times 0.0175}{0.449} = 2.85$$

$$\alpha = \frac{k}{C_s \times \rho_{-20^\circ\text{C}}} \quad (29)$$

$$\alpha = \frac{0.449}{(2.15 \times 10^3) \times 1045.03} = 1.99 \times 10^{-7}$$

Con los valores de $1/Bi$ y θ_0 se obtiene el número de Fourier en las cartas de Heisler, el cual es 0.18, y se procede a reemplazar en la relación de Fourier.

$$Fo = \frac{\alpha \times \theta}{r^2} \quad (30)$$

$$0.35 = \frac{1.99 \times 10^{-7} \times \theta}{0.0175^2}$$

$$\theta_3 = 538.6 \text{ segundos} = 8.97 \text{ min}$$

Por lo tanto, sumando los valores θ_1 , θ_2 y θ_3 ; se obtiene un tiempo total del proceso de 34.76 minutos.

5.1.7. Cálculo de carga térmica

5.1.7.1. Cálculo de calor sensible

El calor sensible a extraer se obtiene de la siguiente manera (ASHRAE, 2008):

$$Q \text{ sensible} = m \text{ esp.} \times (H_{+8^\circ\text{C}} - H_{-20^\circ\text{C}}) \quad (31)$$

Donde:

$m \text{ esp.}$: Flujo másico de la concha de abanico = 500 kg/h

$H_{+8^\circ\text{C}}$: Entalpía a la temperatura de ingreso del producto = 365.72 kJ/kg

$H_{-20^\circ\text{C}}$: Entalpía a la temperatura de salida del producto = 43.12 kJ/kg

$$Q \text{ sensible} = 44.81 \text{ kW}$$

5.1.7.2. Cálculo de calor latente

Se extrajo el valor del calor latente de fusión del anexo 8 y aplicando la ecuación 24 se determina el calor latente. (ASHRAE, 2008)

$$Q \text{ latente} = m_{\text{esp.}} \times C_{\text{Lesp}} \quad (32)$$

Donde:

m_{esp} : Flujo másico de la concha de abanico = 500 kg/h

C_{Lesp} : Calor latente de fusión = 262 kJ/kg

$$Q \text{ latente} = 131,000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 31,309 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 36.4 \text{ kW}$$

5.1.7.3. Cálculo de carga térmica por transmisión

La carga por transmisión de calor a través de las paredes, techo y base de la máquina, para un régimen estacionario. Se obtendrá a partir de la siguiente ecuación (ASHRAE, 2008):

$$Q \text{ transmisión} = U \times A \times \Delta t \quad (33)$$

Donde:

A: Superficie externa de la máquina (m²)

Qt: Flujo de calor que atraviesa la máquina (kW)

U: Coeficiente global de transmisión (kW/m²°C)

Δt: Diferencia de temperatura entre el ambiente externo e interno del equipo (°C)

El coeficiente global de transmisión (U) puede ser obtenido a partir de la ecuación desarrollada para paredes. Se considera un valor de 1.6 para h_0 y h_1 , el cual es frecuentemente usado para aire calmado, si la superficie está expuesta a aire a 25 km/h el valor para h_0 y h_1 se incrementa a 6 (ASHRAE, 2008):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{x}{K_p} + \frac{1}{h_0}} \quad (34)$$

Donde:

h_1 : Coeficiente convectivo de la superficie interna de pared ($W/m^2\text{°C}$).

h_0 : Coeficiente convectivo de la superficie externa de pared ($W/m^2\text{°C}$).

K_p : Conductividad térmica del panel aislante ($W/m\text{°C}$), Poliuretano = $0.023 W/m\text{°C}$. Ver Anexo 11.

U : Coeficiente global de transmisión ($W/m^2\text{°C}$)

x : Espesor de panel aislante poliuretano expandido (m) = 0.15 m.

Reemplazando los datos en la ecuación, se obtuvo un coeficiente global de transmisión de $U = 0.129 W/m^2\text{°C}$, el cual es el calor que atraviesa por una pared de separación entre dos fluidos a diferente temperatura. Seguido de ello, asumimos que las dimensiones en promedio del túnel son de $L = 12m$, $A = 2.5m$ y $H = 2.5$; con lo que obtenemos un área de la superficie externa de la máquina, la cual es de $41 m^2$. Una vez obtenidos estos datos, los reemplazaron en la ecuación principal y con ello se determinó la carga térmica por transmisión.

$$Q \text{ transmisión} = U \times A \times \Delta t \quad (35)$$

$$Q \text{ transmission} = 0.129 \times 132.5 \times (15 - (-35)) = 854.63 W = 0.85 kW$$

5.1.7.4. Cálculo de carga térmica por equipos

Los motores eléctricos del evaporador del IQF que accionan los ventiladores para lograr el flujo de aire necesario son de 4.5 HP cada uno. Considerando que son 4 en total, la potencia eléctrica será igual a 18 HP. Para lo cual también se consideró que la eficiencia de los motores es de 0.75 y mediante la siguiente ecuación obtenemos el calor liberado por los motores del evaporador:

$$Q_{\text{vent}} = (1 - e) \times P_{\text{vent}} \quad (36)$$

Donde:

e: Eficiencia de motores = 0.75

Pvent: Potencia total de los motores = 18 HP

$$Q_{\text{equipos}} = (1 - 0.75) \times 18 = 4.5 \text{ HP} = 3.36 \text{ kW}$$

5.1.7.5. Cálculo de carga térmica por infiltración de aire

El aire que se encuentra al exterior del túnel IQF se encuentra a una temperatura de +15°C, el interior a -35°C. Con el ancho de faja de 0.5 m, y una altura de 0.1 m en la entrada de congelador, hallamos el área "A". Se consideró que se colocarán cortinas de lamas para reducir el área de ingreso de aire caliente en un 90%. Con esta premisa, se calculó el área neta por donde se infiltrará aire caliente:

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

$$Q_{\text{infiltración}} = \rho \times V \times A_{\text{neta}} \times C_p (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (37)$$

Donde:

Q inf.: Flujo de energía térmica del exterior al interior del túnel IQF

ρ : Densidad del aire a 15°C = 1.225 kg/m³

V: Velocidad aproximada del aire = 5 m/s

A. neta: Área transversal al flujo másico de aire = 0.005 m²

Cp: Capacidad calorífica del aire = 1.0048 kJ/kg. K

T. ext: Temperatura del aire al exterior del túnel = +15°C

T. int: Temperatura del aire al interior del túnel = -35°C

Para estimar el calor proporcionado por el aire a +15°C que ingresa por el área de entrada y salida del IQF, se considerará una velocidad de aire circundante de 5 m/s. Con lo que se obtiene una carga térmica por infiltración de 1.53 kW. Considerando el mismo comportamiento a la salida del túnel, el calor total por infiltración viene a ser el doble, entonces la carga térmica total por infiltración de aire es de 3.06 kW.

Finalmente, se procede a sumar todas las cargas térmicas calculadas anteriormente, para obtener la carga térmica total a remover del túnel de congelamiento continuo:

$$Q \text{ total} = Q \text{ transmisión} + Q \text{ equipos} + Q \text{ latente} + Q \text{ sensible} + Q \text{ infiltración}$$

$$Q \text{ total} = 0.85 + 3.36 + 36.4 + 44.81 + 3.06 = 88.48 \text{ kW}$$

Por último, a este valor le agregamos un factor de seguridad del 20% con lo que nuestra carga térmica total será de 106.2 kW.

5.2. Selección de equipos

Se seleccionaron los componentes principales para la operación del sistema de refrigeración haciendo uso del software de selección de compresores MYCOM, Coolselector para válvulas y tuberías, y Hermetic pump selection para bombas de amoníaco; catálogos e información

técnica en este proceso. Para lo cual se determinó la temperatura de evaporación y condensación a considerar para la selección de los equipos.

Para determinar la temperatura de evaporación, se debe tener en cuenta la temperatura interna del espacio a refrigerar, en este caso la temperatura del aire dentro del túnel de congelamiento y un diferencial de temperatura de 7°C aproximadamente. (Dossat, 2003).

$$T. \text{ evaporación} = T_i - DT \quad (38)$$

Donde:

T. evap.: Temperatura de evaporación

T_i: Temperatura de aire interno

DT: Diferencial de temperatura

Por lo tanto, considerando una temperatura de interna de -35°C en el túnel de congelamiento y un diferencial de temperatura de 7°C, obtenemos una temperatura de evaporación de -42°C.

Para determinar la temperatura de condensación, se debe tener en cuenta el tipo de condensador a utilizar, según la aplicación que se le vaya a dar. En la práctica se adopta un incremento de temperatura de 5°C a 7°C, a la temperatura del ambiente o bulbo seco cuando se trata de condensadores evaporativos (ASHRAE, 2008).

$$T. \text{ condensación} = T_m + \Delta T \quad (39)$$

Donde:

T. cond.: Temperatura de condensación

T_m: Temperatura del ambiente

ΔT: Incremento de temperatura

Por lo tanto, considerando una temperatura de ambiente promedio de 30°C en Piura y un incremento de 5°C, obtenemos una temperatura de condensación de 35°C.

5.2.1 Compresor

Para la selección de la unidad de compresión, se tomó en cuenta la carga térmica del túnel de congelamiento que requiere de un sistema de refrigeración para su funcionamiento, temperatura de evaporación, condensación, sobrecalentamiento y subenfriamiento; el tipo de refrigerante y el tipo de enfriamiento de aceite. Estos datos se introdujeron en el software de MYCOM para obtener las especificaciones técnicas. (Ver Anexo 12)

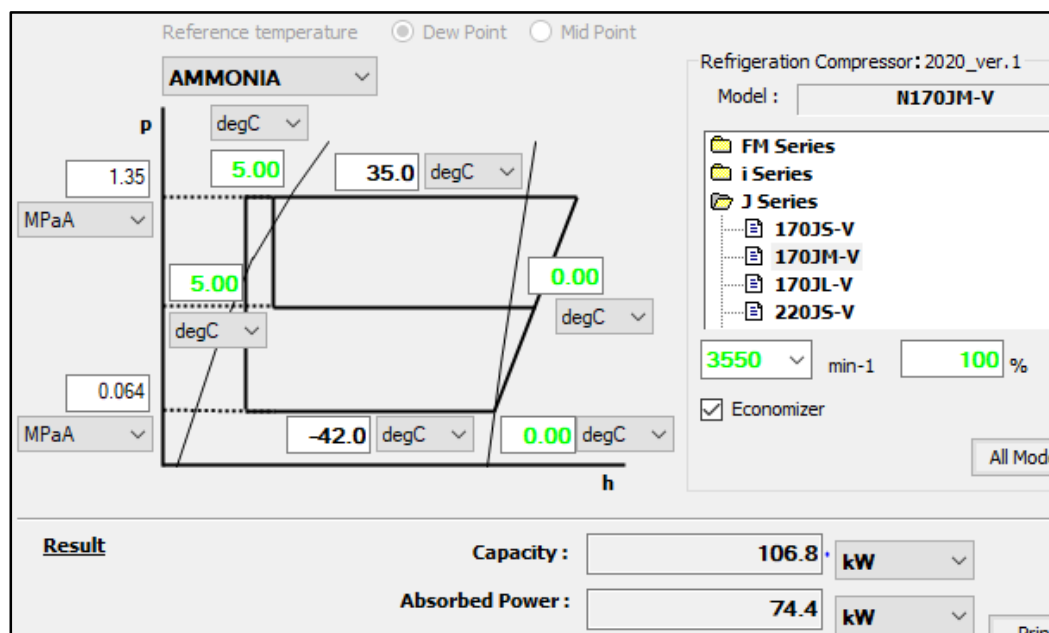


Figura 25. Software de selección de compresores Mycom

FUENTE: Software Mayekawa

Mediante el software de MYCOM (Ver Figura 25), se procedió a ingresar los valores de temperatura de evaporación, temperatura de condensación, la máxima velocidad de giro del compresor (en este caso 3550 rpm) y el tipo de enfriamiento que se aplicará. Con ello, se

seleccionó un compresor estándar con una capacidad de 106.8 kW y una potencia absorbida de 74.4 kW a la cual se le consideró un 20% extra para la selección del motor eléctrico que accionará el compresor teniendo como resultado un motor de 89.3 kW o 125 HP.

