



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

“Estudio para el dimensionamiento y selección de un sistema frigorífico a compresión mecánica de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar capacidad en una planta pesquera en La Libertad”

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**

Ingeniero Mecánico Electricista

**AUTORES:**

Deza Ventura, Elvis Rosvel (ORCID: 0000-0002-8637-7911)

Toribio Reyes, Ediberto Manuel (ORCID: 0000-0003-1186-5862)

**ASESOR:**

Paredes Rosario, Raúl Rosalí (ORCID: 0000-0002-3032-3527)

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Generación y Distribución de Energía

**TRUJILLO – PERÚ**

**2020**

## DEDICATORIA

*A Dios y mis padres, Marino. D y María V.*

*Autor: Elvis Deza V.*

*Lo dedico a Dios por ser el inspirador y por darme la fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más importante para mí.*

*A mi familia; de manera muy especial a mi esposa, quien ha puesto toda su confianza para lograr una meta más en mi vida y finalmente a mi hija, que es mi principal motivación en la vida.*

*Autor: Manuel Toribio R.*

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar agradecemos a Dios por bendecirnos la vida, por iluminarnos y ser la fortaleza en momentos críticos.

A nuestros padres por ser los principales ejes de nuestros sueños y objetivos, por los valores y principios inculcados.

Agradecemos a nuestros docentes de la universidad, por habernos compartido sus conocimientos a lo largo de toda nuestra carrera.

También agradecemos nuestros compañeros de clase de mecánica eléctrica, por el apoyo mutuo durante toda la carrera y por ultimo agradecemos a nuestro asesor el Ing. Raúl Paredes R. por el apoyo brindado para realización de esta tesis, también agradecemos a nuestra asesora metodológica la Dr. María Armas A. por los conocimientos brindados y gracias a todas las personas que nos apoyaron, creyeron en nosotros y gracias a la vida por este nuevo logro.

*(Los autores)*

## ÍNDICE

CARÁTULA.....	I
DEDICATORIA .....	II
AGRADECIMIENTO .....	III
PÁGINA DEL JURADO .....	IV
DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD .....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
RESUMEN.....	IX
ABSTRACT .....	X
I. INTRODUCCIÓN .....	11
II. MÉTODO .....	44
2.1 Diseño de investigación .....	44
2.2 Variables, operacionalizacion .....	44
2.3 Población y muestra .....	45
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, confiabilidad y validez .....	46
2.5 Procedimiento .....	47
2.6 Métodos de análisis de datos.....	48
2.7 Aspectos éticos .....	48
III. RESULTADOS .....	49
3.1 Determinación de las capacidades de los componentes del sistema por compresión mecánica, en kW.....	50
3.2 Dimensión de las superficies elementales de intercambio de frío para obtener las capacidades y eficiencias frigoríficas necesarias. ....	51
3.2.1 Disposición del sistema frigorífico nuevo .....	51
3.2.2 Selección del gas refrigerante.....	51
3.2.3 Dimensionamiento del evaporador frigorífico nuevo, con amoniaco .....	52
3.4 Dimensión y selección de la instrumentación de medición y variables de control de procesos necesario .....	66
3.5 Análisis de inversiones y costos económicos: necesarios.....	68
IV. DISCUSIÓN .....	70
V. CONCLUSIONES.....	72
VI. RECOMENDACIONES .....	75
REFERENCIAS .....	76
ANEXOS .....	78

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1a: Diagrama PV del ciclo Carnot inverso .....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 2b: Ciclo Carnot Inverso.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 3: Esquema de funcionamiento del ciclo, con válvula de expansión.....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 4: El condensador .....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 5: filtro de aceite.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 6: Diagrama T-s del ciclo frigorífico.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 7: Diagrama TS con compresión mecánica de vapores.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 8: Diagrama P-h ciclo real con vapores.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 9: Esquema de un intercambiador de calor vapores – líquido.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 10: Esquema de un intercambiador de calor tipo líquido - líquido. ....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 11: Intercambiador de calor con placas: 1 tornillos de fijación; 2 conducto para el agente primario; 3 empaquetaduras; 4 placas con aletas; 5 placas de fijación anterior y posterior; 6 conducto para el agente secundario.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 12: a, b: Evolución de la temperatura de los agentes térmicos .....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 13: Determinación de las diferencias de temperatura en caso de flujo de los agentes térmicos en equicorriente (a.) y contracorriente (b.).....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 14a b. c: Variación de la temperatura de los agentes térmicos en intercambiadores de calor en contracorriente para diferentes capacidades calóricas ....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 15: puntos para seleccionar un motor eléctrico.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 16: Diagrama par-velocidad del motor trifásico .....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 17: Curva Par por Velocidad para las diferentes categorías.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 18. Proyección de cámara frigorífica nueva.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 19. Temperaturas y entalpías en evaporador frigorífico de amoníaco. ....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 20: Tubo de cobre con aletas de enfriamiento en evaporador frigorífico.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 21: Disposición de tubos en evaporador de cámara frigorífica nueva .Elaboración propia. ....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 22: Nuevo condensador frigorífico por aire.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 23: Tubo de cobre con aletas de enfriamiento en evaporador frigorífico.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 24: Proyección final del sistema de congelamiento.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 25: válvula de expansión termostática .....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 26: .Dimensiones de válvula de expansión. ....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 27: Manifold de manómetros para amoníaco .....</i>	<i>68</i>

## ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Efectos aproximados de la variación tensión- voltaje</i> .....	39
<i>Tabla 2: Variables de estudio. Elaboración propia.</i> .....	44
<i>Tabla 3: Operacionalizacion de variables. Elaboración propia</i> .....	45
<i>Tabla 4: Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad. Elaboración propia.</i> .....	46
<i>Tabla 5: parámetros del amoniaco termo físicos a -7.5°C</i> .....	53
<i>Tabla 6: Datos para el cálculo del sistema de ventilación</i> .....	63

## RESUMEN

En la presente investigación se analiza un sistema frigorífico industrial, de productos hidrobiológicos, realizando la dimensión y selección de un nuevo sistema de refrigeración, a compresión mecánica de congelado de productos hidrobiológicos que aseguren aumentar su capacidad frigorífica en planta de una empresa pesquera ubicada en La Libertad- Perú. Se establece una metodología para el diseño de un equipo de refrigeración industrial, de 3291 kW, en el evaporador, para congelar 50 toneladas de productos hidrobiológicos en 2 horas, desde +20 hasta -5 °C, para respetar las normas de refrigeración y mantener la calidad del producto. En el evaporador, su potencia útil resulta ser de 3866 kW, y su superficie de intercambio de calor, de 156.8 m<sup>2</sup>.

Se presenta la elección del gas refrigerante, siendo el amoníaco, pues; por tener alto valor entálpico en sus diferentes fases a ciertas presiones y estados, mayores a 1400 kJ/kg; permite obtener buena eficiencia frigorífica, con lo cual se obtiene valores razonables de potencia del motor eléctrico, que incide directamente en los costos de operación.

Se presenta el análisis del proceso de condensación, se demuestra que no es viable utilizar aire, pues demandaría un flujo de 824,074 m<sup>3</sup>/h, con enormes ventiladores, complicando la instalación, por lo que se opta por utilizar agua como agente de condensación, con un flujo de 198 m<sup>3</sup>/h.

Los resultados de la evaluación, dan una eficiencia frigorífica, para el uso de amoníaco, siendo necesario que la presión del gas sea de 17 bar, en alta presión.

La investigación permite seleccionar los equipos para implementar el sistema nuevo de congelamiento de productos hidrobiológicos.

Se determinó el monto de inversión, de 621.800 soles; así como los beneficios económicos netos, del orden de los S/2 184 017.00 soles/año,

En la discusión de resultados, se analiza la correlación de las variables de proceso en la incidencia de la capacidad de refrigeración y su eficiencia frigorífica.

Se concluye que es viable técnico y económicamente implementar el nuevo sistema de refrigeración, pues se tendría un retorno de inversión de 0.28 años.

### **Palabras clave:**

Eficiencia frigorífica, capacidad frigorífica, gas refrigerante, entalpía.

## **ABSTRACT**

In the present investigation an industrial refrigeration system of hydrobiological products is analyzed, making the dimension and selection of a new refrigeration system, with mechanical compression of frozen hydrobiological products that assure to increase its refrigeration capacity in the plant of a fishing company located in La Libertad-Peru.

A methodology for the design of an industrial refrigeration equipment, of 3291 kW, in the evaporator, is established to freeze 50 tons of hydrobiological products in 2 hours, from +20 to -5oC, to respect refrigeration standards and maintain product quality. In the evaporator, its useful power turns out to be 3866 kW, and its heat exchange surface, 156.8 m<sup>2</sup>.

The choice of refrigerant gas is presented, being ammonia, then; because it has high enteric value in its different phases at certain pressures and states, greater than 1400 kJ/kg; enables good cooling efficiency, resulting in reasonable power values from the electric motor, which directly influences operating costs.

It presents the analysis of the condensation process, it is shown that it is not feasible to use air, as it would demand a flow of 824,074 m<sup>3</sup>/h, with huge fans, complicating the installation, so it is chosen to use water as a condensation agent, with a flow of 198 m<sup>3</sup>/h.

The results of the evaluation, give a cooling efficiency, for the use of ammonia, being necessary that the gas pressure is 17 bar, in high pressure.

The research allows the selection of equipment to implement the new hydrobiological product freezing system.

The investment amount of 621,800 soles was determined; as well as net economic benefits, in the order of 2 184 017.00 soles/year,

In the discussion of results, the correlation of process variables in the incidence of cooling capacity and their cooling efficiency is analyzed.

It is concluded that it is technically and economically feasible to implement the new cooling system, as there would be a return on investment of 0.28 years.

### **Keywords:**

Cooling efficiency, cooling capacity, refrigerant gas, and enthalpy.



## I. INTRODUCCIÓN

La refrigeración por compresión mecánica ha logrado alcanzar en los últimos tiempos un rol muy elemental en las industrias y la economía nacional. Es empleado en la industria química, en la industria alimentaria, en aviación y en la tecnología de fabricación de máquinas modernas, en instalaciones frigoríficas, etcétera (Paredes Rosario, 2016).

El proceso de refrigeración de productos hidrobiológicos pesqueros es muy importante para la industria pesquera pues permite almacenar y conservar el producto en condiciones adecuadas manteniendo su calidad, de acuerdo a normas; hasta el despacho o utilización final (Baez Santacruz, A. , 2010). Por ejemplo en el Perú hay organismos como SANIPES, INACAL, que controlan y verifican la calidad de los productos en las industrias pesqueras y que estas cumplan con ciertas normas sanitarias.

La Planta de una empresa pesquera, en La Libertad, se dedica al procesamiento de productos hidrobiológicos, para lo cual cuenta con tres cámaras frigoríficas de 100 Toneladas de capacidad de refrigeración. Dicha empresa cuenta con equipos frigoríficos que trabajan con gas refrigerante amoniaco, y tienen más de 20 años de trabajo, sin embargo, resultan en la actualidad insuficientes debido al incremento de la capacidad de procesamiento, del orden de 75 Toneladas métricas por día de productos hidrobiológicos.

En la observación del proceso se ha detectado que las cámaras frigoríficas actuales no pueden operar a carga de diseño, la reducción de la capacidad de congelamiento es de aproximadamente 10 %, lo que ocasiona pérdidas económicas por no poder atender la demanda, estimándose que las mismas sobrepasan los 300,000 soles/año.

Es decir, si el proceso de refrigeración de productos hidrobiológicos no es adecuado genera pérdidas en la producción de harina de pescado, debido a que es un producto perecible y no puede estar expuesto a temperaturas altas sin ser procesado, convirtiéndose en merma, perjudicando las operaciones de producción y calidad del producto final.

Los sistemas frigoríficos de la empresa pesquera utilizan amoniaco como gas refrigerante, y un componente fundamental es el condensador, convirtiendo el gas refrigerante de entrada en estado de vapor sobrecalentado, a líquido saturado, a la salida, antes de su ingreso a la válvula de expansión, para su correspondiente reducción de presión.

Se ha podido observar el mal estado de los condensadores de gas sobrecalentado por aire ambiente, en este caso, las aletas de los tubos de cobre del condensador, están en su mayor parte corroídas, son de aluminio, trabajan a la intemperie y reciben el aire ambiente marino y húmedo, por su cercanía al mar, se puede observar que existe falla por corrosión atmosférica y electrolítica, lo que amplifica su efecto negativo, al perder superficie en las aletas de enfriamiento, se reduce directamente la capacidad del condensador, y, por ende, del sistema de refrigeración, es decir; el condensador ya no trabaja a régimen de líquido saturado si no de vapor saturado húmedo, concretamente no hay condensación completa.

En el congelamiento de productos hidrobiológicos en la empresa pesquera, la temperatura deseada del producto es de  $-5^{\circ}\text{C}$ , y de acuerdo a normas sanitarias, el tiempo en que se debe alcanzar esta temperatura, es de máximo 2 horas, siendo la carga promedio de productos hidrobiológicos de 90,000 kg.

Lamentablemente, debido a la reducción de capacidad de enfriamiento del sistema frigorífico, el tiempo promedio que se emplea en obtener la temperatura adecuada es de 2.32 horas en la cámara n°. 1, de 2.35 horas en la cámara n°. 2 y de 2.44 horas en la carga n°. 3, sobrepasando el tiempo máximo de 2 horas permitido por norma, para los productos hidrobiológicos, conduciendo a problemas de calidad del producto.

Debido a lo mencionado, la empresa pesquera prevé importantes pérdidas económicas si no se aumenta la capacidad del sistema de refrigeración de pescado, y su eficiencia frigorífica, para atender la creciente demanda.

Se plantea realizar un estudio técnico económico para dimensionar y seleccionar un sistema frigorífico de una cámara de refrigeración adicional, a compresión mecánica para una capacidad nominal de 50 toneladas métricas por día de productos hidrobiológicos para asumir la nueva carga y eliminar las mermas por falta de capacidad de refrigeración en el debido tiempo.

En este presente estudio se consultó información de diferentes tesis, así como también de artículos científicos, para realización de los **trabajos previos** al nuestro, respetando y haciendo la respectiva citación a la autoría de la información, de los cuales a continuación los mencionaremos

Con respecto al estudio de los sistemas de refrigeración se encontró una tesis en la cual los autores (Alva & Gonzales, 2015) desarrollaron un estudio para la construcción de una cámara de conservación realizando cálculos para determinar los equipos de refrigeración por compresión de vapores indirectos.

Los autores realizaron un análisis energético, empezando por la evaluación de los aspectos de los productos marinos, para luego obtener un cálculo exacto de la capacidad de los equipos. Ya obteniendo los datos de diseño los autores calcularon las cargas térmicas por los diferentes conceptos, como la carga térmica generada por la transmisión de las paredes de la cámara, la carga térmica generada por el producto, la carga generada por luminarias y equipos, la carga térmica generada por operarios y la carga generada por el efecto solar. Ya una vez realizado los cálculos de las cargas, analizaron el sistema para conocer los niveles de presión, la relación de compresión, la velocidad del flujo másico, el efecto refrigerante, la potencia del compresor y el desprendimiento de calor en el condensador para la selección de los equipos. Estos datos obtenidos sirvieron para seleccionar el refrigerante más adecuado para el sistema, ya una vez obtenido todos los datos de los equipos seleccionados y las especificaciones de los componentes finales de la cámara se procedió a calcular los elementos mecánicos necesarios y seleccionarlos mediante catálogos.

Como resultado del proceso termodinámico obtuvieron la selección del fluido refrigerante idóneo para el intercambio de calor en la cámara y con ello el producto marino llegó a la temperatura de diseño adecuada 30°F.

Continuando con la recopilación de trabajos previos se encontró una tesis en la cual el autor (Paredes Yacato, 2015) desarrolló un sistema de refrigeración que trabaja con 2 temperaturas de evaporación ( $T_1 = 0^{\circ}\text{C}$ , alta, y  $T_2 = -15^{\circ}\text{C}$ , baja) con un solo compresor para cubrir las capacidades frigoríficas de 200 W y 400 W solicitadas en los ambientes de alta y baja temperatura. El autor realizó un estudio de catálogos y manuales de refrigeración, de los principales componentes y los accesorios de los sistemas de

refrigeración por compresión de vapor para obtener un diagrama del sistema con los componentes útiles.

Luego el autor realizó cálculos energéticos en base a un manual de refrigeración, para poder así seleccionar los componentes con adecuadas capacidades. Luego el autor realizó el dimensionamiento y el cálculo básico de la parte eléctrica para definir conductores, equipos de protección, y un sistema adecuado de arranque. El sistema operó con un refrigerante R 134 A, dentro dicho sistema se encuentran los principales componentes como: un compresor recíprocante de dos cilindros, 1 motor eléctrico de 0.75 KW, 2 evaporadores con capacidades de 578W y 418 W, 2 válvulas termostáticas de expansión con capacidades de 22kg/h y 11.74kg/h. Como dispositivos de protección usaron presostatos de alta y de presión baja y válvulas solenoide, mientras que para el control se seleccionaron termostatos para las 2 temperaturas de trabajo. Para el aislamiento se seleccionaron paneles de poliuretano de 100 mm de grosor y finalmente para la estructura optaron por usar canales en forma de C de acero estructural A36 y perfiles angulares. Las dimensiones generales resultantes 1.7m x 1m x 1.6m.

Como resultado de los cálculos el autor seleccionó el refrigerante idóneo para el sistema R 134A, con el cual se cumplió de manera correcta la primera ley de la termodinámica en el sistema.

Siguiendo con los trabajos previos se encontró una tesis en cual el autor (Aramburu, 2017) desarrolló un modelo matemático de un sistema de refrigeración por compresión de vapor que permite comprender el comportamiento dinámico de dicho proceso.

El autor lo realizó mediante unos balances de energía y de masa en la cámara de conservación de productos y un balance de energía en el evaporador. El autor empezó a hacer el modelo y los balances por medio de la recolección de datos de funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión obtenidos en la agroindustria para utilizarlos como caso estudio como son: todo el aire recircula dentro de la cámara, el mezclado de aire es homogéneo y uniforme, la salida del aire al pasar por el evaporador tiene un 60% de humedad relativa, el sistema de circulación de aire consta de un entrada y una salida, el flujo másico de entrada es igual al de la salida y en la ecuación de conservación de la energía, el cambio en las energías potencial y cinética por unidad de tiempo es desestimable respecto a otros términos. Toda esta recolección de datos llevó al autor a la

solución numérica del modelo que se realizó en un programa de cálculo implementado en software Matlab (Simulink).

Como resultado de las ecuaciones de los balances fue la descripción del comportamiento dinámico de la temperatura en función del tiempo alcanzando su punto de operación deseado de 1°C.

También se encontró una tesis en la cual la autora (Carmen Justina, 2014), desarrolló un estudio para los espesores de los bloques de hielo como también para la congelación rápida de manera individual (IQF), evaluando los coeficientes de transferencia de calor, así como las cualidades físicas de los productos congelados.

La autora realizó un estudio de tres temperaturas de congelación (-35, -30 y -40°C), las cuales fueron comparadas en función al coeficiente de transferencia superficial de calor y las cualidades físicas de los productos congelados. Así como también la autora estudió la velocidad del aire de secado (4, 6 y 8 m/s) las cuales fueron comparadas en función al coeficiente de transferencia de calor y a las cualidades físicas de los productos congelados. Luego pasó a realizar todas las pruebas experimentales determinando que los espesores de los productos no tienen un efecto significativo sobre el coeficiente de transferencia de calor superficial, el cual estuvo alrededor de 23 W/ m<sup>2</sup>°K.

Como resultado la autora determinó que de acuerdo a las características físicas de los productos congelados la mejor temperatura de congelación fue de -35°C.

En otra tesis de refrigeración el autor ( Velez Navia, 2011), desarrolló un diseño de un modelo matemático que consiste en la determinación de la carga térmica que el sistema debe suministrar para poder congelar un producto.

El autor realizó cálculos de las cargas térmicas para luego determinar la capacidad del túnel de congelamiento que es de 11,814 toneladas de refrigeración, empleando un refrigerante R-22 el cual opera a una temperatura de -3°C con una capacidad de 10000 libras de pescado, logrando la congelación del producto hasta -18 °C luego de 12 horas de trabajo. Luego el autor dimensionó la cámara de congelamiento que fue de paneles de poliuretano de 18 cm de grosor para las paredes y el techo, siendo también útil para el suelo un aislamiento conformado por una base de concreto armado de 10 cm de espesor,

seguido de paneles de poliuretano rígido para piso. Siendo sus dimensiones: 4m de ancho, 3m de alto y 5m de profundidad.

Como resultado el túnel de congelamiento obtuvo una carga térmica de 111763,513 BTU/h para 10000 libras de pescado y que además el fluido refrigerante R-22.

Siguiendo con los trabajos previos se encontró una tesis en la cual los autores (Guevara & Ochochoque, 2012), desarrollaron un módulo para realizar ensayos de técnicas de congelamiento utilizando un sistema de compresión de vapor.

Los autores realizaron ensayos utilizando temperaturas promedio recopiladas de las instalaciones de refrigeración de durante un día, que alcanzan 12.5 °C y una presión atmosférica de 1037 Mb. a 3824 msnm. En el dimensionamiento y en la selección del módulo lo realizaron a partir de la potencia de trabajo de un motor compresor de 0.25 HP, luego los autores hicieron la evaluación de la eficiencia del sistema del módulo comparando su capacidad no nominal y sub cargado al 85% y cargando al 100%, calculando la potencia suministrada al refrigerante por el compresor, el flujo de calor ganado en el evaporador y también el coeficiente de desempeño. En el ensayo los autores adicionaron simuladores de fallas por obstrucción de tuberías, fallas de ventilación en el condensador y evaporador del recinto de refrigeración. Para evaluar la eficiencia del sistema del módulo los autores congelaron 600 g. de agua destilada a temperaturas de 30.5 y 68.5 °C en el recinto de congelación del módulo cuyo volumen interno es 0.08 m<sup>3</sup> ensayándose diez pruebas con cada temperatura, para comprobar y comparar el 85 y 100% de la capacidad total del sistema del módulo.

El trabajo suministrado por el motor compresor al refrigerante fue de 0.108 y 0.163 Watts promedio de trabajo probando el sistema al 85% y al 100% de su capacidad total respectivamente; igualmente el flujo de calor ganado por el refrigerante en el evaporador en Watts, fue de 0.569 y 0.669 Watts de promedio en las pruebas al 85 y al 100% respectivamente de la capacidad total del sistema del módulo. Como resultado obtuvieron el ciclo termodinámico teórico patrón del sistema con las siguientes temperaturas: de condensación = 34 °C (Presión: 8.631 bar.; entalpia: 147.5 KJ/Kg.) y la de evaporación = -13.4 °C (Presión: 1.752 bar.; entalpia: 290.7 KJ/Kg.)

También en los trabajos previos se revisó algunos artículos científicos, en uno de ellos el autor (Ceballos Maya, 2016) desarrolló un diseño de una cámara de conservación de productos congelados.

El autor realizó un estudio de los diferentes ciclos térmicos, seleccionó los refrigerantes adecuados, equipos y aislamientos de mayor calidad.

El autor empezó realizando el cálculo del balance térmico de la instalación frigorífica para que determine la potencia frigorífica de la cámara. Los cálculos fueron en función del tipo de producto, cantidad y estado del producto a la entrada de la instalación, calor específico del producto, temperatura del producto a la entrada de la cámara, renovaciones de aire precisas, calor desprendido por la iluminación y otros elementos instalados en la cámara.

También el autor realizó el estudio de los diferentes ciclos de compresión de vapor, que fueron los siguientes: ciclo de compresión mecánica, ciclos de absorción, ciclos de gas y refrigeración termoeléctrica. El autor utilizó ciclo de compresión mecánica para su estudio, por ser un ciclo termodinámico inverso y que consume trabajo, evaporando el líquido refrigerante a baja presión para que este absorba el calor y condensarlo a una elevada temperatura para que ceda calor.

El autor obtuvo como resultado del estudio del diseño de la cámara la obtención del costo de cada equipo y componentes de la cámara para su posterior implemento.

Continuando con los artículos científicos, otro artículo que se encontró es de los autores (Avila ,Lopez y Ramirez, 2010) quienes desarrollaron un análisis de una cámara frigorífica para conservar y almacenar helado. Los autores empezaron haciendo los cálculos de las generalidades de la cámara como la ubicación, la descripción del helado. Teniendo estos cálculos procedieron a realizar el cálculo de las cargas térmicas, el aislante térmico, cargas de los motores, el calor desprendido por los operarios, volúmenes y dimensiones de la cámara. Realizado todos los cálculos los autores obtuvieron la carga térmica total, la cual fue muy importante para la selección de los componentes de la cámara. Los autores se apoyaron de los diferentes catálogos de fabricantes de componentes frigoríficos.

Como resultado los autores instalaron y pusieron en marcha la cámara frigorífica de las siguientes dimensiones 159 pulgadas de largo, 114 pulgadas de altura, 163 pulgadas de

ancho y de 7 pulgadas de espesor de la cámara, logrando almacenar y refrigerar 2296 envases de helado.

En otro artículo científico los autores (Villamil Salcedo & Marcos Piamba Tulcán, 2005) desarrollaron un estudio y aplicación de ciclos de refrigeración con refrigerantes alternativos. Los autores señalan que, años atrás, se buscaron alternativas para disminuir las emisiones del refrigerante R-12, el cual era el más utilizado en la industria y en aplicaciones domésticas. Para darle solución a esta necesidad DuPont, luego de varias investigaciones al respecto, sacó al mercado el HFC-134a, sustancia que podía reemplazar al R-12. Los autores en su artículo empezaron desarrollando un estudio de algunas sustancias que pueden reemplazar el 134a.

Los autores indican como resultado, que la descripción realizada permite caracterizar teóricamente cada una de las sustancias, las cuales se muestran como posibles sustitutos del actual refrigerante 134a.

Siguiendo con el desarrollo de los antecedentes se encontró otro artículo científico de los autores (Cabrera Cifuentes & Muñoz Muñoz, 2012), quienes desarrollan un estudio sobre aspectos básicos de refrigeración para la agroindustria, los autores reportan el conocimiento de los fundamentos teóricos de la refrigeración solar, las construcciones experimentales y el modelamiento teórico permitirán el desarrollo de mejores y más eficientes equipos. Los autores señalan que los sistemas solares de refrigeración pueden ser utilizados en la climatización de ambientes mejorando el cultivo y crianza de especies, aclimatadas al frío en ambientes cálidos y ampliar la frontera agrícola.

El penúltimo artículo que se revisó es del autor (Baez Santacruz, A., 2014) quien desarrolló un estudio de sistemas de enfriamiento en el proceso del pescado. El autor empieza desarrollando un estudio de los métodos de la conservación del pescado que están encaminados hacia la inactivación de los fermentos de los tejidos y hacia la destrucción de la vida de los microorganismos, son métodos de conservación físicos, químicos y bioquímicos.



El autor indica que la refrigeración se realiza con el fin de aumentar el tiempo de conservación de la materia prima sin obtener cambios fundamentales en sus propiedades y calidad. La temperatura para los peces de agua dulce está:  $-0.5^{\circ}\text{C}$  y  $-1.5^{\circ}\text{C}$ , para los peces de agua salada entre  $-0.8^{\circ}\text{C}$  y  $-2.2^{\circ}\text{C}$ . El autor señala que, para comprender el proceso de conservación del pescado, se tiene en cuenta la valoración del mismo como alimento, para ello se presentan las siguientes consideraciones: 1. La composición química y el valor real de vitaminas, proteínas y minerales, que en últimas caracterizan el nivel alimenticio del recurso hidrobiológico. 2. Parámetros de calidad, es decir el sabor, el olor, la estructura y consistencia, así como las características de la carne (musculo), igualmente el aspecto en lo referente a la forma, color, vistosidad y apariencia del pescado tratado.

3. El grado de frescura, edad del pez, después de la captura y la posterior capacidad de conservación. 4. La afinidad del pescado, para ser elaborado en una u otra forma determinada.

Finalizando los estudios de los trabajos previos, el último artículo científico que se revisó es del autor (Cano Marcos, 1985) quien desarrolló un estudio de la refrigeración por absorción y el interés energético e impacto ambiental, el autor menciona en su artículo que los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el  $\text{H}_2\text{O}$  y algunas sales como el bromuro de litio para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias como el amoníaco y el agua. El autor en su artículo también se enfoca en la comparación entre la refrigeración por absorción y la refrigeración mecánica. El autor también hace comparaciones de ambos tipos de refrigeración y su impacto medioambiental.

El resultado que obtuvo el autor de su estudio fue las diferencias muy significativas entre máquinas frigoríficas de absorción y las de compresión mecánica de vapor y la influencia que tienen estas con el medio ambiente.

Para realización del desarrollo de la investigación se consideró ciertas **teorías relacionadas al tema** de refrigeración como: conceptos, ecuaciones, diagramas, imágenes, tablas, etcétera.

Esta información ha sido reclutada de libros, tesis, artículos científicos, catálogos, con la respectiva citación a la autoría de la información. Esta información nos permite determinar las capacidades y modelos necesarios de los componentes del nuevo sistema frigorífico, como por ejemplo, empezaremos definiendo el concepto de refrigeración

**La refrigeración**, es un proceso de eliminación de calor basada en los principios básicos de la primera y segunda ley de la termodinámica (Yunus A Cengel, 2007)

Si la temperatura de un cuerpo es menor a la del medio ambiente se considera frío, para refrigerar un cuerpo y mantenerlo a una cierta temperatura es necesario que este lo ceda al medio ambiente.

Las instalaciones utilizan un agente frigorífico que evoluciona dentro de las cámaras según el ciclo Carnot (Paredes Rosario, 2016).

Según el principio de funcionamiento, los sistemas frigoríficos más usados son:

- a) Cámaras con compresión mecánica :Estas son de tres tipos:rotativas, con pistón y con turbocompresores.
- b) Instalaciones con compresión termoquímica son con funcionamiento continuo o periódico.

Los agentes frigoríficos según (Paredes Rosario, 2016)

1) Los agentes son sustancias que a una determinada presión de 760 mm.Hg se condensan a temperaturas promedio entre  $+60^{\circ}\text{C}$  y  $-130^{\circ}\text{C}$

2) Aire y el vapor de  $\text{H}_2\text{O}$

La clasificación de los agentes:Estos se clasifican de acuerdo a su temperatura de funcionamiento requerida con temperatura alta( $0^{\circ}\text{C}$ + $60^{\circ}\text{C}$ ), media( $50^{\circ}\text{C}$  y  $<0^{\circ}\text{C}$ ) y baja( $-130^{\circ}\text{C}$  y  $-50^{\circ}\text{C}$ ).

El ciclo Carnot Invertido según (Cengel, Yunus & Boles, Michael., 2011), es un proceso cíclico que siempre regresa a su estado inicial y opera entre dos temperaturas alta y baja.

El traspaso de calor  $q_0$  de un cuerpo más frío a uno más cálido se da con consumo de trabajo mecánico. En las figuras **1a** y **2b** el ciclo Carnot inverso consumiendo trabajo mecánico  $w$ .

La compresión adiabática del agente 1 – 2, el trabajo mecánico consumido determina el aumento de la energía interna del agente y de su temperatura (Paredes Rosario, 2016).

Ecuación 1: Ecuación del balance térmico del ciclo Carnot inverso:

$$[q] = q_0 + [w] \dots \dots \dots (1)$$

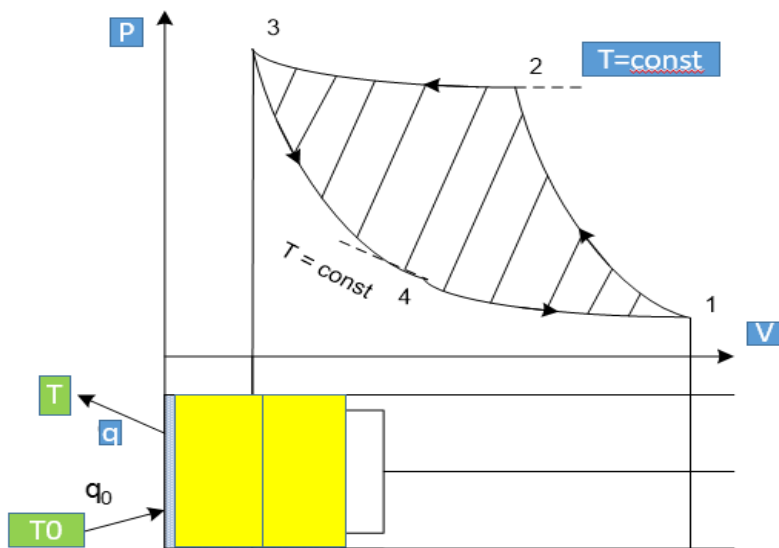
$W,$   
 $q$   
 $q_0$

} son valores específicos del ciclo

La Eficiencia frigorífica según el autor (O.A Jaramillo, 2007), es la relación entre el calor tomado de la fuente congelada  $q_0$  obteniendo la capacidad frigorífica específica y el consumo de trabajo  $w$ .

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} \dots \dots \dots (2)$$

Ecuación 2: Eficiencia frigorífica



**Figura 1a: Diagrama PV del ciclo Carnot inverso**

(Paredes Rosario, 2016)

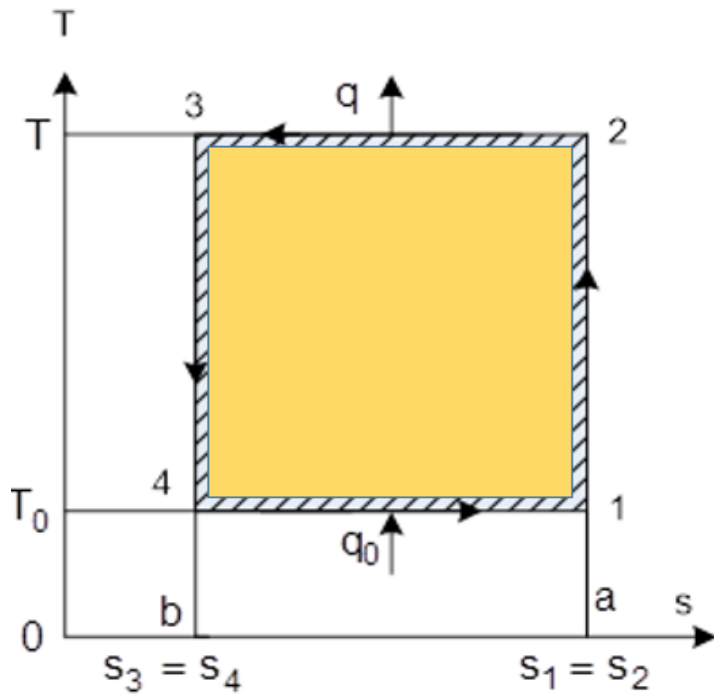


Figura 2b: Ciclo Carnot Inverso

(Paredes Rosario, 2016)

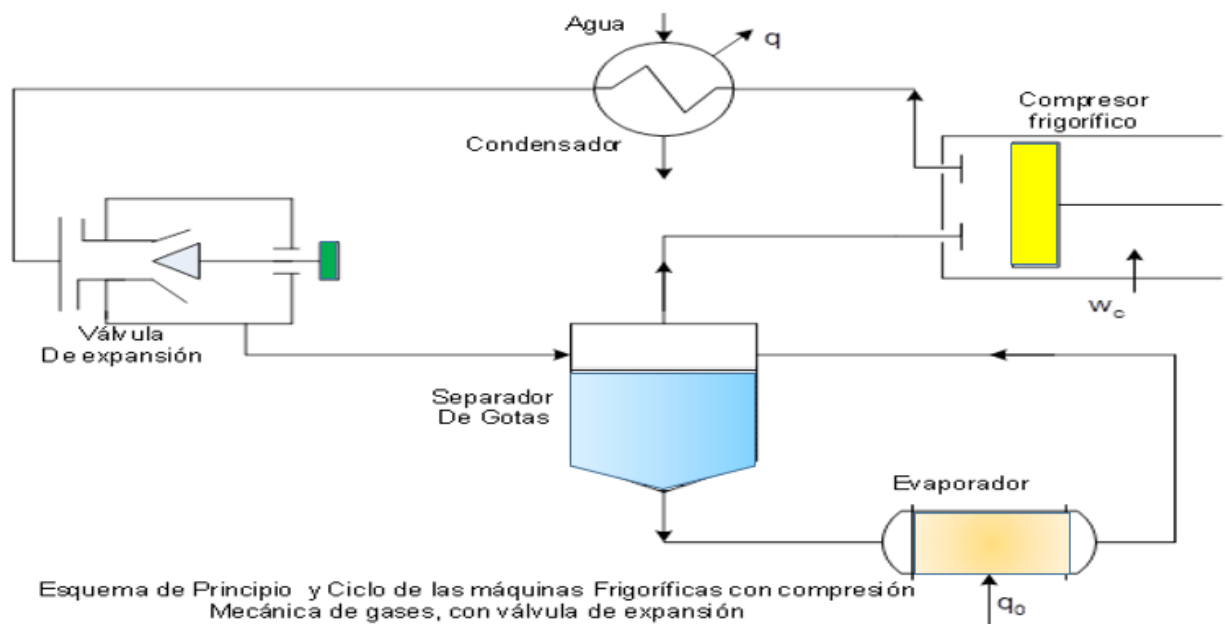
De la figura 1 se puede decir:

$$\begin{aligned}
 \text{area}_{41ab} &= T^*(S1_{s4}) = q_o \\
 \text{area}_{1234} &= (T - T_o) * (S1 - S4) = (w)c^2
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} \text{area}_{41ab} \\ \text{area}_{1234} \end{aligned}} \right\} \dots \dots \dots \text{...}(3)$$

Ecuación 3: Ciclo Carnot

El ciclo teórico con válvula de expansión según, (Paredes Rosario, 2016) en las máquinas reales frigoríficas la distensión del fluido frigorífico según la transformación 4 – 5 se realiza en una válvula de regulación. Donde el compresor aspira vapores secos saturados

El esquema y diagrama de funcionamiento se muestran en la siguiente figura.



**Figura 3: Esquema de funcionamiento del ciclo, con válvula de expansión**

(Cano Marcos, 1985)

**El compresor**, aspira vapores que son producidos al evaporarse un fluido frigorífico en el evaporador que está a baja presión y descomprimirlo a alta presión en el condensador. Y en él se concentra todo el trabajo mecánico el cual cede el paso a los procesos termodinámicos.

**(Fuentes y Rodríguez, 1998 módulo 5).**

**El condensador**, transmite calor del sistema de congelamiento hacia un medio para que sea absorbido y se lleve a la expulsión final removiendo el calor en el cual pasa el gas comprimido y lo cambia en líquido. (Paredes Rosario, 2016).



**Figura 4: El condensador**

*Fuente: (Fuentes y Rodríguez, 1998 módulo 5)*

**La válvula de expansión** o laminado, esta valvula mantiene la presion a un nivel constante e independiente de la magnitud de la carga. En ella se produce la caída de presión alta del condensador y la presión baja del evaporador (Paredes Rosario, 2016).Tipos de valvulas en anexos.

El evaporador, es un dispositivo de presión baja del sistema en el cual circula el calor indeseado, este absorbe el calor y es introducido al sistema para poder transferirlo al condensador, tambien llamado unidad de enfriamiento (Paredes Rosario, 2016).

Separador y filtro de aceite, su funcion es separar el aceite del gas refrigerante regresandolo el aceite al compresor y a su vez permite que el refrigerante siga con su recorrido (Baez Santacruz, A., 2014).Tipos de aceite para compresores en anexos.



**Figura 5: filtro de aceite**

*Fuente:* (Fuentes Rodriguez, 1998)

Las magnitudes típicas del ciclo (Paredes Rosario, 2016) son la eficiencia frigorífica, la potencia mecánica del compresor, las potencias de enfriamiento del condensador, del evaporador, sus entalpías al ingreso y a la salida de los equipos, y las magnitudes características del ciclo son el calor unitario en evaporación, kJ/kg, el calor unitario de condensación, kJ/kg, el trabajo mecánico de compresión, kJ/kg, calor unitario de condensación, kJ/kg, el trabajo mecánico de compresión, la capacidad frigorífica de la instalación, en kW, sirven para calcular las capacidades de los equipos del sistema frigorífico, en evaporación como el calor unitario.

Ecuaciones de las magnitudes típicas del ciclo:

$$q_0 = \text{area } 5'1'cd = h_1' - h_5' \dots \dots \dots (4)$$

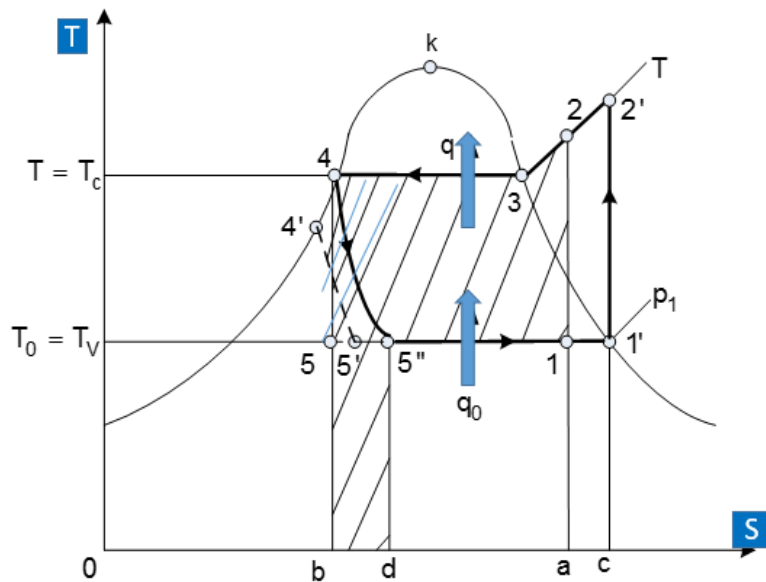
Ecuación 4: Ecuaciones de entalpías

$$|q| = \text{area } 2'34bc = h_2' - h_5' \dots \dots \dots (5)$$

Ecuación 5: Ecuaciones de entalpías

Ecuación 6: Eficiencia frigorífica del ciclo:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} = \frac{h_1' - h_5'}{h_2' - h_1'} \dots \dots \dots (6)$$



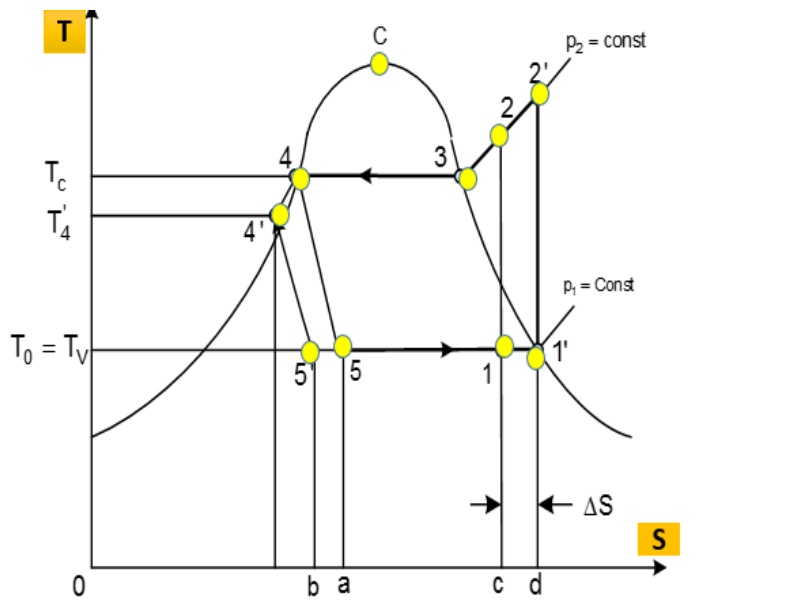
**Diagrama T-S del ciclo frigorífico con compresión mecánica de vapores**

**Figura 6: Diagrama T-s del ciclo frigorífico.**

(Paredes Rosario, 2016)

Para la optimización de la eficiencia frigorífica según (O.A Jaramillo, 2007), uno de los métodos usados para mejorar la eficiencia frigorífica es el subenfriamiento del agente por debajo de la temperatura de condensación según la curva isobárica 4-4\* (Figura 6). El intercambio de calor en el condensador y evaporador tiene lugar a diferencias de temperatura.

La temperatura del agua de enfriamiento del condensador  $t$  es inferior que la temperatura del agente enfriado  $t < t_4$ , la temperatura del cuerpo enfriado  $t_o$  es mayor que la temperatura de vaporización  $t_o > t_v$



**Figura 7: Diagrama TS con compresión mecánica de vapores**

(Paredes Rosario, 2016)

Las magnitudes características del ciclo: son ecuaciones que nos sirven para calcular las capacidades de los equipos del sistema frigorífico

Ecuación 7: Calor unitario en evaporación:

$$q_o = h_1 - h_5 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \dots \dots \dots (7)$$

Ecuación 8: Calor unitario en condensación

$$|q| = h_2' - h_4' = h_2' - h_5' \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \dots \dots \dots (8)$$

Ecuación 9: Trabajo mecánico específico de compresión

$$[w_r] = [q] - q_o = h_2 - h_1 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \dots \dots \dots (9)$$



Pero:  $|w_r| = \frac{w}{\eta_c} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} \dots\dots\dots(10)$

Ecuación 10: Trabajo mecánico

Ecuación 11: Eficiencia frigorífica

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|w|} = \frac{h_1 - h_5'}{h_2' - h_1} = \dots\dots\dots(11)$$

Entonces:  $Q_0 = \frac{\dot{m}^* q_0}{3,600} = \frac{\dot{m}^* (h_1 - h_5')}{3.6} [kw] \dots\dots\dots(12)$

Ecuación 12: Capacidad frigorífica específica

La potencia teórica útil para impulsar el compresor es necesaria para la selección del compresor y se define de la siguiente manera:

$$P_{teorica} = \frac{\dot{m}^* |w|}{3,600 * \eta_c * \eta_m} = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_1)}{3,600 * \eta_c * \eta_m} [kw] \dots\dots\dots(13)$$

Ecuación 13: Potencia teórica útil

El rendimiento isotrópico del compresor es importante para calcular la potencia real (Paredes Rosario, 2016)

$$\eta_s = 0.86 - 0.038 * \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \dots\dots\dots (14)$$

Ecuación 14: Rendimiento isotrópico

Ecuación 15: Potencia real del compresor:

$$P_{real} = \frac{P_{teorica}}{\eta_s} \dots\dots\dots(15)$$

El flujo calórico es cedido por el agente al fluido de enfriamiento del condensador:

Se determina con la fórmula:

$$Q = \frac{\dot{m}^* |q|}{3,600} = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_5')}{3,600} [\text{kw}] \dots\dots\dots (16)$$

Ecuación 16: Flujo calorífico

El flujo de fluido de enfriamiento se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q' = \frac{D' \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) * c_p' \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}\right) * \Delta t (^\circ\text{C})}{3,600} [\text{kw}] \dots\dots\dots (17)$$

Ecuación 17: Flujo de fluido de enfriamiento (agua o aire)

Despejando se tiene el flujo del fluido de enfriamiento:

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}^* (h_2' - h_5')}{c_p' * \Delta t} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \dots\dots\dots (18)$$

Ecuación 18: Fluido de enfriamiento

$\Delta t$  Es el incremento de temperatura del fluido.

En la siguiente figura se transporta el ciclo y se muestra la determinación de las magnitudes características ( William Whitman & Whilliam M. Johnson, 1999).

De la figura la siguiente figura el balance termico de la instalacion:

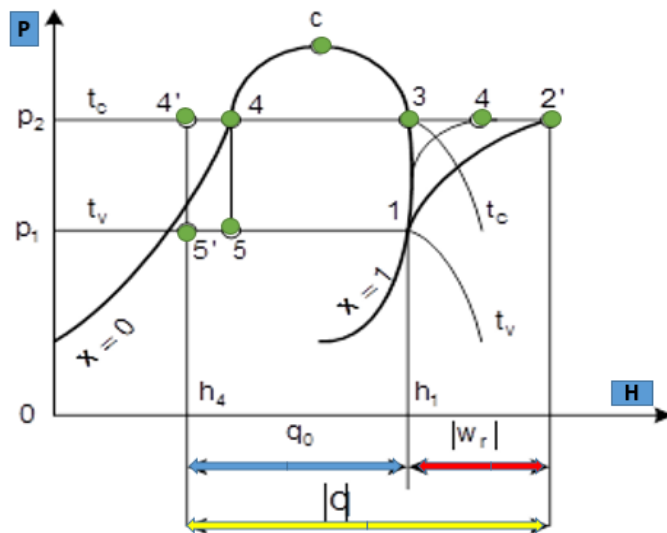
$$[q] = q + [Wc] \dots\dots\dots (19)$$

Ecuación 19: Ecuación de calor

La fórmula p-h:

$$h_2' - h_4' = h_1 - h_5' + h_2' - h_1 \dots\dots\dots (20)$$

Ecuación 20: Ecuación p-h

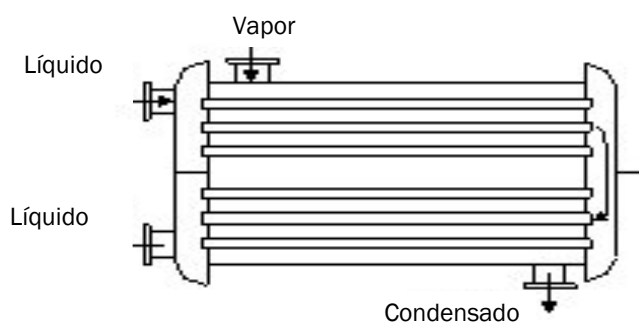


**Figura 8: Diagrama P-h ciclo real con vapores**

(William Whitman & Whilliam M. Johnson, 1999)

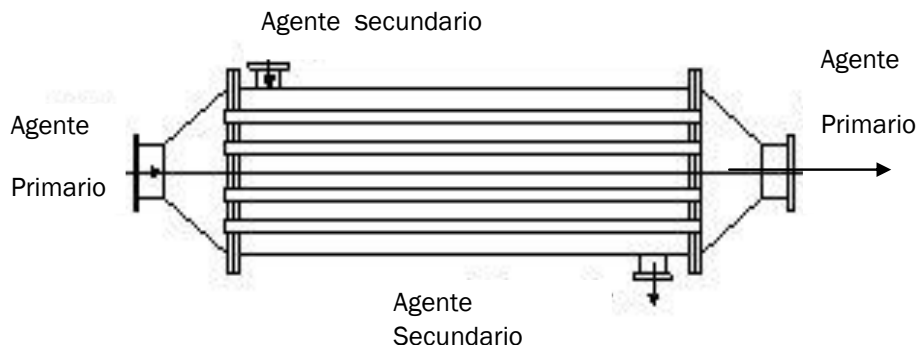
El balance térmico y las nociones generales en intercambiadores de calor, se emplearan teorías generales de intercambiadores de calor, que son aparatos térmicos en los cuales tiene lugar la transferencia de calor desde un agente térmico primario a un agente secundario. La energía térmica del agente secundario es la que se utiliza en diferentes fines tecnológicos, de calentamiento, etcétera. El uso de los intercambiadores es muy diverso (Paredes Rosario, 2016)

. En la figura 9 está representado un intercambiador de calor vapores -líquido (de tipo condensador), en la figura 10, un intercambiador de calor líquido -líquido (de tipo hervidor), y en la figura 11 un intercambiador de calor con placas líquido-líquido.



**Figura 9: Esquema de un intercambiador de calor vapores – líquido.**

(O.A Jaramillo, 2007)

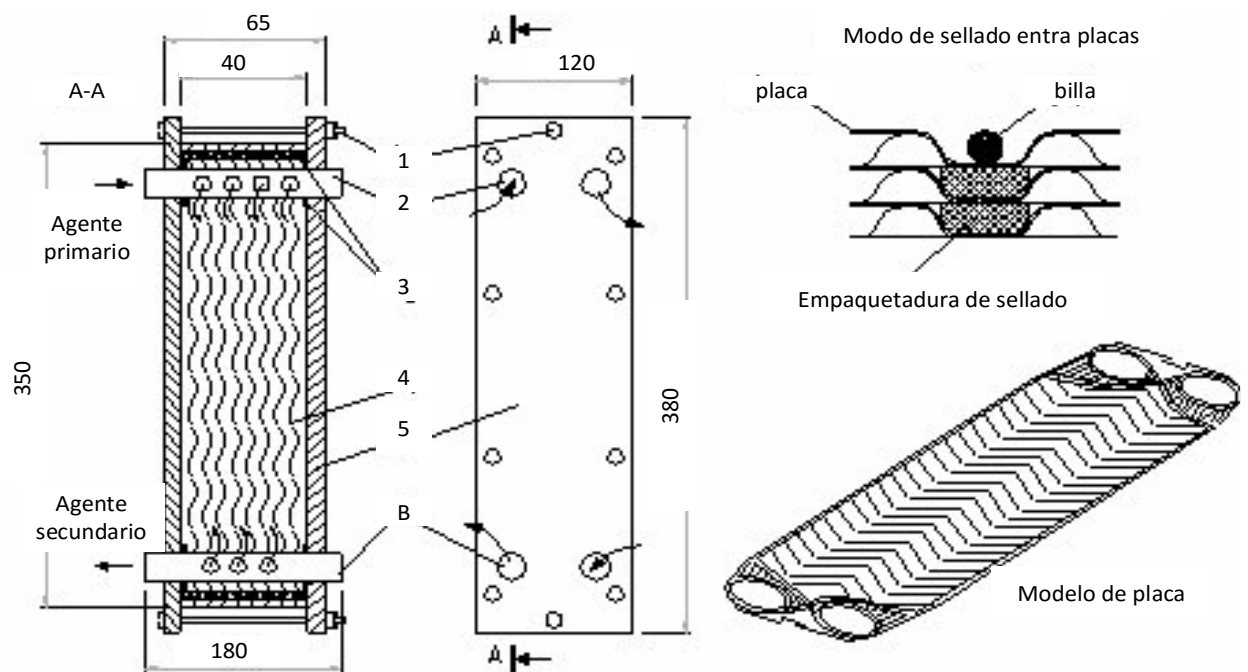


**Figura 10: Esquema de un intercambiador de calor tipo líquido - líquido.**

(O.A Jaramillo, 2007)

Últimamente los intercambiadores de calor con placas se utilizan mucho debido a la mejor eficiencia de la transferencia de calor y de su grado de compactación y las dimensiones son más reducidas para el flujo de calor transferido.

En la figura 11 en detalle: modo de estanqueidad entre placas, la presencia de billas entre placas permite evitar expulsar a las empaquetaduras en el caso de una presión elevada entre placas.