No es posible seleccionar un compresor que se ajuste de manera exacta al valor de la carga térmica solicitada, debido a que la capacidad de los equipos está predeterminada en rangos definidos. Una manera de alcanzar lo necesitado es ajustando la capacidad del equipo con un variador de frecuencia, el cual irá dentro del tablero de fuerza.

Marca	MYCOM	
Modelo	N170JM	
Refrigerante	R717	
Tipo	Tornillo	
T. evaporación	-42°C	
T. condensación	+35°C	
T. sobrecalentamiento	0°C	
T. subenfriamiento	+5°C	
Capacidad	106.8 KW	
Enfriamiento de aceite	Por termosifón	
Potencia absorbida	74.4 KW	
Potencia de Motor	125 HP	
Alimentación	440V / 3F / 60Hz	

FUENTE: Elaboración propia

5.2.2. Condensador evaporativo

En este caso en particular, se consideró un condensador del tipo evaporativo de la marca EVAPO por su calidad y la accesibilidad a la información técnica para su rápida selección.

En el condensador se enfría la carga térmica del sistema, que consta del calor retirado del evaporador y la potencia de la unidad de compresión, que sumados dan 181.2 kW. Cada fabricante posee su propio factor de corrección, con ayuda de la temperatura de bulbo

húmedo obtenido del reporte del SENAMHI (Ver Anexo 4), el cual es 28°C en promedio y la temperatura de condensación determinada anteriormente (Ver Anexo 5).

De donde se obtiene un factor de corrección de 1.9 para las condiciones ya mencionadas. Luego de ello, se procedió a realizar el siguiente cálculo: (Evapco, 2018)

$$C_c = (C_f + P_a) \times F_C \times F_S \quad (40)$$

Donde:

Cc.: Capacidad nominal de condensador (kW)

Cf: Capacidad frigorífica del compresor

Pa: Potencia absorbida del compresor

FC: Factor de corrección

FS: Factor de seguridad (se recomienda un 20% para sistemas de baja temperatura)

Finalmente, se obtuvo la capacidad nominal del condensador de 413.1 kW. Dato con el que se seleccionó el modelo SCD – 110, el cual cubre la capacidad mencionada. (Ver Anexo 6)

Marca	EVAPCO	
Modelo	SCD-110	
Refrigerante	R717	
Tipo	De tiro inducido	
T. de Bulbo húmedo	+28°C	
T. condensación	+35°C	
Capacidad nominal	474 KW	
Ventiladores	02	
Bomba de agua	01	
Potencia de ventiladores	02 x 02 HP	
Potencia de bomba	01 x 1.5 HP	
Alimentación	440V / 3F / 60Hz	

FUENTE: Elaboración propia

5.2.3 Tanque termosifón

El criterio de cálculo de este tanque, es tener un suministro de líquido refrigerante por 5 minutos contenido entre los niveles determinados por la tubería de líquido hacia el enfriador de aceite del compresor y la caída de líquido hacia el recibidor. Por ello debemos tomar como dato el calor rechazado por el aceite de la ficha técnica del compresor, y considerar una temperatura interna del tanque de +35°C (máxima temperatura ambiente de la zona) y que el número de recirculaciones para un termosifón con amoníaco es de 3. (Stoecker, 2004)

Se procede a calcular el flujo másico, con el calor rechazado por el aceite (Ver Anexo 12) y la diferencia de entalpías a la presión de alta entre el gas saturado y líquido a +35°C. (Stoecker, 2004)

$$\text{Flujo másico} = \frac{Q_a}{\Delta H} \quad (41)$$

Donde:

Qa.: Calor rechazado por el aceite (55.4 kW = 3324 kJ/min)

ΔH : Diferencia de entalpías (1123.15 kJ/kg) Ver Anexo 13

Con ello se obtuvo un flujo másico de 2.96 kg/min con el cual se halló el flujo volumétrico y posteriormente el volumen del tanque. (Stoecker, 2004)

$$\text{Flujo volumétrico} = \frac{\text{Flujo másico}}{\rho} \times N \quad (42)$$

Donde:

N: Número de recirculaciones para termosifón con amoniaco

ρ : Densidad del amoniaco a 35°C (587.6 kg/m³)

$$\text{Volumen} = \text{Flujo volumétrico} \times 5 \text{ min}$$

$$\text{Volumen} = 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \times 5 \text{ min} = 0.075 \text{ m}^3$$

Por último, seleccionamos el tanque termosifón horizontal TSRH-1060 cuyas dimensiones cubren el volumen calculado. (Ver Anexo 14)

$$\text{Volumen} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times H = \frac{\pi \times (10 \times 0.0254)^2}{4} \times (60 \times 0.0254) = 0.077 \text{ m}^3$$

5.2.4 Tanque recirculador o separador de líquido

Este tanque logra la separación del líquido y gas, con el fin de poder bombear sólo líquido a los evaporadores y a su vez sirve como protección para el compresor. Considerando una velocidad de separación de 0.8 m/s (Stoecker, 2004) y el flujo de succión del compresor, dato que obtenemos de la ficha técnica del compresor (Ver Anexo 12), se procede a calcular el diámetro del tanque recirculador.

$$D = \sqrt{\frac{\frac{F_{sc}}{v} \times 4}{\pi}} \quad (43)$$

Donde:

D: Diámetro

Fsc: Flujo de succión del compresor

v: velocidad de separación

El diámetro obtenido es de 473.44 mm o 18.6 pulgadas, con el cual pasamos a seleccionar el tanque recirculador más próximo cuyo modelo es RVV-24113 (Ver Anexo 15).

$$\text{Volumen} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times H = \frac{\pi \times (24 \times 0.0254)^2}{4} \times (113 \times 0.0254) = 0.79 \text{ m}^3$$

5.2.5 Tanque receptor de líquido

Este tanque será horizontal por su facilidad para el montaje y deberá contener el amoníaco líquido del sistema por un periodo de 5 minutos. Otra consideración que se debe tener es que el líquido refrigerante ocupa 2/3 del diámetro del tanque.

Con el volumen obtenido del tanque recirculador de líquido, se procede a calcular la masa de refrigerante con la densidad de amoníaco a una temperatura de -42°C mediante la ecuación 35.

$$\text{Masa de refrigerante al } 50\% = \text{vol. tanque recirculador} \times 0.5 \times \rho \quad (44)$$

Donde:

ρ : Densidad del amoníaco a -42°C (692.4 kg/m^3)

$$\text{Masa de refrigerante al } 50\% = 0.79 \text{ m}^3 \times 0.5 \times 692.4 \text{ kg/m}^3 = 273.7 \text{ kg}$$

Luego, a esta masa la multiplicamos por el volumen específico del amoníaco a +35°C obteniendo un volumen de 0.47 m³ a lo cual le debemos agregar un factor de seguridad de 1.4 por las tuberías de baja y otro factor seguridad como volumen adicional de 1.3; obteniendo un volumen total de 0.85 m³. Estos factores están a criterio del encargado de diseñar el sistema de refrigeración, es posible que se apliquen factores mucho más bajos a fin de reducir los costos de inversión poniendo en riesgo la seguridad del personal de planta.

Por último, seleccionamos el tanque receptor horizontal HPRH-24137 (Ver Anexo 16) cuyas dimensiones cubren el volumen calculado.

$$\text{Volumen} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times H = \frac{\pi \times (24 \times 0.0254)^2}{4} \times (137 \times 0.0254) = 1.02 \text{ m}^3$$

5.2.6 Bombas de amoníaco

En este sistema se consideró la implementación de dos bombas de amoníaco (una en operación y una de reserva a fin de tener circulando amoníaco en los evaporadores del túnel de congelamiento bajo cualquier falla o imprevisto de mantenimiento).

Para la selección de las bombas, se consideró la carga térmica, temperatura de evaporación, tasa de recirculación y la altura neta positiva de aspiración (NSPH) como datos principales, los cuales se introdujeron en el software de HERMETIC para obtener las especificaciones técnicas. (Ver Figura 26 y 27)

Design data

Refrigerating plant:

Refrigerating capacity Q_0 : [kW]

Circulation factor k: [-] ($k \geq 1.0$)

Pressure drop Δp_r : [bar]

NPSH available NPSHA: [m] (NPSHA > 0.0)

Operating point:

Volume flow Q_r : [m³/h]

Delivery head H_r : [m]

Net voltage U_r : [V]

Net frequency f_N : 50 [Hz] 60 [Hz]

Refrigerant:

Evaporation temperature T_{op} : [°C] ($-50.0 \leq T_{op} \leq 40.0$)

Density $\rho(T_{op})$: [kg/l]

Specific heat capacity $c_p(T_{op})$: [kcal/kgK]

Vapour pressure $p_v(T_{op})$: [bar]

Figura 26. Software de selección de bombas de amoníaco Hermetic

FUENTE: Software Hermetic pumps (2020)

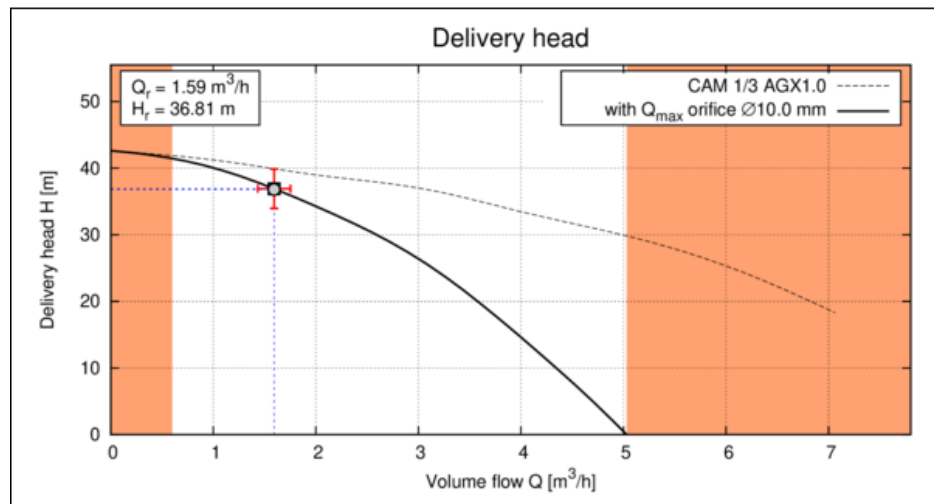



Figura 27. Curva de rendimiento de una bomba de amoníaco Hermetic

FUENTE: Software Hermetic Pumps (2020)

Marca	HERMETIC	
Modelo	CAM 1/3 AGX 1.0	
Refrigerante	R717	
Tasa de recirculación	4 a 1	
T. evaporación	-42°C	
NPSH	2 m	
Altura de impulsión	28.61 m	
T. subenfriamiento	+5°C	
Capacidad	106.8 KW	
Potencia absorbida	1.8 KW	
Alimentación	440V / 3F / 60Hz	

FUENTE: Elaboración propia

5.2.7 Válvulas y accesorios para amoníaco

El cálculo de válvulas y tuberías se procedió a determinar con ayuda del Software de Danfoss Coolselector (Ver Figura 28), en el cual se ingresan datos como capacidad frigorífica, temperatura de evaporación, temperatura de condensación, tasa de recirculación como principales valores entre otros, cuyos resultados se observan en la tabla 4.