**Figura 11: Intercambiador de calor con placas: 1 tornillos de fijación; 2 conducto para el agente primario; 3 empaquetaduras; 4 placas con aletas; 5 placas de fijación anterior y posterior; 6 conducto para el agente secundario**

(Paredes Rosario, 2016)

El cálculo térmico del Intercambiador de calor según (Gonzales Sierra, 2012)

Se hace en base al balance térmico real de un intercambiador de calor se persigue determinar el rendimiento térmico del mismo

Ecuación general del balance térmico:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_{pma} \text{ [W] , .....(21)}$$

Ecuación 21: Ecuación general del balance térmico

Dónde:

$\dot{Q}_1$  Es el flujo de calor cedido por el agente térmico primario

$\dot{Q}_2$ - Es el flujo de calor recibido por el agente térmico secundario

$\dot{Q}_{pma}$ - es el flujo de calor perdido en el medio ambiente por onvección y radiación térmica de la superficie exterior del intercambiador de calor, en W. (Paredes Rosario, 2016)

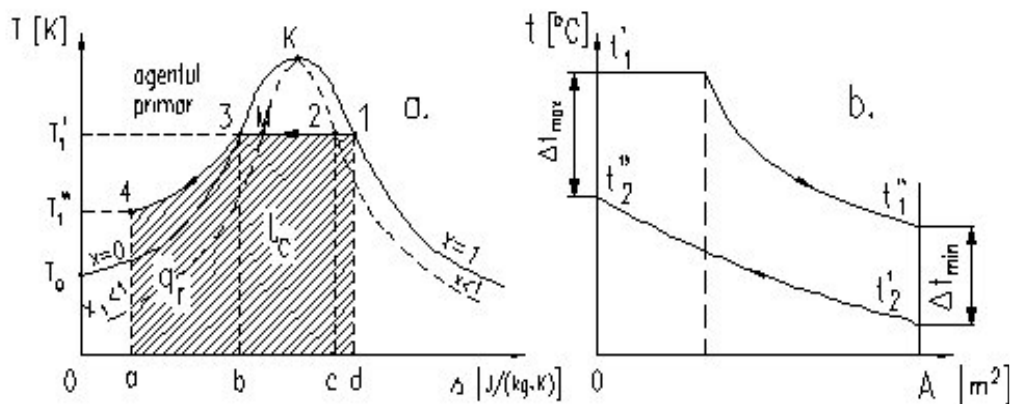
El rendimiento térmico del Intercambiador de calor según (Melgarejo Moreno , 1995)

Este rendimiento termico esta dado por la siguiente formula

$$\text{Es: } \eta_t = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} * 100 \text{ [%].....(22)}$$

Ecuación 22: Rendimiento térmico del intercambiador de calor

Para determinar los flujos de calor de los agentes térmicos se considera el caso de un intercambiador de calor sin contacto directo, con cambio del estado de agragación del agente térmico primario, de vapor saturado a líquido, el agente térmico secundario es el agua.



**Figura 12: a, b: Evolución de la temperatura de los agentes térmicos**

(Paredes Rosario, 2016)

Se considera que el agente térmico primario 1, pasa en el mismo aparato, del estado de vapores saturados secos (1) al estado de líquido (4) (fig.12a), en la porción (1,2-3), funcionando en régimen de condensación, y en la porción (3-4) en régimen de enfriamiento a  $p = ct.$ . El agente secundario 2, del estado inicial caracterizado por la temperatura  $t'_2$  pasa al estado final caracterizado por la temperatura  $t''_2$  (fig.12 b.). Se nota con el índice (1) el agente térmico primario y con el índice (2) el agente térmico secundario. (Paredes Rosario, 2016)

$$\dot{Q}_1 = D_{m1}(l_c + q_r) = D_{m1} \left[ l_c + \bar{c}_p * (t_3 - t_4) \right] = D_{m1}(h_1 - h_4) \quad [W] \dots\dots\dots(23)$$

Ecuación 23: Flujo térmico

$$\dot{Q}_2 = D_{m2} * \bar{c}_p * (t''_2 - t'_2) = D_{m2} * (h''_2 - h'_2) \quad [W] \dots\dots\dots(24)$$

Ecuación 24: Flujo térmico

- ❖  $D_{m1}, D_{m2}$  son los flujos másicos de los dos fluidos, en kg/s;
- ❖  $l_c$ - el calor latente de condensación, en kJ/kg;
- ❖  $h_i$ - las entalpías específicas de los agentes térmicos en los puntos considerados en kJ/kg
- ❖  $t_i$ - temperatura en los puntos respectivos, en °C
- ❖  $\bar{c}_p$  calor específico a presión constante del agua, en kJ/(kg.K).

De las relaciones (23) si (24) resulta que los flujos térmicos de los dos agentes térmicos pueden ser determinados ya sea conociendo sus entalpías en los puntos considerados, ya sea conociendo los calores másicos medios y a temperatura en los puntos considerados.

Un caso interesante es la situación en la que el agente primario 1 está a la entrada en el aparato, bajo forma de vapores saturados húmedos con título  $x_i < 1$

En este caso se debe determinar el título  $x_1$  (en el laboratorio). entonces:

$$Q^{\circ}1 = Dml(XiLc + qr) = Dml[XiLc + c^{\circ}p. (T3 - T4)] = Dml(hM - h4) \dots\dots\dots(25)$$

Ecuación 25: Flujo térmico ( $x_i < 1$ )

También es necesario que las medidas de flujo y de temperatura de los agentes térmicos sean hechas con alta precisión, pues en caso contrario, los resultados pueden tener errores. (Paredes Rosario, 2016) Si las mediciones se realizan con máxima precisión, se puede determinar el calor cedido al medio ambiente  $Q_{pma}$  analíticamente con ayuda de la relación:

$$Q_{pma} = \alpha \cdot S_e (T_p - T_{amb}) [W], \dots \dots \dots (26)$$

Ecuación 26: Calor perdido al medio ambiente

- ❖  $h$  es el coeficiente de convección, en  $W/(m^2.K)$ ;
- ❖  $S_e$  – área de la superficie exterior del aparato, en  $m^2$ ;
- ❖  $t_p, t_{amb}$  – temperatura media de la superficie exterior del aparato y del medio ambiente,  $^{\circ}C$ .

El coeficiente de convección libre se determina con:

$$h = \left\{ 2.80 * \sqrt[4]{t_p - t_{amb}} + \frac{4.80}{t_p - t_{amb}} \left[ \left( \frac{t_p + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{amb} + 273}{100} \right)^4 \right] \right\} * 1.1628 \quad W/(m^2.K), \dots \dots (27)$$

Ecuación 27: El coeficiente de convección libre

Entonces,  $h$  se determina en función de  $t_p$  y  $t_{amb}$  con la relación (26), donde 2.8 si 4.8 son coeficientes establecidos para un intercambiador de calor teniendo la superficie cilíndrica exterior aislada térmicamente (en condiciones de aislamiento perfecto  $Q_{pma} \cong 0$ ).

El flujo de calor (Amer Society, 1990)

$$Q_2 = k \cdot A \cdot \Delta t_m (W) \dots \dots \dots (28).$$

Ecuación 28: Flujo de calor

En la cual :

- ❖  $k$  es un coeficiente global de transmisión de calor desde el fluido **1** al fluido **2** por las paredes separadoras respectivas, en  $W/ (m^2.K)$
- ❖  $A$  – área de la superficie de transferencia de calor del aparato, en  $m^2$
- ❖  $\Delta t_m$  – diferencia media logarítmica de temperatura entre los dos agentes térmicos, en  $^{\circ}C$ .

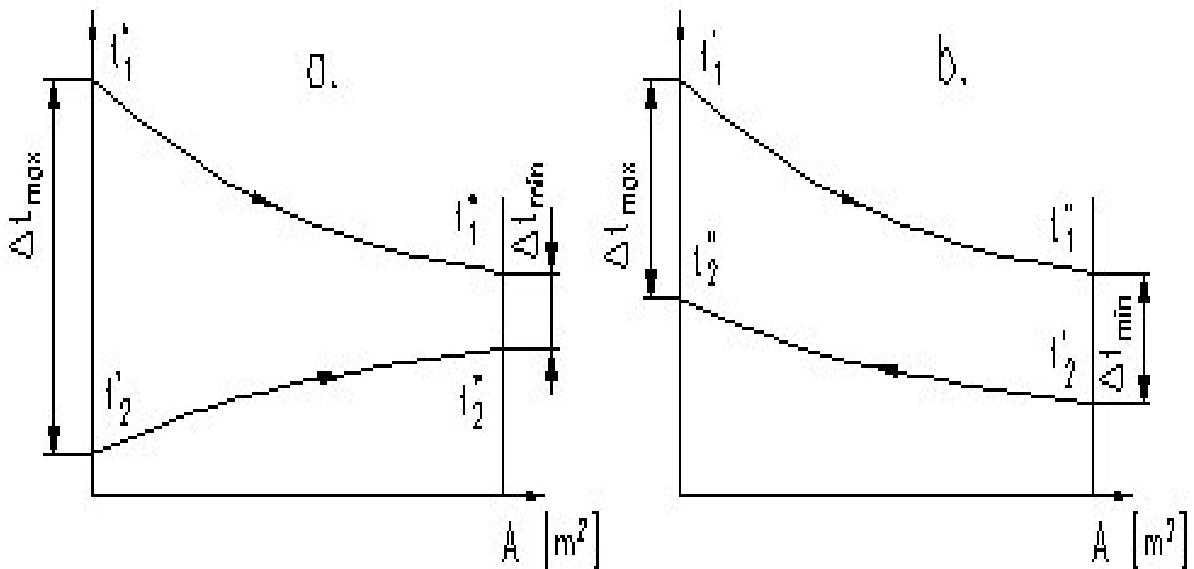
La diferencia logarítmica media de temperatura en el caso de circulación de los agentes térmicos en equicorriente o en contracorriente, se determina con la relación:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \text{ [}^\circ\text{C]} \dots\dots\dots(29)$$

Ecuación 29: Diferencia media logarítmica de T°.

Dónde:  $\Delta t_{\max}$  y  $\Delta t_{\min}$  son las diferencias de temperatura máxima y respectivamente mínima, entre los agentes térmicos a la entrada y salida del aparato

Para los intercambiadores de calor, por ejemplo en contracorriente,  $\Delta t_{\max}$  depende y de la relación de las capacidades calóricas de los agentes térmicos



**Figura 13: Determinación de las diferencias de temperatura en caso de flujo de los agentes térmicos en equicorriente (a.) y contracorriente (b.).**

(Paredes Rosario, 2016)

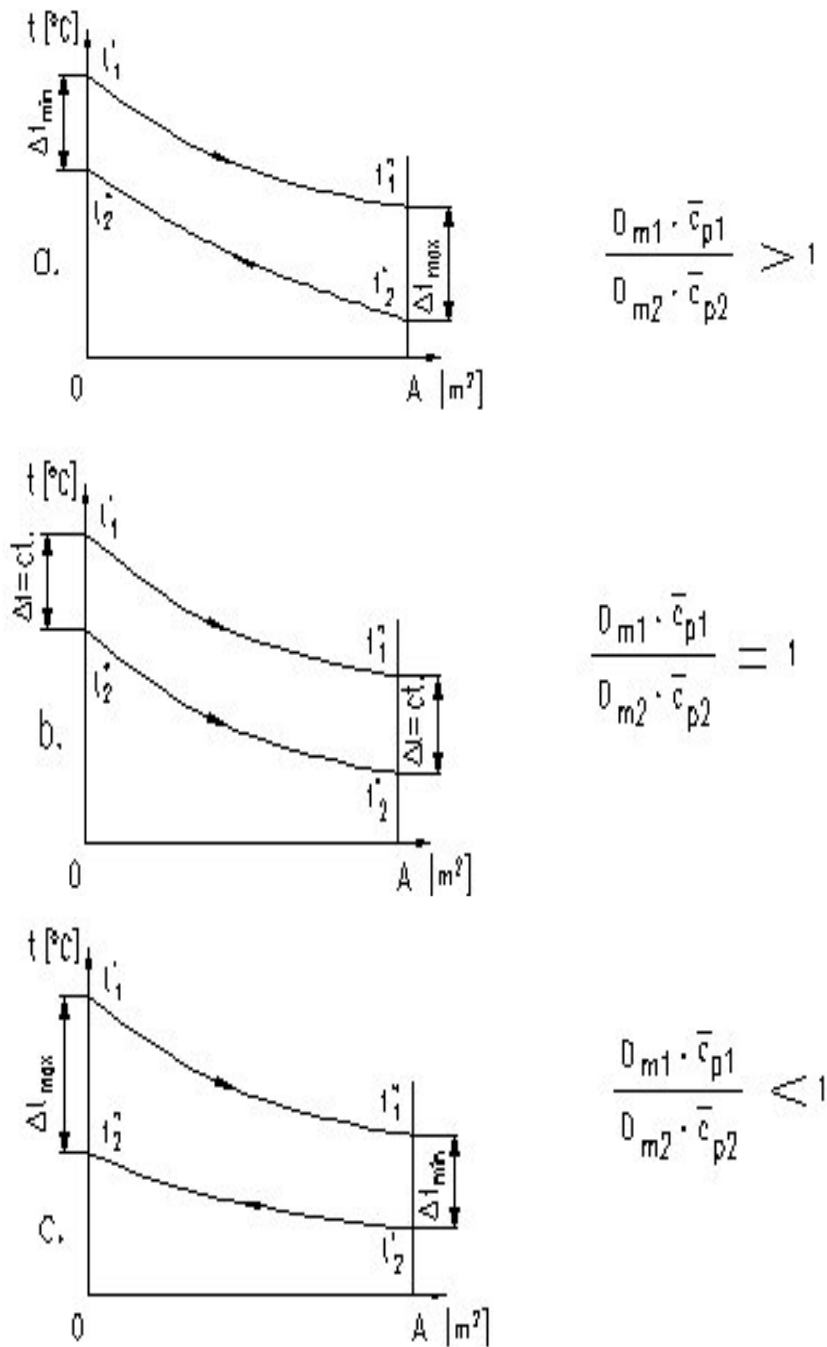
Para determinar con precisión  $\dot{Q}_2$  con la relación (24), evidentemente para el caso de un intercambiado de calor dado (la relación siendo dada para el caso general cuando el agente (2) cambia su estado de agregación), teniendo en cuenta también la relación (27) si (28), conociendo el valor de  $A[m^2]$  se halla el valor de  $k$ , con la relación de cálculo:

$$k = \frac{\dot{Q}_2}{A \cdot \Delta t_m} \left[ \frac{w}{m^2 \cdot K} \right] \dots\dots\dots(30)$$

Ecuación 30: Valor K.



El valor de  $k$ , determinado con la relación (30) se compara con los datos presentados en la tabla 1,  $k$  está expresado en  $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ , se tendrá en cuenta que  $1\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 3,6 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ .



**Figura 14a b. c: Variación de la temperatura de los agentes térmicos en intercambiadores de calor en contracorriente para diferentes capacidades calóricas**

(Gonzales Sierra, 2012)

El cálculo de la velocidad de circulación de los agentes térmicos en el aparato y la velocidad de flujo del agente térmico en el interior de los tubos según (Paredes Rosario, 2016)

Se calcula con la relación:  $u_i = \frac{1.27 * D_{mi}}{\rho_i * n * d_i^2}$ , [m/s] .....(31).

Ecuación 31: Velocidad de circulación de los agentes térmicos

En la cual:

- ❖  $D_{mi}$  es el flujo másico del agente térmico, en kg/s;
- ❖  $\rho_i$  - densidad media en las condiciones de trabajo, en kg/m<sup>3</sup>;
- ❖ n- número de tubos (correspondiente a un solo paso);
- ❖  $d_i$ - diámetro interior de los tubos, en m; (1,27- coeficiente derivado de  $4/\pi$ ).

Velocidad de flujo del agente térmico en el exterior de los tubos (a lo largo de los mismos) (WEG, 2010).

Se determina con la relación:  $u_e = \frac{1.27 * D_{me} * z}{\rho_e * (D^2 - n * d_e^2)}$ , [m/s] , .....(32).

Ecuación 32: Velocidad de flujo del agente térmico

Dónde:

- ❖  $D_{me}$  es el flujo másico del agente térmico, en kg/s;
- ❖  $\rho_e$  – densidad promedio en las condiciones de trabajo, en kg/m<sup>3</sup>;
- ❖ n- número de tubos (correspondientes a un solo paso);
- ❖  $d_e$ - diámetro exterior de los tubos en m;
- ❖ Z - número de pasos (de cuántas veces el set de n tubos se dispone en la sección transversal del intercambiador de calor);
- ❖ D - diámetro interior de la carcasa cilíndrica del intercambiador de calor, en m.

**Nota:** Estas son velocidades teóricas, para calcular las pérdidas de presión por fricción y las resistencias locales del intercambiador de calor, es decir en el cálculo gasodinámico.

Las velocidades admitidas en modo normal, son:

- ❖ 0.5 . . . 3 m/s, para líquidos,
- ❖ 5 . . . 25 m/s para gases y
- ❖ 20 . . . 40 m/s para vapor

La selección y dimensionamiento del motor eléctrico de tres fases según (WEG, 2010) la potencia del motor en su eje: Esta es la potencia que entrega el motor en el eje para su respectiva carga

$$P_{\text{eje Motor}} [\text{kw}] = \frac{P_{\text{freno-extr}}(\text{kw})}{\eta_{\text{mec}}(\%)} \dots\dots\dots(33)$$

Ecuación 33: Potencia del eje del motor

- Potencia en el eje del motor (Kw)
- Potencia de freno - placa del extractor (Kw)
- Rendimiento mecánico 0.95% (n)

La potencia nominal del motor eléctrico: (Dominguez Flores, 1998)

Es la máxima potencia del motor y depende del factor de servicio de la instalación

$$P_{\text{n Motor}} [\text{kw}] = P_{\text{eje}} (\text{kw}) * F. S \dots\dots\dots (34)$$

Ecuación 34: Potencia nominal del motor

Potencia nominal del motor (Kw), Potencia en el eje del motor (Kw) y el factor de servicio 1.2.

La intensidad nominal del motor eléctrico de tres fases (Dominguez Flores, 1998)

Esta está dada por la siguiente ecuación

$$I_{\text{n}} [\text{A}] = \frac{P_{\text{n}}(\text{w})}{\sqrt{3} * U_{\text{n}} * \text{Cos}\phi} \dots\dots\dots(35)$$

Ecuación 35: Intensidad nominal del motor

- ❖  $I_{\text{n}}$  : intensidad nominal (A), Potencia nominal (Kw), Voltaje nominal (V), Factor de potencia

El torque nominal del motor eléctrico según (Dominguez Flores, 1998)

Esta dada por la siguiente fórmula:

$$M_{\text{t}} (\text{N} * \text{m}) = \frac{P_{\text{n}}(\text{w})}{\omega_{\text{n}} \left( \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)} \dots\dots\dots (36)$$

Ecuación 36: Torque nominal

$$\omega_{\text{n}} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = \frac{2\pi * n_{\text{n}}(\text{rpm})}{60} \dots\dots\dots (37)$$

Ecuación 37: Velocidad angular del motor

Dónde:

- ❖  $M_T$  : Intensidad nominal ( $N \cdot m$ ), Potencia nominal ( $w$ ), Velocidad angular ( $\frac{rad}{s}$ ), Velocidad nominal (rpm)

Puntos que se deben considerar para selección del motor eléctrico en media tensión:

Para esta selección se tiene que considerar los siguientes puntos representados en esta imagen:



**Figura 15: puntos para seleccionar un motor eléctrico**

*Elaboracion propia Fuente: (WEG, 2010)*

Las condiciones de la red eléctrica según (Perez Amador, 1994), las características que tiene una red eléctrica son la tensión y la frecuencia. Los motores con elevadas potencias el arranque es en estrella triángulo, para que no perjudiquen a la red durante el inicio de arranque directo.

La Tensión nominal y tolerancia de variación según (Dominguez Flores, 1998)

Es la tensión para la cual fue diseñado. En la norma IEC34.1 (ítem 12.3) el motor de inducción puede funcionar normalmente con tensiones del 10% por encima o debajo de su tensión nominal

En la siguiente tabla se puede apreciar los efectos aproximados de la variación de voltaje (tensión).

**Tabla 1: Efectos aproximados de la variación tensión- voltaje**

<b>DESEMPEÑO DEL MOTOR</b>	<b>TENSIÓN 10 % (bajo de la nominal)</b>	<b>TENSIÓN 10 % (Encima de la nominal)</b>	<b>TENSIÓN 20% (Encima de la nominal)</b>
Factor de potencia	Aumenta 1%	Disminuye 3%	Disminuye 5 a 15%
Temperatura	Aumenta 6C°	Disminuye 3C°	Disminuye 5C°
Corriente de arranque	Disminuye 10 a 12%	Aumenta 10 a 12%	Aumenta 25 %
Corriente a plena carga	Aumenta 11%	Disminuye 7%	Disminuye 11%
Velocidad	Disminuye 1.5 %	Aumenta 1%	Aumenta 1.5 %
Deslizamiento	Aumenta 23%	Disminuye 17%	Disminuye 30%
Par de arranque y par máx.	Disminuye 19 %	Aumenta 21 %	Aumenta 44 %
Rendimiento	Disminuye 2%	Aumenta 1%	Aumento pequeño
Ruido magnético sin carga	Disminución ligera	Aumento ligero	Aumento perceptible

*Fuente:* (WEG, 2010)

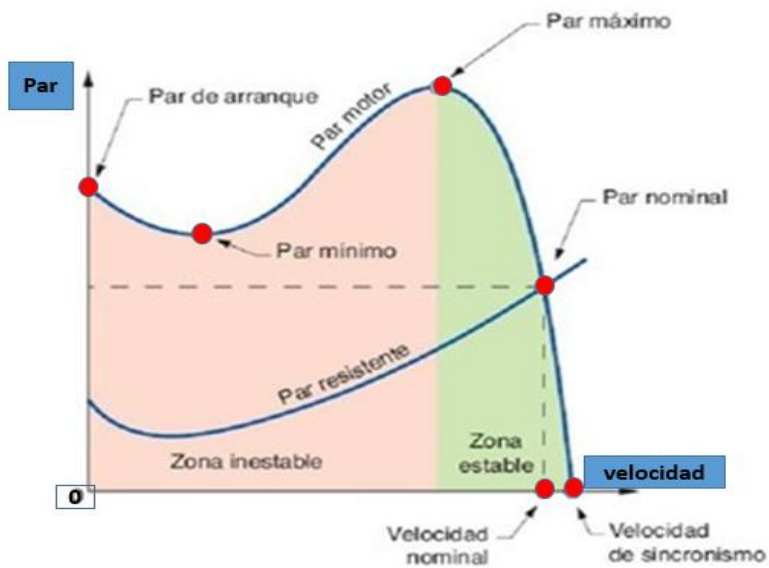
La carga que el motor va a accionar para (Perez Amador, 1994), depende de la carga para definir la potencia y la velocidad el motor.

El motor jaula de ardilla puede mover cualquier carga puesta en su eje y se usa en muchas aplicaciones, es recomendable hacer un estudio para saber cual sera su momento de inercia (Dominguez Flores, 1998).

El par mínimo del motor (WEG, 2010), es desarrollado por el motor al acelerar desde una velocidad cero a su par máximo.

El par máximo del motor (WEG, 2010). Es el mayor desarrollo del motor, baja su tensión y frecuencia nominal sin disminución brusca de velocidad.

En la siguiente figura se puede apreciar la curva de inducción tiene un par nulo a la velocidad sincrónica.



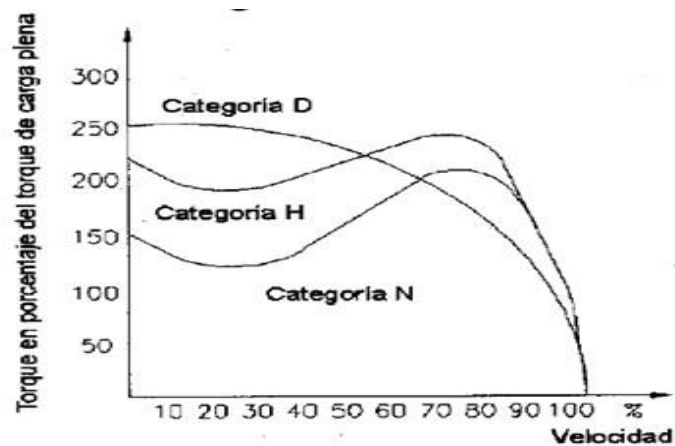
**Figura 16: Diagrama par-velocidad del motor trifásico**

*Fuente: (WEG, 2010)*

Las categorías de motores eléctricos, según el tipo de carga normalizada.

Los motores de jaula de ardilla se clasifican según el tipo de carga, todo esto de acuerdo a la norma (IEC34.12). (WEG, 2010)

Las categorías de los motores eléctricos existentes son tres categorías para la selección de motores eléctricos: Categoría N, la corriente en el arranque es normal, la categoría H, el par de arranque es elevado y la categoría D, el par de arranque es elevado más del 5%. (WEG, 2010)



**Figura 17: Curva Par por Velocidad para las diferentes categorías**

*Fuente: (WEG, 2010)*

La Velocidad sincrónica del motor ( $n_s$ ) para (Peralta Nuñez, 2009), se define como la velocidad de giro del campo giratorio la cual depende del número de polos y de la

frecuencia del motor. Sus bobinados pueden ser fabricados con uno más par de polos distribuidos alternadamente. Entonces la velocidad del campo será:

$$n_s \text{ (rpm)} = \frac{120 * f}{p} \dots\dots\dots(38)$$

Ecuación 38: Velocidad síncrona

$n_s$  : Velocidad síncrona (rpm), (F) Frecuencia (Hz),  $n_n$ : velocidad nominal motor (rpm), P. N° de pares de polos del bobinado

El rendimiento del motor depende del diseño y del tipo, en la transformación de energías habrá pérdidas tanto mecánicas como eléctricas y se define entre la potencia que entrega y la que recibe. (Peralta Nuñez, 2009)

$$\eta\% = \frac{P_u \text{ (Kw)}}{P_a \text{ (Kw)}} * 100 \dots\dots\dots(39)$$

Ecuación 39: Rendimiento del motor

$P_a$  : Potencia absorbida (Kw),  $\eta$  : Rendimiento (%),  $P_u$  : Potencia útil (Kw)

Cuando mayor es el rendimiento menor será la potencia absorbida de la línea y con ello el costo de la energía será menor.

Las condiciones medioambientales que se tienen que tener en cuenta, según (Peralta Nuñez, 2009)

El lugar de instalación del motor eléctrico, los motores eléctricos son diseñados bajo ciertas normas y operan bajo ciertas condiciones como: en el lugar donde son instalados no debe superar los 40°C y la altura sobre el nivel del mar no debe ser mayor a 1000m/n.mar. Si se realiza la instalación sobre de estas condiciones, la carga del motor tiene que ser menor a la nominal, debido a que las propiedades del refrigerante disminuyen, y al ser la refrigeración insuficiente el devanado se debilita. (Peralta Nuñez, 2009)

Las condiciones de instalación (grado de protección) según (WEG, 2010), para hacer una adecuada selección del motor se tiene que evaluar las condiciones ambientales, si hay agentes químicos o corrosivos, etcétera.

Para la selección del motor se tiene que tener en cuenta el grado de protección IP (Protección Interna). Los motores tienen dos protecciones características

- ❖ Protección contra la intrusión de cuerpos sólidos
- ❖ Protección contra la intrusión de líquidos

Existen otros grados IP comunes como:

**IP21:** Protegen contra la intrusión de cuerpos solidos mayores a 12mm.

**IP55:** Protege contra acumulacion de polvos peligrosos y contra caidas de agua en diferentes direcciones.

De acuerdo a lo observado e investigado, se plantea la pregunta de investigación:

¿En qué medida es viable de modo técnico y económicamente el estudio para el dimensionamiento y selección de un sistema frigorífico a compresión mecánica de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar capacidad en planta de una empresa pesquera, en La Libertad?

La justificación del estudio de investigación, y su aplicación se justifica desde el punto de vista técnico que con la implementación del nuevo sistema se obtendrá una mayor capacidad de congelamiento y confiabilidad operacional de congelamiento de productos hidrobiológicos, en base al estudio del diseño; se introducirá y se pondrá en servicio el nuevo sistema asimilando las nuevas tecnologías de los componentes de sistema, para gestionar mejoras en los procesos de refrigeracion en la planta..

En el ambito económico, al incrementar la capacidad del sistema de congelado de productos en una empresa dedicada al rubro de conservas marinos, así como la confiabilidad, traducida en más horas de operación; habrá mejores ingresos económicos por venta de productos y mayores beneficios economicos.

En el plano social, se justifica pues, al implementar el nuevo sistema de refrigeración, en base al presente estudio; de productos hidrobiológicos, se debe obtener un mejor ambiente laboral, más seguridad y mejores capacitaciones y con ello una mejor vida de los empleados y sus familias.

La justificación ambiental se sustenta en que el nuevo sistema de refrigeración que cumpla las necesidades y requerimientos para los procesos de congelamiento trae consigo un mejor y eficiente funcionamiento de los componentes del sistema, consiguiendo de esta forma disminuir el impacto ambiental en los procesos.



**La hipótesis** de la investigación es que el estudio para el dimensionamiento y selección y posterior implementación del sistema frigorífico a compresión mecánica de la planta de congelado de productos para aumentar capacidad en una planta pesquera en la Libertad es viable desde el punto de vista técnico y económico

El **objetivo general** de la investigación es dimensionar y seleccionar un sistema frigorífico a compresión mecánica para aumentar la capacidad de congelamiento de productos hidrobiológicos en una empresa pesquera ubicada en la Libertad

Los **Objetivos específicos** de la investigación comprenden, el determinar las capacidades de los componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica, en kW; también de determinar los parámetros de operación de los intercambiadores de calor para obtener la eficiencia frigorífica y capacidad necesarias, seleccionar el gas refrigerante a ser utilizado, de acuerdo a normas y parámetros de operación del sistema, luego el dimensionar las superficies útiles para el intercambio de frío y así obtener las capacidades y eficiencias frigoríficas útiles.

Se dimensionará y seleccionará la instrumentación de medición y control de variables de procesos, se hará un estudio económico financiero, hallando el presupuesto de inversión, los beneficios, los costos de operación y de mantenimiento necesarios, determinando los indicadores de valor actual neto, el período de retorno de la inversión, la tasa interna de retorno que determinen la viabilidad en el tiempo de la inversión en el estudio para el dimensionamiento y selección y posterior implementación del sistema de congelamiento.

## II. MÉTODO

### 2.1 Diseño de investigación

#### Tipo de Investigación

De acuerdo al fin que se persigue: Aplicada

**La investigación empleada**, pues aplica bases teóricas sobre sistemas frigoríficos industriales y metodología de investigación científica para conseguir una solución tecnológica a la realidad problemática del estudio de una empresa pesquera.

Conforme a la técnica de contrastación:

**Investigación explicativa descriptiva**, pues describe, interpreta la actuación de los parámetros del proceso de refrigeración de productos hidrobiológicos, sin manipularlos.

### 2.2 Variables, operacionalizacion

**Tabla 2: Variables de estudio. Elaboración propia.**

Variables independientes	Variables dependientes	Variables intervinientes
<b>Estudio para el dimensionamiento de sistema frigorífico:</b>	<b>Capacidad de congelamiento, kW:</b>	<b>Fugas de gas refrigerante, kg/h:</b>
Superficie de condensación m <sup>2</sup>	Flujo de gas refrigerante, kg/s	Variación de parámetros del aire atmosférico:
Capacidad compresión del gas kW	Entalpía de gas refrigerante, kJ/kg	Temperatura del aire, °C, Humedad relativa, $\phi$ (%),
Superficie de evaporación, m <sup>2</sup> .	<b>Eficiencia frigorífica:</b> Calor a fuente fría, kW, Potencia de compresión del gas, kW	Entalpía del aire, kJ/kg

**Tabla 3: Operacionalización de variables. Elaboración propia**

<b>Variable</b>	<b>Definición conceptual</b>	<b>Definición operacional</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Escala de medición</b>
<b>Variable Independiente:</b> Dimensionamiento y selección de sistema de enfriamiento	Determinación de los parámetros de funcionamiento de un sistema frigorífico para modificar algunas características	Características y condiciones de operación de los componentes de un sistema	<b>Dimensionamiento:</b> Completo Medio Bajo	Razón
<b>Variable dependiente:</b> Capacidad de congelamiento	Reducción de la temperatura de una masa hasta el cambio de fase por la acción del gas refrigerante	Producto del flujo de la masa por la diferencia de entalpías final e inicial de la masa, en un intervalo de tiempo	<b>Capacidad:</b>  Elevada, mediana, baja	Intervalo de valores, <b>kw</b> > 50 30.49.98 0...29.99
<b>Variable dependiente:</b> Eficiencia frigorífica	Capacidad de obtener calor útil consumiendo energía mecánica por compresión del gas refrigerante	Relación entre el calor útil de enfriamiento y la potencia consumida por el compresor frigorífico	<b>Eficiencia:</b>  Alta, Mediana Baja	Intervalo de valores, % > 3.5 2.5...3.49 Hasta 2.49
<b>Variable interviniente :</b> Fugas gas refrigerantes	Paso del gas refrigerante a condiciones de presión y temperatura al medio ambiente	Resultado de la velocidad del gas por su densidad y por la sección transversal del ducto	<b>Fuga de gas:</b>  Alta Media baja	Intervalo de valores, Kg/h > 15 10...14.99 0...9.99
<b>Variable interviniente:</b> Variación parámetros del aire medioambiental	Cambio de humedad relativa y temperatura del aire del medio.	Cambio de la entalpía del aire húmedo por efectos meteorológicos	<b>Entalpía:</b>  Alta Media Baja	Intervalo kJ/kg > 150 100...149.9 50...99.99

### 2.3 Población y muestra

**Población:** Sistemas de refrigeración por compresión mecánica de productos hidrobiológicos de una empresa pesquera en la Libertad

**Muestra:** un sistema de congelamiento por compresión mecánica de productos hidrobiológicos de la planta de una empresa pesquera en La Libertad

## 2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, confiabilidad y validez

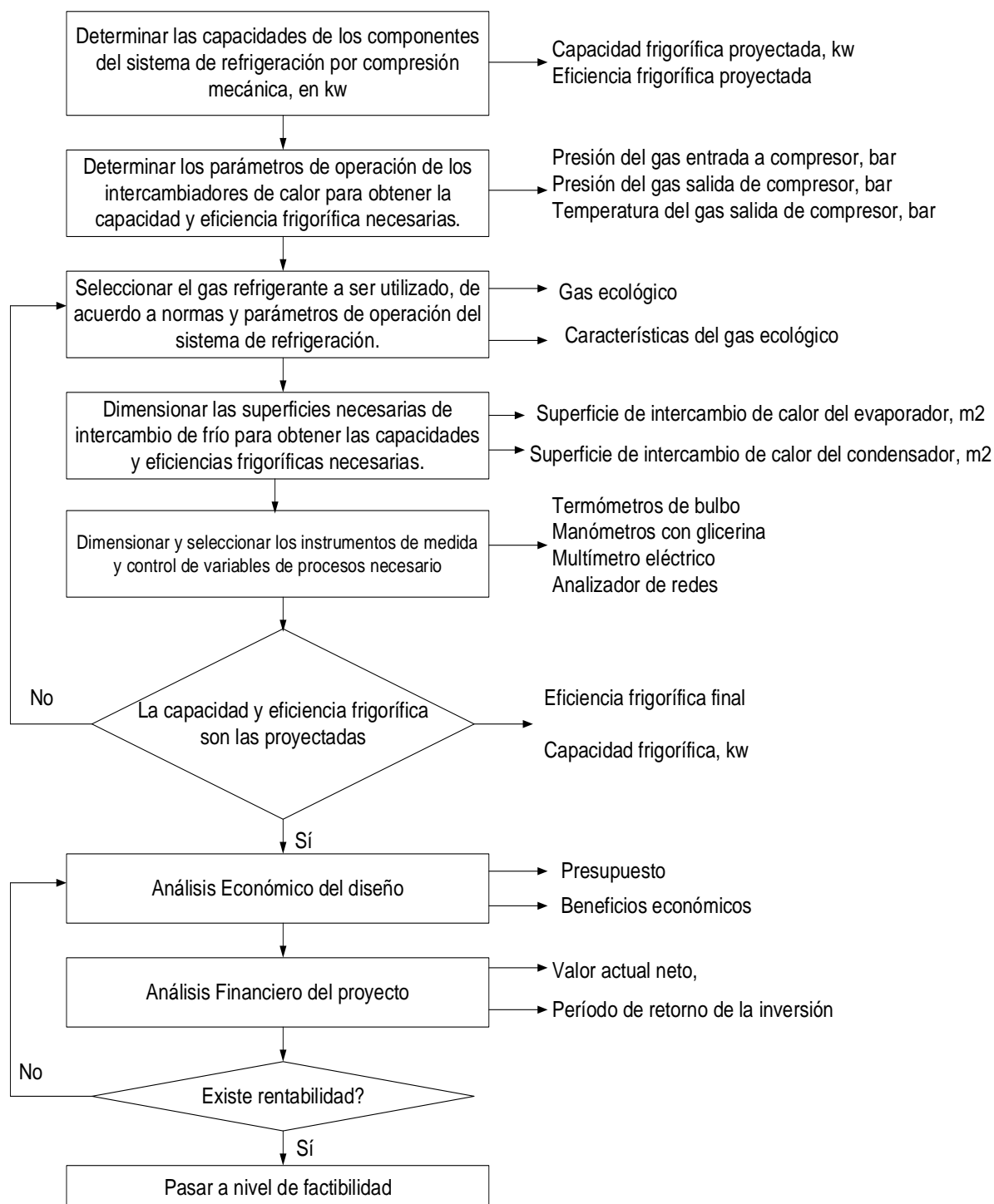
**Tabla 4:** Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Elaboración propia.

<b>Técnica</b>	<b>Instrumento</b>	<b>Objeto</b>	<b>Objetivos</b>
<b>Observación</b>	Fichas de observación	Sistema de refrigeración de productos hidrobiológicos	Conocer el sistema actual de congelamiento por compresión, analizando la interrelación de sus principales parámetros e indicadores de proceso
<b>Entrevistas</b>	Fichas de entrevista	Personal de operación y de mantenimiento de equipos de refrigeración de productos hidrobiológicos	Definir aspectos operacionales, de mantenimiento, que permitan hacer un análisis más detallado de las características de dimensionamiento del sistema
<b>Encuestas</b>	Fichas de encuestas	Personal ejecutivo, de mantenimiento y operación de Planta	Definir prioridades en cuanto a métodos, tecnologías; capacidad, rendimientos, costos del dimensionamiento del sistema
<b>Mediciones</b>	Fichas de registro de mediciones	Instalaciones de equipos de refrigeración de productos hidrobiológicos	Determinar los valores reales actuales de los parámetros de operación, actuales y proyectados para determinar la nueva capacidad y rendimiento del sistema
<b>Análisis de registro de datos</b>	Fichas de registro de datos e incidencias	Sistema de Refrigeración de productos hidrobiológicos	Determinar causas y variación de parámetros de operación del sistema de refrigeración de productos

## 2.5 Procedimiento

Flujo del diagrama de procedimientos, para desarrollo de los objetivos específicos y así determinar la solución al problema en estudio.



## 2.6 Métodos de análisis de datos

Se realizaran análisis analíticos y descriptivos del sistema de refrigeración de productos marinos en una empresa pesquera, estableciendo el modelo matemático y parámetros de la muestra de estudio, las ecuaciones que rigen la actuación de variables y los nuevos valores resultantes que permitan el estudio del nuevo sistema de refrigeración y determinando indicadores de estadística descriptiva.

La hipótesis de estudio será analizada con estadística inferencial.

### **Tipos de análisis cuantitativos a utilizar:**

- ❖ **Puntuaciones.** El nivel en que un valor unitario se distancia de la media en una escala de desviación estándar.
- ❖ **Estadística descriptiva:** Repartición de frecuencias, medidas de tendencia central, asimetría, etcétera.
- ❖ **Razones y tasas.** Es la conexión entre dos o más categorías porcentuales.

## 2.7 Aspectos éticos

La totalidad de datos, su procesamiento, la interpretación e elaboración completa de la tesis ha sido realizada por los autores del estudio.

La tesis en su totalidad es autoría propia de los autores, debido a temas legales con la empresa pesquera y al corto tiempo de presentación de la solicitud de autorización hacia la empresa pesquera, ya no se pudo concretar la autorización por parte de la empresa, es por ello que no se hace mención el nombre de la empresa pesquera.

### **III. RESULTADOS**

Para el desarrollo de los resultados del estudio se determinara capacidades de componentes de refrigeración, para ello se iniciará con la descripción de los datos iniciales, que a continuación se describen.

### 3.1 Determinación de las capacidades de los componentes del sistema por compresión mecánica, en kW

Datos iniciales

- ❖ Masa de productos hidrobiológicos a ser congelados: 50,000 kg, m
- ❖ Temperatura inicial de productos hidrobiológicos: 20 °C, t1
- ❖ Calor específico inicial de productos hidrobiológicos: 3.75 kJ/(kg\*°C), cp1
- ❖ Temperatura de cambio de fase de los productos hidrobiológicos: 0°C, tcf
- ❖ Calor latente de congelamiento de productos hidrobiológicos: 333.55 kJ/kg, lcf
- ❖ Temperatura final de productos hidrobiológicos: -5 °C, t2
- ❖ Calor específico final de productos hidrobiológicos: 3.60 kJ/(kg\*°C), cp2
- ❖ Rendimiento térmico esperado del sistema : 95%, con aislamiento frigorífico, η

Calor útil necesario del proceso:

$$Q_u = m * [t_1 * cp_1 + l_{cf} + t_2 * cp_2]$$

Reemplazando con los datos iniciales:

$$Q_u = 50,000 \text{ kg} * \left[ 20 \text{ °C} * 3.75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{°C}} + 333.55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 5 \text{ °C} * 3.60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{°C}} \right]$$

Procesando resulta:

$$Q_u = 21'327,500 \text{ kJ}$$

Siendo el tiempo necesario del proceso de congelamiento igual a dos horas, es decir 7200 segundo, se tiene la potencia útil de congelamiento del sistema de refrigeración:

$$\dot{Q}_u = \frac{Q_u(\text{kJ})}{T_{po}(\text{s})} = \frac{21'327,500 \text{ kJ}}{7,200 \text{ s}} = 2962.15 \text{ kw}$$

Considerando que el rendimiento térmico de la cámara frigorífica será de 90%, se tiene la potencia frigorífica total del sistema:

$$\dot{Q}_t = \frac{\dot{Q}_u(\text{kw})}{\eta} = \frac{2962.15 \text{ kw}}{0.90} = 3291 \text{ kw}$$

Para efectos de seguridad se asume una potencia frigorífica total de 3500 kW, siendo entonces la potencia máxima útil igual a 3150 kW. Con este valor se hará el dimensionamiento de los componentes del sistema.

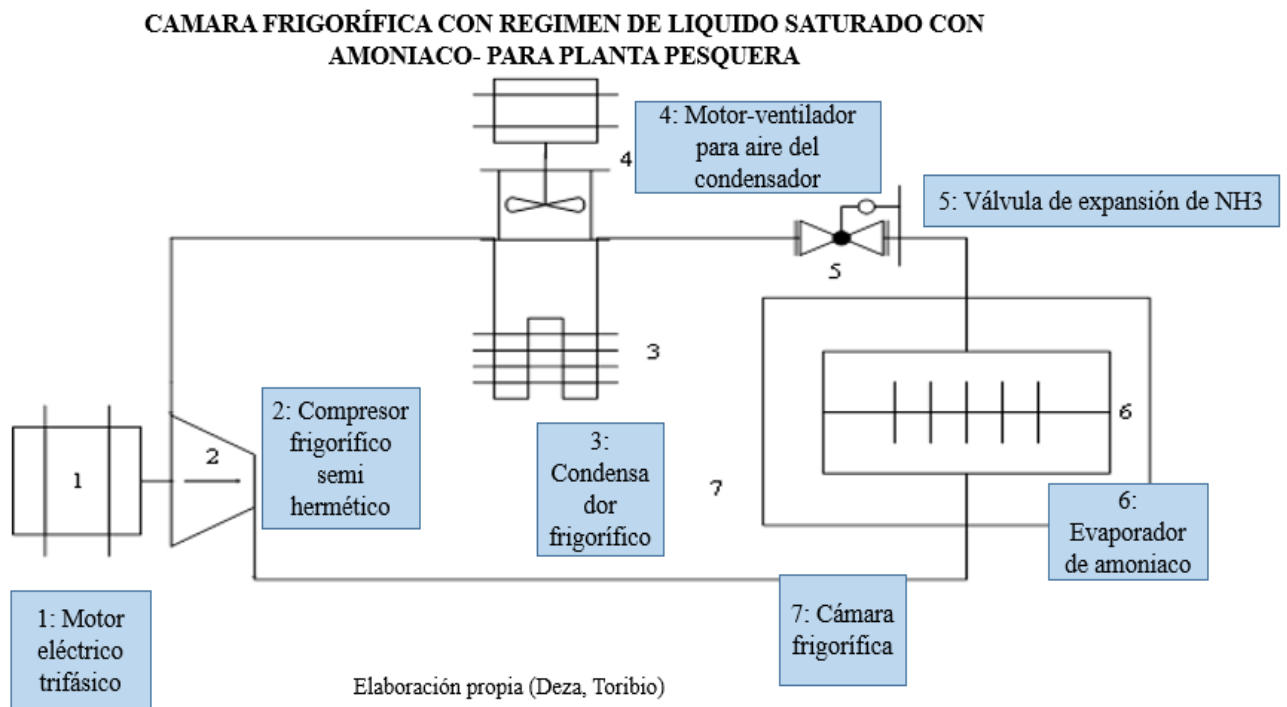


### 3.2 Dimensión de las superficies elementales de intercambio de frío para obtener las capacidades y eficiencias frigoríficas necesarias.

Las superficies necesarias son muy importantes al momento de diseñar

#### 3.2.1 Disposición del sistema frigorífico nuevo

Disposición de los componentes del sistema de la planta



**Figura 18. Proyección de cámara frigorífica nueva.**

*Elaboración propia*

#### 3.2.2 Selección del gas refrigerante

El refrigerante a emplear en el sistema de refrigeración será amoníaco, pues tiene gran entalpía a presiones y temperaturas moderadas, sin embargo, es necesario aplicar medidas de seguridad previniendo fugas de NH<sub>3</sub>, por ser un poco tóxico para las personas. Como propiedades principales se presentan las siguientes:

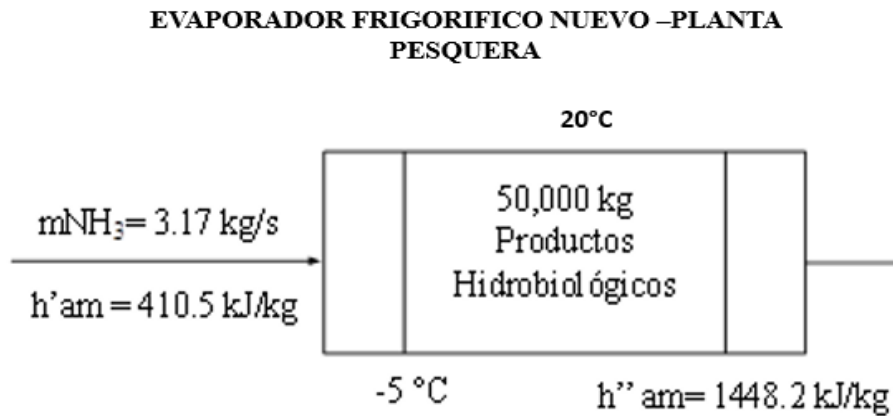
Como propiedades químicas, se pueden resaltar las siguientes: Fórmula química: NH<sub>3</sub>, Punto de ebullición: -33° C, Punto de fusión: -78° C, Densidad relativa del líquido (agua = 1g/ml): 0.68, Solubilidad en agua: 34 g/100 ml a 20° C, Presión de vapor (kPa a 26° C): 1013. Límites de explosividad, (% en volumen en el aire): 15-28. Temperatura de auto ignición: 651° C

### 3.2.3 Dimensionamiento del evaporador frigorífico nuevo, con amoniaco

Capacidad frigorífica total: 3291 kW.

Temperatura inicial de productos hidrobiológicos: 20 °C

Temperatura final de productos hidrobiológicos: -5°C



**Figura 19. Temperaturas y entalpías en evaporador frigorífico de amoniaco.**

*Elaboración propia.*

#### 3.2.3.1 Parámetros del evaporador suplementario con amoniaco

Se aplica la ecuación del balance de energía en el evaporador con amoniaco:

$$Q_u(\text{kw}) = h_{p-f} * \Delta T * S_L * 10^{-3} \dots\dots\dots (40)$$

Ecuación 40: balance de energía

$\Delta T$ : Diferencial de temperatura entre amoniaco y la pared exterior del tubo: 5 °C,  $S_L$ :

Superficie de intercambio de calor del evaporador,  $m^2$ ,  $h_{p-f}$

Para determinar el coeficiente de transferencia por convección de calor, para la capacidad frigorífica útil, se emplea la fórmula de Krujilin:

$$h_{p-f} \left( \frac{w}{m^2 * ^\circ C} \right) = \left( 0.0777 * \left( \frac{\rho'' * l_v}{\rho' - \rho''} \right)^{\frac{1}{30}} * \left( \frac{\rho'}{\sigma} \right)^{\frac{1}{3}} * \frac{\lambda^{0.75}}{\mu^{0.45} * c_p^{\frac{7}{60}} * T_{sat}^{0.37}} \right)^{3.33} * \Delta T^{2.33}$$

Ecuación 41: Ecuación de Krujilin.

La  $T^\circ$  media del amoniaco en el proceso,  $T_m$ :

$$T_{m-NH_3} = \frac{-10 + (-5)}{2} = -7.5^\circ C$$

**Tabla 5:** parámetros del amoniaco termo físicos a  $-7.5^\circ C$

Viscosidad dinámica:	$\mu = 2.5 * 10^{-4} \frac{N * s}{m^2}$
Calor latente de cambio de fase:	$l_v = 1290 \frac{kJ}{kg}$
Densidad del líquido saturado	$\rho' = 649.3 \frac{kg}{m^3}$
Densidad como vapor saturado:	: $\rho'' = 2.579 \frac{kg}{m^3}$
Densidad como vapor saturado:	$c_p = 4560 \frac{J}{kg * ^\circ C}$
Conductividad térmica:	$\lambda = 0.54 \frac{W}{m * ^\circ C}$
Tensión superficial:	: $\sigma = 2.86 * 10^{-2} \frac{N}{m}$

Reemplazando y procesando:

$$h_{p-f} \left( \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) = \left( 0.0777 * \left( \frac{2.579 * 1.29 * 10^6}{649.3 - 2.56} \right)^{\frac{1}{30}} * \left( \frac{649.3}{2.86 * 10^{-2}} \right)^{\frac{1}{3}} * \frac{0.54^{0.75}}{(2.5 * 10^{-4})^{0.45} * 4560^{\frac{7}{60}} * T_{sat}^{0.37}} \right)^{3.33} * 5^{2.33} = 1900$$

De la ecuación de capacidad frigorífica del evaporador:

$$Q_{u-evap} = h_{p-f} * \Delta T * S_L$$

Reemplazando:

$$3291 kW = 1900 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} * 5^\circ C * S_L (m^2) * 10^{-3}$$

Da como resultado la superficie de intercambio de calor para el evaporador frigorífico nuevo:

$$S_L = \frac{3'291,000 \text{ w}}{1900 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} * 5^\circ\text{C}} = 346.42 \text{ m}^2$$

### 3.2.3.2. Dimensiones del evaporador frigorífico suplementario

Flujo másico del gas refrigerante en el evaporador:

$$m_{\text{gas-ref}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \frac{Q_T(\text{kw})}{(h'' - h')} = \frac{3291 \text{ kw}}{(1448.2 - 410.5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 3.17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Densidad media del amoniaco en el evaporador

$$\rho_{\text{NH}_3} = \frac{\rho'' + \rho'}{2} = \frac{2.579 + 649.3}{2} = 325.94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

En el evaporador la velocidad del gas: 10 m/segundo

Se elige el tubo de diámetro interior de 1.5 pulgadas para el evaporador, con un espesor de  $\delta p$ : 2.5 mm.

Diámetro exterior del tubo:

$$d_{\text{int}} + 2\delta p = 38.10 + 2*2.5 = 43.1 \text{ mm} = 0.0431 \text{ m}$$

En el evaporador la sección transversal real del tubo es:

$$S_{\text{t-real}} = \pi * \frac{0.0381^2}{4} = 1.14 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

Flujo unitario de amoniaco en tubo del evaporador frigorífico:

$$m_{\text{unit-NH}_3} = 2.58 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1.14 * 10^{-3} \text{ m}^2 = 0.029 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### ★ Número de tubos del evaporador:

$$Nr_{\text{tubos-evap}} = \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{unit-NH}_3}} = \frac{3.17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.029 \frac{\text{kg/s}}{\text{tubo}}} = 109 \text{ tubos}$$

Longitud de los tubos del evaporador, sin aletas:

$$L_{\text{tubos-evap}} = \frac{S_L}{Nr_{\text{tubos-evap}} * \pi * d_{\text{ext}}} = \frac{346.42 \text{ m}^2}{109 * \pi * 0.0431\text{m}} = 23.47 \text{ m}$$

Debido a que, al utilizar tubos si aletas de enfriamiento, resulta una longitud muy alta, de 23.47 m para cada tubo, siendo la longitud de los tubos de los evaporadores existentes de 2.75 m máximo, se elige usar tubos con aletas de enfriamiento, con aletas cilíndricas, para reducir la longitud de los tubos

### 3.2.3.4. Cálculo de aletas de enfriamiento para tubos del evaporador

El cálculo del número y la distancia entre aletas son muy importante, en esta figura podemos ver que el espesor de la aleta es de 1mm y la distancia entre aletas es de 1mm

#### TUBO CON ALETAS CILINDRICAS DE COBRE PARA EL EVAPORADOR FRIGORIFICO- NUEVO

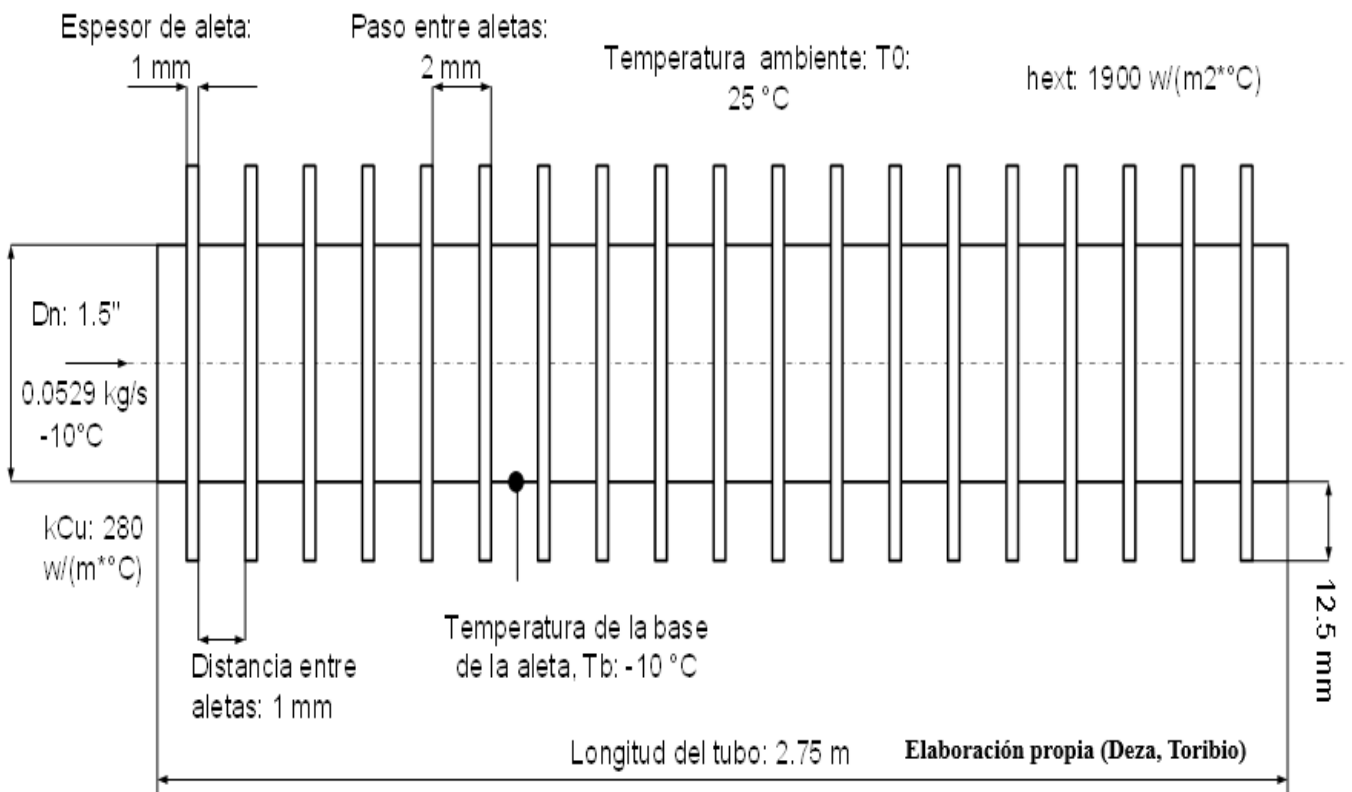


Figura 20: Tubo de cobre con aletas de enfriamiento en evaporador frigorífico.