Tabla 4: Diámetro de tuberías del sistema de refrigeración

Descripción	Diámetro de tubería (pulgadas)
Troncal de descarga de compresor a condensador	1 1/2"
Línea de gas caliente de ingreso a condensador	1 1/4"
Línea de salida de líquido de condensador	1"
Línea de ingreso de líquido a tanque termosifón	1 1/4"
Línea de suministro de líquido para economizador de compresor	1 1/2"
Línea de retorno de líquido del economizador de compresor	2"
Ecuación	1"
Línea de ingreso de líquido a tanque recibidor	1 1/4"
Línea de expansión	3/4"
Línea de succión de bombas de amoniaco	1"
Línea de descarga de bombas de amoniaco	3/4"
Línea de alimentación a usuarios	3/4"
Línea de retorno húmedo	3"
Troncal de succión de tanque de bombeo a compresor	3"

FUENTE: Elaboración propia








Condiciones de funcionamiento:						
Capacidad:		Evaporación:		Condensación:		
Capacidad de refrigerar:	106.8 kW	Temperatura:	-42.0 °C	Temperatura:	35.0 °C	
Caudal másico en la línea:	366.4 kg/h	Recalentamiento antes del compresor:	0 K	Subenfriamiento:	2.0 K	
Capacidad de calefacción:	144.2 kW			Subenfriamiento adicional:	0 K	
Condensador						
						
	Tubería de acero ANSI 3/4	SVA 15 straight	FIA 15-150 straight	EVRAT 15	ICM 20-A	Total
DP de distribución:	0%	0%	0%	0%	99%	
Longitud [m]:	10.00	-	-	-	-	
Ángulo [°]:	0	-	-	-	-	
Capacidad máxima [kW]:	-	-	-	-	337.3	
Capacidad mínima [kW]:	-	-	-	-	1.925	
Carga [%]:	-	-	-	-	32	
DP [bar]:	0.016	0.009	0.034	0.031	12.78	12.87
DT_sat [K]:	0.0	0.0	0.1	0.1	76.8	77.0
Velocidad, entrada [m/s]:	0.62	0.79	0.79	0.79	0.44	
Estado de la válvula:	-	Abierta	-	Abierta	Abierta	

Figura 28. Software de selección de tuberías y válvulas – Danfoss

FUENTE: Software de selección Danfoss

5.3. Coeficiente de rendimiento (COP)

Este coeficiente se utiliza en los equipos de frío o sistema de refrigeración como conjunto para indicar el buen o mal aprovechamiento de la energía (Cengel & Boles, 2012).

Según Grundfos (2020), el coeficiente de rendimiento es la relación entre la capacidad que suministra el sistema de refrigeración y la potencia absorbida del sistema. En la ecuación 35, se puede observar que, a menor energía consumida, mayor será el COP del sistema de refrigeración. En caso de que el COP sea mayor a 1, el sistema será eficiente debido a que genera una mayor capacidad frigorífica que el consumo de energía del sistema. Si el COP es menor a 1, podemos interpretar que el sistema es ineficiente ya que el consumo de energía del sistema será mayor a la capacidad frigorífica, lo cual se ve reflejado en costos fijos elevados en energía lo que conlleva a una disminución de la rentabilidad de la empresa.

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidad frigorífica}}{\text{Consumo de energía}} \quad (45)$$

$$\text{COP} = \frac{106.8}{(74.4 + 2.98 + 1.12 + 3.6 + 13.43)} = 1.12$$

El sistema tiene un COP de 1.12 (Ver tabla 5), lo que se traduce en un sistema eficiente debido a que genera una mayor capacidad frigorífica respecto al consumo de energía que demanda el sistema, lo cual se verá reflejado en la rentabilidad de la empresa que opte por este tipo de sistema de refrigeración.

Tabla 5: Coeficiente de rendimiento del sistema de refrigeración

Modelo	Cant.	Consumo unitario (kW)	Consumo total (kW)
Compresor			
N170JM	1	74.4	74.40
Condensador Evaporativo			
Ventiladores	2	1.49	2.98
Bomba de agua	1	1.12	1.12
Bombas de NH3			
Bomba HERMETIC CAM 1/3 AGX 1.0	2	1.8	3.60
Evaporador			
Evaporador de túnel (4 vent.)	1	13.43	13.43
Capacidad de refrigeración del sistema (kW)			106.8
COP del sistema			1.12

FUENTE: Elaboración propia

5.4. Presupuesto del proyecto

Luego de dimensionar los equipos, se procedió a detallar el costo de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración, costo del montaje electromecánico y diseño de acuerdo a las horas de ingeniería empleadas en el proyecto.

5.4.1. Costo de los equipos del sistema de refrigeración

Se procedió a elaborar un listado de los componentes con las características técnicas de los mismos. A continuación, se presenta el costo total de adquisición de los equipos en la tabla 6.

Tabla 6: Costo de los equipos del sistema de refrigeración

Cant.	Descripción	Costo Unitario (S/)	Costo Total (S/)
1	Unidad compresora MYCOM N170JM (125 HP)	352,440.00	352,440.00
1	Condensador evaporativo EVAPCO SCD-110	83,490.00	83,490.00
1	Tanque recibidor de líquido HPRH-24137	42,570.00	42,570.00
2	Tanque Termosifón TSRH-1060	12,870.00	25,740.00
1	Tanque recirculador de líquido RVV-24113	56,100.00	56,100.00
1	Tanque colector de aceite 8P	9,240.00	9,240.00
2	Bomba de amoníaco HERMETIC CAM 1/3 AGX 1.0	25,410.00	50,820.00
1	Válvulas y accesorios para amoníaco	136,290.00	136,290.00
1	Tablero eléctrico de Fuerza para compresor tornillo de 125 HP (VFD)	75,900.00	75,900.00
1	Tablero eléctrico de fuerza para condensador evaporativo y bombas de amoníaco	28,050.00	28,050.00
	TOTAL (S/)		860,640.00

FUENTE: Elaboración propia

5.4.2. Mano de obra

El costo de ingeniería, que contempla el proceso de diseño del sistema de refrigeración, involucra los cálculos realizados, la selección de todos los componentes, y el dibujo de planos. Se tomó como referencia que el sueldo mensual de S/ 9,000.00 para un ingeniero, considerando que trabaja 160 horas al mes, lo cual otorgó un costo de hora de ingeniería igual a S/ 56,25. A continuación, se presenta en la tabla 7 las actividades realizadas y las horas invertidas en cada actividad, y finalmente se indica cual es el costo total por el servicio de ingeniería para este proyecto.

Tabla 7: Costos de mano de obra del proyecto

Actividades	Horas	Costo (S/)
Estudio del sistema de refrigeración	20	1,125.00
Selección del sistema adecuado	10	562.50
Cálculo de carga térmica	40	2,250.00
Selección de equipos	50	2,812.50
Diseño del sistema de control	40	2,250.00
Elaboración de diagramas de flujo	60	3,375.00
Total (S/)	220	12,375.00

FUENTE: Elaboración propia

5.4.3. Servicio de montaje electromecánico

El costo de montaje involucra el proceso de construcción del sistema de refrigeración. Esto incluye la ubicación de los equipos, el tendido de tuberías, soldadura, aislamiento, la estructura de soporte la instalación eléctrica, tendido de cables, armado de los paquetes de válvulas, alquiler de la maquinaria pesada necesaria, el flete de los equipos, viáticos, seguros y supervisión. (Ver tabla 8)

Tabla 8: Costo del servicio de montaje electromecánico del sistema de refrigeración

Actividades	Costo (S/)
Tendido y soporteria de tuberías	
Armado de paquetes de válvulas	
Alquiler de maquinaria pesada	
Tendido de cables	
Soporteria para tendido de canaletas para cableado	
Instalación eléctrica	
Aislamiento térmico	697,950.00
Flete de equipos a planta	
Viáticos y seguros	
Equipos de protección personal	
Programación de tablero de control	
Supervisión	
Pruebas de presión	
Total (S/)	697,950.00

FUENTE: Elaboración propia

5.4.4. Costo total del proyecto

Para determinar el costo total del proyecto, se suman los costos de los componentes seleccionados más el costo de mano de obra, ingeniería y fabricación. Resultando un costo total de S/ 1,570,965.

Otro punto importante que se debe determinar es el tiempo que se requiere para recuperar la inversión inicial, para el cual se está considerando que el costo de maquila de congelado de tallo de concha de abanico en un IQF es de aproximadamente S/ 1,100 por tonelada, el trabajo del equipo es de 8 horas al día, consumo energético y de agua según la zona, gastos de planilla, gastos administrativos y financieros anuales (Ver tabla 9).

Tabla 9: Flujo de caja proyectado

	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Ingresos					
Servicio de maquila	1,606,000	1,606,000	1,606,000	1,606,000	1,606,000
Total, Ingresos (S/)	1,606,000	1,606,000	1,606,000	1,606,000	1,606,000
Egresos					
Consumo de energía	133,130	133,130	133,130	133,130	133,130
Mantenimiento	-	27,300	27,300	69,300	27,300
Personal operador	420,000	420,000	420,000	420,000	420,000
Costos administrativos	144,000	144,000	144,000	144,000	144,000
Costos Financieros	94,258	94,258	94,258	94,258	94,258
Total, Egresos (S/)	791,388	818,688	818,688	860,688	818,688
Total (S/)	814,612	787,312	787,312	745,312	787,312

FUENTE: Elaboración propia

Por lo tanto, de acuerdo a la inversión inicial de S/ 1,570,965 que requerirá el proyecto, una vez puesto en marcha el sistema de refrigeración y por consecuencia el túnel IQF, el retorno de la inversión será de dos años aproximadamente habiéndose procesado 2920 toneladas de tallo de concha de abanico en este periodo de tiempo.

VI. CONCLUSIONES

- Se ha diseñado un sistema de refrigeración de baja temperatura (temperatura de evaporación de -42°C) para congelar 500 kg de tallos de concha de abanico que requiere una capacidad frigorífica de 106.2 kW considerando un factor de seguridad del 10%.
- Los componentes principales seleccionados para este sistema de refrigeración fueron: una unidad compresora de 106.8 kW con motor eléctrico de 125 HP, un condensador evaporativo de 345 kW de capacidad efectiva para las condiciones ambientales donde se ubica la planta, un lote de válvulas y accesorios para todo el sistema.
- Los componentes secundarios seleccionados para este sistema de refrigeración fueron: un tanque receptor de líquido de 24" de diámetro por 137" de longitud, un tanque termosifón de 10" de diámetro por 60" de longitud, un tanque recirculador de líquido de 24" de diámetro por 113" de longitud, dos bombas de recirculación para amoníaco (una de reserva y otra en operación), visores de líquido, manómetros, tuberías, entre otros.
- El sistema tiene un excedente de 3.2 kW ya que los compresores cuentan con una capacidad estandarizada en función a las condiciones de trabajo por lo que el modelo seleccionado es el que más se acerca a cubrir la carga demandada por el túnel de congelamiento continuo.
- El presupuesto total del sistema de refrigeración para un túnel de congelamiento continuo para 500 Kg de tallo de Concha de Abanico fue de S/ 1,570,965; lo cual incluye el costo del diseño (cálculos y elaboración de diagramas de flujo), costo de servicio de montaje electromecánico) y el costo de los componentes del sistema de refrigeración.