*Elaboración propia.*

★ **Número de aletas a ser instaladas por tubo:**

$$Nr_{aletas} = \frac{L_{tubo}(m)}{1 + p} = \frac{2750 \text{ mm}}{2} = 1375 \frac{\text{aletas}}{\text{tubo}}$$

Número total de aletas en tubos:

109 tubos \* 1375 aletas/tubo = 149,875 aletas cilíndricas

En una aleta la superficie de transferencia de calor es:

$$S_{unit-aleta} = \pi * D_{aleta}(m) * \delta_{aleta}(m) + \frac{\pi}{4} * (d_{ext}^2 - d_{int}^2)$$

$$S_{unit-aleta} = \pi * 0.0681(m) * 0.001(m) + \frac{\pi}{4} * (0.0681^2 - 0.0431^2)$$

$$= 2.14 * 10^{-4} + 2.18 * 10^{-3} = 2.40 * 10^{-3} \frac{m^2}{aleta}$$

Superficie total de intercambio de calor en aletas:

$$S_{Total IC-aletas}(m^2) = Nr_{aletas} * S_{unit-aleta} \left( \frac{m^2}{aleta} \right)$$

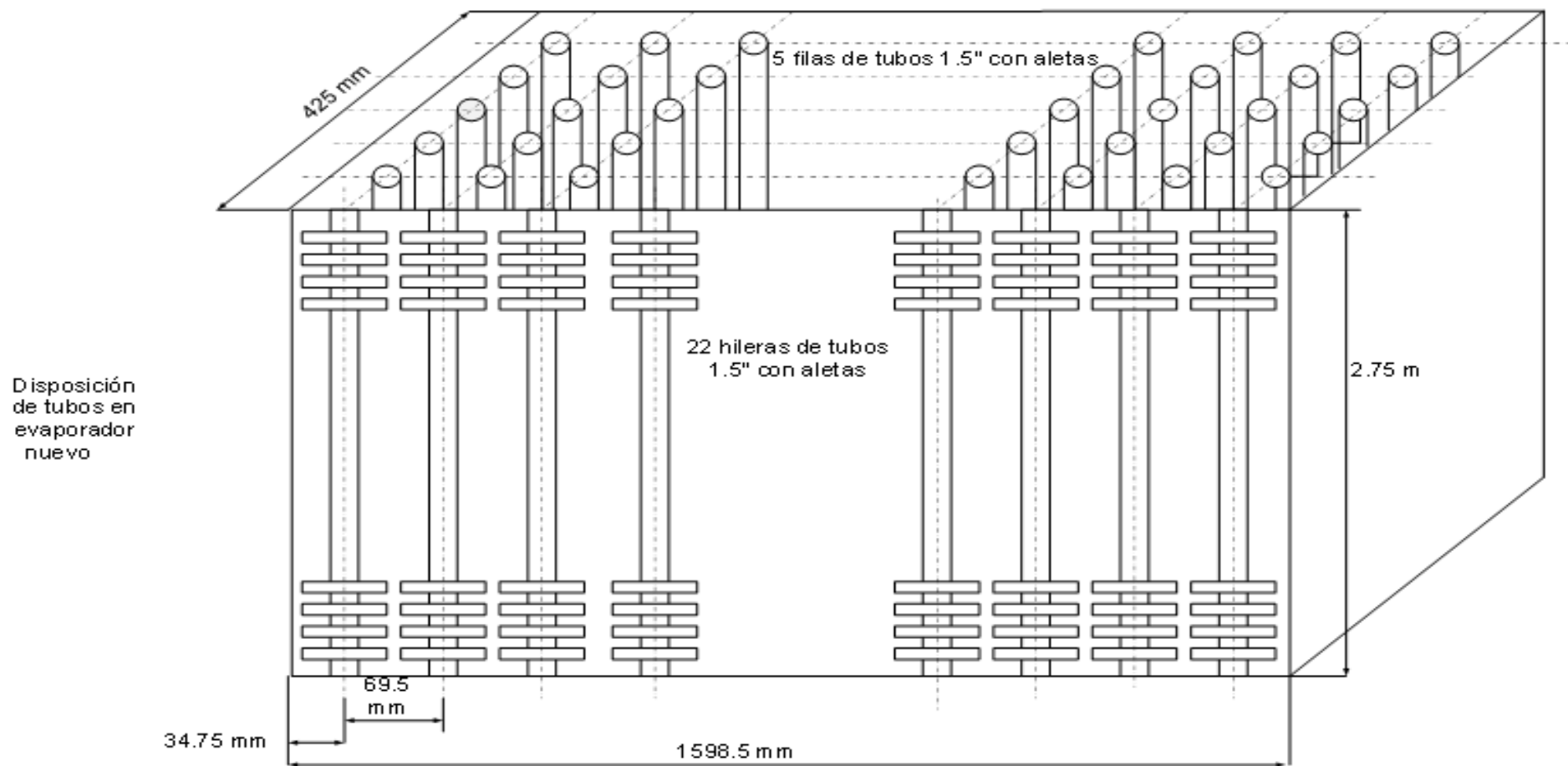
$$S_{Total IC-aletas}(m^2) = 149,875 \text{ aletas} * 2.40 * 10^{-3} \left( \frac{m^2}{aleta} \right) = 358 m^2$$

Superficie de tubos sin aletas:

$$S_{IC-sin aletas} = 109 \text{ tubos} * \pi * 0.0431m * 0.001m * 1375 \frac{\text{espacios}}{\text{tubo}} = 20.59 m^2$$

Se tendría superficie total:  $358 + 20.59 = 378.59 m^2 > 346.42 m^2$ .

Se cumple el requerimiento.



**Figura 21: Disposición de tubos en evaporador de cámara frigorífica nueva .Elaboración propia.**

Siguiendo con el desarrollo de los cálculos, ahora pasamos al dimensionamiento del condensador

### 3.3 Dimensionamiento del condensador frigorífico

Para empezar con el dimensionamiento, primero calcularemos el coeficiente de transferencia de calor por convección

#### 3.2.3.5. Coeficiente de transferencia de calor por convección, $h_1$ en condensador

Se utiliza la ecuación de Krujilin para el

$$h_1 \left( \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) = 1.28 * \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 * \rho'^2 * l_v}{\mu * d_e * \Delta T}}$$

amoníaco:

Parámetros termo físico del amoníaco, en condiciones de líquido saturado:

$$\rho' = 596.3 \frac{kg}{m^3}, \quad \mu = 1.60 * 10^{-4} \frac{N \cdot s}{m^2}$$

$$l_v = 1150 \frac{kJ}{kg}, \quad \lambda = 0.507 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

De: diámetro exterior del tubo, m

De: diámetro exterior de tubos del condensador: 1''

Espesor del tubo: 2 mm

Diámetro interior de tubos del condensador:  $25.4 - 4 = 21.5$  mm

Sección transversal del tubo del condensador:

$$S_{t-condens} = \pi \frac{0.0215^2}{4} = 3.63 * 10^{-4} m^2$$

En el condensador la densidad promedio del gas es:

$$\rho_{g-ref} \left( \frac{kg}{m^3} \right) = \frac{649.3 + 12.72}{2} = 331.01$$

En el interior del tubo la velocidad del gas es: 2.5 m/s



Empleando la ecuación del flujo másico de un fluido:

$$m_{g-ref} \left( \frac{kg}{s} \right) = U_{g-ref} \left( \frac{m}{s} \right) * \rho_{g-ref} \left( \frac{kg}{m^3} \right) * S_t (m^2)$$

Se halla el flujo unitario del gas, como líquido saturado en tubo:

$$m_{unit-ref} \left( \frac{kg}{s} \right) = 2.5 \left( \frac{m}{s} \right) * 331.01 \left( \frac{kg}{m^3} \right) * 3.632 * 10^{-4} (m^2) = 0.317 \frac{kg}{s}$$

Número de tubos por paso en condensador frigorífico:

$$Nr_{tubos-condens} = \frac{m_{t-gas\ refriger}}{m_{unit-gas\ refriger}} = \frac{3.17\ kg/s}{0.317\ kg/s} = 10\ tubos$$

El número de pasos en el intercambio de calor: se eligen seis y se verifica.

Empleamos la ecuación de Krujilin para encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_1 \left( \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) = 1.28 * \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 * \rho'^2 * l_v}{\mu * d_e * \Delta T}}$$

$$= 1.28 * \sqrt[4]{\frac{0.507 * 596.3^2 * 115000}{1.6 * 10^{-4} * 0.0254 * 3}} = 8219.6$$

Los parámetros termo físicos del refrigerante a T° media en el condensador

$$T_m = (44+25)/2 = 34.5\ ^\circ C:$$

$$\rho' = 596.3 \frac{kg}{m^3},$$

$$\lambda = 0.507 \frac{W}{m * ^\circ C},$$

$$\mu = 1.60 * 10^{-4} \frac{N * s}{m^2},$$

$$l_v = 1150 \frac{kJ}{kg}$$

★ **En el condensador frigorífico la superficie de intercambio de calor es:**

Para la convención forzada se aplica la ecuación de Isaac Newton:

$$Q_u(\text{kW}) = h_1 \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right) * \Delta T(^{\circ}\text{C}) * S_L(\text{m}^2) * 10^{-3}$$

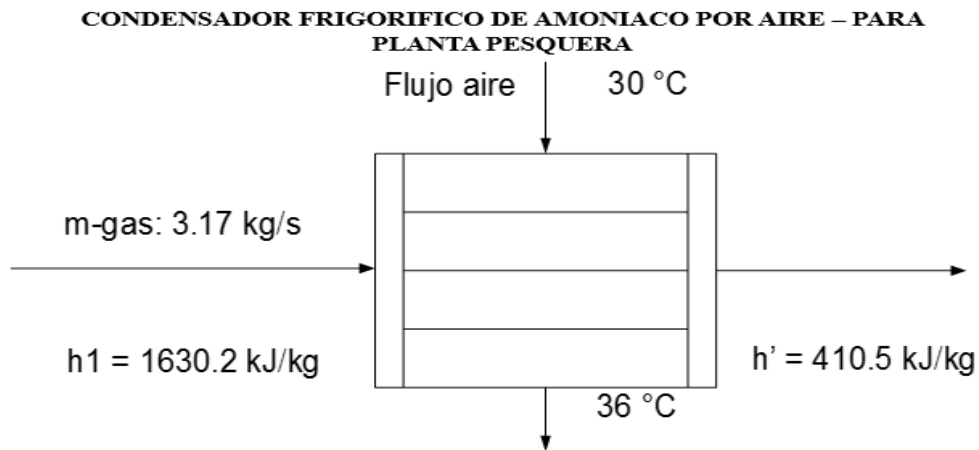
Siendo:

$S_L$ : superficie lateral de intercambio por convección de calor,  $\text{m}^2$ ,  $Q_u$ : carga frigorífica útil (kW),  $h_1$ : coeficiente de transferencia por convección de calor gas – pared exterior,  $\Delta T$ : Diferencia de  $T^{\circ}$  del gas y la pared externa,  $^{\circ}\text{C}$

★ **En el condensador la carga frigorífica es:**

$$Q_{u-\text{Cond}}(\text{kW}) = m_{g-\text{refr}} * (h_1 - h')$$

En la cual:  $M_{g-\text{ref}}$  flujo másico de gas = 3.17 kg/s,  $h_1$ : entalpía del gas de entrada al condensador: 1630.2 kJ/kg,  $h'$ : entalpía del gas como líquido saturado, 2.8 bar: 410.5 kJ/kg.



**Figura 22: Nuevo condensador frigorífico por aire.**

*Elaboración propia*

Ahora la capacidad del condensador ( $Q_u$ ) de amoniaco por aire:

$$Q_{u-\text{Cond}}(\text{kW}) = 3.17 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (1630.20 - 410.5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 3866.449 \text{ kW}$$

Ahora se despeja la superficie y desplaza:

$$S_L(m^2) = \frac{Q_u}{h_1 * \Delta T} = \frac{3'866,449 \text{ w}}{8,219.6 \frac{\text{w}}{m^2 * ^\circ\text{C}} * 3^\circ\text{C}} = 156.80m$$

★ **Superficie total de intercambio de calor, sin aletas, St-condens**

Asumiendo longitud de tubos = 2.5 m, se tiene:

$$St\text{-cond} = \pi * d_{ext} * L_{tubo} * N_{r\text{-tubos}} * N_{r. \text{ Pasos}} =$$

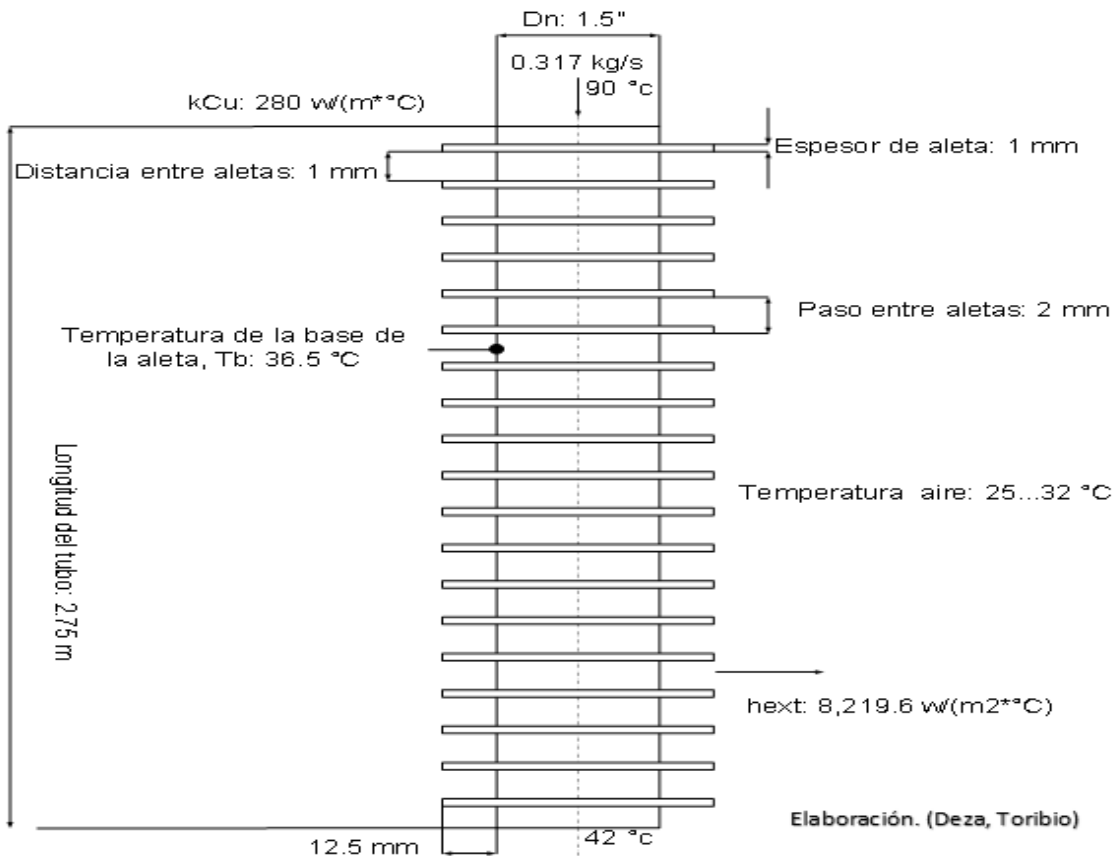
$$= 3.1416 * 0.0254m * 2.75 \text{ m/tubo} * 10 \text{ tubos} * 6 = \mathbf{12.015 \text{ m}^2}$$

Es totalmente insuficiente, en relación a la superficie necesaria, de 156.8, entonces, se debe emplear tubos aleteados, como en el caso del evaporador frigorífico.

**3.2.3.6. Aletas de enfriamiento para tubos del condensador**

Se eligen aletas cilíndricas, pues se fabrican a pedido, y listas para montaje

**TUBO CON ALETAS CILÍNDRICAS DE COBRE PARA CONDENSADOR-PLANTA PESQUERA**



**Figura 23: Tubo de cobre con aletas de enfriamiento en evaporador frigorífico.**

*Elaboración propia.*

★ **Número de aletas a instalar por tubo:**

$$Nr_{\text{aletas}} = \frac{L_{\text{tubo}}(\text{m})}{1 + p} = \frac{2750 \text{ mm}}{2} = 1375 \frac{\text{aletas}}{\text{tubo}}$$

**Número total de aletas en tubos:** 10 tubos/paso \* 1375 aletas/tubo\* 6 pasos de I.C = 82,500 aletas cilíndricas de cobre electrolítico

★ **Para superficie de una aleta la transferencia de calor es:**

$$S_{\text{unit-aleta}} = \pi * D_{\text{aleta}}(\text{m}) * \delta_{\text{aleta}}(\text{m}) + \frac{\pi}{4} * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2)$$

$$S_{\text{unit-aleta}} = \pi * 0.0564(\text{m}) * 0.001(\text{m}) + \frac{\pi}{4} * (0.0564^2 - 0.0254^2)$$

$$= 1.772 * 10^{-4} + 1.992 * 10^{-3} = 2.17 * 10^{-3} \frac{\text{m}^2}{\text{aleta}}$$

★ **La superficie total en las aletas de intercambio de calor:**

$$S_{\text{Total IC-aletas}}(\text{m}^2) = Nr_{\text{aletas}} * S_{\text{unit-aleta}} \left( \frac{\text{m}^2}{\text{aleta}} \right)$$

$$S_{\text{Total IC-aletas}}(\text{m}^2) = 82,500 \text{ aletas} * 2.17 * 10^{-3} \left( \frac{\text{m}^2}{\text{aleta}} \right) = 179.025 \text{ m}^2$$

★ **Superficie de tubos sin aletas:**

$$S_{\text{IC-sin aletas}} = 10 \frac{\text{tubos}}{\text{paso}} * \pi * 0.0254\text{m} * 0.001\text{m} * 1375 \frac{\text{espacios}}{\text{tubo}} * 6 \text{ pasos de I. C.}$$

$$= 6.58 \text{ m}^2$$

Superficie total: 179.025 + 6.58 = 185.605 m<sup>2</sup> > 156.8 m<sup>2</sup>. Se cumple el requerimiento

Nota: con cinco pasos de intercambio de calor, se tendría solamente 154.66 m<sup>2</sup> de área de intercambio de calor, menor que la requerida, de 156.8.

Entonces, se usaran en el condensador auxiliar:

- ❖ N° total de tubos: 60 tubos
- ❖ Material de la tubería: Cobre electrolítico
- ❖ Con aletas de enfriamiento; d<sub>ext</sub> = 50 mm, espesor = 1mm
- ❖ diámetro exterior: 25.4 mm
- ❖ N° de cédula: 40
- ❖ Longitud = 2.75 m
- ❖ La disposición: es vertical

Para el cálculo del sistema de ventilación del condensador se toma los datos que a continuación se muestra

### 3.2.3.7. Cálculo del sistema de ventilación para el condensador

Datos:

Tabla 6: Datos para el cálculo del sistema de ventilación

T° inicial del aire, entrada al condensador:	25 °C
Temperatura de condensación del NH <sub>3</sub> , a 17.82 bar:	45°C
T° salida del aire del condensador:	37.5°C
Calor específico del aire:	1.17 kJ/kg
Densidad del aire:	1.6 kg/m <sup>3</sup>

Carga térmica del condensador de amoniaco por aire: 3,886.45 kW

Flujo de aire necesario para condensar el amoniaco:

$$m_{\text{aire}} = \frac{Q_{\text{cond}}(\text{kW})}{C_{p-\text{aire}} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) * (T_{f-\text{aire}} - T_{i-\text{aire}})(^\circ\text{C})}$$

$$m_{\text{aire}} = \frac{3,883.45(\text{kW})}{1.17 \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) * (37.5 - 25)(^\circ\text{C})} = 265.53 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Flujo volumétrico total de aire al condensador:

$$V_{\text{aire}}: 265.53 \text{ kg/s} / 1.16 \text{ kg/m}^3 = 228.91 \text{ m}^3/\text{s} = 824,074 \text{ m}^3/\text{h}$$

Se observa que es necesario un enorme flujo de aire para el proceso de condensación del amoniaco. Debido a la cercanía del agua de mar, a 150 m de distancia, se plantea utilizar condensadores con agua de mar, además de tener agua fría todo el tiempo y gratis. Datos para el agua de enfriamiento:

- ❖ T° inicial: 18°C
- ❖ T° final: 35°C
- ❖ Calor específico del agua: 4.187 kJ/ (kg\*°C)

Flujo de H<sub>2</sub>O al condensador:

$$m_{\text{agua}} = \frac{3,883.45(\text{kw})}{4.187 \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) * (35 - 18)(^\circ\text{C})} = 54.56 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Flujo volumétrico de condensación del agua:

$$54.56 \text{ kg/s} / 995 \text{ kg/m}^3 = 0.055 \text{ m}^3/\text{s} = 198 \text{ m}^3/\text{h}$$

**El cálculo de la bomba centrífuga para agua de condensación:**

Para el desarrollo de este cálculo se toma la siguiente fórmula:

Presión total de bombeo:

$H_t = H \text{ estática} + H \text{ perdido en tubería} + H \text{ perdido en condensador} + H \text{ retorno}$ :

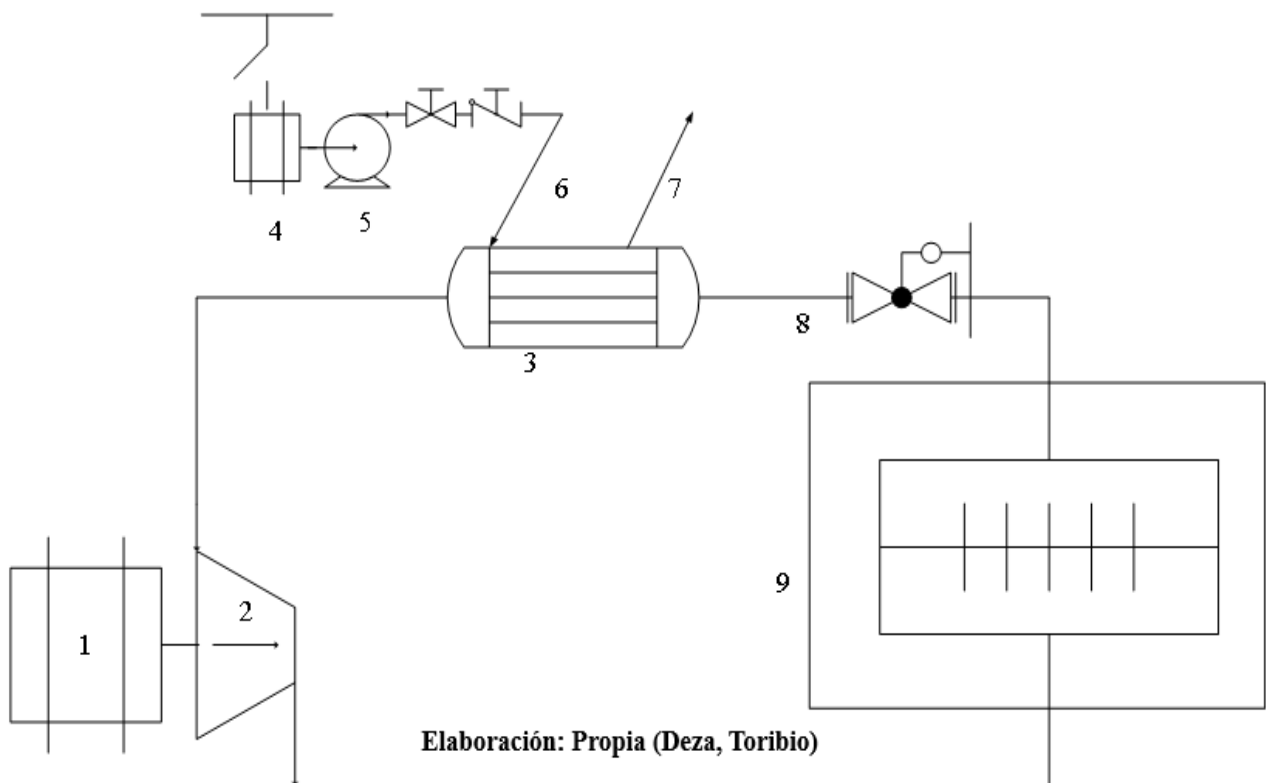
$$H_t = 16 + 1.2 + 2.45 + 10 = 29.65 \text{ m.c.a.}$$

Eficiencia de bomba centrífuga: 80%

Potencia en eje de bomba centrífuga agua de condensación:

$$P_{BC} = \frac{m_{\text{agua}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * H_t(\text{mca}) * g \left( \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)}{\eta_{BC} * 1000} = \frac{54.56 * 29.65 * 9.81}{0.8 * 1000} = 19.84 \text{ kw}$$

**CÁMARA FRIGORÍFICA CON RÉGIMEN LIQUIDO SATURADO CON AMONIACO CON CAPACIDAD DE 50 000 KG**



**Figura 24: Proyección final del sistema de congelamiento.**

Donde:

- 1: Motor accionamiento de compresor frigorífico
- 2: Compresor frigorífico abierto
- 3: Condensador frigorífico
- 4: Motor eléctrico trifásico accionamiento bomba agua de condensación
- 5: Bomba centrífuga de impulsor cerrado agua de condensación
- 6: Línea de ingreso agua de mar a condensador frigorífico
- 7: Línea de regreso de agua al mar
- 8: Válvula de expansión termostática
- 9: Evaporador frigorífico = Cámara de congelamiento

Para el accionamiento de la bomba de condensación agua:

$$P_{n-ME} = F.S. \frac{P_{BC}}{\eta_{mec}} = 1.20 * \frac{19.84}{0.95} = 25 \text{ kw}$$

Se redondea la potencia nominal del motor eléctrico a  $P_n = 30 \text{ kw}$

### Parámetros eléctricos del motor:

Tensión nominal: 460 V

Factor de potencia: 0.86

Frecuencia: 60 Hz

Intensidad nominal: 43.80 A

### 3.3. Dimensionamiento del compresor frigorífico

La potencia mecánica que demanda el compresor frigorífico se calcula por la siguiente ecuación:

$$P_{CF}(kW) = m_{g-ref} \left( \frac{kg}{s} \right) * (h_{sc} - h_{2.8}) \left( \frac{kJ}{kg} \right)$$

Siendo:

$h_{sc}$ : Entalpía del  $NH_3$  al salir del compresor frigorífico, a 17.82 bar,  $90^\circ C = 1630.2 \text{ kJ/kg}$

$h_{2.8}$  = La entalpía del amoníaco en estado de saturación =  $1148.20 \text{ kJ/kg}$

$$P_{CF}(kW) = 2.17 \left( \frac{kg}{s} \right) * (1630.20 - 1148.20) \left( \frac{kJ}{kg} \right) = 182 \text{ kw}$$

Asumiendo un factor de servicio para el compresor igual a 1.2

Potencia nominal del compresor frigorífico:

$$P_n = F. S. * P_{oper} = 1.20 * 182 = 218.4 \text{ kw}$$

Tipo de compresor frigorífico: abierto

La Potencia del motor eléctrico del compresor frigorífico: accionamiento

$$P_{n-ME} = F. S. \frac{P_{BC}}{\eta_{mec}} = 1.30 * \frac{218.4}{0.95} = 298.86 \text{ kw}$$

Se redondea la potencia nominal del motor eléctrico a  $P_n = 300 \text{ kW}$

**Parámetros eléctricos del motor:**

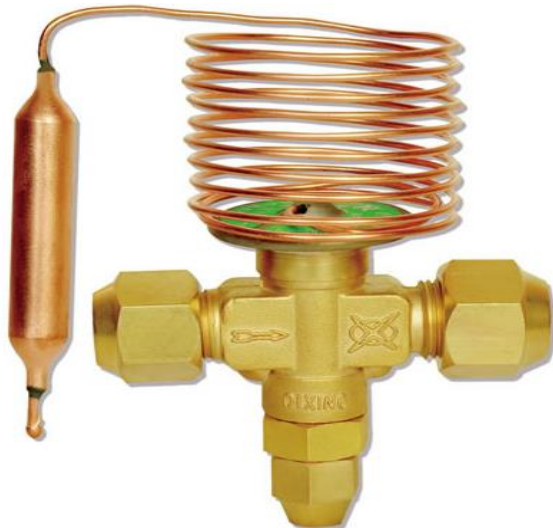
- ❖ Tensión nominal: 460 V
- ❖ Factor de potencia: 0.86
- ❖ Frecuencia: 60 Hz
- ❖ Intensidad nominal: 437.83 A

### **3.4 Dimensión y selección de la instrumentación de medición y variables de control de procesos necesario**

Los instrumentos de medida tales como válvulas, manómetros, son de mucha importancia en el sistema frigorífico

#### **3.3.1. Válvula de expansión termostática, para evaporador con amoníaco (VET)**

Es un componente importante en el sistema de refrigeración que genera la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema frigorífico (Danfuss, 2005).