- El COP del sistema es de 1.12, el cual es un valor alto para el tipo de sistema aplicado para baja temperatura ya que cuenta con equipos de alta tecnología y eficiente.
- La mayor inversión en un sistema de refrigeración, respecto a equipos, corresponde a la unidad compresora, la cual es el “corazón” del sistema y el servicio de montaje electromecánico ya que se requiere un servicio de calidad con buena soldadura y acabados para evitar problemas a largo plazo como fugas, mal tendido de tuberías por pendientes, calidad de materiales, experiencia trabajando con amoníaco entre otros.
- Las asignaturas que intervienen en la aplicación del trabajo realizado son Refrigeración y congelación de recursos hidrobiológicos, Fundamentos de termodinámica y Operaciones pesqueras I.

VII. RECOMENDACIONES

- Se sugiere iniciar pruebas en alguna planta de congelados que realice servicio de maquila.
- Evaluar el nivel de producción que se quiere tener a futuro a fin de seleccionar los tanques y tuberías con mayores dimensiones con el fin de que la inversión de la ampliación sea menos costosa e implique una intervención mayor al sistema con lo que posiblemente se tenga que parar la producción por tiempos prolongados.
- En caso de proceder con la ejecución del proyecto, tener en cuenta que se deben realizar los trámites respectivos para la adquisición del refrigerante amoníaco ya que es una sustancia controlada por el gobierno peruano.
- Se recomienda adquirir los equipos de refrigeración mediante una empresa especializada en el rubro.
- Realizar un mantenimiento preventivo y predictivo de los equipos a fin de prolongar la vida útil de los mismo.
- Se recomienda contemplar la instalación de un purgador automático de gases no condensables, el cual tiene como función eliminar los gases no condensables que hay en el sistema. Dichos gases generan una disminución en la eficiencia del sistema, pues disminuyen la capacidad de transferencia de calor en los condensadores, y por ende incrementan la presión de descarga del sistema aumentando el consumo energético de la unidad compresora.

VIII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADEX (Asociación de exportadores). (2020). Boletín informativo elaborado por la gerencia de servicios e industrias extractivas. Lima, Perú.
- Abas, N.; Kalair, A.; Khan, N.; Haider, A.; & Saleem, Z. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and sustainable Energy*. Vol 90. doi: 10.1016/j.rser.2018.03.099
- ASHRAE. (2008). *Refrigeration Handbook - HVAC System and Equipment (SI)*. Georgia, USA.
- ASHRAE. (2010). *Refrigeration Handbook - Refrigeration (SI)*. Georgia, USA.
- ASHRAE. (2014). *Refrigeration Handbook - Refrigeration Blast Freezers (I-P Edition)*. Georgia, USA.
- Badjeck, M.C.; Mendo, J.; Wolff, M. & Lange, H. (2007). *Climate variability and the Peruvian scallops fishery: the role of formal institutions in resilience building*. Roma, Italia. Recuperado de <https://docplayer.es/21662547-Manejo-y-explotacion-de-los-principales-bancos-naturales-de-concha-de-abanico-argopecten-purpuratus-en-la-costa-peruana.html>
- Bolaji, B. & Huanz, Z. (2013). Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant. *Renewable and sustainable Energy*. Vol 18. doi: 10.1016/j.rser.2012.10.008
- Cengel, Y. & Boles, M. (2012). *Termodinámica*. Séptima edición. McGraw-Hill. New York, USA. Recuperado de <http://joinville.ifsc.edu.br/~evandro.dario/Termodin%C3%A2mica/Material%20Did%C3%A1tico/Livro%20-%20Cengel/Termodinamica%20-%20Cengel%207th%20-%20espanhol.pdf>
- Chang, H.D. & L.C. Tao. (1981). Correlations of enthalpies of food systems. *Journal of Food Science* 46:1493. doi: 10.1111/j.1365-2621.1981.tb04205.x

- Chen, C.S. (1985). Thermodynamic analysis of the freezing and thawing of foods: Enthalpy and apparent specific heat. *Journal of Food Science*, 50: 1158. doi: 10.1111/j.1365-2621.1985.tb13034.x
- Choi, Y. & M. R. Okos. (1986). Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods. In *Food Engineering and Process Applications*, 1(1): 93-101. Recuperado de <https://www.koreascience.or.kr/article/JAKO198603041916133.pdf>
- Cleland, A.C. and R.L. Earle. (1979a). A comparison of methods for predicting the freezing times of cylindrical and spherical foodstuffs. *Journal of Food Science* 44(4):958-963, 970. doi: 10.1111/j.1365-2621.1979.tb03422.x
- Cryoline. (2020). Productos Cryoline. Recuperado de https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/food_freezing/cryoline_si.html
- Dincer, I. (1994). Development of new effective Nusselt-Reynolds correlations for air-cooling of spherical and cylindrical products. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 37(17): 2781–2787. doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90395-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90395-6)
- Dossat, R. (2003). Principios de Refrigeración - Segunda Edición (en línea). Recuperado de https://www.slideshare.net/g_corp/principios-de-refrigeracion
- DSI Freezing. (2020). Brochure de congelador horizontal de placas DSI. Dinamarca. Recuperado de: https://dsifreezing.com/media/1826/dsi_brochure_h_es.pdf
- Evapco. (2018). Piping Evaporative condensers. Bulletin 131A. USA. (Disco compacto)
- Frick. (2007). RWF II. Rotatory screw compressor unit models: 100 through 1080. USA: Johnson Controls Inc. (Disco compacto)
- Grundfos. (2020). Galería Técnica – COP (Coeficiente de rendimiento). Recuperado de <https://www.grundfos.com/es/learn/research-and-insights/coefficient-of-system-performance>
- Guntner Ecos. (2021). Catálogo de productos. Recuperado de https://www.guentner.com.mx/fileadmin/literature/america/Evaporative_Condenser/ECOSS_Info_BRO_102_V3.8_SPA_04.2018_web.pdf

- Hadzich, M. (2006). Tablas y gráficos de termodinámica. Recuperado de <https://miguelhadzich.com/wp-content/uploads/2012/10/Tablas-Termodin%C3%A1mica-completas-Hadzich.pdf>
- Hurtado, C. (2014). Optimización del proceso de congelación de tilapia (*Oreochromis aureus*) en bloques e IQF para lograr máxima calidad. (Tesis pregrado, Universidad Nacional de San Agustín). Recuperada de <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/2933/IPhumacj022.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Institute of Refrigeration. (2005). Guidance notes for installation and use of hermetically sealed refrigeration pumps. (en línea). Recuperado de <https://www.yumpu.com/en/document/read/43271832/guidance-notes-for-installation-and-use-of-hermetically-sealed->
- Jutglar, L. & Miranda, A. (2008). Técnicas de refrigeración. (en línea). Recuperado de https://books.google.com.ec/books?id=KWrwEVx-DAwC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false
- Mayekawa Freezers. (2020). Catálogo de productos. Recuperado de <https://www.mayekawa.com/products/freezers/>
- Pescanova. (2019). Catálogo de productos. Recuperado de <https://www.pescanova.es/productos/mariscos/>
- H. A. Phillips. (2017). Vessels and systems. Bulletin WP-17E-01. USA. (Disco compacto)
- SENAMHI (Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú). (2020). Información meteorológica de la estación San Miguel en Catacaos, Piura. Recuperado de https://www.senamhi.gob.pe/mapas/mapa-estaciones/_dat_esta_tipo.php?estaciones=000247
- SIICEX (Sistema integrado de información de comercio exterior). (2019). Productos pesqueros. Lima, Perú. Recuperado de <https://www.siicex.gob.pe/siicex/resources/sectoresproductivos/seafoods-products-peru-2020.pdf>

- SIICEX (Sistema integrado de información de comercio exterior). (2020). Boletín Mensual Diciembre 2020. Lima, Perú. Recuperado de <https://www.siicex.gob.pe/siicex/resources/sectoresproductivos/BOLETIN%20DICIEMBRE%202020.pdf>
- Stoecker, W. (2004). Industrial Refrigeration Handbook. (en línea). Recuperado de <https://refacsmkn1crb.files.wordpress.com/2012/11/industrial-refrigeration-handbook-stoecker.pdf>
- Valdés, J. (2010). Diseño y evaluación de una planta de congelación de alimentos. (Tesis pregrado, Pontificia Universidad Católica de Valparaíso). Recuperada de http://opac.pucv.cl/pucv_txt/txt-4000/UCG4295_01.pdf

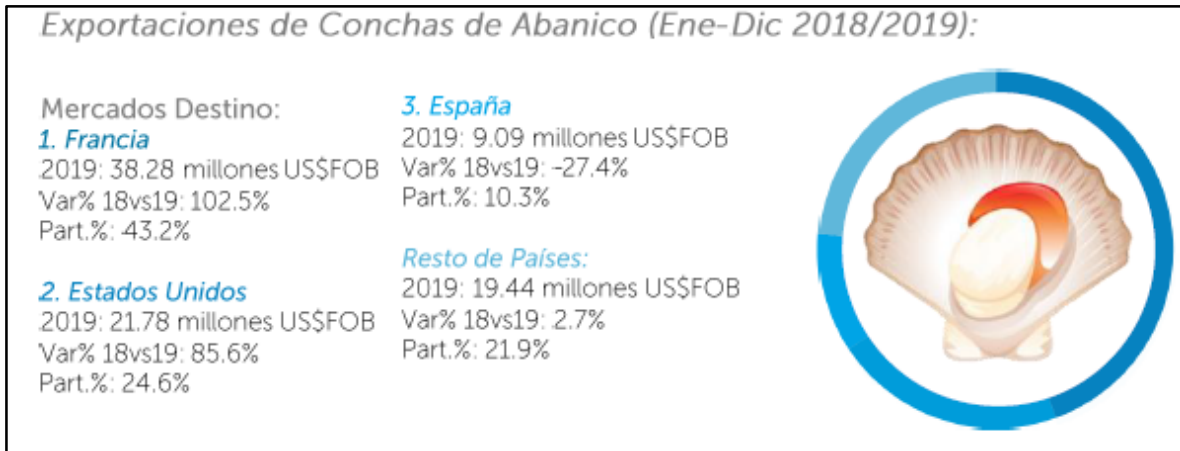
IX. ANEXOS

Anexo 1. Principales productos hidrobiológicos exportados por presentación (Enero – Diciembre 2018/2019)