**Figura 25: válvula de expansión termostática**

(Friendhelm, 2019)

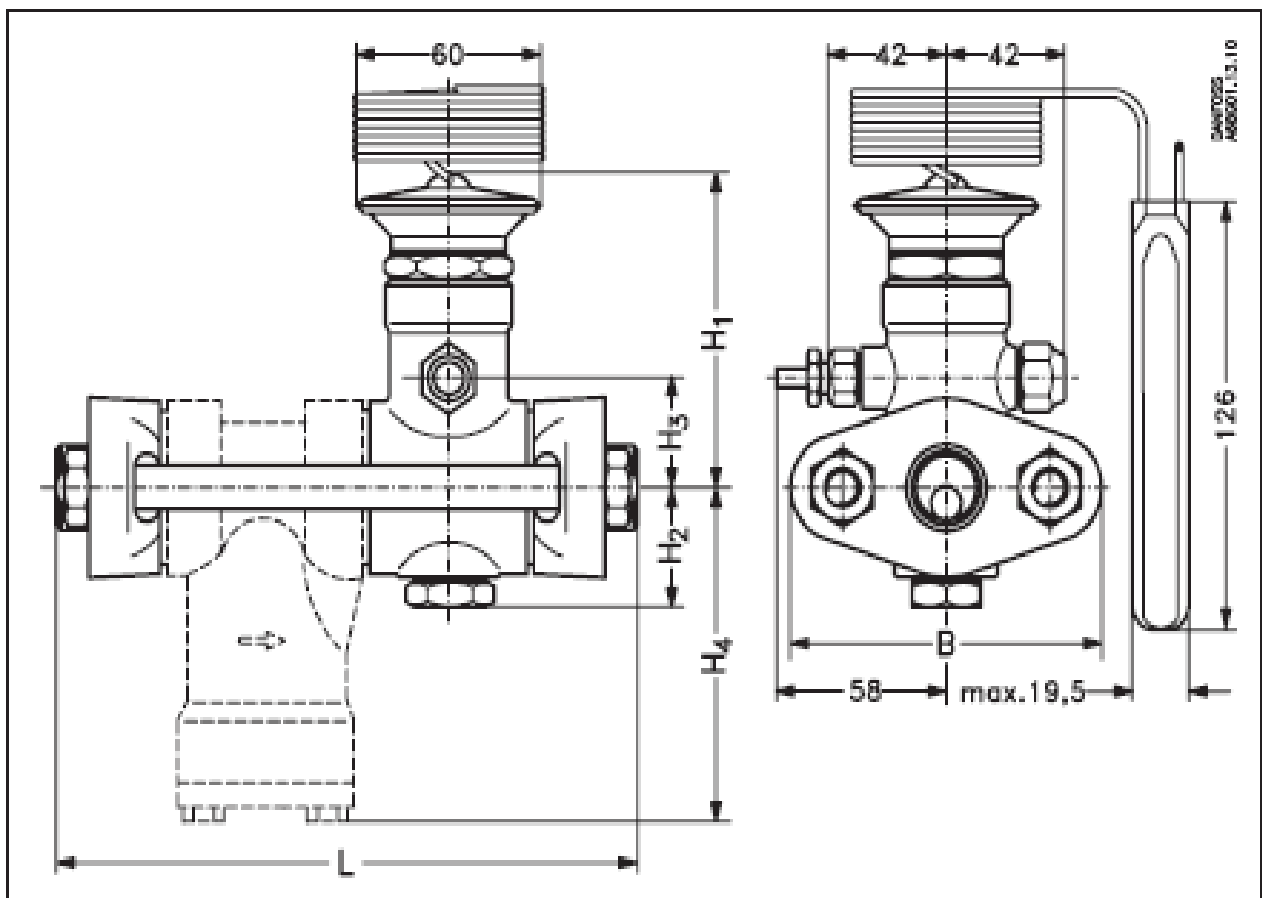


### Características

- ❖ El rango de operación: -50 a +30°C
- ❖ Se utiliza en sistemas de enfriamiento.
- ❖ Tiene transductor termostático intercambiable
- ❖ Con capacidad nominal desde 150 a 2950 kW.
- ❖ Ajuste externo
- ❖ Máx. presión de trabajo: PS/MWP = 19 bar

### Materiales

- ❖ Cuerpo de acero tipo GGG40.3
- ❖ Las juntas no contienen asbestos



Tipo	H <sub>1</sub> mm	H <sub>2</sub> mm	H <sub>3</sub> mm	H <sub>4</sub> mm	L		B mm	Peso	
					Sin filtro mm	Con filtro mm		Sin filtro kg	Con filtro kg
TEA 20	94	38	25	96	110	164	80	2.1	3.0
TEA 85	104	37	35	106	125	199	95	3.0	4.5

**Figura 26: Dimensiones de válvula de expansión.**

(Friendhelm, 2019)

### 3.3.2. El manifold de manómetros para amoníaco. (De rango de -1...30bar)

**Función:** Medición de presiones en alta y baja del sistema de refrigeración con amoníaco



**Figura 27: Manifold de manómetros para amoníaco**

(García gutierrez, 2010)

Finalizando el desarrollo de los resultados pasamos al análisis económico:

### 3.5 Análisis de inversiones y costos económicos: necesarios.

#### 3.4.1. Inversiones necesarias

- ❖ En obras civiles: construcción de cámara frigorífica: 82,500 soles
- ❖ En motor eléctrico del compresor frigorífico: 140,000 soles
- ❖ En sistema de arranque del motor eléctrico: 17,500 soles
- ❖ En compresor frigorífico: 155,000 soles
- ❖ En accesorios del sistema de refrigeración: 16,500 soles
- ❖ En construcción del condensador frigorífico: 46,500 soles
- ❖ Motores y ventiladores para el condensador: 30,000 soles
- ❖ En construcción del evaporador: 70,750 soles
- ❖ En motores y ventiladores del evaporador: 37,600 soles
- ❖ En mano de obra instalación del sistema de refrigeración: 16,750 soles
- ❖ En insumos eléctricos: 4,700 soles
- ❖ En insumos mecánicos y frigoríficos: 4,000 soles

**Total, estimación inversión total: 621,800 soles**

### 3.4.2. Beneficios económicos

#### 3.4.2.1. Beneficio por aumento de capacidad de refrigeración:

Beneficios que trae como consigo el aumento de capacidad

Masa adicional de productos hidrobiológicos:

$$50 \text{ ton/vez} * 10 \text{ veces/día} = 500 \text{ ton/día}$$

Producción adicional de harina de pescado:

$$500 \text{ ton/d} * 0.08 = 40 \text{ ton/día}$$

Valor de venta de harina de pescado: 2075 soles

Utilidad: 16.5% de Precio total: 342.375 soles/Ton

Utilidad bruta por aumento de la producción de harina de pescado:

$$40 \text{ ton harina/día} * 342.375 \text{ soles/ton} * 180 \text{ días/año} = \mathbf{2\ 465\ 100.00 \text{ soles/año}}$$

#### 3.4.2.2. Costo de operación

Costos en energía eléctrica para el motor de accionamiento del compresor frigorífico

$$229.90 \text{ kW} * 4,440 \text{ h/ año} * 0.223 \text{ soles/ kW-h} = \mathbf{227,628.6 \text{ soles/año.}}$$

Costos en energía eléctrica para el accionamiento del motor de la bomba agua de condensación

$$20.88 \text{ kW} * 4,440 \text{ hora/año} * 0.223 \text{ soles/kW-hora} = \mathbf{20,673.71 \text{ soles/año}}$$

#### 3.4.2.3. Costo estimado de mantenimiento:

Se asume igual al valor de la depreciación anual: **32,780 soles/año**

**Beneficio neto estimado:** Beneficio bruto – Costo EE del motor eléctrico1 – Costo EE del ME nr.2 – Costo de mantenimiento

$$2'465,100 - 227,628.6 - 20,673.71 - 32,780 = \mathbf{2'184,017.7 \text{ soles/año}}$$

Periodo estimado de regreso de la inversión, PRI:

$$\mathbf{PRI} = \frac{\text{Inversión (Soles)}}{\text{Beneficio neto} \left( \frac{\text{Soles}}{\text{año}} \right)} = \frac{621,800 \text{ (Soles)}}{2'184,017.7 \left( \frac{\text{Soles}}{\text{año}} \right)} = \mathbf{0.28 \text{ años}}$$

#### IV. DISCUSIÓN

Al determinar las capacidades de los componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica, se obtiene que la demanda de calor útil del proceso es de 2,962.15 kW, considerando un factor de seguridad de 1.06, siendo entonces la potencia máxima útil igual a 3150 kW, para asumir demandas pico de calor, sobre todo en el arranque y en períodos de verano, en operación, el tiempo del proceso se deberá reducir en 6% del máximo admitido, de 2 horas, es decir de 0.12 horas, 7.2 minutos, lo que da más seguridad de operación.

Para la selección del gas refrigerante, se tomó en consideración la gran potencia frigorífica necesaria, de 3,500 kW y las propiedades especiales del amoniaco, que; a las mismas presiones industriales, tiene más de 3 veces el valor de la entalpía, tanto en estado de sobrecalentamiento, como de líquido saturado y de vapor saturado seco, buscando obtener buena eficacia frigorífica, con punto de ebullición de  $-33^{\circ}\text{C}$ , y la presión de vaporización igual a 1013 kPa.

En el dimensionamiento el evaporador frigorífico nuevo, con amoniaco

Se tuvo en cuenta la potencia frigorífica útil: 3291 kW, y los parámetros termofísicos del amoniaco, a  $-7.5^{\circ}\text{C}$ , obteniendo el coeficiente de transferencia de calor por convección de  $1900 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ , y el área necesaria del evaporador resulta ser de  $346.42 \text{ m}^2$ , se determina que el parámetro fundamental para el dimensionamiento es latente calor de evaporación del amoniaco a la presión de trabajo, de 15.5 bar en alta presión y de 2.5 bar en baja presión.

En el evaporador el flujo másico del gas refrigerante es de 3.17 kg/s y densidad de  $325.94 \text{ kg}/\text{m}^3$ , a 10 m/s, el diámetro interno del tubo del evaporador es igual a 1.5pulgadas, diámetro exterior igual a 0.0431 m, con un espesor de,  $\delta_p$ : 2.5 mm, y el número necesario de tubos es de 109, siendo la longitud de los tubos de 23.47 m. Debido a que, al utilizar tubos si aletas de enfriamiento, resulta una longitud muy alta, de 23.47 m para cada tubo, siendo la longitud de los tubos de los evaporadores existentes de 2.75 m máximo, se elige usar tubos con aletas de enfriamiento, con aletas cilíndricas, para la distancia de los tubos. No es viable reducir el diámetro de los tubos porque ocasionaría una mayor caída de presión

Al dimensionar el condensador frigorífico, resultó el coeficiente de traspaso de calor por convección en condensador, calculado con la fórmula de Krujilin para el amoníaco:  $8219.6 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , el cual es un buen valor, que permite determinar un valor racional de la área de intercambio de calor, en base a la fórmula de Newton de convección forzada, y carga del condensador de  $3866.45 \text{ kW}$ , resultando  $156.80 \text{ m}^2$ , el cual es un valor racional, para la potencia de enfriamiento del condensador. Sin embargo, como no se puede tener más de 10 hileras de tubos, se analiza la instalación de aletas de enfriamiento circulares, en el condensador, resultando 1375 aletas/tubo y el número de aletas en el condensador igual a 82,500, siendo 10 tubos/paso y seis pasos/IC. Al verificar la superficie de IC con aletas sea igual o mayor que en el caso sin aletas:  $185.605 \text{ m}^2 > 156.8 \text{ m}^2$ , que resulta de cálculo, lo cual valida el cálculo de aletas y se justifica su uso.

Nota: con cinco pasos de intercambio de calor, se tendría solamente  $154.66 \text{ m}^2$  de superficie de intercambio de calor, menor que la requerida, de  $156.8$ .

En el dimensionamiento del sistema de ventilación para el condensador frigorífico, se tomó en cuenta la carga térmica del condensador de amoníaco por aire:  $3,886.45 \text{ kW}$ , siendo el flujo de aire necesario para condensar el amoníaco:  $265.53 \text{ kg/s}$  y el volumétrico total de aire al condensador:  $824.074 \text{ m}^3/\text{h}$ , para una densidad del aire de  $1.16 \text{ kg}/\text{m}^3$ . Se observa que es necesario un enorme flujo de aire para el proceso de condensación del amoníaco. Debido a la cercanía del agua de mar, a  $150 \text{ m}$  de distancia, se plantea utilizar condensadores con agua de mar, además de tener agua fría todo el tiempo y gratis.

En el análisis económico, se consideró invertir en activos totalmente nuevos, que ascienden a  $621,800$  soles, el beneficio neto estimado es de  $2'184,017.7$  soles/año, resulta un período estimado de regreso de la inversión, PRI:  $0.28$  años. Si se optara por adquirir equipos de refrigeración de segundo uso, el valor de la inversión se estimaría en un  $30$  a  $35 \%$  del valor estimado, con lo cual se tendría un retorno de aproximadamente  $0.1$  años, pero se tendría que el costo de mantenimiento y de operación serían mayores que los estimados para equipos nuevos.

## V. CONCLUSIONES

En los componentes se determinó las capacidades del sistema de refrigeración, la demanda de calor útil del proceso es 21 327 500 kJ y la potencia frigorífica para el congelamiento en dos horas de los 50,000 kg de productos hidrobiológicos, es de 2962.15 kW, y la potencia total, con un rendimiento del proceso de 90%, 3291, se asume una potencia frigorífica total de 3500 kW, siendo entonces la potencia máxima útil igual a 3150 kW. Se concluye que tiene un buen factor de servicio.

Se hizo la dimensión de las áreas necesarias para intercambio de frío para obtener eficiencias y capacidad frigoríficas necesarias.

Se seleccionó el gas refrigerante, considerando la gran potencia frigorífica necesaria y para reducir la demanda de potencia eléctrica, y para obtener buena eficacia frigorífica, se elige como gas refrigerante el amoníaco, el cual tiene punto de ebullición de  $-33^{\circ}\text{C}$ , y la presión de vaporización igual a 1013 kPa.

Se dimensionó el evaporador frigorífico nuevo, con amoníaco, resultando una capacidad frigorífica útil: 3291 kW, Temperatura inicial de productos hidrobiológicos:  $20^{\circ}\text{C}$  y Temperatura final de productos hidrobiológicos:  $-5^{\circ}\text{C}$

Se establecieron los parámetros del evaporador con amoníaco

Temperatura media en el proceso,  $T_m: -7.5^{\circ}\text{C}$

Resulta el coeficiente de transferencia de calor por convección igual a  $1900 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ , mientras que la superficie necesaria del evaporador resulta ser de  $346.42 \text{ m}^2$ , se concluye que la superficie de enfriamiento es elevada.

Se determinó las dimensiones del evaporador frigorífico, para un flujo másico del gas refrigerante  $3.17 \text{ Kg/s}$  y una densidad media de  $325.94 \text{ kg}/\text{m}^3$ , con una velocidad del gas  $10 \text{ m/s}$  en el evaporador, se elige el tubo de cobre para el evaporador igual a 1.5 de diámetro interior, con un espesor de,  $\delta_p: 2.5 \text{ mm}$ , el diámetro exterior igual a  $0.0431 \text{ m}$  y el número necesario de tubos es de 109, siendo la longitud de los tubos de  $23.47 \text{ m}$ .

Se calculó las aletas de enfriamiento para tubos del evaporador, para un paso entre aletas de  $2 \text{ mm}$ , resultó que por cada tubo de  $2.75 \text{ m}$ , se necesitan 1375 aletas por tubo, siendo el número total de aletas en el evaporador, de 149,875, verifican que la superficie

de intercambio de calor con aletas sea igual o superior a la demanda dada por el proceso.

Resulta:

En las aletas la superficie total de intercambio de calor es:  $358 \text{ m}^2$

Superficie de tubos sin aletas:  $20.59 \text{ m}^2$

Se tiene superficie total =  $378.59 \text{ m}^2 > 346.42 \text{ m}^2$ . Se concluye que se cumple el requerimiento de superficie y es posible y necesario utilizar aletas.

Se dimensionó el condensador frigorífico, calculado con ecuación de Krujilin para el amoniaco:  $8219.6 \text{ w/ (m}^2 \cdot \text{°C)}$ , el cual resulta para parámetros termo físicos del amoniaco, en condiciones de líquido saturado.

Para un diámetro exterior de tubos del condensador: 1 con espesor del tubo: 2 mm y diámetro interior de tubos del condensador de 21.5 mm, resulta una sección transversal del tubo del condensador igual a  $3.63 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ , y la densidad promedio de  $331.01 \text{ kg/ m}^3$  del gas en el condensador, a una velocidad promedio de 2.5 m/s.

Se calculó el área de intercambio de calor en el condensador frigorífico, en base a la fórmula de Isaac Newton para convección forzada, resulta la carga frigorífica del condensador: 3866.45 kW y la área de intercambio de calor igual a  $156.80 \text{ m}^2$ , se necesitan 82500 aletas de enfriamiento, verificando que la superficie de IC con aletas sea igual o mayor que en el caso sin aletas:

Superficie total de intercambio de calor en aletas:  $179.025 \text{ m}^2$ . Y la superficie de tubos sin aletas:  $6.58 \text{ m}^2$ , la superficie total con aletas:  $185.605 \text{ m}^2 > 156.8 \text{ m}^2$ .

Se cumple el requerimiento de la superficie de intercambio de calor, se concluye que se hizo un buen dimensionamiento, cuidando de respetar las dimensiones racionales del condensador.

Se calculó del sistema de ventilación para el condensador, para los datos de operación: Temperatura inicial del aire de  $25 \text{ °C}$  entrada al condensador y a la salida:  $37.5 \text{ °C}$ , temperatura de condensación del  $\text{NH}_3$ , a 17.82 bar:  $45 \text{ °C}$ , calor específico del aire:  $1.17 \text{ kJ/kg}$ , densidad del aire:  $1.6 \text{ kg/m}^3$ , y la carga térmica del condensador de amoniaco por aire: 3,886.45 kW, flujo de aire necesario para condensar el amoniaco:  $265.53 \text{ kg/s}$ , flujo volumétrico total de aire al condensador:  $824.074 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Datos para el agua de enfriamiento: Temperatura inicial:  $18 \text{ °C}$ , Temperatura final:  $35 \text{ °C}$ , calor específico del agua:  $4.187 \text{ kJ/ (kg} \cdot \text{°C)}$ , flujo de agua al condensador:  $54.56 \text{ kg/s}$ , flujo volumétrico del agua de condensación:  $56.56 \text{ kg/s} / 995 \text{ kg/m}^3 = 0.055 \text{ m}^3/\text{s} = 198 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Se calculó la presión total de bombeo la bomba centrífuga para agua de condensación: 29.65 mca, eficiencia de bomba centrífuga: 80%, potencia en eje de bomba centrífuga agua de condensación: 19.84 kW, potencia del motor que acciona la bomba agua al condensador: 25 kW, se redondea la potencia nominal del motor eléctrico a  $P_n = 30$  kW

Se dimensionó el compresor frigorífico, potencia mecánica que demanda el compresor frigorífico: 182 kW, asumiendo un factor de servicio para el compresor igual a 1.2, potencia nominal del compresor frigorífico: 218.4, tipo de compresor frigorífico: abierto, potencia de accionamiento del motor eléctrico del compresor frigorífico: 298.86 kW, se redondea la potencia nominal del motor eléctrico a  $P_n = 300$  kW. Se concluye que se ha dimensionado bien el motor eléctrico trifásico

Se dimensionó y seleccionó la instrumentación de medida y control de variables de procesos fundamentales: Válvula de expansión termostática, para evaporador con amoníaco y manifold de manómetros para refrigerante, con un rango de -1 a 30 bar.

Se realizó los análisis económicos: necesarios.

Inversiones en activos, mano de obra e insumos: 621,800 soles

#### **Beneficios económicos**

Beneficio por aumento de capacidad de refrigeración: **2'465,100 soles/año**

**Costo de operación:** 20 673.71 soles/año

Costo estimado de mantenimiento: 32,780 soles/año

Beneficio neto estimado: 2'184 017.7 soles/año

Periodo estimado de regreso de la financiación, PRI: 0.28 años.

Se concluye que el proyecto tiene una baja tasa de retorno de la financiación, siendo atractivo, es entonces, viable desde el punto de vista técnico como económico.



## VI. RECOMENDACIONES

- ❖ Se recomienda elevar el presente estudio a nivel de factibilidad e implementarlo, en la empresa pesquera, pues se consigue el objetivo tanto técnico como económico, al incrementar la eficiencia y la capacidad frigorífica, existe alta rentabilidad, el plazo de regreso de la inversión es razonable, es de 0.28 años, el aumento de la capacidad productiva es importante.
- ❖ Es necesario instruir a los operarios y encargados del mantenimiento, en temas de seguridad y en interpretación de parámetros de refrigeración, también en el manejo de los nuevos instrumentos, para el mantenimiento respectivo
- ❖ Se debe analizar la factibilidad de usar un variador de velocidad para el arranque y operación del compresor de amoníaco y para los motores trifásicos de los ventiladores de los condensadores.
- ❖ Por la importancia del sistema, se debe invertir en el diseño e instalación de un sistema de medición y control en Scada de tipo supervisorio en tiempo real.
- ❖ Se sugiere hacer investigar sobre la posibilidad de emplear sistemas de congelamiento con gases de refrigeración ecológicos y energía renovable para alimentar a los equipos eléctricos de accionamiento o de iluminación

## REFERENCIAS

- Velez Navia, Damian Aquiles. 2011.** *“DISEÑO DE UN TÚNEL DE CONGELAMIENTO PARA PESCADO.* Escuela Politecnica de Chimborazo. Riobamba -Ecuador : s.n., 2011. Tesis.
- William Whitman & Whilliam M. Johnson. 1999.** *Tecnología de refrigeración y aire acondicionado.* Barcelona : S.A. Marcombo, 1999. 9788426711809.
- Alva & Gonzales, Jorge Grabiél Alvirde. 2015.** *Calculo termico y Estructural - construccion de camara de refrigeracion.* Matzalan -Sinaloa -Mexico : s.n., 2015.
- Amer Society. 1990.** *Refrigeration system and Aplicaciones.* San Diego EE.UU : s.n., 1990. ISBN 13: 9780910110693.
- Antartic refrigeration. 2015.** *Catalogo de componentes de sistemas de refrigeracion industrial.* Barcelona-España : s.n., 2015.
- Aramburu, A. 2017.** *EN SU TESIS DE “ESTUDIO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR APLICADA EN LA INDUSTRIA AGROALIMENTARIA”.* Universidad de Piura. Piura-Peru : s.n., 2017. Tesis.
- Avila ,Lopez y Ramirez, Ignacio,Alejandro,manuel Cesar,Alejandro. 2010.** *ANALISIS DE INGENIERIA DE UNA CAMARA FRIGORIFICA PARA ALMACENAR Y CONSERVAR HELADO.* Instituto Politecnico Nacional. MEXICO : s.n., 2010.
- Baez Santacruz, A. . 2010.** *Sistemas de enfriamiento en el proceso del pescado.* Mexico : s.n., 2010. Artículo.
- Baez Santacruz, A. 2014.** *Sistemas de enfriamiento en el proceso del pescado.* Mexico : s.n., 2014. Artículo científico.
- Cabrera Cifuentes & Muñoz Muñoz . 2012.** *Refrigeracion agroindustrial.* COLOMBIA : s.n., 2012. Artículo científico.
- Cano Marcos, Jose. 1985.** *aplication guide for absorption cooling/ refrigeration using recovered heat ASHRAE.* EE.UU : The trane company .La Crosse, 1985. 2803-11-677.
- Carmen Justina. 2014.** *EN SU TESIS DE “OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE CONGELADO DE TILAPIA EN BLOQUES IQF ”.* Arequipa, Universidad Nacional de San Agustín. 2014. Tesis.
- Ceballos Maya, Jesus. 2016.** *Diseño óptimo de una cámara de conservación de productos congelados.* Escuela Superior de Ingeniería de Sevilla. España : s.n., 2016. Artículo científico.
- Cengel, Yunus & Boles, Michael. 2011.** *Termodinámica.* Mexico : McGRAW-HILL., 2011. págs. (pp. 299-309). Vol. 4.
- Danfuss. 2005.** [En línea] 2005. <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/.pdf>.
- Dominguez Flores, R. 1998.** *Ahorro de energia en motores electricos de corriente alternada jaula de ardilla.* MEXICO : s.n., 1998. Tesis de licenciatura.