PRODUCTO / PRESENTACION	US\$ FOB				Peso Neto (Tn.)			
	2018	2019	Var.% 2018-2019	Part.% 2019	2018	2019	Var.% 2018-2019	Part.% 2019
POTA	637,974,549.00	862,640,330.31	35.22%	54.20%	214,538.19	354,192.70	65.10%	66.46%
CONGELADO	621,129,998.67	844,183,483.91	35.91%	53.04%	207,836.02	345,747.24	66.36%	64.87%
HARINA RESIDUAL	13,513,595.49	14,752,931.75	9.17%	0.93%	5,931.87	7,105.31	19.78%	1.33%
CONSERVA	1,873,944.24	1,725,085.68	-7.94%	0.11%	542.34	451.91	-16.67%	0.08%
FRESCO	-	1,084,176.97	-	0.07%	-	703.23	-	0.13%
SECO	1,457,010.60	894,652.00	-38.60%	0.06%	227.96	185.00	-18.84%	0.03%
LANGOSTINOS	222,348,907.29	232,234,569.11	4.45%	14.59%	29,740.82	34,761.92	16.88%	6.52%
CONGELADO	221,927,334.14	231,299,290.81	4.22%	14.53%	29,236.07	33,562.86	14.80%	6.30%
HARINA RESIDUAL	333,579.00	934,078.30	180.02%	0.06%	489.50	1,199.00	144.94%	0.22%
FRESCO	-	1,200.00	-	0.00%	-	0.05	-	0.00%
CONSERVA	87,994.15	-	-100.00%	0.00%	15.25	-	-100.00%	0.00%
SCALLOPS	74,160,853.98	88,582,738.10	19.45%	5.57%	6,207.11	9,750.52	57.09%	1.83%
CONGELADO	73,764,222.13	88,540,437.04	20.03%	5.56%	6,163.86	9,746.85	58.13%	1.83%
FRESCO	-	42,301.06	-	0.00%	-	3.67	-	0.00%
CONSERVA	396,631.85	-	-100.00%	0.00%	43.25	-	-100.00%	0.00%
ANCHOVETA	73,160,539.38	70,297,816.85	-3.91%	4.42%	17,847.91	19,233.41	7.76%	3.61%
CONSERVA	53,492,855.52	49,759,364.51	-6.98%	3.13%	11,570.92	11,535.59	-0.31%	2.16%
CONGELADO	18,384,094.61	18,631,879.51	1.35%	1.17%	4,943.17	5,646.22	14.22%	1.06%
CURADO	1,119,066.79	1,110,611.08	-0.76%	0.07%	821.34	714.95	-12.95%	0.13%
HARINA RESIDUAL	-	439,202.06	-	0.03%	-	273.46	-	0.05%
FRESCO	47,202.40	179,769.62	280.85%	0.01%	419.02	921.31	119.87%	0.17%
PASTA	117,320.06	176,990.07	50.86%	0.01%	93.46	141.88	51.80%	0.03%
PERICO	98,645,694.58	52,691,597.48	-46.59%	3.31%	9,996.95	8,210.58	-17.87%	1.54%
CONGELADO	98,623,571.67	51,959,140.89	-47.32%	3.26%	9,992.62	8,101.32	-18.93%	1.52%
FRESCO	22,122.91	732,456.59	3210.85%	0.05%	4.33	109.26	2424.71%	0.02%
ATUN	56,230,476.22	49,096,900.90	-12.69%	3.08%	12,007.69	10,921.40	-9.05%	2.05%
CONSERVA	33,958,965.45	30,422,124.30	-10.42%	1.91%	6,854.11	7,201.01	5.06%	1.35%
CONGELADO	22,103,134.20	18,640,807.71	-15.66%	1.17%	5,002.76	3,691.59	-26.21%	0.69%
HARINA RESIDUAL	165,855.00	32,266.89	-80.55%	0.00%	150.00	28.65	-80.90%	0.01%
FRESCO	1,041.07	1,702.00	63.49%	0.00%	0.50	0.15	-70.68%	0.00%
CURADO	1,480.50	-	-100.00%	0.00%	0.32	-	-100.00%	0.00%
VOLADOR	32,305,416.75	42,749,747.10	32.33%	2.69%	3,985.74	4,746.49	19.09%	0.89%
CONGELADO	30,718,896.25	42,749,747.10	39.16%	2.69%	3,913.74	4,746.49	21.28%	0.89%
SECO	1,261,360.50	-	-100.00%	0.00%	30.00	-	-100.00%	0.00%
OTROS	374,779,012.18	362,297,036.02	-3.33%	22.76%	93,794.37	127,796.51	36.25%	23.98%
Total general	1,343,389,735.81	1,591,642,122.24	18.48%	100.0%	349,378.61	532,946.15	52.54%	100.0%

FUENTE: ADEX (2020)

Anexo 2. Principales mercados destino de moluscos (Enero – Diciembre 2018/2019)



FUENTE: ADEX (2020)

Anexo 3. Ecuaciones P y R

Shape	P and R Expressions
Infinite slab	$P = 0.5072 + 0.2018 Pk + Ste\left(0.3224 Pk + \frac{0.0105}{Bi} + 0.0681\right)$ $R = 0.1684 + Ste(0.2740 Pk - 0.0135)$
Infinite cylinder	$P = 0.3751 + 0.0999 Pk + Ste\left(0.4008 Pk + \frac{0.0710}{Bi} - 0.5865\right)$ $R = 0.0133 + Ste(0.0415 Pk + 0.3957)$
Sphere	$P = 0.1084 + 0.0924 Pk + Ste\left(0.231 Pk - \frac{0.3114}{Bi} + 0.6739\right)$ $R = 0.0784 + Ste(0.0386 Pk - 0.1694)$
Brick	$P = P_2 + P_1[0.1136 + Ste(5.766P_1 - 1.242)]$ $R = R_2 + R_1[0.7344 + Ste(49.89R_1 - 2.900)]$

FUENTE: ASHRAE (2008)

Anexo 4. Información meteorológica de la estación San Miguel en Catacaos, Piura

Estación : SAN MIGUEL , Tipo Convencional - Meteorológica												
Departamento : PIURA			Provincia : PIURA			Distrito : CATACAOS			Ir : 2020-03 ▾			
Latitud : 5° 14' 46.33"			Longitud : 80° 41' 3.69"			Altitud : 24						
Día/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitación (mm)		Direccion del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Mar-2020	36.8	24.4	24.7	35	29.2	22.7	27	24.4	0	0	SW	5
02-Mar-2020	37	22.7	23.3	35.2	29	23.6	26.5	24	0	0	SW	5
03-Mar-2020	37.2	22.1	23.2	34.7	29	22.2	26.6	24.4	0	0	S	2
04-Mar-2020	37.6	22.1	22.9	35.4	28.6	21.4	27.2	24.4	0	0	SE	4
05-Mar-2020	37.8	22.5	23	35.8	29.8	22	26.8	24.6	0	0	SW	6
06-Mar-2020	38.6	23.4	23.8	35.4	28.6	22.4	25.8	23.4	0	0	SW	4
07-Mar-2020	36.8	23.5	23.8	35.6	27.4	23.2	27.4	23.4	0	0	C	
08-Mar-2020	37.4	24.2	24.8	35.4	28.2	23.2	27.4	24.2	0	0	SW	4
09-Mar-2020	36.4	24.7	25	35.6	30.4	22.4	26.7	24.3	0	0	S	5
10-Mar-2020	37.2	22.1	22.6	35.4	30	21.2	26	23.2	0	0	SW	4
11-Mar-2020	38	23.3	23.8	36.2	30	22.2	26.7	23.5	0	0	S	5
12-Mar-2020	36.4	23.4	23.8	33.8	27.8	22.8	26	23.4	0	0	SW	5
13-Mar-2020	37.6	23.1	23.4	36	30	22.4	26.2	23.6	0	0	SW	5
14-Mar-2020	36.6	23.4	24	34.4	27.2	22.8	26	24	0	0	SW	4
15-Mar-2020	37.5	23.5	24.2	35.2	30.2	22.8	26.4	24.4	0	0	SW	4
16-Mar-2020	37.8	23.5	24	35.4	29.3	22.5	26	24	0	0	S	3
17-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
18-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
19-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
20-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
21-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
22-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
23-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
24-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
25-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
26-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
27-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
28-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
29-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
30-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999
31-Mar-2020	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	-999	S/D	-999

FUENTE: SENAMHI – Dirección de Redes de Observación y Datos

**Anexo 5. Factores de corrección para la capacidad de rechazo de calor – SEMCO
EVAPCO**

B REFRIGERANTE R717 (AMONIA)/REFRIGERANT R717 (AMMONIA)												
Temp. Cond./ Cond. Temp.	TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (°C) WET BULB TEMPERATURE (°C)											
(°C)	18	20	22	23	24	25	26	26,5	27	28	29	30
30	1,37	1,59	1,92	2,16	2,47	2,91	3,58	-	-	-	-	-
31	1,25	1,43	1,69	1,87	2,10	2,41	2,84	-	-	-	-	-
32	1,15	1,30	1,51	1,65	1,82	2,05	2,35	2,65	2,77	3,40	-	-
33	1,07	1,19	1,36	1,47	1,61	1,78	2,00	2,17	2,35	2,70	3,52	4,34
35	0,93	1,02	1,13	1,21	1,30	1,40	1,53	1,62	1,72	1,90	2,24	2,57
37	0,82	0,88	0,97	1,02	1,08	1,15	1,23	1,29	1,35	1,46	1,63	1,81
40	0,69	0,73	0,79	0,82	0,86	0,90	0,95	0,98	1,01	1,07	1,16	1,24
43	0,59	0,62	0,66	0,68	0,71	0,73	0,77	0,78	0,80	0,84	0,89	0,94
45	0,54	0,56	0,59	0,61	0,63	0,65	0,68	0,69	0,70	0,73	0,77	0,80

FUENTE: Evapco (2018)

Anexo 6. Capacidad de rechazo de calor referencial – Semco Evapco

MODELO/ MODEL	REJEIÇÃO DE CALOR/ HEAT REJECTION (kW)	MODELO/ MODEL	REJEIÇÃO DE CALOR/ HEAT REJECTION (kW)
SCD-85	367	SCD-C344	1482
SCD-110	474	SCD-C365	1572
SCD-125	539	SCD-C390	1680
SCD-135	582	SCD-C410	1766
SCD-145	625	SCD-C415	1788
SCD-155	668	SCD-C435	1874
SCD-165	711	SCD-C460	1982
SCD-175	754	SCD-C480	2068
SCD-185	797	SCD-C560	2413
SCD-195	840	SCD-C590	2542
SCD-205	883	SCD-C630	2714
SCD-215	926	SCD-C660	2844
SCD-C200	861	SCD-C688	2964
SCD-C216	931	SCD-C730	3145
SCD-C235	1012	SCD-C780	3361
SCD-C250	1077	SCD-C820	3533
SCD-C280	1206	SCD-C830	3576
SCD-C295	1271	SCD-C870	3748
SCD-C315	1357	SCD-C920	3963
SCD-C330	1422	SCD-C960	4136

FUENTE: Evapco (2018)

Anexo 7. Modelos de propiedades térmicas para los componentes de los alimentos
($-40 \leq t \leq 150 \text{ }^\circ\text{C}$)

Thermal Property	Food Component	Thermal Property Model
Thermal conductivity, W/(m · K)	Protein	$k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3}t - 2.7178 \times 10^{-6}t^2$
	Fat	$k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7604 \times 10^{-4}t - 1.7749 \times 10^{-7}t^2$
	Carbohydrate	$k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3}t - 4.3312 \times 10^{-6}t^2$
	Fiber	$k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3}t - 3.1683 \times 10^{-6}t^2$
	Ash	$k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3}t - 2.9069 \times 10^{-6}t^2$
Thermal diffusivity, m ² /s	Protein	$\alpha = 6.8714 \times 10^{-8} + 4.7578 \times 10^{-10}t - 1.4646 \times 10^{-12}t^2$
	Fat	$\alpha = 9.8777 \times 10^{-8} - 1.2569 \times 10^{-11}t - 3.8286 \times 10^{-14}t^2$
	Carbohydrate	$\alpha = 8.0842 \times 10^{-8} + 5.3052 \times 10^{-10}t - 2.3218 \times 10^{-12}t^2$
	Fiber	$\alpha = 7.3976 \times 10^{-8} + 5.1902 \times 10^{-10}t - 2.2202 \times 10^{-12}t^2$
	Ash	$\alpha = 1.2461 \times 10^{-7} + 3.7321 \times 10^{-10}t - 1.2244 \times 10^{-12}t^2$
Density, kg/m ³	Protein	$\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}t$
	Fat	$\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1}t$
	Carbohydrate	$\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}t$
	Fiber	$\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1}t$
	Ash	$\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1}t$
Specific heat, kJ/(kg · K)	Protein	$c_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3}t - 1.3129 \times 10^{-6}t^2$
	Fat	$c_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3}t - 4.8008 \times 10^{-6}t^2$
	Carbohydrate	$c_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3}t - 5.9399 \times 10^{-6}t^2$
	Fiber	$c_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3}t - 4.6509 \times 10^{-6}t^2$
	Ash	$c_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3}t - 3.6817 \times 10^{-6}t^2$

FUENTE: ASHRAE (2008)

Anexo 8. Datos de composición de alimentos no congelados, punto de congelación inicial y calores específicos - ASHRAE

Food Item	Moisture Content, %		Protein, %	Fat, %	Carbohydrate		Ash, %	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat Above Freezing, kJ/(kg·K)	Specific Heat Below Freezing, kJ/(kg·K)	Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	x_{m1}	x_{m2}			Total, %	Fiber, %					
Currants, European black	81.96	1.40	0.41	15.38	0.00	0.86	-1.0	3.71	1.95	274	
red and white	83.95	1.40	0.20	13.80	4.30	0.66	-1.0	3.85	1.98	280	
Dates, cured	22.50	1.97	0.45	73.51	7.50	1.58	-15.7	2.31	2.30	75	
Figs, fresh	79.11	0.75	0.30	19.18	3.30	0.66	-2.4	3.70	2.25	264	
dried	28.43	3.05	1.17	65.35	9.30	2.01	—	2.51	4.13	95	
Gooseberries	87.87	0.88	0.58	10.18	4.30	0.49	-1.1	3.95	1.96	293	
Grapefruit	90.89	0.63	0.10	8.08	1.10	0.31	-1.1	3.96	1.89	304	
Grapes, American	81.30	0.63	0.35	17.15	1.00	0.57	-1.6	3.71	2.07	272	
European type	80.56	0.66	0.58	17.77	1.00	0.44	-2.1	3.70	2.16	269	
Lemons	87.40	1.20	0.30	10.70	4.70	0.40	-1.4	3.94	2.02	292	
Limes	88.26	0.70	0.20	10.54	2.80	0.30	-1.6	3.93	2.03	295	
Mangoes	81.71	0.51	0.27	17.00	1.80	0.50	-0.9	3.74	1.95	273	
Melons, cantaloupe	92.00	0.90	0.10	6.20	0.80	0.80	-1.1	3.99	1.87	307	
honeydew	89.66	0.46	0.10	9.18	0.60	0.60	-0.9	3.92	1.86	299	
watermelon	91.51	0.62	0.43	7.18	0.50	0.26	-0.4	3.97	1.74	306	
Nectarines	86.28	0.94	0.46	11.78	1.60	0.54	-0.9	3.86	1.90	288	
Olive	79.99	0.84	10.68	6.26	3.20	2.23	-1.4	3.76	2.07	267	
Oranges	82.30	1.30	0.30	15.50	4.50	0.60	-0.8	3.81	1.96	275	
Peaches, fresh	87.66	0.70	0.90	11.10	2.00	0.46	-0.9	3.91	1.90	293	
dried	31.80	3.61	0.76	61.33	8.20	2.50	—	2.57	3.49	106	
Pears	83.81	0.39	0.40	15.11	2.40	0.28	-1.6	3.80	2.06	280	
Persimmons	64.40	0.80	0.40	33.50	0.00	0.90	-2.2	3.26	2.29	215	
Pineapples	86.50	0.39	0.43	12.39	1.20	0.29	-1.0	3.85	1.91	289	
Pistachios	85.20	0.79	0.62	13.01	1.50	0.39	-0.8	3.83	1.90	285	
Pomegranates	80.97	0.95	0.30	17.17	0.60	0.61	-3.0	3.70	2.30	270	
Prunes, dried	32.39	2.61	0.52	62.73	7.10	1.76	—	2.56	3.50	108	
Quinces	83.80	0.40	0.10	15.30	1.90	0.40	-2.0	3.79	2.13	280	
Raisins, seedless	15.42	3.22	0.46	79.13	4.00	1.77	—	2.07	2.04	52	
Raspberries	86.57	0.91	0.55	11.57	6.80	0.40	-0.6	3.96	1.91	289	
Strawberries	91.57	0.61	0.37	7.02	2.30	0.43	-0.8	4.00	1.84	306	
Tangerines	87.60	0.63	0.19	11.19	2.30	0.39	-1.1	3.90	1.93	293	
Whole Fish											
Cod	81.22	17.81	0.67	0.0	0.0	1.16	-2.2	3.78	2.14	271	
Haddock	79.92	18.91	0.72	0.0	0.0	1.21	-2.2	3.75	2.14	267	
Halibut	77.92	20.81	2.29	0.0	0.0	1.36	-2.2	3.74	2.18	260	
Herring, kippered	59.70	24.58	12.37	0.0	0.0	1.94	-2.2	3.26	2.27	199	
Mackerel, Atlantic	63.55	18.60	13.89	0.0	0.0	1.35	-2.2	3.33	2.23	212	
Perch	78.70	18.62	1.63	0.0	0.0	1.20	-2.2	3.71	2.15	263	
Pollock, Atlantic	78.18	19.44	0.98	0.0	0.0	1.41	-2.2	3.70	2.15	261	
Salmon, pink	76.35	19.94	3.45	0.0	0.0	1.22	-2.2	3.68	2.17	255	
Tuna, bluefin	68.09	23.33	4.90	0.0	0.0	1.18	-2.2	3.43	2.19	227	
Whiting	80.27	18.31	1.31	0.0	0.0	1.30	-2.2	3.77	2.15	268	
Shellfish											
Clams	81.82	12.77	0.97	2.57	0.0	1.87	-2.2	3.76	2.13	273	
Lobster, American	76.76	18.80	0.90	0.50	0.0	2.20	-2.2	3.64	2.15	256	
Oysters	85.16	7.05	2.46	3.91	0.0	1.42	-2.2	3.83	2.12	284	
Scallop, meat	78.57	16.78	0.76	2.36	0.0	1.53	-2.2	3.71	2.15	262	
Shrimp	75.86	20.31	1.73	0.91	0.0	1.20	-2.2	3.65	2.16	253	
Beef											
Brisket	55.18	16.94	26.54	0.0	0.0	0.80	—	3.19	2.33	184	
Carcase, choice	57.26	17.32	24.05	0.0	0.0	0.81	-2.2	3.24	2.31	191	
select	58.21	17.48	22.55	0.0	0.0	0.82	-1.7	3.25	2.24	194	
Liver	68.99	20.00	3.85	5.82	0.0	1.34	-1.7	3.47	2.16	230	
Ribs, whole (ribs 6-12)	54.54	16.37	26.98	0.0	0.0	0.77	—	3.16	2.32	182	
Round, full cut, lean and fat	64.75	20.37	12.81	0.0	0.0	0.97	—	3.39	2.18	216	
full cut, lean	70.83	22.03	4.89	0.0	0.0	1.07	—	3.52	2.12	237	
Sirloin, lean	71.70	21.24	4.40	0.0	0.0	1.08	-1.7	3.53	2.11	239	
Short loin, porterhouse steak, lean	69.59	20.27	8.17	0.0	0.0	1.01	—	3.49	2.14	232	
T-bone steak, lean	69.71	20.78	7.27	0.0	0.0	1.27	—	3.49	2.14	233	
Tenderloin, lean	68.40	20.78	7.50	0.0	0.0	1.04	—	3.45	2.14	228	
Tri-tip, lean	75.91	20.20	2.87	0.0	0.0	1.08	—	3.65	2.09	254	

FUENTE: ASHRAE (2008)

Anexo 9. Propiedades del aire a 1 atm de presión

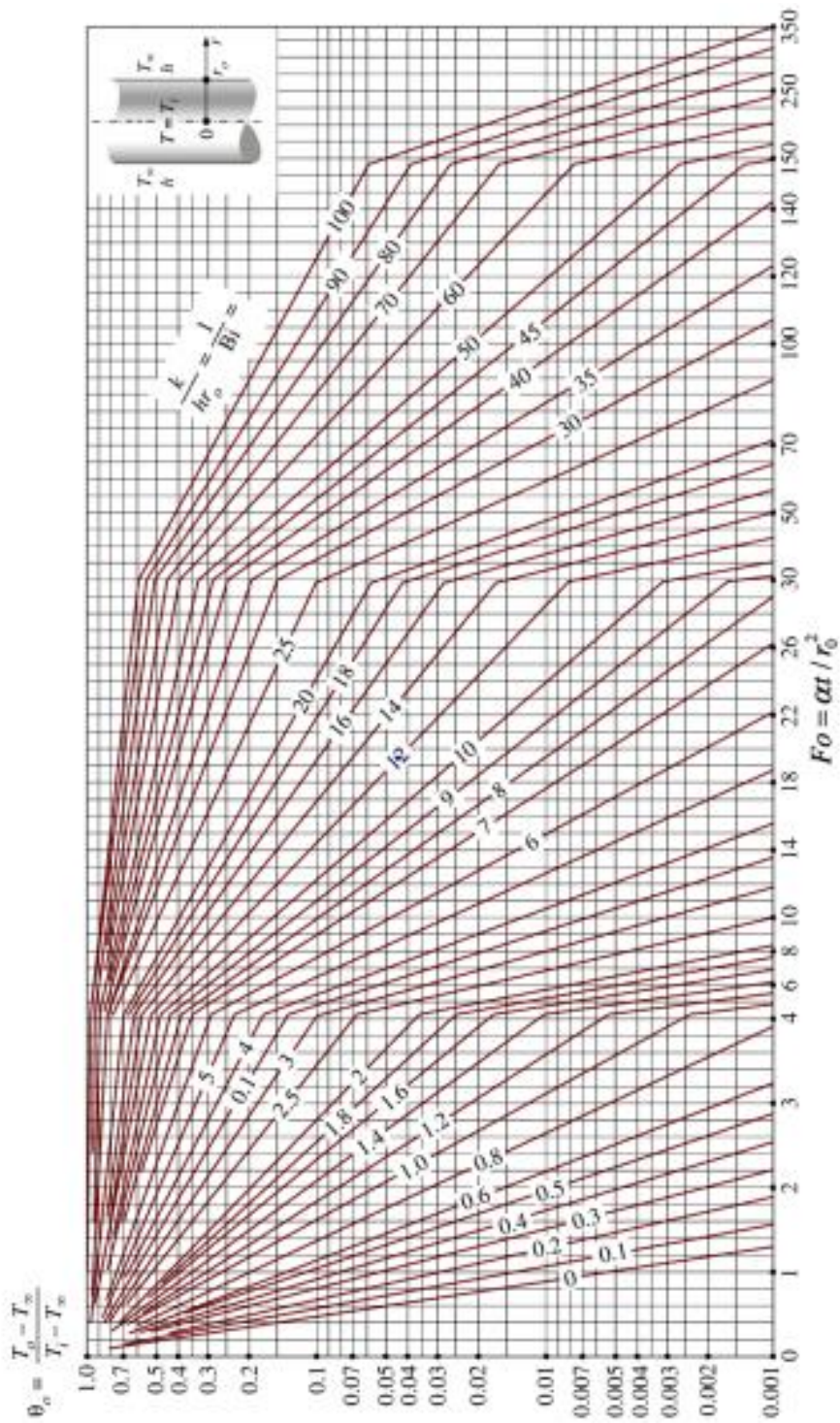
Propiedades del aire a 1 atm de presión							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico c_p $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para gases ideales, c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P en atm y cuando se dividen ν y α entre P en atm.

Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

FUENTE: Cengel & Boles (2012)

Anexo 10. Carta de Heisler, temperatura en el centro de un cilindro



FUENTE: Cengel & Boles (2012)

Anexo 11. Conductividad térmica de aislantes para ambientes frigoríficos

Insulation	Thermal Conductivity k , W/(m·K)
Polyurethane board (R-11 expanded)	0.023 to 0.026
Polyisocyanurate, celular (R-141b expanded)	0.027
Polystyrene, extruded (R-142b)	0.035
Polystyrene, expanded (R-142b)	0.037
Corkboard ^b	0.043
Foam glass ^c	0.044

FUENTE: ASHRAE (2008)

Anexo 12. Ficha técnica de compresor tornillo MYCOM modelo 170JM

MODEL :		N170JM-V
REFRIGERANT :		AMMONIA
RECOMMENDED PORT :		H
BOOSTER :		N
Vi :	[-]	8.35
COMPRESSION RATIO :	[-]	21.0*
CAPACITY :	[kW]	106.8
CAPACITY :	[TR]	30.4
ABSORBED POWER :	[kW]	74.4
DRIVE SHAFT SPEED :	[min-1]	3550
COMPRESSOR SPEED :	[min-1]	3550
INDICATOR POSITION :	[%]	100
CONDENSING TEMP. :	[degC]	35
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-42
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	0
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5
SUCTION TEMP. :	[degC]	-42
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50
SUCTION PRESS. :	[MPaA]	0.064
DISCHARGE PRESS. :	[MPaA]	1.35
OIL SUPPLY PRESS. :	[MPaA]	1.55
SUCTION PRES. DROP :	[MPa]	0
DISCHARGE PRES. DROP :	[MPa]	0
SWEPT VOLUME :	[m3/h]	609
LOAD(SUCTION VOL. FLOW RATE) :	[%]	100
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	73.5
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	507
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	41.1
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	295.1
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	360.7
INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	43.7
LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	39.8
TOTAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	83.4
OIL HEAT REJECTION :	[kW]	55.4
OIL SPEC HT :	[J/kgK]	1930
OIL DENSITY :	[kg/m3]	880

FUENTE: Software de selección MYCOM

Anexo 13. Propiedades termodinámicas del amoniaco

Temp. [°C] T	Pres. [kPa] p	Volumen específico [m³/kg]			Entalpía específica [kJ / kg]			Entropía específica [kJ / kg K]			[°C] T
		LS v _r	VS v _g	VS v _g	LS h _r	h _g	VS h _g	LS s _r	s _g	VS s _g	
20	857,12	0,001 639	0,1477	0,1494	274,9	1186,7	1461,5	1,0434	4,0486	5,0920	20
22	913,27	0,001 647	0,1388	0,1405	284,4	1178,5	1462,9	1,0755	3,9937	5,0692	22
24	972,19	0,001 655	0,1305	0,1322	294,0	1170,3	1464,3	1,1075	3,9392	5,0467	24
26	1 033,97	0,001 663	0,1228	0,1245	303,6	1162,0	1465,6	1,1394	3,8850	5,0244	26
28	1 098,71	0,001 671	0,1156	0,1173	313,2	1153,6	1466,8	1,1711	3,8312	5,0023	28
30	1 166,49	0,001 680	0,1089	0,1106	322,9	1145,0	1467,9	1,2028	3,7777	4,9805	30
32	1 237,41	0,001 689	0,1027	0,1044	332,6	1136,4	1469,0	1,2343	3,7246	4,9589	32
34	1 311,55	0,001 698	0,0969	0,0986	342,3	1127,6	1469,9	1,2656	3,6718	4,9374	34
36	1 389,03	0,001 707	0,0914	0,0931	352,1	1118,7	1470,8	1,2969	3,6192	4,9161	36
38	1 469,92	0,001 716	0,0863	0,0880	361,9	1109,7	1471,5	1,3281	3,5669	4,8950	38
40	1 554,33	0,001 726	0,0815	0,0833	371,7	1100,5	1472,2	1,3591	3,5148	4,8740	40
42	1 642,35	0,001 735	0,0771	0,0788	381,6	1091,2	1472,8	1,3901	3,4630	4,8530	42
44	1 734,09	0,001 745	0,0728	0,0746	391,5	1081,7	1473,2	1,4209	3,4112	4,8322	44
46	1 829,65	0,001 756	0,0689	0,0707	401,5	1072,0	1473,5	1,4518	3,3595	4,8113	46
48	1 929,13	0,001 766	0,0652	0,0669	411,5	1062,2	1473,7	1,4826	3,3079	4,7905	48
50	2 032,62	0,001 777	0,0617	0,0635	421,7	1052,2	1473,9	1,5135	3,2561	4,7696	50

FUENTE: Hadzich (2006)

Anexo 14. Modelos de tanques termosifón – Phillips

Model No.*	Heat of Rejection [Btu/min]**	Dia.	OAL/OAH	Head	Shell	Oil Cooler Supply	Oil Cooler Return	Liq. Inlet	Liq. Outlet	Vent	Relief
TSR0836V/H	1500	8	36	4	28	1½	1½	1½	1½	1½	½
TSR1048V/H	3000	10	48	5	38	1½	2	2	2	1½	½
TSR1060V/H	4500	10	60	5	50	2	2½	2½	2½	2	½
TSR1272V/H	9000	12	72	5½	61	2	2½	3	3	2½	½
TSR1672V/H	15000	16	72	6½	59	2½	3	4	4	3	½
TSR2072V/H	22500	20	72	7½	57	3	4	4	4	4	¾
TSR2472V/H	30000	24	72	8½	55	4	5	5	5	4	¾
TSR3072V/H	45000	30	72	10	52	5	6	5	5	5	¾
TSR3084V/H	60000	30	84	10	64	5	6	6	6	5	¾

* Specify vertical or horizontal vessel by indicating "V" or "H" suffix in model number

** Capacities listed are for R-717. For R-22, multiply Heat of Rejection by 0.3

FUENTE: H.A. Phillips (2017)

Anexo 15. Modelos de tanques recirculadores de líquido verticales – Phillips

Model No.	Dia.	OAH	Head	Shell	Suction Inlet	Suction Outlet	Pump Suction	Makeup	Pump Vent/Recirc (Qty 2)	Pump Bypass (Qty 2)	Oil Pot Vent	Drain+	Relief	Column (Qty 2)
RVV-24113	24	113	8½	96	6	5	4	1½	¾	¾	¾	1	¾	1¼
RVV-30116	30	116	10	96	8	6	4	1½	¾	¾	¾	1	¾	1¼
RVV-36119	36	119	11½	96	8	6	4	2	¾	¾	¾	1	¾	1¼
RVV-42146	42	146	13	120	10	8	4	2½	¾	¾	¾	1	¾	1¼
RVV-48149	48	149	14½	120	10	10	4	2½	¾	¾	¾	1	¾	1¼
RVV-54152	54	152	16	120	12	10	5	3	¾	¾	¾	1	¾	1¼
RVV-60155	60	155	17½	120	12	12	5	3	¾	1	¾	1¼	¾	1¼
RVV-72161	72	161	20½	120	16	14	6	4	¾	1	¾	1¼	¾	1¼
RVV-84167	84	167	23½	120	18	16	8	5	¾	1¼	1	1½	¾	1¼
RVV-96173	96	173	26½	120	20	18	8	5	¾	1¼	1	1½	¾	1¼
RVV-108179	108	179	29½	120	20	20	10	6	¾	1¼	1	1½	1	1¼
RVV-120185	120	185	32½	120	24	24	10	6	¾	1½	1	1½	1	1¼
RVV-144197	144	197	38½	120	24	24	12	8	¾	1½	1	1½	1¼	1¼

FUENTE: H.A. Phillips (2017)

Anexo 16. Modelos de tanques recibidores de líquido horizontales – Phillips

Model No.	Dia.	OAL	Head	Shell	Liquid Inlet	Liquid Outlet	Equal	Purge	Drain	Relief	Column (Qty 2)
HPRH-20111	20	111	7½	96	1¼	¾	¾	¾	¾	¾	1¼
HPRH-20135	20	135	7½	120	1¼	1	1	¾	¾	¾	1¼
HPRH-24113	24	113	8½	96	1½	1¼	1¼	¾	¾	¾	1¼
HPRH-24137	24	137	8½	120	1½	1¼	1¼	¾	¾	¾	1¼
HPRH-30116	30	116	10	96	2	1¼	1¼	¾	¾	¾	1¼
HPRH-30140	30	140	10	120	2½	1½	1½	¾	¾	¾	1¼
HPRH-36119	36	119	11½	96	2	1½	1½	¾	¾	¾	1¼
HPRH-36143	36	143	11½	120	2½	1½	1½	¾	¾	¾	1¼
HPRH-42122	42	122	13	96	2½	1½	1½	¾	¾	¾	1¼
HPRH-42146	42	146	13	120	3	2	2	¾	¾	¾	1¼
HPRH-48149	48	149	14½	120	3	2	2	¾	1	¾	1¼
HPRH-48221	48	221	14½	192	3	2	2	¾	1	¾	1¼
HPRH-48269	48	269	14½	240	4	2½	2½	¾	1	¾	1¼
HPRH-54152	54	152	16	120	3	2	2	¾	1	¾	1¼
HPRH-54224	54	224	16	192	4	3	3	¾	1	¾	1¼
HPRH-54272	54	272	16	240	4	3	3	¾	1	¾	1¼
HPRH-60155	60	155	17½	120	4	2½	2½	¾	1	¾	1¼
HPRH-60227	60	227	17½	192	4	3	3	¾	1	¾	1¼
HPRH-60275	60	275	17½	240	4	3	3	¾	1	1	1¼
HPRH-72233	72	233	20½	192	5	3	3	¾	1	1	1¼
HPRH-72281	72	281	20½	240	5	4	4	¾	1	1	1¼
HPRH-84239	84	239	23½	192	5	4	4	¾	1	1	1¼
HPRH-84287	84	287	23½	240	6	4	4	¾	1	1¼	1¼
HPRH-96245	96	245	26½	192	6	4	4	¾	1	1¼	1¼
HPRH-96293	96	293	26½	240	8	4	4	¾	1	1¼	1¼

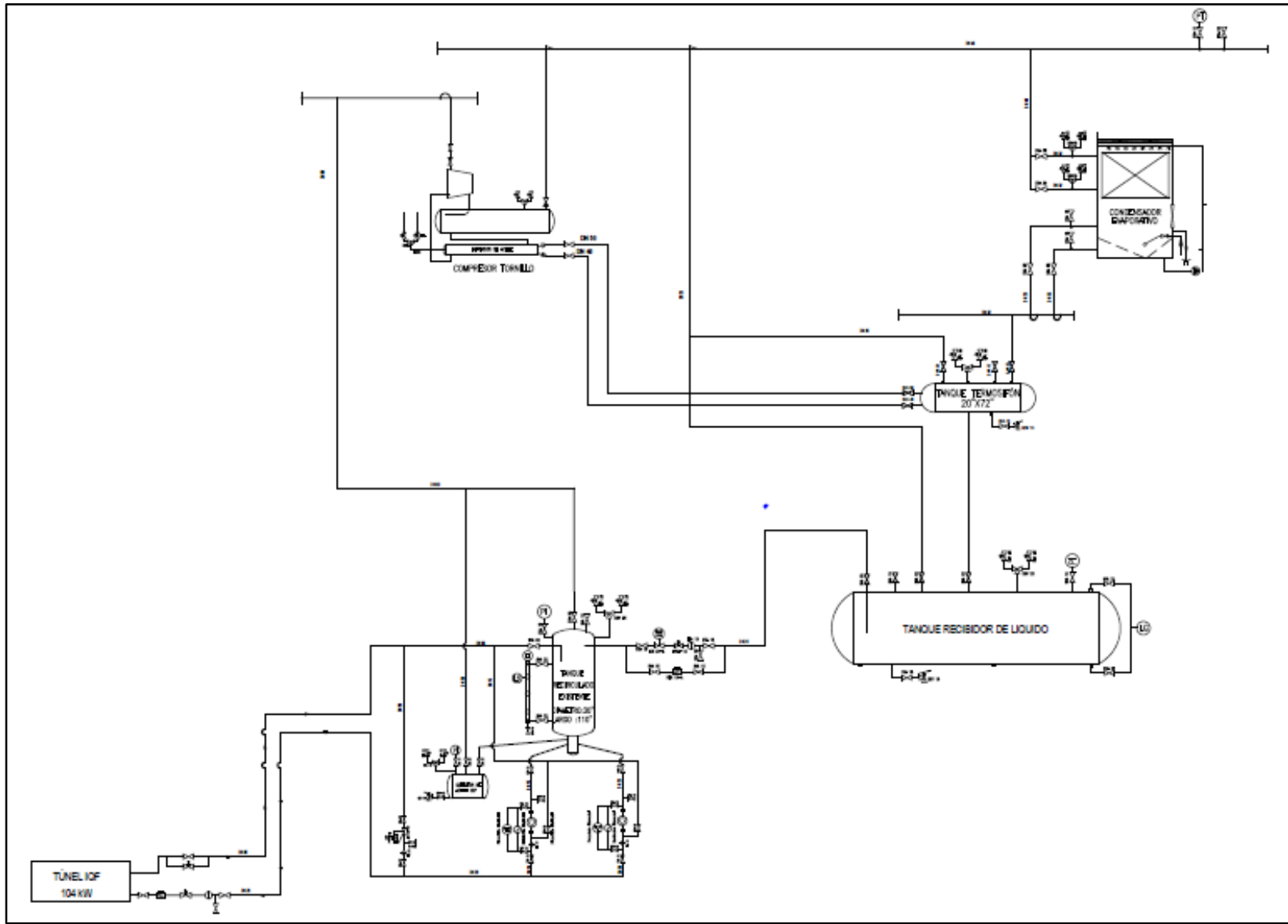
FUENTE: H.A. Phillips (2017)