- Friendhelm. 2019.** [En línea] 2019. <https://www./manifold-con-manometros-y-mangueras-para-nh3-amoniaco-40193>.
- Fuentes Rodriguez, Jose Alfredo Jose Manuel. 1998.** *MANTENIMIENTO DE INSTALACIONES DE FRIO, CLIMATIZACION Y PRODUCCION DE CALOR.* Valencia-ESPAÑA : s.n., 1998. Modulo 5. ISBN: 978-84-96438-44-6 /978-84-96438-45-3.
- Garcia gutierrez, luis. 2010.** *Instrumentacion Basica de Medida y Control.* Madrid : AENOR. Asosacion Española, 2010. 9788481437096.
- Gonzales Sierra, Carlos. 2012.** *REFRIGERACION INDUSTRIAL Y MANTENIMIENTO DE INSTALACIONES FRIGORIFICAS.* Madrid : s.n., 2012. Vol. 1° Edicion. ISBN: 9788496960695.
- Guevara & Ochochoque, Flor Maria Percy Ronal. 2012.** *TESIS DE "IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO PARA ENSAYOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR"* . Universidad Nacional del Altiplano. Puno-Peru : s.n., 2012. Tesis.
- Melgarejo Moreno , Pablo. 1995.** *Aislamiento ,Calculo y Construccion de camaras frigorificas.* Orihuela : Ciceron Editores SAS, 1995. 9788471148261.
- O.A Jaramillo. 2007.** *INTERCAMBIADORES DE CALOR.* U. Autonoma De Mexico. 2007. págs. 3,4.
- Paredes Rosario, Raul Rosali. 2016.** *TERMODINAMICA PARA INGENIERIA INDUSTRIAL.* Trujillo-Peru : Editorial de la Universidad Privada del Norte, 2016. Vol. 2. 9789972251658.
- Paredes Yacato, Ismael Luis. 2015.** *"sistema de refrigeración con dos temperaturas de evaporación .* Lima, Pontificia Universidad Catolica del Peru. Lima -Peru : s.n., 2015. Tesis.
- Peralta Nuñez, Gustavo Saul. 2009.** *Diagnostico de fallas de motores de induccion.* Huancayo-PERU : s.n., 2009.
- Perez Amador, V. 1994.** *Generadores, motores y transformadores.* UNAM. MEXICO : s.n., 1994.
- Villamil Salcedo & Marcos Piamba Tulcán. 2005.** *Ingenieria de recursos naturales y del medio ambiente.* Cali- COLOMBIA : s.n., 2005. Articulo cientifico.
- WEG. 2010.** *Seleccion y aplicacion de motres electricos.* [En línea] 2010. [Citado el: 10 de mayo de 2019.] <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/-and-aplicacion-de-motres-electricos-articulo-tecnico-espanol.pdf>.
- Yunus A Cengel. 2007.** *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA.* [trad.] José Hernán Pérez Castellanos. 3. Nevada : McGRAW-HILL/ INTERAMERICANA EDITORES, S.A. , 2007. Vol. 3. ISBN-13: 978-970-10-6173-2 /ISBN-10: 970-10-6173-X.

## ANEXOS

### ANEXO A- Tipos de válvulas para sistemas de refrigeración

II-1

Manuel A. Tocornal 454  
Santiago - Chile  
Tel. 635 17 06  
Fax: 635 10 72  
ventas@antartic.cl



## Válvulas de Expansión Termostática

El fluido refrigerante en estado líquido procedente del condensador ingresa al evaporador a través de la válvula de expansión termostática. La válvula de expansión mantiene casi la totalidad de la superficie del evaporador activa, y previene que refrigerante en estado líquido retorne hacia el compresor. La capacidad de igualar el flujo de refrigerante con el ritmo al que el refrigerante líquido puede ser vaporizado, hace a la válvula de expansión termostática el dispositivo de expansión ideal para la mayoría de las aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración.

Existen principalmente dos tipos de válvulas de expansión termostática, según el método de equilibrio que empleen; las con **ecualizador interno** transmiten la presión de salida de la válvula al diafragma a través de unos orificios internos o a través de varillas de empuje. Si la válvula posee **ecualizador externo**, la parte inferior del diafragma se aísla, y la presión de succión es transmitida al diafragma a través de un tubo conectado a la línea de aspiración, cerca de la salida del evaporador, a continuación del bulbo sensor, a una salida externa de la válvula. Las válvulas con ecualizador interno deben limitar su uso a sistemas con evaporadores de circuito único y que tengan una caída de presión menor que la equivalente a un cambio de temperatura de 2°C aproximadamente. Las válvulas con ecualizador externo no se ven afectadas por las caídas de presión, por lo tanto pueden utilizarse en todas las aplicaciones de refrigeración. Su uso no presenta desventajas de operación frente a las equilibradas internamente.

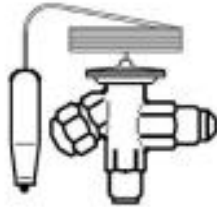
**Danfoss T2 - TE2**

### Conjunto Válvula

Elemento termostático y cuerpo, con abrazadera para bulbo sensor. No incluye: orificio, filtro de cono ni tuercas



Rango N: -40 a +10°C



MODELO	Refrigerante	Ecualizador de Presión	Tubo Capilar [m]	Conexión Entrada x Salida	CODIGO ANTARTIC
TF 2	R 12	Interno	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-010
TX 2	R 22	Interno	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-012
TN 2	R 134a	Interno	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-014
TEF 2	R 12	Externo*	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-020
TEX 2	R 22	Externo*	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-022
TEY 2	R 502	Externo*	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-024
TEN 2	R 134a	Externo*	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-026
TES 2	R 404A	Externo*	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-027
TES 2	R 404A	Externo* <sup>†</sup> MOP <sup>††</sup>	1,5	3/8" x 1/2" Flare	3100DA-028

\* Conexión para ecualización externa: 1/4" Flare

† MOP: Presión máxima de operación. Protege al compresor contra una excesiva presión de evaporación

### Orificios para Cuerpo 2



Número de Orificio	CAPACIDAD NOMINAL* <sup>†</sup> Kilowatts (kW)					CÓDIGO ANTARTIC
	R-12	R-22	R-502	R-134a	R-404A/R 507	
0X	-	0,5	-	0,4	0,38	3100DA-037
00	0,7	1,0	0,7	0,9	0,7	3100DA-030
01	1,0	2,5	1,0	1,8	1,6	3100DA-031
02	1,7	3,5	1,7	2,6	2,1	3100DA-032
03	3,5	5,2	3,5	4,6	4,2	3100DA-033
04	5,2	8,0	5,2	6,7	6,0	3100DA-034
05	7,0	10,5	7,0	8,6	7,7	3100DA-035
06	10,5	15,5	10,5	10,5	9,1	3100DA-036

\* Capacidad Nominal basada en: Temp. Evaporación = +5°C

Temp. Condensación = +32°C

Temp. Refrigerante antes de la Válvula = +28°C.

EQUIVALENCIAS

1 T.R. = 3,488 kW

Sección II // Accesorios - Válvulas - Válvulas de Expansión (1 de 2 hojas)

## ANEXO B. válvulas solenoides

II-9

Marcial A. Tocornal 454  
Santiago - Chile  
Tel: 635 37 06  
Fax: 635 39 72  
ventas@antartic.cl



# Válvulas Solenoides

**Danfoss**



### Válvulas para sistemas de Refrigeración

MODELO	CONEXIONES	Factor K <sub>v</sub> <sup>*1</sup> m <sup>3</sup> /h	BOBINA	CÓDIGO ANTARTIC
EVR-3 (NC)	3/8 x 3/8 Flare	0,27	220/50 HZ	4100DA-001
EVR-6 (NC)	1/2 x 1/2 Flare	0,8	220/50 HZ	4100DA-004
EVR-15 (NC)	7/8 x 7/8 ODS.	2,6	220/50 HZ	4100DA-006
EVR-15 (NC)	5/8 x 5/8 ODS.	2,6	220/50 HZ	4100DA-008
* EVR-15 (NC)	5/8 x 5/8 ODS.	2,6	220/50 HZ	4100DA-010
EVR-15 (NO)	5/8 x 5/8 ODS.	2,6	220/50 HZ	4100DA-012
EVR-15 (NO)	7/8 x 7/8 ODS.	2,6	220/50 HZ	4100DA-014

\* Apertura nominal

\*1 El valor K<sub>v</sub> es el caudal de agua en m<sup>3</sup>/h para una pérdida de presión a través de la válvula de 1 bar, ρ= 1000 Kg/m<sup>3</sup>

O.D.S. : Conexión hembra para la soldadura a tubería de cobre. El tamaño indicado corresponde al diámetro exterior del tubo de cobre.

NC: Normalmente Cerrada. NO: Normalmente Abierta.

### Bobinas

DESCRIPCIÓN	CÓDIGO ANTARTIC
BOBINA ELÉCTRICA 220 V / 50 HZ (01826251) Corriente Alterna (A.C)	4100DA-050

**Castel**



### Válvulas para Instalaciones Frigoríficas

MODELO	CONEXIONES	Factor K <sub>v</sub> <sup>*1</sup> m <sup>3</sup> /h	BOBINA	CÓDIGO ANTARTIC
1020/2 (NC)	1/4 x 1/4 Flare	0,175	HM2 / HM3	4100CA-100
1020/3 (NC)	3/8 x 3/8 Flare	0,230	HM2 / HM3	4100CA-102
1064/3 (NC)	3/8 x 3/8 Flare	0,800	HM2 / HM3	4100CA-103
1064/4 (NC)	1/2 x 1/2 Flare	0,800	HM2 / HM3	4100CA-104
1070/5 (NC)	5/8 x 5/8 Flare	2,610	HM2 / HM3	4100CA-106
1070/8 (NC)	5/8 x 5/8 ODS.	2,610	HM2 / HM3	4100CA-107
1070/7 (NC)	7/8 x 7/8 ODS.	2,610	HM2 / HM3	4100CA-108
1070/9 (NC)	1 1/8 x 1 1/8 ODS.	5,110	HM2 / HM3	4100CA-110
1078/9 (NC)	1 1/8 x 1 1/8 ODS.	10	HM2 / HM3	4100CA-112
1078/11 (NC)	1 3/8 x 1 3/8 ODS.	16	HM2 / HM3	4100CA-114

\*1 El valor K<sub>v</sub> es el caudal de agua en m<sup>3</sup>/h para una pérdida de presión a través de la válvula de 1 bar, ρ= 1000 Kg/m<sup>3</sup>

O.D.S. : Conexión hembra para la soldadura a tubería de cobre. El tamaño indicado corresponde al diámetro exterior del tubo de cobre.

NC: Normalmente Cerrada.



### Válvulas para Fluidos Varios (Agua, Aire, Refrigerantes secundarios y aceites livianos)

MODELO	CONEXIONES <sup>*1</sup>	Factor K <sub>v</sub> <sup>*1</sup> m <sup>3</sup> /h	BOBINA	CÓDIGO ANTARTIC
1132/03 (NC)	3/8 x 3/8 Gas	2,10	HM2 / HM3	4100CA-200
1132/04 (NC)	1/2 x 1/2 Gas	2,20	HM2 / HM3	4100CA-205
1132/06 (NC)	3/4 x 3/4 Gas	5,50	HM2 / HM3	4100CA-210
1132/08 (NC)	1 x 1 Gas	6,00	HM2 / HM3	4100CA-215

\*1 El valor K<sub>v</sub> es el caudal de agua en m<sup>3</sup>/h para una pérdida de presión a través de la válvula de 1 bar, ρ= 1000 Kg/m<sup>3</sup>

\*2 Las conexiones tipo Gas son también conocidas como FPT. Son conexiones rectas, con hilo, de acuerdo con ISO 228/1

### Bobinas y Conectores

ELEMENTO	MODELO	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO ANTARTIC
Conector Eléctrico	9150/R02	Conexión Estándar para válvulas Solenoide Castel	4100CA-151
Bobina	HM2 - 9100/RA6	Alim. Eléctrica: 220V / 50-60Hz A.C	4100CA-150
	HM3 - 9120/RD1	Alim. Eléctrica: 12V D.C.	4100CA-155
	HM3 - 9120/RD2	Alim. Eléctrica: 24V D.C.	4100CA-160

A.C.: Corriente Alterna. D.C.: Corriente Directa



### Sección II B: Accesorios - Válvulas - Válvulas Solenoides

## ANEXO C: Visores de líquidos

LJ-1

Mirzael A. Tocornal 454  
Santiago - Chile  
Tel: 635 17 96  
Fax: 635 10 77  
ventas@antartic.cl



### Visores de Líquido

Los Visores de líquido permiten un control rápido y seguro del refrigerante líquido en el circuito; regularidad del flujo y presencia de humedad. Además, permiten la inspección del retorno regular de aceite al cárter del compresor.

**Danfoss**



Con Indicador de Humedad

MODELO	CONEXIONES	CÓDIGO ANTARTIC
SGI 6	1/4 x 1/4 Flare	2300DA-010
SGI 10	3/8 x 3/8 Flare	2300DA-012
SGI 12	1/2 x 1/2 Flare	2300DA-014
SGI 15	5/8 x 5/8 Flare	2300DA-016

**Castel**



Sin Indicador de Humedad

MODELOS	CONEXIONES	CÓDIGO ANTARTIC
3610/22	1/4 Flare x 1/4 Flare	2300CA-110
3610/33	3/8 Flare x 3/8 Flare	2300CA-112
3610/44	1/2 Flare x 1/2 Flare	2300CA-114
3610/55	5/8 Flare x 5/8 Flare	2300CA-116
3640/6	3/4 ODS x 3/4 ODS.	2300CA-118
3640/7	7/8 ODS x 7/8 ODS.	2300CA-120

O.D.S. : Conexión hembra para la soldadura o tubería de cobre. El tamaño indicado corresponde al diámetro exterior del tubo de cobre.

Con Indicador de Humedad

MODELO	CONEXIONES	CÓDIGO ANTARTIC
3710/33	3/8 x 3/8 Flare	2300CA-113
3710/44	1/2 x 1/2 Flare	2300CA-115
3750/22	1/4 Flare Hembra x 1/4 Flare	2300CA-122
3750/33	3/8 Flare Hembra x 3/8 Flare	2300CA-124
3750/44	1/2 Flare Hembra x 1/2 Flare	2300CA-126
3750/55	5/8 Flare Hembra x 5/8 Flare	2300CA-128

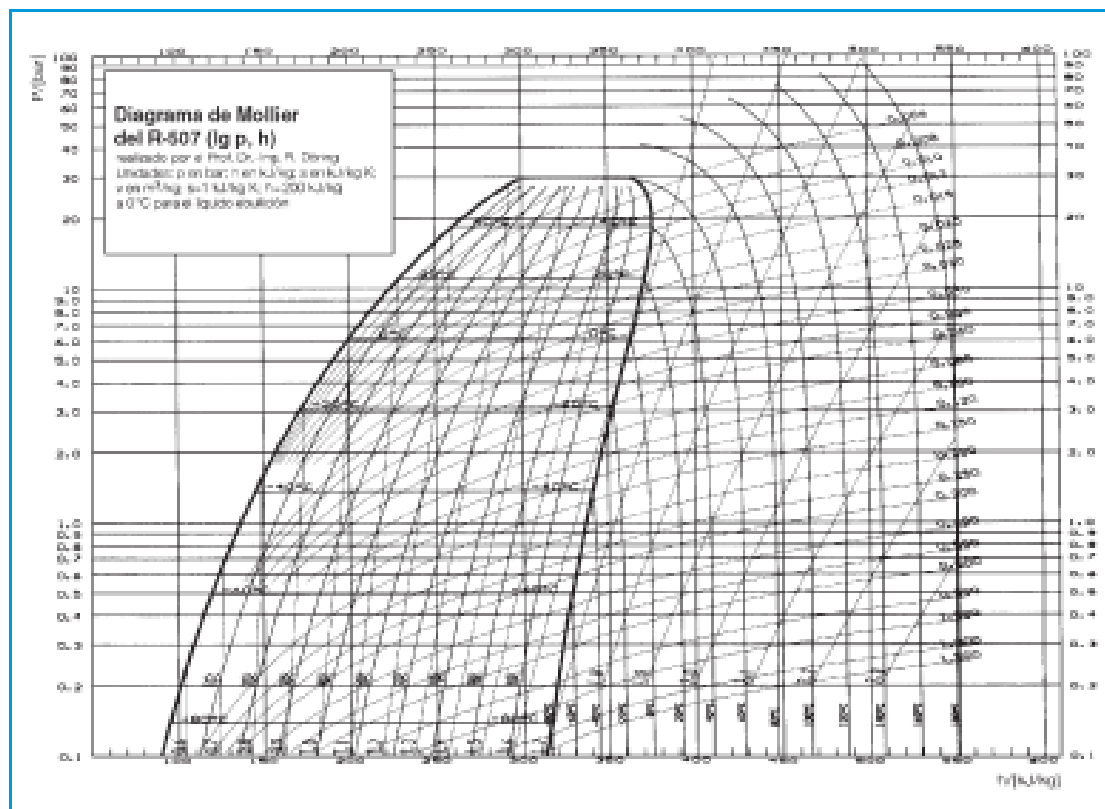
Sección LJ // Accesorios - Visores de Líquido


**DATOS TÉCNICOS**

Denominación química		Pentafluorano/ 1,1,1-Trifluorano
Denominación ASHRAE		R 507
Fórmula química		CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> /CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>
Peso molecular	kg/bar	98,9
Punto de ebullición a 1013 bar	°C	-46,5
Temperatura crítica	°C	70,9
Presión crítica	bar	37,9
Densidad crítica	kg/m <sup>3</sup>	500
Densidad del liq. -15°C	kg/m <sup>3</sup>	1,237
Densidad del liq. +30°C	kg/m <sup>3</sup>	1,031
Densidad vapor a -15°C	kg/m <sup>3</sup>	19,389
Densidad vapor a +30°C	kg/m <sup>3</sup>	79,578
Entalpia de evaporación a -15° C	kJ/kg	175,3
Capacidad térmica específica del líquido saturado a +30°C	kJ/kg K	1,544
Capacidad térmica específica del vapor saturado a +30°C	kJ/kg K	0,875
Inflamabilidad		no inflamable
Pot. destructor del ozono	ODP	0,0
Pot. del calentamiento global debido a hidrocarburos	HGWP	aprox. 1

**TABLA DE PRESIÓN DE VAPOR (p,t)**

Temperatura °C	R-507 Presión bar	Temperatura °C	R-507 Presión bar
-45	1,089	10	8,395
-40	1,374	15	9,694
-35	1,714	20	11,138
-30	2,114	25	12,739
-25	2,582	30	14,509
-20	3,125	35	16,462
-15	3,750	40	18,610
-10	4,465	45	20,968
-5	5,278	50	23,552
0	6,198	55	26,378
5	7,235	60	29,467

**DIAGRAMA DE MOLLIER PARA R-507**


### ANEXO D. Tipos de aceite para compresores

ACEITE	TIPO	VISCOSIDAD cSt	CANTIDAD	CÓDIGO ANTARTIC
SUNISO 3GS-150	Mineral Nafténico	32	5 Litros	6001SU-200
SUNISO 4GS	Mineral Nafténico	68	5 Litros	6001SU-300
SUNISO 4GS	Mineral Nafténico	68	4 Litros	6001SU-400
SUNISO SL-32	Sintético Polyol Ester	32	1 Litro	6001EM-300
FRASCOLD 68 FC	Sintético Polyol Ester	68	1 Litro	6001FR-010
VALVOLINE OXRE	Sintético Polyol Ester	32	0,95 Litros	6001VA-010
MANEUROP 160P	Mineral Nafténico	-----	2 Litros	6001DA-010
MANEUROP 160PZ	Sintético Polyol Ester	-----	1 Litro	6001DA-015

### Envases para gas refrigerante





## ANEXO E.

C-5

Martel A. Teórnal 454  
Santiago - Chile  
Tel: 635 17 06  
Fax: 635 10 72  
ventas@antartic.cl



## Evaporadores Cúbicos



### Aircoll

SERIE "DE", Paso de Aleta 8mm, Deshielo Eléctrico

SERIE "FDN", Paso de Aleta 4,2 mm, Deshielo Eléctrico

SERIE "TB", Paso de Aleta 8 mm, Deshielo Eléctrico

SERIE "FD", Paso de Aleta 5,1 mm, Deshielo Eléctrico.



BAJA TEMPERATURA SERIE "DE" y "TB" Separación entre aletas 8 mm									
MODELO	CAPACIDAD Kcal/h		VENTILADORES		SUPERFICIE m <sup>2</sup>	CAUDAL AIRE m <sup>3</sup> /h	FLECHA AIRE m	LARGO mm	CÓDIGO ANTARTIC
	DT 7	DT 10	N°	DIÁMETRO mm					
DE 10 E-S	640	910	1	250	3,2	900	9	625	5500GA-001
DE 108 E-T	6595	9425	2	350	33,6	6500	9,5	1300	5500GA-025
TB 240 E-T	14575	20820	2	450	74,5	9200	19	1900	5500GA-070

BAJA TEMPERATURA SERIE "DE" Separación entre aletas 7,2 mm									
MODELO	CAPACIDAD Kcal/h		VENTILADORES		SUPERFICIE m <sup>2</sup>	CAUDAL AIRE m <sup>3</sup> /h	FLECHA AIRE m	LARGO mm	CÓDIGO ANTARTIC
	DT 7	DT 10	N°	DIÁMETRO mm					
DE 17 E-S	1220	1740	1	300	6,6	1510	14	810	5500GA-003
DE 26 E-S	1820	2600	1	300	9,9	1450	13	810	5500GA-008
DE 34 E-S	2435	3480	2	300	13,2	3020	14	1310	5500GA-016
DE 52 E-S	3460	5200	2	300	19,8	2900	13	1310	5500GA-017
DE 69 E-S	4855	6935	2	350	26,4	4890	21	1310	5500GA-018
DE 93 E-S	6475	9250	2	350	35,2	4660	20	1310	5500GA-021
DE 104 E-S	7280	10460	3	350	39,6	7330	21	1810	5500GA-022
DE 139 E-S	9710	13870	3	350	52,8	6990	20	1810	5500GA-024

MEDIA Y ALTA TEMPERATURA SERIE "FDN" Separación entre aletas 4,2 mm									
MODELO	CAPACIDAD Kcal/h		VENTILADORES		SUPERFICIE m <sup>2</sup>	CAUDAL AIRE m <sup>3</sup> /h	FLECHA AIRE m	LARGO mm	CÓDIGO ANTARTIC
	DT 7	DT 10	N°	DIÁMETRO mm					
FDN 23 E-S	1665	2380	1	300	6,6	1510	14	810	5500GA-095
FDN 35 E-S	2490	3560	1	300	12	1350	12	810	5500GA-102
FDN 43 E-S*	2650	3780	3	250	8,5	2550	8,5	1275	5500GA-105
FDN 47 E-S	3335	4760	2	300	21	2900	13	1310	5500GA-107
FDN 126 E-S	8855	12650	2	350	56,1	4170	18	1310	5500GA-115

\* Modelo con paso de aletas asimétrico (3,6 a 7,2 mm)

#### Nomenclatura

FD 172	E	S
Modelo	Tipo de Deshielo	Velocidad del Ventilador
	E: Eléctrico	S: Manóvaco
	A: Por aire	T: Trifásico

MEDIA Y ALTA TEMPERATURA SERIE "FD" Separación entre aletas 5,1 mm									
MODELO	CAPACIDAD Kcal/h		VENTILADORES		SUPERFICIE m <sup>2</sup>	CAUDAL AIRE m <sup>3</sup> /h	FLECHA AIRE m	LARGO mm	CÓDIGO ANTARTIC
	DT 7	DT 10	N°	DIÁMETRO mm					
FD 22 E-S	1505	2150	1	300	8,9	1490	14	810	5500GA-044
FD 32 E-S	2255	3220	1	300	13,4	1410	13	810	5500GA-046
FD 45 E-S	3010	4300	2	300	17,8	2980	14	1310	5500GA-047
FD 114 E-S	8015	11450	2	350	47,6	4510	19	1310	5500GA-048
FD 172 E-S	12020	17170	3	350	71,4	6770	19	1810	5500GA-052
FD 229 E-S	16025	22890	4	350	95,2	9020	19	2310	5500GA-057

Sección C // Intercambiadores de Calor - Evaporadores

# FRASCOLD

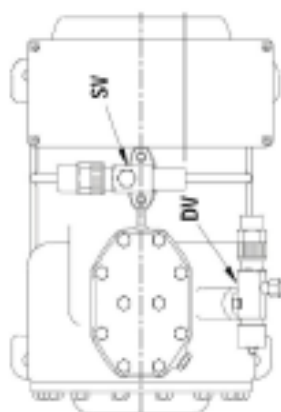
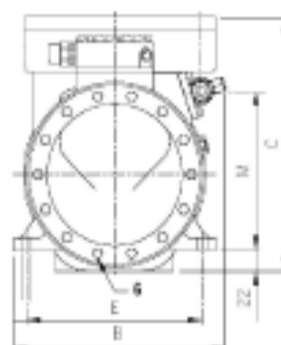
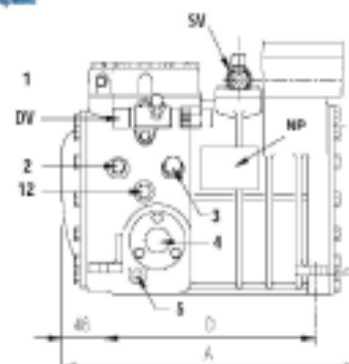
A-2

Matrad A. Tocornal 454  
Santiago - Chile  
Fonax 635 49 83 - 635 17 06  
Fax: 635 10 72  
ventas@antartic.cl

**antartic**  
refrigeracion  
www.antartic.cl



MODELO	LARGO A (mm)	ANCHO B (mm)	ALTO C (mm)	BASE D (mm)	BASE E (mm)	SUCCIÓN	DESCARGA
A 1 - 6	312	236	283	234	194	5/8"	1/2"
A 1 - 7	312	236	283	234	194	5/8"	1/2"
A 1,5 - 7	312	236	283	234	194	5/8"	1/2"
B 1,5 - 9	312	236	290	234	194	5/8"	1/2"
B 2 - 10	328	236	290	234	194	3/4"	5/8"
D 2 - 13	353	242	292	234	194	7/8"	5/8"
D 3 - 13	369	242	310	234	194	1-1/8"	5/8"
D 3 - 15	369	242	310	234	194	1-1/8"	5/8"
D 3 - 19	369	242	332	234	194	1-1/8"	5/8"
F 4 - 19	515	286	332	312	246	1-1/8"	3/4"
F 4 - 24	436	286	332	312	246	1-1/8"	3/4"
F 5 - 24	515	286	332	312	246	1-1/8"	7/8"
F 5 - 28	436	286	332	312	246	1-3/8"	7/8"
S 7 - 33	544	405	384	292	266	1-3/8"	1-1/8"
S 7 - 39	544	405	384	292	266	1-3/8"	1-1/8"
S 10 - 39	544	405	384	292	266	1-3/8"	1-1/8"
S 10 - 51	544	405	384	292	266	1-3/8"	1-1/8"
S 20 - 56	550	405	384	292	266	1-5/8"	1-1/8"
V 15 - 71	666	405	442	381	305	1-5/8"	1-1/8"
V 25 - 71	687	405	460	381	305	2-1/8"	1-3/8"
Z 25 - 106	822	512	446	381	305	2-1/8"	1-3/8"