Anexo 17. Modelos de propiedades térmicas para los componentes de los alimentos
($-40 \leq t \leq 150 \text{ }^\circ\text{C}$)

Thermal Property	Food Component	Thermal Property Model
Thermal conductivity, W/(m · K)	Protein	$k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3}t - 2.7178 \times 10^{-6}t^2$
	Fat	$k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7604 \times 10^{-4}t - 1.7749 \times 10^{-7}t^2$
	Carbohydrate	$k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3}t - 4.3312 \times 10^{-6}t^2$
	Fiber	$k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3}t - 3.1683 \times 10^{-6}t^2$
	Ash	$k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3}t - 2.9069 \times 10^{-6}t^2$
Thermal diffusivity, m ² /s	Protein	$\alpha = 6.8714 \times 10^{-8} + 4.7578 \times 10^{-10}t - 1.4646 \times 10^{-12}t^2$
	Fat	$\alpha = 9.8777 \times 10^{-8} - 1.2569 \times 10^{-11}t - 3.8286 \times 10^{-14}t^2$
	Carbohydrate	$\alpha = 8.0842 \times 10^{-8} + 5.3052 \times 10^{-10}t - 2.3218 \times 10^{-12}t^2$
	Fiber	$\alpha = 7.3976 \times 10^{-8} + 5.1902 \times 10^{-10}t - 2.2202 \times 10^{-12}t^2$
	Ash	$\alpha = 1.2461 \times 10^{-7} + 3.7321 \times 10^{-10}t - 1.2244 \times 10^{-12}t^2$
Density, kg/m ³	Protein	$\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}t$
	Fat	$\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1}t$
	Carbohydrate	$\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}t$
	Fiber	$\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1}t$
	Ash	$\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1}t$
Specific heat, kJ/(kg · K)	Protein	$c_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3}t - 1.3129 \times 10^{-6}t^2$
	Fat	$c_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3}t - 4.8008 \times 10^{-6}t^2$
	Carbohydrate	$c_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3}t - 5.9399 \times 10^{-6}t^2$
	Fiber	$c_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3}t - 4.6509 \times 10^{-6}t^2$
	Ash	$c_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3}t - 3.6817 \times 10^{-6}t^2$

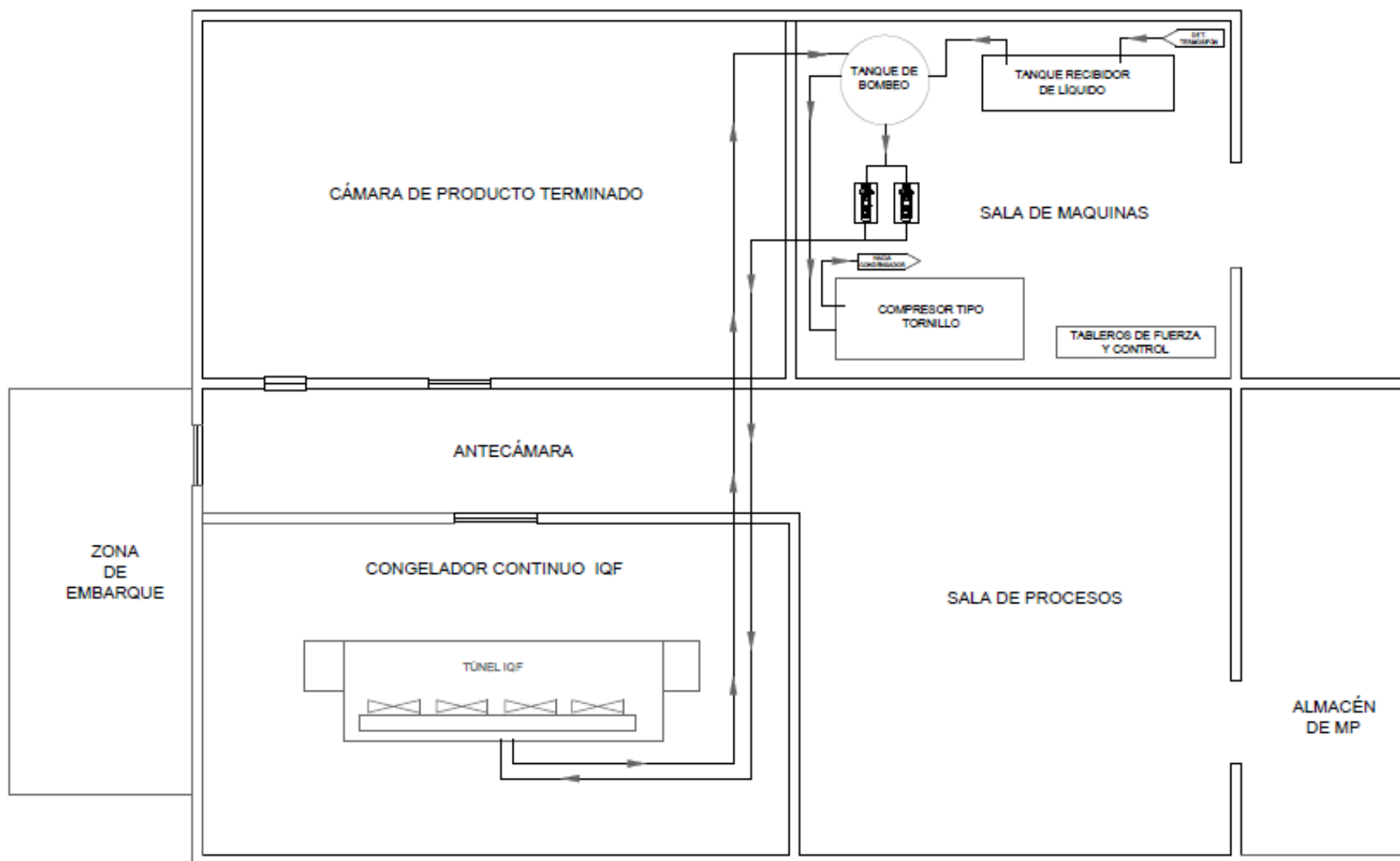
FUENTE: ASHRAE (2008)

Anexo 18. Diagrama de flujo del sistema de refrigeración



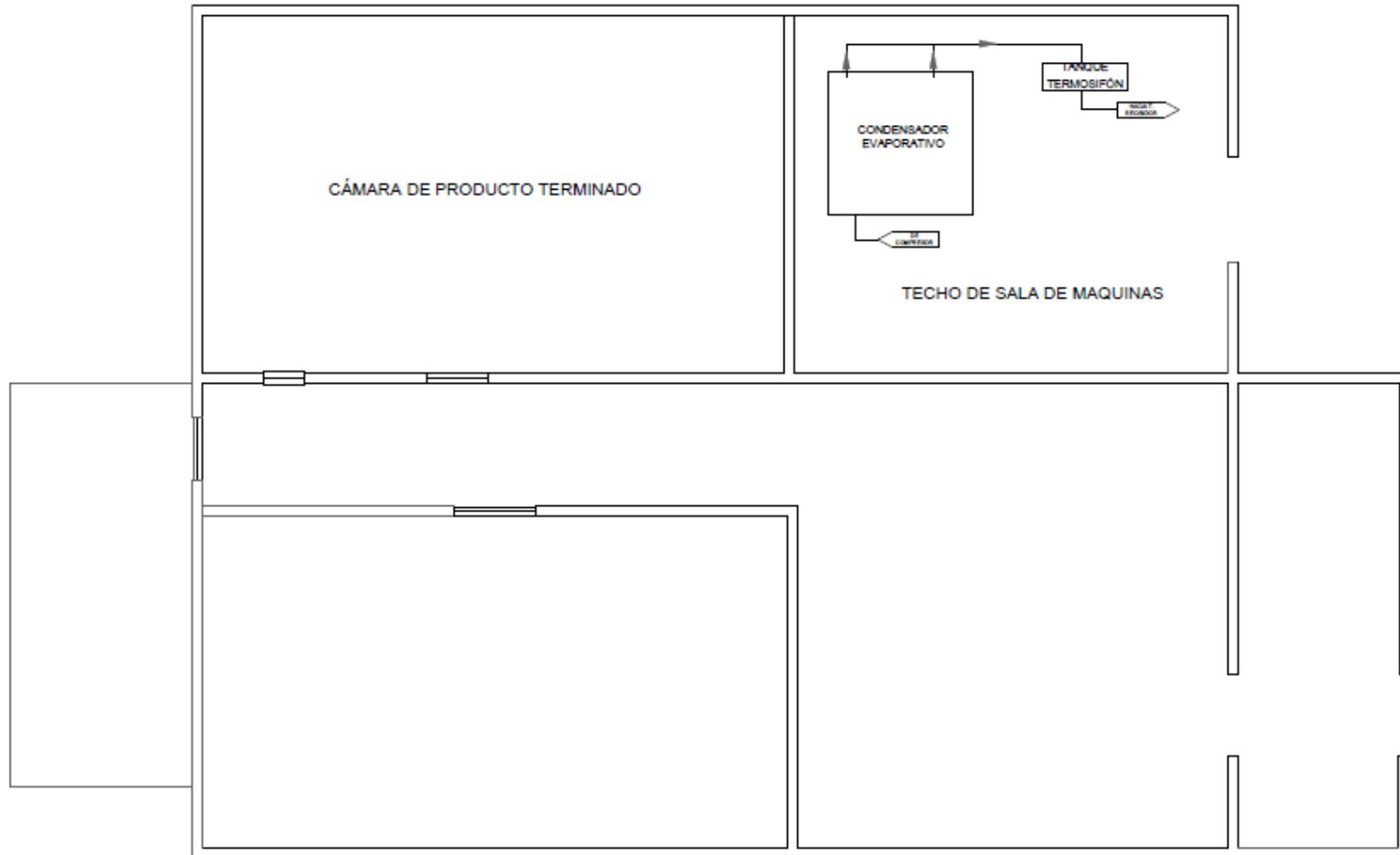
FUENTE: Elaboración propia

Anexo 19. Ubicación referencial de equipos – Primer nivel



FUENTE: Elaboración propia

Anexo 20. Ubicación referencial de equipos – Segundo nivel



FUENTE: Elaboración propia