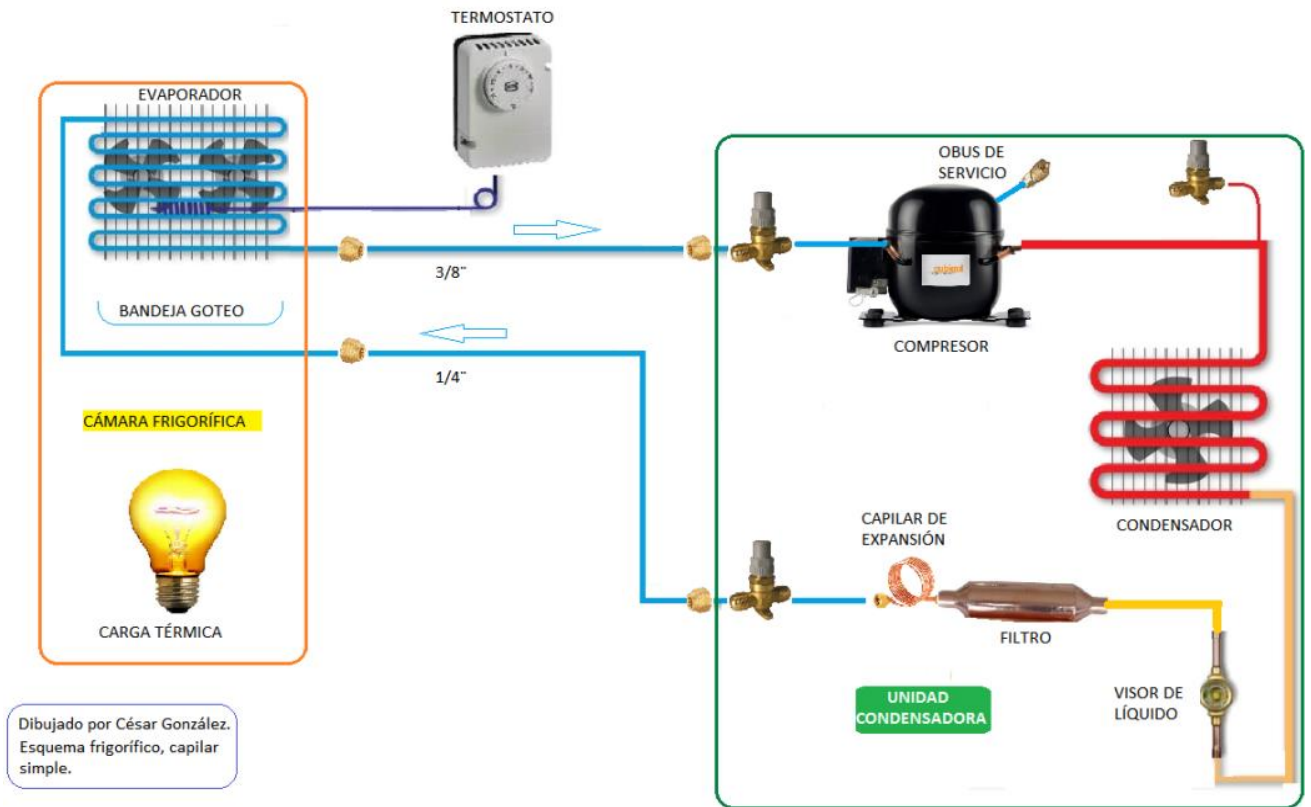


## Especificaciones Compresores "FRASCOLD"

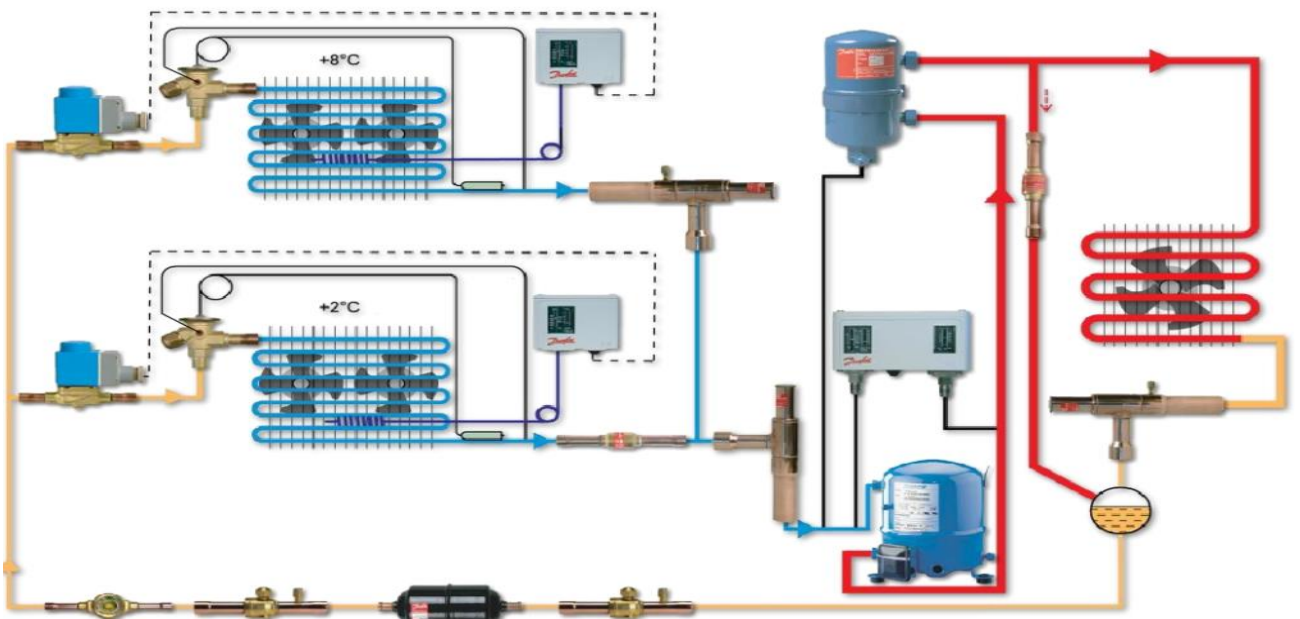
MODELO	Motor Eléctrico		Desplazamiento m³/h (450 RPM)	Alimentación Vol./Fase/Hz	Rango de Aplicación [°C]				CÓDIGO ANTARTIC
	HP	kW			R-502	R-22	R-134a	R-404A/R-507	
A - 1 - 6Y	1	0,75	5,47	220/1/50	-5/-45	12,5/-40	12,5/-20	7,5/-45	1200FR-005
A - 1 - 6	1	0,75	5,47	380/3/50	-5/-40	12,5/-40	12,5/-20	7,5/-45	1200FR-020
A - 1 - 7	1	0,75	6,91	220/1/50	-15/-45	-5/-45	12,5/-20	-5/-45	1200FR-008
A - 1 - 7Y	1	0,75	6,91	380/3/50	-15/-40	-5/-45	12,5/-20	-5/-45	1200FR-025
A - 1,5-7	1,5	1,10	6,91	220/1/50	-5/-45	12,5/-35	12,5/-20	7,5/-40	1200FR-012
A - 1,5-7Y	1,5	1,10	6,91	380/3/50	-5/-45	12,5/-35	12,5/-20	7,5/-40	1200FR-029
B - 1,5-9	1,5	1,10	8,96	380/3/50	-5/-45	5/-45	12,5/-20	0/-45	1200FR-032
B - 2 - 10	2	1,50	9,84	220/1/50	-5/-40	12,5/-30	12,5/-20	7,5/-35	1200FR-016
D - 2 - 13Y	2	2,20	13,84	380/3/50	-5/-45	5/-45	12,5/-20	-5/-45	1200FR-038
D - 3 - 13	3	2,20	13,84	380/3/50	-5/-45	12,5/-30	12,5/-20	7,5/-30	1200FR-040
D - 3 - 15Y	3	2,20	15,36	380/3/50	-5/-45	7,5/-35	12,5/-20	7,5/-45	1200FR-046
D - 3 - 19Y	3	2,20	19,12	380/3/50	-10/-45	-5/-45	12,5/-20	-10/-45	1200FR-047
F - 4 - 19	4	3,00	19,12	380/3/50	-5/-45	7,5/-40	12,5/-20	5/-45	1200FR-048
F - 4 - 24	4	3,00	23,60	380/3/50	-10/-45	-5/-45	12,5/-20	-5/-45	1200FR-049
F - 5 - 24	5	3,70	23,60	380/3/50	-5/-45	12,5/-30	12,5/-20	5/-45	1200FR-052
S - 5 - 28Y	5	3,70	27,31	380/3/50	-5/-45	0/-45	12,5/-20	-5/-45	1200FR-058
S - 7 - 33Y	7,5	5,50	32,80	380/3/50	-5/-40	12,5/-30	12,5/-20	7,5/-30	1200FR-067
S - 7 - 39Y	7,5	5,50	38,25	380/3/50	-10/-45	-5/-45	12,5/-20	-10/-45	
S - 10-39Y	10	7,50	38,25	380/3/50	-5/-40	12,5/-30	12,5/-20	7,5/-30	1200FR-075
S - 10-51Y	10	7,50	50,43	380/3/50	-15/-45	-5/-45	12,5/-20	-10/-45	1200FR-077
S - 20-56Y	20	15,00	56,00	380/3/50	-5/-40	12,5/-30	12,5/-20	7,5/-30	
V - 15-71Y	15	11,00	70,77	380/3/50	-15/-45	-5/-45	12,5/-20	-10/-45	1200FR-078
V - 25-71Y	25	18,50	70,77	380/3/50	-5/-40	12,5/-30	12,5/-20	7,5/-30	1200FR-091
Z - 25-106Y	25	18,50	106,16	380/3/50	-20/-45	-5/-40	12,5/-20	-10/-45	1200FR-096

## ANEXO F.

### Anexo F.1 Tipos de sistemas de refrigeración Sistema de refrigeración con capilar simple



### Anexo F.2 Sistema de refrigeración para doble servicio



## ANEXO G .Propiedades de los refrigerantes

FICHA TECNICA AMONIACO ANHIDRO (NH3) (Antartic refrigeration, 2015)

### 1.- Presentación del Producto

El amoniaco anhidro es un gas toxico y corrosivo, por lo que su manipulación requiere de extremos cuidados y precauciones.

### 2.- Usos

- Fabricación de fertilizantes
- Fabricación de pesticidas
- Gas de refrigeración
- Tratamiento térmico de metales
- Fabricación de sales de amonio

<b>3.- Especificaciones Técnicas</b>	
Fórmula Química:	NH3
Peso Molecular:	17,03 gr./ mol
Densidad gas (0° C, 1 atm):	0,77 gr./cc
Punto Fusión :	- 77,7 ° C
Punto Ebullición:	- 33,5 ° C
Punto Inflamación:	- 651 ° C
Solubilidad en agua :	40%
Densidad líquido (21,1°C):	608,7 kg./ m3

<b>4.- Características Químicas</b>
Contenido de NH3: 99,5 % min.
Humedad: 0,5 % máx.
Hierro: 5,00 ppm. máx.
Cloruros: 2,00 ppm. máx.
Toxicidad TVL 50: 50 ppm.
LCLO: 10.000 ppm./3 hrs.
LC 50: 10.066 ppm.
Concentración de máxima explosividad: 16-25%

### 5.- Distribución

El amoniaco anhidro se distribuye a granel en tanques móviles de 20.000 Kg de capacidad y se fracciona en cilindros de acero de 40 kg, 50 kg, 64 kg y 80 kg. También se fracciona a envases provistos por los usuarios.

## ANEXO H

### 2. Propiedades de los principales refrigerantes

Tabla 2.1: Propiedades del líquido y vapor saturados para el R-717

R-717, NH<sub>3</sub>, Amoniaco

t (°C)	P (kPa)	$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	$v_g$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h_l$ (kJ/kg)	$h_g$ (kJ/kg)	$s_l$ (kJ/kg·K)	$s_g$ (kJ/kg·K)
-50	40.8	702.1	2.6289	-24.7	1391.2	0.094	6.440
-48	45.9	699.7	2.3565	-16.0	1394.6	0.133	6.399
-46	51.5	697.4	2.1169	-7.2	1397.9	0.172	6.358
-44	57.6	695.0	1.9057	1.5	1401.3	0.211	6.319
-42	64.3	692.6	1.7191	10.3	1404.5	0.249	6.281
-40	71.7	690.2	1.5539	19.2	1407.8	0.287	6.243
-38	79.7	687.7	1.4073	28.0	1411.0	0.324	6.206
-36	88.4	685.3	1.2769	36.9	1414.1	0.362	6.170
-34	97.9	682.8	1.1607	45.8	1417.2	0.399	6.134
-32	108.2	680.3	1.0570	54.7	1420.3	0.436	6.099
-30	119.4	677.8	0.9642	63.6	1423.3	0.473	6.065
-28	131.5	675.3	0.8810	72.6	1426.3	0.510	6.032
-26	144.6	672.8	0.8062	81.5	1429.2	0.546	5.999
-24	158.6	670.3	0.7390	90.5	1432.1	0.582	5.967
-22	173.8	667.7	0.6784	99.5	1434.9	0.618	5.935
-20	190.1	665.1	0.6237	108.6	1437.7	0.654	5.904
-18	207.6	662.6	0.5742	117.6	1440.4	0.689	5.874
-16	226.3	660.0	0.5294	126.7	1443.1	0.725	5.844
-14	246.4	657.3	0.4888	135.8	1445.7	0.760	5.814
-12	267.9	654.7	0.4518	144.9	1448.2	0.795	5.785
-10	290.8	652.1	0.4182	154.0	1450.7	0.829	5.757
-8	315.2	649.4	0.3875	163.2	1453.1	0.864	5.729
-6	341.2	646.7	0.3596	172.3	1455.5	0.898	5.701
-4	368.9	644.0	0.3340	181.5	1457.8	0.932	5.674
-2	398.3	641.3	0.3106	190.8	1460.1	0.966	5.647
0	429.6	638.6	0.2892	200.0	1462.2	1.000	5.621
2	462.6	635.8	0.2695	209.3	1464.3	1.034	5.595
4	497.7	633.1	0.2514	218.6	1466.4	1.067	5.569
6	534.8	630.3	0.2348	227.9	1468.4	1.100	5.544
8	573.9	627.5	0.2195	237.2	1470.3	1.133	5.519
10	615.3	624.6	0.2053	246.6	1472.1	1.166	5.494
12	658.9	621.8	0.1923	256.0	1473.9	1.199	5.470
14	704.9	618.9	0.1802	265.4	1475.5	1.232	5.446
16	753.3	616.0	0.1691	274.8	1477.2	1.264	5.422
18	804.2	613.1	0.1587	284.3	1478.7	1.297	5.399
20	857.8	610.2	0.1491	293.8	1480.1	1.329	5.376
22	914.0	607.2	0.1402	303.3	1481.5	1.361	5.353
24	972.9	604.3	0.1320	312.9	1482.8	1.393	5.330
26	1034.8	601.3	0.1243	322.5	1484.0	1.425	5.307
28	1099.5	598.2	0.1171	332.1	1485.1	1.456	5.285
30	1167.4	595.2	0.1104	341.8	1486.2	1.488	5.263
32	1238.3	592.1	0.1042	351.5	1487.1	1.520	5.241
34	1312.5	589.0	0.0984	361.2	1488.0	1.551	5.219
36	1390.0	585.8	0.0930	371.0	1488.7	1.582	5.198
38	1470.9	582.6	0.0879	380.8	1489.4	1.613	5.176
40	1555.3	579.4	0.0831	390.6	1489.9	1.645	5.155
42	1643.3	576.2	0.0786	400.5	1490.4	1.676	5.134
44	1735.1	572.9	0.0745	410.5	1490.7	1.707	5.113
46	1830.6	569.6	0.0705	420.5	1491.0	1.737	5.092
48	1930.0	566.3	0.0668	430.5	1491.1	1.768	5.071
50	2033.5	562.9	0.0634	440.6	1491.1	1.799	5.050
52	2141.0	559.4	0.0601	450.8	1491.0	1.830	5.029
54	2252.8	556.0	0.0570	461.0	1490.8	1.860	5.008
56	2368.9	552.4	0.0541	471.2	1490.5	1.891	4.988
58	2489.4	548.9	0.0514	481.6	1490.0	1.922	4.967
60	2614.5	545.2	0.0488	492.0	1489.4	1.952	4.946
62	2744.2	541.6	0.0464	502.4	1488.6	1.983	4.926
64	2878.7	537.8	0.0441	513.0	1487.7	2.014	4.905
66	3018.1	534.1	0.0419	523.6	1486.6	2.044	4.884
68	3162.5	530.2	0.0398	534.3	1485.4	2.075	4.863
70	3312.0	526.3	0.0379	545.0	1484.1	2.105	4.842

Fuente: Tillner-Roth, Harms-Watzenberg, and Baehr, *Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak*, DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

Tabla 2.4: Entalpía del líquido subenfriado y el vapor sobrecalentado para el R-717

h (kJ/kg), R-717, NH<sub>3</sub>, Amoniaco

t <sub>sat</sub> (°C)	P (kPa)	t (°C)															
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	3312.0	-21.8	21.9	66.2	110.9	156.2	201.9	248.1	294.9	342.5	391.0	440.6	491.8		1527.4	1565.6	1600.6
65	2947.8	-22.1	21.6	65.9	110.7	155.9	201.6	247.9	294.8	342.4	390.9	440.6	491.9	1508.5	1547.2	1582.3	1615.1
60	2614.5	-22.4	21.3	65.6	110.4	155.7	201.4	247.7	294.6	342.3	390.8	440.6		1528.7	1564.1	1596.8	1627.8
55	2310.3	-22.7	21.1	65.4	110.2	155.4	201.2	247.5	294.5	342.2	390.8	440.6	1510.0	1545.7	1578.5	1609.5	1639.0
50	2033.5	-22.9	20.8	65.2	110.0	155.2	201.0	247.4	294.3	342.1	390.7		1527.2	1560.2	1591.1	1620.5	1648.9
45	1782.3	-23.2	20.6	65.0	109.8	155.1	200.9	247.2	294.2	342.0	390.7	1508.7	1541.8	1572.7	1602.0	1630.2	1657.6
40	1555.3	-23.4	20.4	64.8	109.6	154.9	200.7	247.1	294.1	341.9		1523.4	1554.3	1583.5	1611.6	1638.7	1665.3
35	1350.8	-23.6	20.3	64.6	109.4	154.8	200.6	247.0	294.0	341.8	1504.8	1535.8	1565.0	1592.9	1619.9	1646.2	1672.1
30	1167.4	-23.7	20.1	64.5	109.3	154.6	200.5	246.9	293.9		1517.3	1546.5	1574.3	1601.1	1627.2	1652.8	1678.1
25	1003.5	-23.9	20.0	64.3	109.2	154.5	200.4	246.8	293.9	1498.8	1528.0	1555.6	1582.3	1608.2	1633.6	1658.6	1683.3
20	857.8	-24.0	19.8	64.2	109.1	154.4	200.3	246.7		1509.4	1537.0	1563.5	1589.2	1614.4	1639.1	1663.6	1688.0
15	728.8	-24.1	19.7	64.1	109.0	154.3	200.2	246.6	1490.8	1518.3	1544.7	1570.2	1595.2	1619.7	1644.0	1668.0	1692.0
10	615.3	-24.2	19.6	64.0	108.9	154.2	200.1		1499.7	1525.9	1551.3	1576.0	1600.3	1624.4	1648.2	1671.9	1695.5
5	516.0	-24.3	19.5	63.9	108.8	154.2	200.1	1481.0	1507.2	1532.4	1556.9	1581.0	1604.8	1628.4	1651.8	1675.2	1698.6
0	429.6	-24.4	19.5	63.9	108.7	154.1		1488.4	1513.5	1537.8	1561.7	1585.3	1608.6	1631.8	1654.9	1678.1	1701.2
-5	354.9	-24.4	19.4	63.8	108.7	154.1	1469.5	1494.5	1518.7	1542.4	1565.8	1588.9	1611.9	1634.8	1657.6	1680.5	1703.5
-10	290.8	-24.5	19.4	63.7	108.6		1475.6	1499.7	1523.2	1546.3	1569.2	1592.0	1614.6	1637.3	1659.9	1682.6	1705.4
-15	236.2	-24.6	19.3	63.7	108.6	1456.7	1480.6	1503.9	1526.9	1549.6	1572.1	1594.5	1617.0	1639.4	1661.9	1684.4	1707.0
-20	190.1	-24.6	19.3	63.7		1461.5	1484.7	1507.5	1530.0	1552.3	1574.5	1596.7	1618.9	1641.2	1663.5	1685.9	1708.4
-25	151.5	-24.6	19.2	63.6	1442.4	1465.5	1488.1	1510.4	1532.5	1554.6	1576.5	1598.5	1620.5	1642.6	1664.8	1687.1	1709.6
-30	119.4	-24.7	19.2		1446.3	1468.7	1490.9	1512.8	1534.6	1556.4	1578.2	1600.0	1621.9	1643.9	1666.0	1688.2	1710.5
-35	93.1	-24.7	19.2	1427.0	1449.3	1471.3	1493.1	1514.7	1536.3	1557.9	1579.5	1601.2	1623.0	1644.9	1666.9	1689.0	1711.3
-40	71.7	-24.7		1430.0	1451.8	1473.4	1494.9	1516.3	1537.7	1559.1	1580.6	1602.2	1623.9	1645.7	1667.6	1689.7	1711.9
-45	54.5	-24.7	1410.6	1432.3	1453.8	1475.1	1496.3	1517.6	1538.8	1560.1	1581.5	1603.0	1624.6	1646.3	1668.2	1690.3	1712.5
-50	40.8		1412.8	1434.1	1455.3	1476.4	1497.5	1518.5	1539.7	1560.9	1582.2	1603.6	1625.2	1646.9	1668.7	1690.7	1712.9

Fuente: Tillner-Roth, Harms-Watzenberg, and Baehr, *Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak*, DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

## INSTRUMENTOS

La validez de los instrumentos de evaluación se realizó a través del juicio de los expertos, realizado por tres especialistas conocedores del tema

### Instrumentos de evaluación. Nr.1: Encuesta

Fecha: 13/11/2019

Lugar: Planta pesquera, ubicada en La Libertad

1. Considera que en la Planta pesquera el proceso de refrigeración de productos marinos se realiza con adecuada capacidad y eficiencia?

a) Sí    **b) No (X)**    c) No conozco

2. Usted considera que es necesario incrementar la capacidad de refrigeración de productos en Planta pesquera?

**a) Sí (X)**                      b) No    c) No conozco

Explicar la razón: el actual sistema no enfría a tiempo los productos hidrobiológicos

3. Estima que se debe mantener el mismo gas refrigerante NH<sub>3</sub> (Amoniaco) para el nuevo sistema de congelamiento o se debe cambiar a un gas refrigerante ecológico en Planta ?

**a) Sí(X)**    b) No    c) No conozco

Razón: Permite trabajar a alta presión y se condensa a alta temperatura

4) ¿Alguna vez ha recibido adiestramiento en sistemas de refrigeración por compresión mecánica?    Sí                      **No (X)**

Indicar los temas: Solamente charlas informales, de una hora, sin información escrita

5) Cuáles estima usted que son los parámetros limitantes de la eficiencia y capacidad de refrigeración en la Planta pesquera ?

- ❖ La poca superficie de intercambio de calor
- ❖ Desgaste del compresor frigorífico, y del motor de accionamiento, no hay potencia

6) Ud considera que el sistema actual de mantenimiento preventivo de los equipos de la planta son adecuados?

Sí                      **No (X)**                      c) No conozco

Explicar: Se realiza en la mayoría de los casos mantenimiento correctivo, pues la planta debe operar en modo continuo debido al poco tiempo anual de pesca disponible. Se debe tener un sistema en stand by, para tener más confiabilidad.

**Encuestados:** Jefe del área de mantenimiento de Cámaras frigoríficas. Operador de equipo frigorífico

**Instrumento Nro. 2: Anotaciones de datos de procesos frigoríficos en la empresa pesquera**

<b>Instrumentos de evaluación nr.2: Planta de frío Diamante</b>					
Proceso:	Compresión del gas refrigerante en compresor frigorífico				
Empresa:	Empresa pesquera ubicada en La libertad				
Responsables:	Elvis Rosvel Deza Ventura y Manuel Ediberto Toribio Reyes				
Objetivo	Determinar la presión promedio de gas refrigerante NH <sub>3</sub> a la entrada y a la salida de compresor frigorífico				
Ítem	UM	Presiones entrada y salida del NH <sub>3</sub> del compresor frigorífico		Fecha	Observaciones
		Entrada	Salida		
1	Bar	17.55	4.25	17-Nov	
2	Bar	17.25	4.3	17-Nov	
3	Bar	17.15	4.77	17-Nov	
4	Bar	17.6	4.78	17-Nov	
5	Bar	17.65	4.83	17-Nov	
6	Bar	17.55	4.91	17-Nov	
7	Bar	17.5	4.9	17-Nov	
8	Bar	17.35	4.75	17-Nov	
9	Bar	17.8	4.67	17-Nov	
10	Bar	17.9	4.62	17-Nov	
11	Bar	17.47	4.82	17-Nov	
12	Bar	17.2	4.76	17-Nov	
13	Bar	17.8	4.67	17-Nov	
14	Bar	17.6	4.96	17-Nov	
15	Bar	17.6	4.12	17-Nov	
16	Bar	17.6	4.88	17-Nov	
17	Bar	17.45	4.89	17-Nov	
18	Bar	17.8	4.6	17-Nov	
19	Bar	17.35	4.55	17-Nov	
20	Bar	17.4	4.5	17-Nov	
21	Bar	17.9	4.35	17-Nov	
22	Bar	17.6	4.9	17-Nov	
23	Bar	17.8	4.88	17-Nov	
24	Bar	17.6	4.76	17-Nov	
<b>Parámetros estadísticos descriptivos</b>					
<b>Denominación</b>				<b>Alta presión (Bar)</b>	<b>Baja presión (Bar)</b>
Media aritmética				17.56125	4.684166667
Mediana				17.6	4.76
Moda				17.6	4.9
Rango				(17.15;17.9)	(4.12;4.96)
Varianza, %				4.40%	5.40%
Desviación estándar,%				20.96%	23.23%



### CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)	
	Pertinencia <sup>1</sup>		Relevancia <sup>2</sup>		Claridad <sup>3</sup>			
	Sí	No	Sí	No	Sí	No		
1	X		X		X			
2								
3								
<b>Aspectos Generales</b>					Sí	No		
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario.					X			
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación.					X			
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir.					X			
<b>VALIDEZ</b>								
APLICABLE				X	NO APLICABLE			
<b>APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES</b>								

<sup>1</sup>**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

<sup>2</sup>**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

<sup>3</sup>**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

#### DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres : *Valdeaurán Campos, Edwin Ronald*

Profesión : *Ingeniero Mecánico*

Especialidad : *Circuitos Térmicos*

*Valdeaurán*

**Firma del experto**

*cep: 182677*

## CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)	
	Pertinencia <sup>1</sup>		Relevancia <sup>2</sup>		Claridad <sup>3</sup>			
	Sí	No	Sí	No	Sí	No		
1	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
2								
<b>Aspectos Generales</b>					<b>Sí</b>	<b>No</b>		
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario.					<input checked="" type="checkbox"/>			
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación.					<input checked="" type="checkbox"/>			
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir.					<input checked="" type="checkbox"/>			
<b>VALIDEZ</b>								
APLICABLE				<input checked="" type="checkbox"/>	NO APLICABLE			
<b>APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES</b>								

<sup>1</sup>**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

<sup>2</sup>**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

<sup>3</sup>**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

### DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres : *Peláez Chávez, Víctor Hugo*

Profesión : *Ing. Mecánico*

Especialidad : *Ciencia de los Materiales*

  
 Víctor Hugo Peláez Chávez  
 ING. MECÁNICO  
 R. CIP. N° 197130

**Firma del experto**

## CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia <sup>1</sup>		Relevancia <sup>2</sup>		Claridad <sup>3</sup>		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2							
<b>Aspectos Generales</b>					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario.					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación.					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir.					X		
<b>VALIDEZ</b>							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
<b>APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES</b>							

<sup>1</sup>**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

<sup>2</sup>**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

<sup>3</sup>**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

### DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres : *Bengoa Seminario Juan Carlos*

Profesión : *Ing. Mecánico*

Especialidad : *Magister en Ingeniería de la Energía*

  
**Firma del experto**

Juan C. Bengoa Seminario  
ING. MECANICO  
R. CAP. 121515